

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

UNIVERSITE DE BOUMERDES

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

LABORATOIRE DE MECANIQUE

MEMOIRE DE MAGISTER

SPECIALITE : GENIE MECANIQUE

Présenté par

BOUSHAKI TARIK

Ingénieur d'état en Génie Mécanique

**ETUDE DE L'INFLUENCE DE CERTAINS
PARAMETRES SUR LE PROCESSUS DE
CHANGEMENT DE VITESSES SOUS CHARGE**

Le 28 / 07 / 99

DEVANT LE JURY COMPOSE DE :

MM.

BEZZAZI BOUDJEMA	Maître de conférences	U. Boumèrdes	Président
BOUKHAROUBA TAOUFIK	Maître de conférences	U.S.T.H.B	Directeur
TAMINE TEWFIK	Maître de conférences	U.S.T.O	Examineur
KIRATI TAYEB	Chargé de cours	U. Boumèrdes	Examineur
OUALI NOURDINE	Chargé de cours	U.S.T.H.B	Examineur

N°

REMERCIEMENTS

Ce travail a été effectué au Laboratoire de thermique et combustion de la faculté des sciences de l'ingénieur de l'université de Boumèrdes, sous la direction de Monsieur T. BOUKHAROUBA.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur BOUKHAROUBA Taoufik, maître de conférences à l'Université de Bab Ezzouar et le remercier vivement de m'avoir permis grâce à son aide et son soutien de mener à bien cette étude.

Je remercie Monsieur BEZZAZI Boudjema, maître de conférences à l'Université de Boumerdes d'avoir bien voulu accepter la responsabilité de présider le jury de soutenance et tous les tracas qui accompagnent cette décision.

Ma reconnaissance s'adresse aussi à Monsieur TAMINE Tewfik, maître de conférences à l'Université d'Oran d'avoir accepté d'être membre du jury et d'avoir accepté de lire et de critiquer mon mémoire.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur Kirati Tayeb, chargé de cours à l'Université de Boumerdes pour m'avoir aidé et donné des conseils très utiles et avoir accepté de critiquer mon mémoire.

Je tiens également à remercier Monsieur OUALI Nourdine, chargé de cours à l'Université de Bab Ezzouar, pour avoir accepté de faire partie du jury et avoir accepté de lire et critiquer mon mémoire.

NOMENCLATURE

- A : surface du piston en m^2
 A_p : coefficient dépendant du pneumatique et de la route
 b : largeur travaillante de la roue en m
 C_m : couple moteur sur l'arbre d'entrée en $N.m$
 C_{mN} : couple moteur en $N.m$
 C_r : couple résistant sur l'arbre de sortie en $N.m$
 C_s : couple transmis à l'arbre de sortie en $N.m$
 C_x : coefficient aérodynamique du véhicule
 D : diamètre de l'arbre en m
 E_1 : embrayage du premier rapport de vitesses
 E_2 : embrayage du deuxième rapport de vitesses
 e_{ij} : coefficient de flexibilité de l'élément ij en $rad/N.m$
 F_a : force de résistance de l'air en N
 F_r : force de résistance au roulement du véhicule en N
 f_{r0} : coefficient de résistance au roulement à faible vitesse.
 f_{rAR} : coefficient de résistance au roulement des roues arrières
 f_{rAV} : coefficient de résistance au roulement des roues avants
 F_{RM} : force de résistance de la remorque en N
 G : module d'élasticité de torsion en N/m^2
 I_i : moment d'inertie de l'élément i en $kg.m^2$
 I_m : moment d'inertie du moteur jusqu'aux embrayages en $kg.m^2$
 I_r : moment d'inertie des embrayages jusqu'aux roues en $kg.m^2$
 $K1$: coefficient de surcharge du couple de l'embrayage E_1
 $K2$: coefficient de surcharge du couple de l'embrayage E_2
 krd : coefficient dépendant du matériau et de la forme des dents
 L : longueur de l'arbre en m
 L_1 : énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 en J
 L_2 : énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 en J
 m_1 : rapport du couple résistant au couple moteur durant le premier rapport
 m_2 : rapport du couple résistant au couple moteur durant le deuxième rapport
 M_2 : couple transmis par la roue externe du planétaire en $N.m$
 ME_1 : couple transmis par l'embrayage E_1 en $N.m$
 ME_2 : couple transmis par l'embrayage E_2 en $N.m$
 ME_d : couple dynamique en $N.m$
 ME_{max} : couple maximal que peut transmettre l'embrayage en $N.m$
 ME_{res} : couple résiduel transmis par l'embrayage en $N.m$
 ME_{St} : couple statique maximal transmis par l'embrayage en $N.m$
 M_{ij} : couple appliqué à l'élément ij en $N.m$
 Mtr_{E1} : couple tournant dans l'embrayage E_1 en $N.m$
 Mtr_{E2} : couple tournant dans l'embrayage E_2 en $N.m$

Nomenclature

m_v	: masse du véhicule en Kg
N_f	: nombre de faces des éléments de friction des embrayages,
N_m	: puissance du moteur en W
P	: pression dans l'embrayage en Pa
P_1	: taux d'accroissement du couple de l'embrayage E_1 en N.m/s
P_2	: taux d'accroissement du couple de l'embrayage E_2 en N.m/s
P_{AR}	: charge sur les roues arrières en N
P_{AV}	: charge sur les roues avant en N
P_{FR}	: puissance dissipée par friction en W
P_m	: taux d'accroissement du couple du moteur en N.m/s
R	: rayon de la couronne du planétaire en m
r	: rayon du solaire du planétaire en m
R_1	: premier rapport de vitesses du réducteur
R_{1m}	: rapport des vitesses de l'arbre d'entrée jusqu'aux éléments menants de l'embrayage E_1
R_{1r}	: premier rapport de vitesse de l'arbre moteur jusqu'à l'embrayage E_1 .
R_{1r}	: rapport des vitesses des éléments menés de l'embrayage E_1 jusqu'à l'arbre de sortie.
R_{1r}	: premier rapport de vitesse de l'embrayage E_1 jusqu'à l'arbre de sortie.
R_2	: deuxième rapport de vitesses du réducteur
R_{2m}	: rapport des vitesses de l'arbre d'entrée jusqu'aux éléments menants de l'embrayage E_2
R_{2m}	: deuxième rapport de vitesse de l'arbre moteur jusqu'à l'embrayage E_2 .
R_{2r}	: rapport des vitesses des éléments menés de l'embrayage E_2 jusqu'à l'arbre de sortie
R_{2r}	: deuxième rapport de vitesse de l'embrayage E_2 jusqu'à l'arbre de sortie
R_{Bi}	: différents rapports de la boîte de vitesse
r_d	: rayon dynamique des roues motrices en m
R_L	: rapport du démultiplicateur latéral
r_m	: rayon moyen des éléments de friction des embrayages en m
R_p	: rapport du démultiplicateur principal
R_T	: rapport de la transmission des embrayages aux roues
S	: glissement des roues du véhicule
S_v	: surface de front du véhicule en m^2
V	: la vitesse de déplacement du véhicule en m/s
V_a	: vitesse de l'air par rapport au véhicule en m/s
Z_C	: nombre de dents de la couronne du planétaire
Z_S	: nombre de dents du solaire du planétaire

Lettres grecs

ρ	: masse volumique en (kg/m^3)
α	: angle de pression en degré
ξ	: masse volumique de l'air en Kg/m^3
τ	: constante de l'appareil
μ	: coefficient de frottement des éléments de friction des embrayages
ΔN_{tr}	: puissance tournante en W
Δt_{opt}	: durée de recouvrement optimal en s
γ_v	: accélération du véhicule en m/s^2

Nomenclature

- β_{ij} : coefficient d'amortissement de l'élément ij en N.m.s/rad
 ΔL_{E1} : énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 en J
 ΔL_{E2} : énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 en J
 Δt_{sur} : durée du surplus de recouvrement en s
 Δt_{syn} : durée de synchronisation en s
 $\Delta \omega$: différence de vitesses entre celle des éléments de friction menants et menés en rad/s
 ω_i : vitesse de rotation de l'élément i en rad/s
 ω_m : vitesse de rotation de l'arbre moteur en rad/s
 ω_{mN} : vitesse de rotation du moteur à sa puissance maximale en rad/s
 ω_r : vitesse de rotation de l'arbre récepteur en rad/s
 γ_1 : rapport des inerties avec premier rapport des vitesses enclenché
 γ_2 : rapport des inerties avec deuxième rapport des vitesses enclenché

SOMMAIRE

INTRODUCTION	1
CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	4
I.1- Réducteur planétaire à changement de rapport sous charge	4
I.2- Changement de rapport de vitesse sous charge	8
I.3- Système de contrôle de transmission pour la construction de machines	16
I.4- Théorie de contrôle moderne appliqué à une boîte de vitesses automatique TOYOTA	19
CHAPITRE II : METHODE DE RESOLUTION	22
II.1 - Présentation du problème	22
II.2 - Modèle dynamique	23
II.3 - Equations mathématiques	25
II.4 - Expression du couple moteur	28
II.5 - Expression du couple résistant	29
II.6 - Expression du couple transmis par l'embrayage	31
II.7 - Calcul de l'énergie dissipée par friction	32
II.8 - Calcul du couple tournant	33
II.9 - Méthode de résolution	34

II.10- Application	37
II.10.1- Rapports de transmission du réducteur	39
II.10.2- Calcul des moments d'inertie	40
II.10.3- Détermination des coefficients de flexibilité et des coefficients d'amortissement	41
CHAPITRE III : CHANGEMENT DE RAPPORTS DE VITESSES SOUS CHARGE.....	44
III.1- Passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur	44
III.1.1- Vérification du modèle dans le cas recouvrement optimal	44
III.1.2- Changement de rapport de vitesses avec recouvrement optimal	46
a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe	46
b)- Influence des moments d'inertie	47
c)- Couple moteur variable	48
d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables	50
e)- Conclusion sur le recouvrement optimal	51
III.1.3- Changement de rapport de vitesses avec surplus de recouvrement	52
a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe avec couple résistant constant	52
b)- Couple résistant variable	53
c)- Couple moteur variable	54
d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables	56
e)- Influence des moments d'inertie	56
f)- Conclusion sur le surplus de recouvrement	57

III.1.4- Changement de rapport de vitesses avec sous recouvrement	58
a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe avec couple résistant constant	58
b)- couple résistant variable	59
c)- Taux de croissance des couples des embrayages variables	60
d)- Couple moteur variable	61
e)- Influence des moments d'inertie	62
f)- Conclusion sur le surplus de recouvrement	63
III.1.5- Conclusion sur le passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur	63
III.2- Passage du rapport de vitesses supérieur au rapport inférieur	65
III.2.1- Changement de rapport de vitesses avec interruption optimale	65
a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe	65
b)- Influence des moments d'inertie	67
c)- Couple moteur variable	67
d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables	69
e)- Conclusion sur l'interruption optimale	70
III.2.2- Changement de rapport de vitesses avec recouvrement	70
a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe	71
b)- Influence des moments d'inertie	72
c)- Couple moteur variable	73
d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables	74
e)- Conclusion sur le processus avec recouvrement	75

CONCLUSION	76
BIBLIOGRAPHIE	78
ANNEXE A1 : Rapports de Transmission d'un train epicycloïdal	81

INTRODUCTION GENERALE

Lors du changement de rapport de vitesses au niveau d'une boîte de vitesses classique, il y'a interruption dans la transmission du couple moteur, le couple résistant freine le véhicule important (par exemple en travail de labourage). Le couple moteur nécessaire pour le redémarrage peut être de valeur, trois fois supérieure à celle du régime normal. Cet inconvénient majeur fatigue le conducteur, use le moteur et accroît sensiblement la consommation de carburant. Les boîtes de vitesses automatiques à changement de rapport sous charge (Power Shift), sans interruption de la transmission de puissance permettent de palier à cet inconvénient. Ce type de boîte a fait son apparition au milieu des années cinquante.

Généralement pour les boîtes de vitesses à changement de rapport sous charge, les constructeurs utilisent les trains d'engrenages simples ou épicycloïdaux disposants d'une commande hydraulique (partielle ou totale). Le système hydraulique commande des embrayages à friction et permet le changement de rapport de vitesses sans interruption de la transmission de puissance. L'utilisation par certains constructeurs John Deere, Ford, Deutz et Fiat de telles solutions technologiques est due aux avantages que ce type de boîtes de vitesses offrent, on cite à titre d'exemple :

1. un temps plus court dans les changements de rapports de vitesses, du aux éléments à friction, en moyenne ce temps est réduit à 0,30 secondes (au lieu d'environ deux secondes pour une commande manuelle),
2. la possibilité d'automatiser entièrement ou partiellement les changements de rapport de vitesses,
3. une masse réduite de la boîte,
4. une durée de vie plus longue des roues dentées et des paliers,
5. un rendement mécanique élevé de la transmission de puissance.

Néanmoins ce genre de boîtes de vitesses présentent certains inconvénients :

1. fabrication coûteuse, les planétaires doivent avoir des jeux réduits,
2. limitation des rapports de réduction. En pratique il est impossible d'obtenir pour un train simple un rapport variant entre 1.66 et 2.5, il faut souvent recourir à des trains planétaires composés,
3. entretien difficile, à cause de l'usure prononcée des éléments à friction, qui nécessite un réglage des jeux et souvent leur changement.

Ces inconvénients font que le prix de revient des boîtes de vitesses automatiques à trains planétaires est assez élevé relativement par rapport aux boîtes classiques. Cependant leur utilisation amorti les surcoûts assez rapidement. De plus, l'analyse du processus de changement des rapports de vitesses montre que suivant les cas, ce passage peut s'effectuer avec une surcharge dynamique importante due au couple tournant, des chocs mécaniques important dus à des chutes brutales des couples transmis par les embrayages et enfin une énergie dissipée par friction élevée à cause d'une mauvaise procédure d'enclenchement et de déclenchement des embrayages.

Dans ce contexte, il m'a été proposé pour mon travail de magister d'analyser l'influence sur une boîte de vitesses planétaire :

- du couple moteur,
- du couple résistant,
- les temps d'enclenchements et de déclenchements,
- les taux de croissance des couples d'embrayage,
- les vitesses de rotation à l'entrée et à la sortie de la boîte,
- les inerties en amont et en aval des embrayages.

Cette présente étude est basée sur une analyse faite à partir d'un modèle dynamique et une résolution numérique des formulations mathématiques existantes. Pour être dans les conditions quasi réelles du fonctionnement de la boîte, on a fait les hypothèses suivantes :

- le couple maximal transmis par chaque élément à friction est donné par:

$$ME_{\max} = K \cdot ME_{St}$$

avec :

ME_{St} : couple statique maximal transmis par l'élément à friction,
 K : coefficient de surcharge de surcharge de l'embrayage,

- les frottements des éléments mécaniques sont considérés comme visqueux.

Les résultats obtenus au cours de notre étude ont montré qu'on peut réduire les surcharges dynamiques, les chocs mécaniques et l'énergie dissipée par friction par le choix d'une synchronisation adéquate, des temps d'enclenchement et de déclenchement des embrayages. Ceci passe par le choix de certaines valeurs pour les taux de croissance des couples des embrayages, en agissant sur le couple moteur.

Tous ces résultats sont présentés dans ce rapport qui comporte quatre parties :

1. le premier chapitre est consacré à une étude bibliographique dont laquelle on a recensé les différents travaux relatifs à ce thème,
2. le second chapitre concerne la méthode de résolution qui comporte les formulations mathématiques, la méthode de résolution et présente des exemples d'applications,
3. le troisième chapitre regroupe les différents résultats obtenus avec leur discussion,
4. on termine avec une conclusion générale.

CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

INTRODUCTION

L'étude bibliographique concernant le processus de changement de rapport de vitesse sous charge montre que plusieurs travaux relatifs à ce thème ont été entrepris. Dans ce qui suit, on abordera quelques uns de ces travaux tels ceux de Gorny [1], Dornfeld [5], Dajniak [6], Kusaka et Kura [7].

L1- Réducteur planétaire à changement de rapport sous charge

Gorny [1 à 4] au cours de son étude réalisée sur un réducteur planétaire d'une boîte de vitesses semi-automatique avec un changement de rapport de charge a formulé les hypothèses suivantes :

- le couple moteur constant durant tout le processus,
- la vitesse de rotation de l'arbre de sortie reste constante,
- les effets dus à l'élasticité des matériaux sont négligeables,
- les frottements sont négligés,
- le couple maximal ME_{max} transmis par l'embrayage est égal à :

$$ME_{max} = K \cdot ME_{St}$$

avec :

- K : coefficient de surcharge du couple de l'embrayage,
- ME_{St} : couple statique maximal transmis par l'embrayage

Le modèle (figure I.1) basé sur de telles hypothèses permet de simplifier considérablement l'étude et la formulation mathématique donne un système d'équations dont la résolution est analytique.

Cette étude montre qu'il y'a deux cas à considérer, le premier cas concerne le passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur et le second cas concerne le passage du rapport de vitesses supérieur au rapport inférieur.

En pratique le passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur se fait lorsque l'on veut accroître la vitesse de déplacement du véhicule, on évite ainsi d'emballer le moteur.

La réalisation de changement de rapport de vitesses sans interruption dans la transmission de puissance vers les roues motrices du véhicule est obtenue par la commande des embrayages relatifs à chaque rapport de vitesses (figure I.1), l'embrayage E_2 actionne le rapport supérieur et l'embrayage E_1 actionne le rapport inférieur. Pendant que l'embrayage E_1 maintient enclenché le rapport de vitesse inférieur on enclenche l'embrayage E_2 du rapport supérieur, après un certain temps on déclenche l'embrayage E_1 .

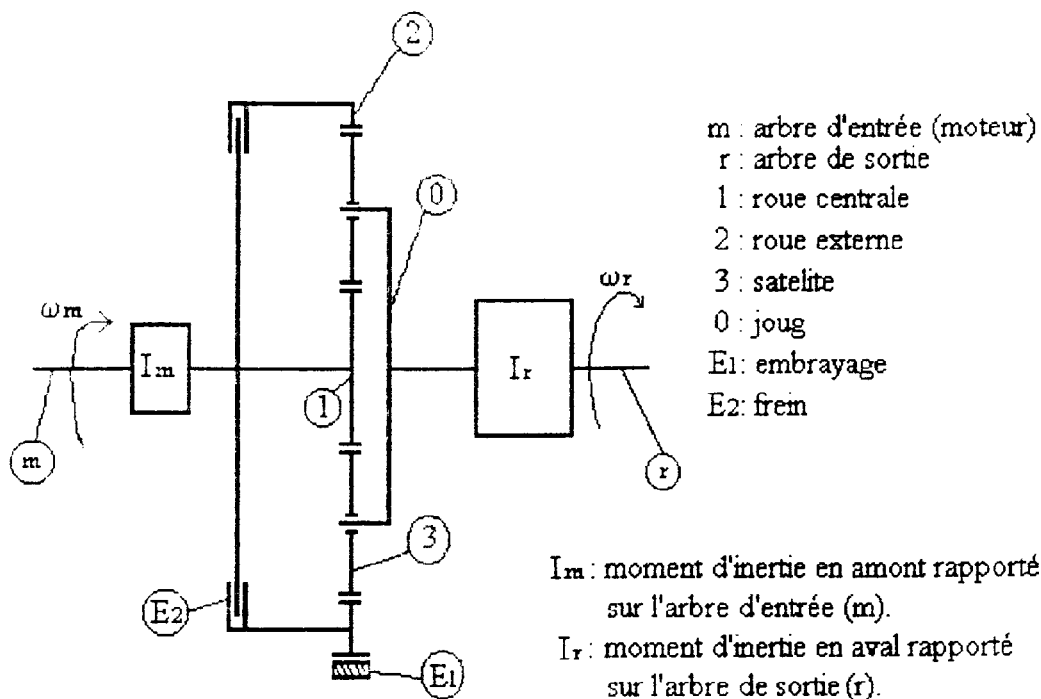


Figure I1 : Schéma d'un réducteur planétaire à deux rapports de vitesse [4].

La figure (I.2) montre l'évolution des couples transmis par les embrayages et la variation des vitesses de rotation des arbres d'entrée et de sortie durant le processus.

Au fur et à mesure de l'enclenchement de l'embrayage E_2 du rapport supérieur, le couple transmis par cet embrayage augmente, en même temps l'embrayage E_1 du rapport inférieur est déchargé et le couple transmis par celui-ci diminue jusqu'à s'annuler et même changer de sens s'il n'est pas déclenché. Il résulte que l'embrayage E_1 du rapport inférieur doit être déclenché lorsque le couple transmis par celui-ci s'annule, dans le cas contraire apparaît un couple tournant qui surcharge le moteur et augmente l'énergie de friction dissipée dans les éléments des embrayages.

En outre, si le passage du rapport de vitesse supérieur au rapport inférieur se fait lorsque le couple moteur au niveau des roues du véhicule devient inférieur au couple résistant, ce qui a tendance à freiner le véhicule, on doit alors passer au rapport de vitesse inférieur. Cette opération est réalisée en déclenchant l'embrayage E_2 du rapport de vitesse supérieur pendant un certain temps durant lequel la transmission du couple moteur vers les roues du véhicule est complètement interrompue, ensuite on enclenche l'embrayage E_1 du rapport inférieur.

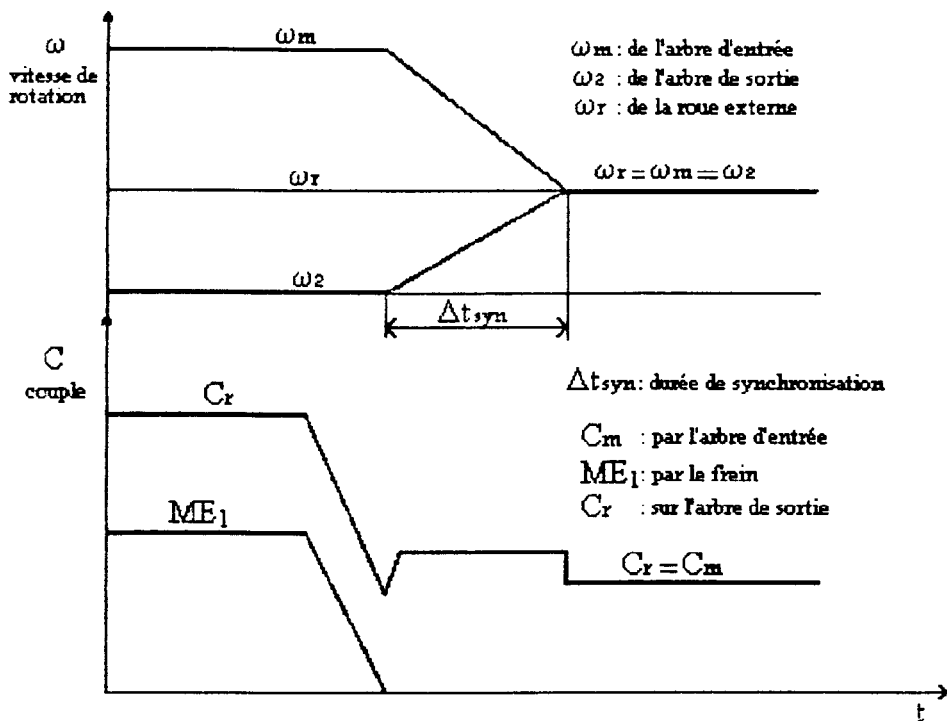


Figure I.2 : variation des vitesses de rotation et des couples durant l'évolution du processus de passage du rapport de vitesse inférieur au rapport supérieur [4].

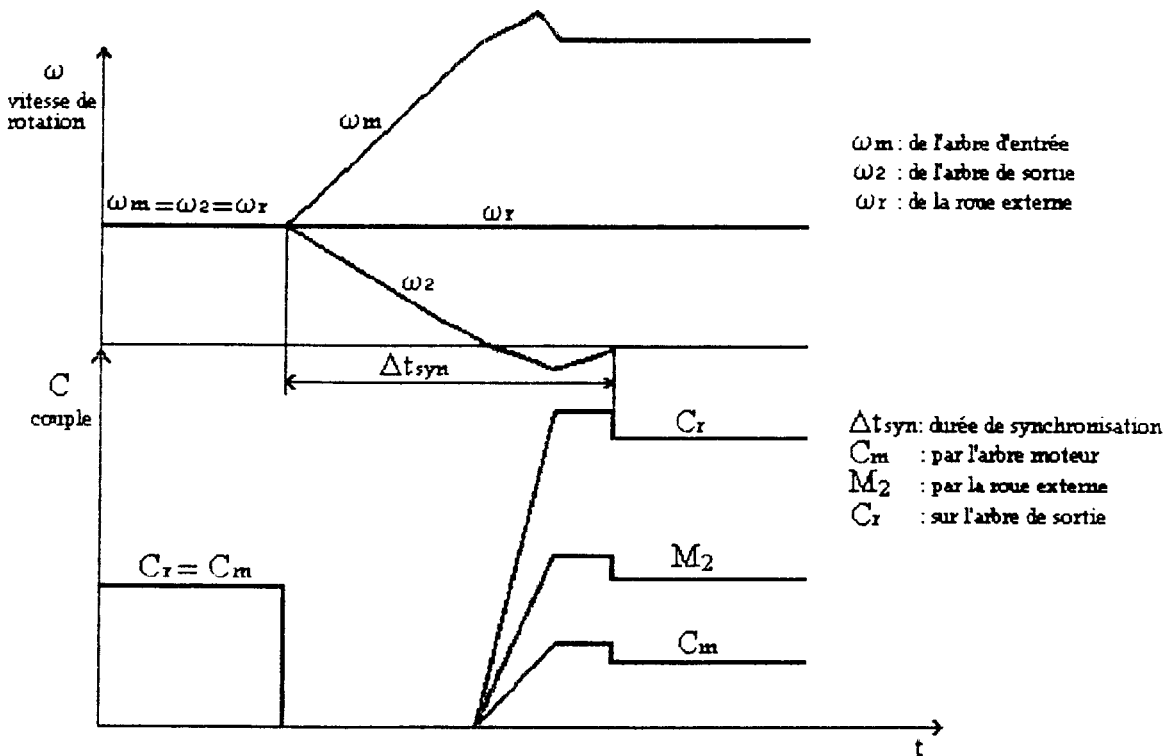


Figure I.3 : variations des vitesses de rotation et des couples durant le processus de passage du rapport supérieur au rapport inférieur [3].

La figure (I.3) montre l'évolution des couples transmis par les embrayages et la variation des vitesses de rotation des arbres d'entrées et de sortie durant le processus. Durant l'interruption de la puissance, la vitesse de rotation des éléments menants de l'embrayage E_1 du rapport inférieur augmente progressivement jusqu'à atteindre la vitesse de rotation des éléments menés de cet embrayage et même la dépasser si cet embrayage n'est pas enclenché. L'embrayage E_1 doit être enclenché lorsque la vitesse des éléments menants devienne égale à celle des éléments menés pour éviter la dissipation d'une énergie de friction qui deviendrait nécessaire pour égaliser les vitesses de ces éléments.

L'étude de Gorny [1] à [4] a permis de préciser les conditions pour lesquelles on a un travail superflu des éléments de friction des embrayages et les causes des surcharges dynamiques du moteur. Cette étude a montré, aussi comment obtenir les changements de rapport de vitesse dans les conditions optimales. Cependant, les hypothèses posées par Gorny [1] sont très restrictives, quant au domaine d'application et les équations mathématiques obtenues font abstraction des variations de plusieurs facteurs, le couple moteur, le couple résistant, les inerties, etc. Une commande d'enclenchement et de déclenchement automatique basée sur de telles équations s'avère largement insuffisante.

Pour palier à cet inconvénient l'auteur [4] a préconisé une solution technologique qui consiste en l'utilisation d'une roue libre liée à un des éléments des embrayages, cette solution est assez satisfaisante mais elle est limitée par son adaptation, à titre d'exemple :

- l'impossibilité d'utiliser le frein moteur sauf si on introduit en plus un système de freinage de la roue,
- prix de revient élevé.

L2 - Changement de rapport de vitesse sous charge

L'étude de Dajniak [6] est faite sur un système limité à deux rapports de vitesses successifs dans une boîte de vitesses automatique. L'auteur a abordé le problème en posant les hypothèses suivantes :

- le couple moteur varie linéairement avec la vitesse de rotation du moteur,
- les effets dus à l'élasticité des matériaux sont négligés,
- les frottements sont négligés,
- le couple maximal ME_{max} que peut transmettre un embrayage est égal à :

$$ME_{max} = K \cdot ME_{St} \quad (I.1)$$

avec :

- K : coefficient de surcharge associé au couple,
- ME_{St} : couple statique appliqué à un élément à friction.

Le modèle ainsi posé sur la figure (I.4) permet d'établir des équations dont la résolution est analytique. L'auteur au cours de son étude considère que la vitesse de rotation de l'arbre de sortie n'est plus constante et le couple moteur est supposé varier linéairement avec la vitesse de rotation du moteur, c'est pratiquement le cas du moteur Diesel travaillant dans sa partie régulée. Comme dans l'étude précédente, on distingue deux cas, le premier est relatif au passage du rapport inférieur au rapport supérieur et le second est relatif au passage du rapport supérieur au rapport inférieur.

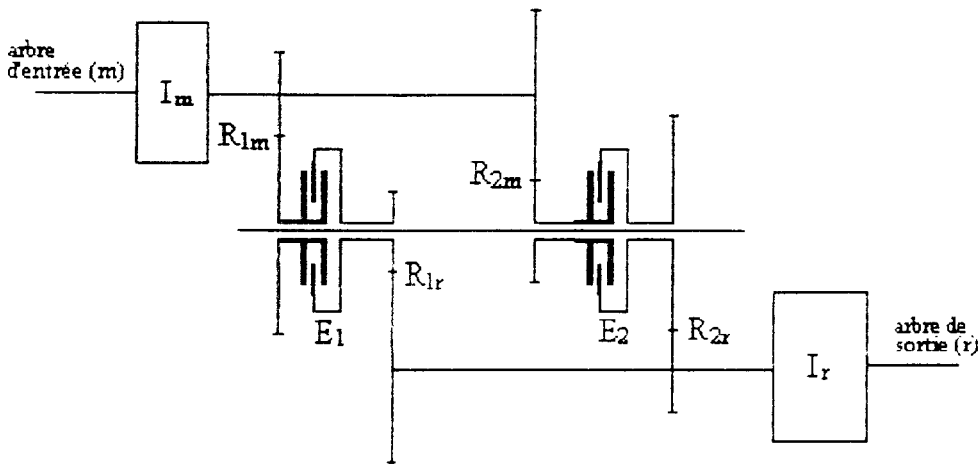


Figure I.4 : schéma du système de deux rapports successifs d'une boîte de vitesse automatique [6].

I.2.1- Passage du rapport inférieur au rapport supérieur

Dans un premier temps, l'auteur a étudié le passage du rapport inférieur au rapport supérieur, on supprimant l'hypothèse selon laquelle la vitesse de rotation de l'arbre de sortie est constante, ceci permet d'analyser plus en détail l'évolution du processus. On distingue principalement deux cas intéressants :

I.2.1.1- Changement de rapport avec travail de recouvrement optimal

L'embrayage E_1 du rapport inférieur est déclenché juste au moment où le couple transmis par celui-ci devient nul (figure I.4), on évite ainsi l'apparition du couple tournant et la surcharge du moteur. L'évolution du processus peut être divisée en trois phases représentées dans la figure (I.5).

Au cours de cette phase le couple résistant étant supposé constant, on peut considérer aussi que les vitesses de rotations des arbres d'entrée et de sortie sont constantes. La durée de cette phase est donnée par :

$$\Delta t_{opt} = C_r / (R_{2r} \cdot P_2) \tag{I.2}$$

et le travail de friction de l'embrayage E_2 est donné par :

$$L_{2a} = \frac{\omega_m \cdot C_r^2}{2} \frac{1}{R_{2r} \cdot P_2} \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right) \tag{I.3}$$

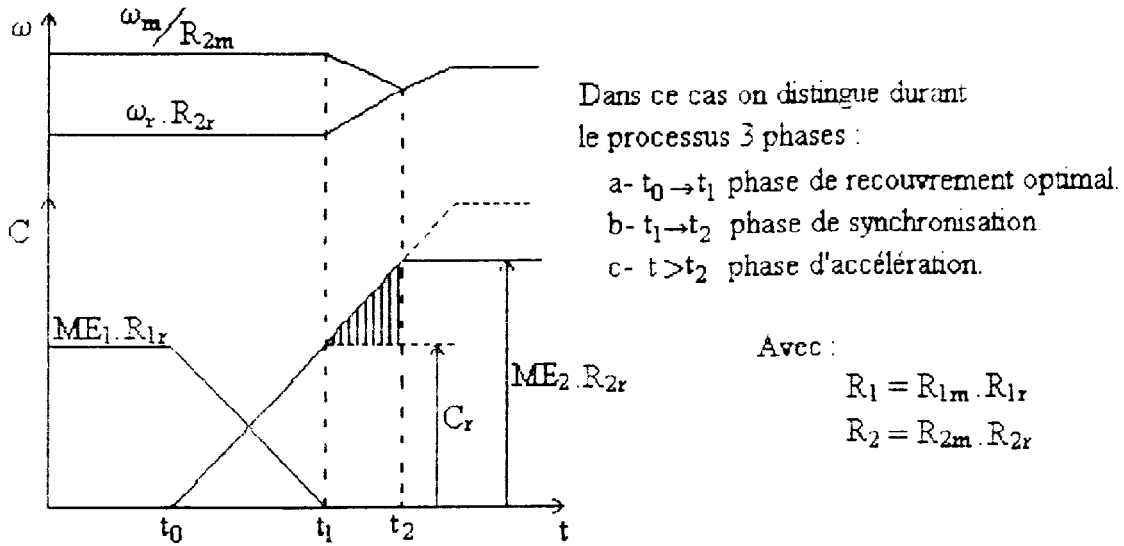


Figure L5 : Variation des vitesses de rotation et des couples durant l'évolution du processus de passage du rapport de vitesse inférieur au rapport supérieur dans le cas du recouvrement optimal [6].

La seconde phase, est appelée phase de synchronisation. L'embrayage E_1 du rapport inférieur est totalement débrayé, le couple transmis par l'embrayage E_2 continue à croître jusqu'à atteindre sa valeur maximale qui est :

$$ME_{2max} = K_2 \cdot C_{mN} \cdot R_{2m} \tag{I.4}$$

Cette phase se termine lorsque le glissement de l'embrayage E_2 s'arrête, la durée de cette phase est donnée par :

$$\Delta t_{syn} = \sqrt{\left(\frac{C_r}{P_2 \cdot R_{2r}}\right)^2 + \frac{\Delta\omega_2}{\frac{P_2 \cdot R_{2r}^2}{2 \cdot I_r} + \frac{(P_2 - P_m \cdot R_{2m})}{2 \cdot I_m \cdot R_{2m}^2}}} - \frac{C_r}{P_2 \cdot R_{2r}} \tag{I.5}$$

L'énergie de friction dissipée par l'embrayage E_2 durant cette phase est égale à :

$$L_{2b} = \frac{A}{6} \cdot \frac{t_2^3 - t_1^3}{t_2 - t_1} \cdot \left[\frac{P_2}{2} \cdot (t_2 + t_1) + \frac{C_r}{R_{2r}} \right] \tag{I.6}$$

avec
$$A = \frac{P_m \cdot P_2}{R_{2m}^2 \cdot I_m} - \frac{P_2 \cdot R_{2r}}{I_r}$$

et :

- t_1 : instant de début de la synchronisation.
- t_2 : instant de fin de synchronisation.

Par contre la phase correspondant à l'accélération du véhicule n'est pas prise en considération, parce qu'elle ne rentre pas dans le processus de changement de vitesse.

I.2.1.2- Changement de rapport avec surplus de recouvrement

Le recouvrement de l'embrayage E_1 du rapport inférieur dépasse la durée optimale fixée ultérieurement (équation I.2), il y'a alors apparition d'une puissance tournante dans le système telle que représentée dans la figure (I.6) . Cette puissance tournante peut être calculée par l'expression :

$$\Delta N_{tr} = (ME_2 \cdot R_{2r} - C_r) \cdot \omega_r \tag{I.7}$$

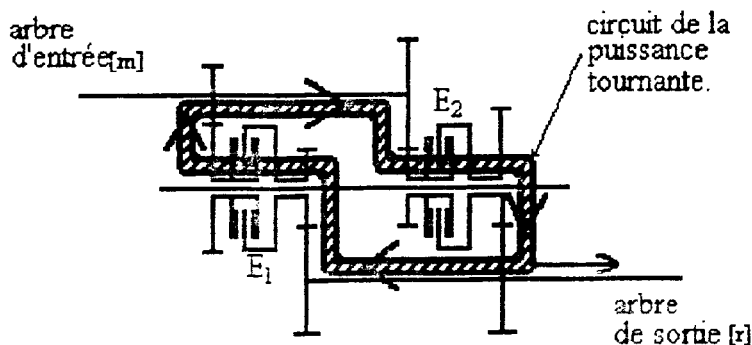


Figure L6 : représentation de la puissance tournante dans le système.

Comme le montre la figure (I.7), l'évolution de ce processus peut être divisée en quatre phases :

1) première phase est identifiée par le recouvrement optimal. Identique à la première phase du cas précédent sauf qu'à la fin de celle-ci l'embrayage E_1 du rapport supérieur n'est pas déclenché. Les mêmes équations (I.1) et (I.2) servent pour le calcul de la durée de cette phase et de l'énergie dissipée par friction.

2) la deuxième phase permet d'avoir le surplus de recouvrement. L'embrayage E_2 du rapport supérieur transmet un couple à l'arbre de sortie supérieur au couple résistant, ceci devrait provoquer l'accélération de cet arbre, mais l'embrayage E_1 du rapport inférieur toujours enclenché s'oppose à cette accélération, alors ce surplus de couple va tourner dans le circuit constitué par les deux embrayages comme représenté sur la figure (I.6). Cette étape débute à l'instant t_1 (fin de la phase de durée optimale) et se termine à l'instant t_2 pour lequel l'embrayage E_1 sera déclenché. La durée de cette phase s'exprime donc par :

$$\Delta t_{sur} = t_2 - t_1 \quad (I.8)$$

L'énergie de friction dissipée par l'embrayage E_2 est donnée par :

$$L_{2b} = \frac{\omega_m}{R_{2m}} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_1}\right) \cdot \left[\frac{P_2}{2} \cdot (t_1^2 - t_1'^2) + K_2 \cdot C_{mN} \cdot R_{2m} \cdot (t_2 - t_1') \right] \quad (I.9)$$

avec :

t_1' : l'instant où l'embrayage E_2 atteint sa valeur maximale.

3) la troisième phase est la synchronisation. Elle commence à l'instant où l'embrayage E_1 est déclenché et se termine lorsque le glissement de l'embrayage E_2 du rapport supérieur s'arrête. En suppose dans cette phase que le couple moteur est constant et égal au couple nominal et le couple transmis par l'embrayage E_2 atteint sa valeur maximale, ceci permet de dégager les expressions qui permettant de calculer la durée de cette phase et l'énergie de friction dissipée dans l'embrayage E_2 donnés respectivement par :

$$\Delta t_{syn} = t_3 - t_2 = \frac{\omega_m \cdot I_m}{C_{mN} \cdot P_m} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_1}\right) \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{P_m} \cdot \left(1 + \frac{m_2}{\gamma_2}\right)} \quad (I.10)$$

avec $m_2 = \frac{C_r}{C_{mN} \cdot R_2}$ et $\gamma_2 = \frac{I_r}{I_m \cdot R_2^2}$

et :

$$L_{2c} = \frac{I_m \cdot \omega_m^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{P_m} \cdot \left(1 + \frac{m_2}{\gamma_2}\right)} \quad (I.11)$$

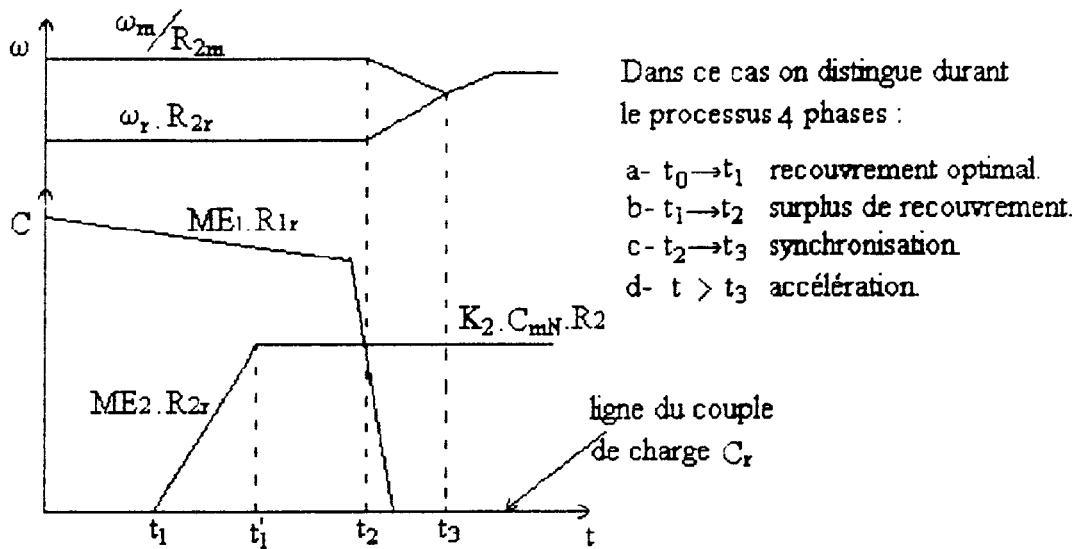


Figure L7 : Variation des vitesses de rotation et des couples durant l'évolution du processus de passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur dans le cas du surplus de recouvrement [6].

1.2.2- Passage du rapport supérieur au rapport inférieur

L'embrayage E_2 du rapport supérieur est déclenché, la transmission de puissance vers les roues du véhicule est interrompue, la vitesse de rotation des éléments menants de l'embrayage E_1 diminue jusqu'à atteindre celle des éléments menés, à cet instant l'embrayage E_1 doit être enclenché. Cette durée d'interruption correspond à la durée optimale d'interruption de puissance.

Si l'embrayage E_1 est enclenché avant l'instant optimal, on aura glissement des éléments pendant la réduction de leur vitesse relative. Les éléments menés tournent plus vite que les éléments menants, le couple de friction est donc transmis de l'arbre de sortie vers l'arbre d'entrée (moteur), un tel processus est assez brusque.

Par contre si l'embrayage E_1 est enclenché après l'instant optimal, la vitesse du véhicule va diminuer en dessous de la valeur voulue. L'accélération qu'on doit effectuer pour faire remonter la vitesse du véhicule nécessite un grand travail de friction. Il est intéressant d'étudier dans ce cas le changement de rapport avec recouvrement.

Si on se place dans le cas du changement de rapport avec recouvrement, alors ce recouvrement provoque une diminution de l'interruption et une diminution supplémentaire de la vitesse du véhicule. Il faut déterminer cette interruption de puissance de façon à ce que la vitesse du véhicule ne descende pas en dessous de la valeur correspondante au rapport cinématique inférieur R_1 . Le processus peut être divisé en quatre phases :

1)- L'embrayage E_1 est en glissement. : Cette phase correspond à l'enclenchement de l'embrayage E_1 sans que l'embrayage E_2 soit déclenché. Le couple de friction de l'embrayage E_1 va croître jusqu'à atteindre sa valeur maximale. Les éléments menés tournent plus vite que les éléments menants mais dans le même sens, alors l'embrayage E_1 travaille en glissement et réagit sur l'arbre d'entrée dans le sens de sa rotation. L'embrayage E_1 transmet donc la puissance de l'arbre de sortie vers l'arbre d'entrée, l'embrayage E_2 travaille sans glissement et transmet la puissance de l'arbre d'entrée vers l'arbre de sortie.

La puissance tournante résulte du couple de friction de l'embrayage E_1 , de ce fait l'embrayage E_2 est chargé par le couple résistant C_r et par le couple de la puissance tournante. Cette surcharge est transmise par l'embrayage E_2 jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur maximale qu'il peut transmettre, alors l'embrayage E_2 se met à glisser.

A l'instant d'interruption optimale les couples ME_2 et C_m atteignent leur valeurs maximales, leur accroissement dépend de l'embrayage E_1 puisque l'embrayage E_2 jusqu'à la rupture de l'adhérence ne glisse pas. L'instant t_1 de l'interruption optimale est donné par l'expression :

$$t_1 = \frac{\alpha - m_2}{\lambda + q_m} \cdot t_N$$

$$\text{avec } \alpha = \frac{M_2(0)}{C_{mN} \cdot R_{2m}}, \quad m_2 = \frac{C_r}{C_{mN} \cdot R_2} \quad (I.12)$$

$$\text{et } \lambda = \frac{P_2}{P_1}, \quad q_m = \frac{R_{1r}}{R_{2r}} \quad \text{et} \quad t_N = \frac{C_{mN} \cdot R_{2r}}{P_1}$$

Dans cette phase le travail de friction, seul l'embrayage E_1 glisse est l'énergie de friction dissipée L_{1a} est donnée par :

$$L_{1a} = \frac{P_1 \cdot t_1^2 \cdot \omega_{m(0)}}{2 \cdot R_{1r}} \cdot \left(\frac{R_1}{R_2} - 1 \right) \quad (I.13)$$

dans les équations (I.12) et (I.13) l'indice i entre parenthèses correspond à la valeur de la grandeur considérée à l'instant $t = t_i$.

2)- Au début de cette phase, commence le glissement de l'embrayage E_2 . Ce glissement dure jusqu'à l'égalisation des vitesses des éléments de l'embrayage E_1 à l'instant

t_2 . Après la rupture de l'adhérence de l'embrayage E_2 , la liaison cinématique entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie est rompue. L'arbre d'entrée (moteur) est accéléré alors que l'arbre de sortie est freiné jusqu'à ce que leur vitesses s'égalisent à la fin du processus. Le sens d'action des couples est le même que dans la première phase, après la rupture, ME_2 décroît brusquement alors que ME_1 augmente. La condition de fin de synchronisation est donnée par :

$$\frac{\omega_m}{R_{1m}} = \omega_r \cdot R_{1r} \quad (I.14)$$

et la durée de cette phase peut être obtenue par :

$$\Delta t_{syn} = \frac{\omega_m \cdot I_m \cdot \left(\frac{R_1}{R_2} - 1 \right)}{P_1 \cdot C_{mN} \cdot T_2} \quad (I.15)$$

$$\text{avec } T_2 = 1 + \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{P_1} \cdot \frac{m_2}{\gamma_1} - \frac{P_2}{P_m \cdot P_1} \cdot \left(1 + \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{1}{\gamma_2} \right)$$

Le travail de friction des embrayages dans cette phase peut être calculé par :

$$L_{1b} = M_{E1} \cdot \Delta\omega_{1moy} \cdot \Delta t_{syn} = I_m \cdot \frac{\omega_{m(1)}^2}{2} \cdot \frac{\frac{R_1}{R_2} - 1}{T_2} \quad (I.16)$$

$$L_{2b} = M_{E2} \cdot \Delta\omega_{2moy} \cdot \Delta t_{syn} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{\omega_{m(1)} \cdot \omega_{m(2)}}{2} \cdot I_m \cdot \frac{\left(\frac{R_1}{R_2} - 1 \right)^2}{\frac{R_1}{R_2} \cdot T_2} \quad (I.17)$$

3)- Au début de cette phase commence la fin de la synchronisation de l'embrayage E_1 . L'embrayage E_1 est alors totalement embrayé et il ne glisse plus. Cette phase complète les deux autres et dure jusqu'à la fin du recouvrement qui correspond t_3 . L'instant t_3 est défini par le mécanisme, la durée de cette phase ne doit pas être assez longue. Si la fin de synchronisation a lieu simultanément avec la fin du recouvrement, on aurait pour un court instant une interruption dans la transmission de puissance.

Les travaux de Dajniak [6] ont permis d'analyser en détail le processus de changement de rapport de vitesses sous charge et a fait apparaître les travaux superflus de friction des embrayages ainsi que les problèmes de la surcharge du moteur. Les équations

obtenues permettent d'établir un système de commande de façon à réduire les travaux de friction des embrayages et la surcharge dynamique, mais les hypothèses posées par Dajniak [6] limitent considérablement les possibilités d'adaptation du système comme par exemple dans le cas du démarrage, le moteur Diesel travaille dans sa partie non régulée ou bien par exemple l'impossibilité de déterminer la durée de la phase du surplus de recouvrement.

L3 - Système de contrôle de transmission pour la construction de machines

Au cours de leurs travaux Kohei Kusaka et Yasunori Ohkura [7] se sont intéressés au changement de rapport de vitesse sous charge dans le but principal de réduire les chocs mécaniques et d'améliorer le confort du conducteur durant l'opération du changement de rapport de vitesses. Les hypothèses posées sont les suivantes :

- le couple résistant reste constant,
- la vitesse de rotation de l'arbre de sortie reste constante,
- les effets dus à l'élasticité des matériaux sont négligés,
- les frottements sont négligés,
- le couple maximal ME_{max} que peut transmettre un embrayage est égal à :

$$ME_{max} = K \cdot ME_{St}$$

avec :

- K : coefficient de surcharge du couple,
- ME_{St} : couple statique appliqué à un élément à friction.

A partir de ces hypothèses, les auteurs [7] ont établi un modèle mathématique représenté par la figure (I.8).

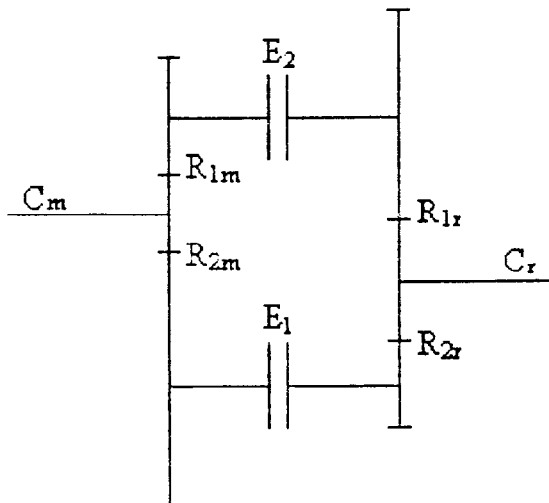


Figure I.8 : Modèle du système automatique de deux rapports successifs [7].

Dans une transmission avec un système de commande conventionnel, lors du changement de rapport de vitesse (figure I.9), on rencontre les problèmes suivants :

- l'interruption brusque de la transmission provoque momentanément un inconfort initial,
- la durée de l'interruption provoque une décélération du véhicule,
- le choc dû à l'enclenchement de l'embrayage provoque un autre inconfort,
- l'accroissement du couple transmis du début jusqu'à l'enclenchement total de l'embrayage provoque un inconfort continu mais de courte durée.

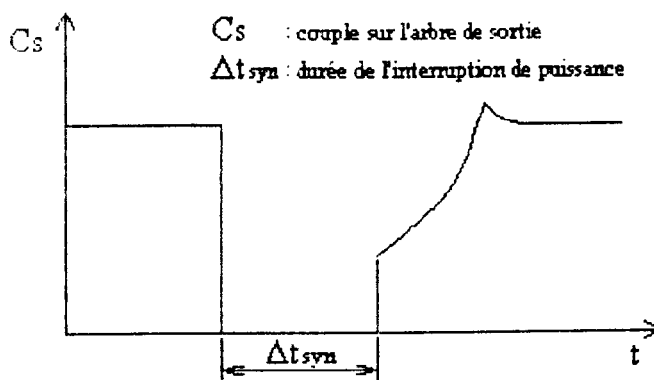


Figure I.9 : Variation du couple sur l'arbre de sortie avec une commande classique [7].

Les auteurs ont pu développer un système de commande qu'ils ont appelé « individual electronically controlled modulation system » ou K-ATOMICS. Ce système permet d'améliorer le confort du conducteur et de prévenir l'apparition du couple tournant lors du passage du rapport supérieur au rapport inférieur en agissant séparément sur les embrayages relatifs aux rapports supérieur et inférieur.

L'étude de Koei Kusaka et Yasunori Ohkura [7] montre que le confort du conducteur peut être amélioré en diminuant les variations de l'accélération du véhicule au cours du temps, l'expression de cette accélération est la suivante :

$$\gamma_v = \frac{C_m \cdot R}{r \cdot m_v} = \frac{\mu \cdot A \cdot r_m \cdot N \cdot R \cdot P}{r \cdot m_v} \quad (I.18)$$

avec :

- γ_v : accélération du véhicule,
- μ : coefficient de frottement des éléments de friction des embrayages,
- A : surface du piston,
- r_m : rayon moyen des éléments de friction des embrayages,
- N : nombre de faces des éléments de friction des embrayages,
- P : pression dans l'embrayage,
- m_v : masse du véhicule,
- r : rayon de la roue du véhicule,

R : rapport cinématique de l'arbre d'entrée jusqu'à l'arbre de sortie.

L'équation (I.17) permet de faire le lien direct entre l'accélération du véhicule et la pression appliquée sur les éléments des embrayages. La figure (I.10) montre un exemple des variations du couple sur l'arbre de sortie en fonction de la modulation de pression dans les éléments des embrayages.

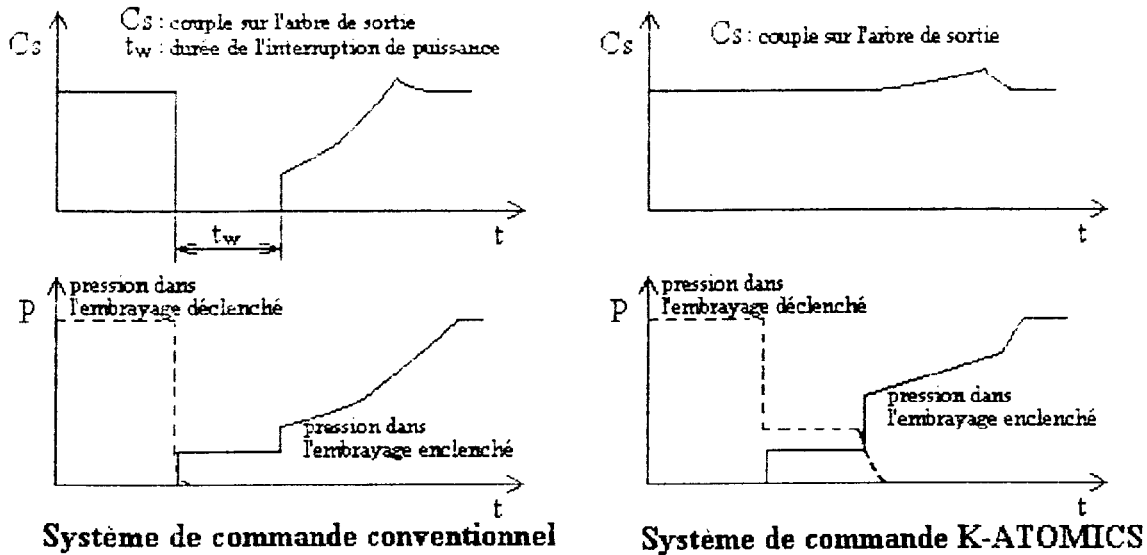


Figure I.10 : couple sur l'arbre de sortie et pression dans les embrayages pour un système de commande conventionnel et le système K-ATOMICS [7].

De la figure (I.10), on remarque que les variations brusques du couple sur l'arbre de sortie ont été éliminées avec le système de commande K-ATOMICS, le confort de la conduite est ainsi amélioré. Cependant, l'augmentation du confort de conduite durant le changement de rapport de vitesses accroît dans une certaine mesure le travail de friction des éléments des embrayages et peut dans certains cas, surcharger le moteur.

Cette étude porte principalement sur le développement d'un système de commande des embrayages pour les changements de rapport de vitesses sous charge. Ce système a été réalisé et testé par les auteurs [7] avec de bons résultats, malgré que ce dernier ne prenne en compte que les conditions de conduite au début du processus de changement de rapport et que le système n'agit que sur la pression dans les embrayages.

L4 - Théorie de contrôle moderne appliqué à une boîte de vitesse automatique TOYOTA

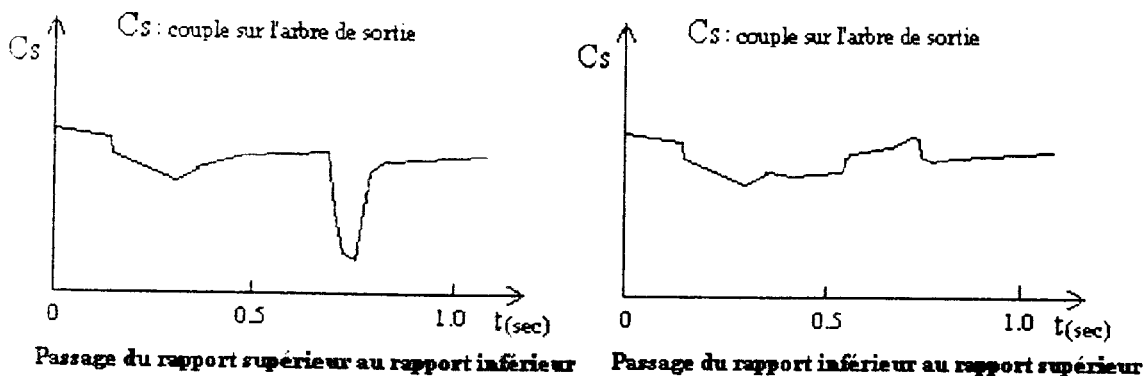
Yasuho Hojo, Kunihiro Iwatsuki et Hidehiro Oba [8] ont pu réaliser une étude, ont développant un système de commande automatique des opérations de changement de rapport de vitesse dans le but d'améliorer :

- la traction du véhicule,
- le confort de conduite.

L'étude a été réalisée sur une boîte de vitesses automatique à cinq rapports de vitesses de type TOYOTA (A350E) composée d'un convertisseur de couple en amont, d'un réducteur planétaire simple à deux rapports et d'une unité à train planétaire double donnant trois rapports. Parmi les hypothèses posées dans cette étude, on peut citer :

- les frottements sont négligeables,
- les effets dus à l'élasticité des matériaux sont négligés.

Les auteurs [8] stipulent que le confort de conduite peut être amélioré en diminuant les variations du couple sur l'arbre de sortie de la transmission, la figure (I.11) montre ces variations dans une transmission à commande conventionnelle.



Un exemple de variation du couple sur l'arbre de sortie obtenu avec le nouveau système de commande est montré dans la figure (I.12).

Ce nouveau système de commande améliore la traction du véhicule durant les changements de rapport de vitesses en permettant une accélération continue durant tout le processus et en réduisant le plus possible la durée de synchronisation et la durée totale du processus (figure I.13).

Les courbes de la figure (I.13) montrent, qu'avec ce nouveau système de commande, les durées de synchronisation et les durées totales du processus ont nettement été diminuées. Les auteurs ont effectués une comparaison de ce système de commande avec celui conventionnel d'une boîte de vitesses automatique à quatre rapports de vitesses de type TOYOTA (A340E), les résultats montrent une amélioration des performances de traction (figure I.14).

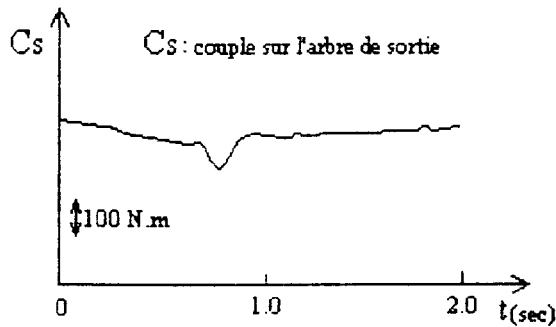


Figure I.12 : Exemple de variation du couple sur l'arbre de sortie avec le nouveau système de commande [8].

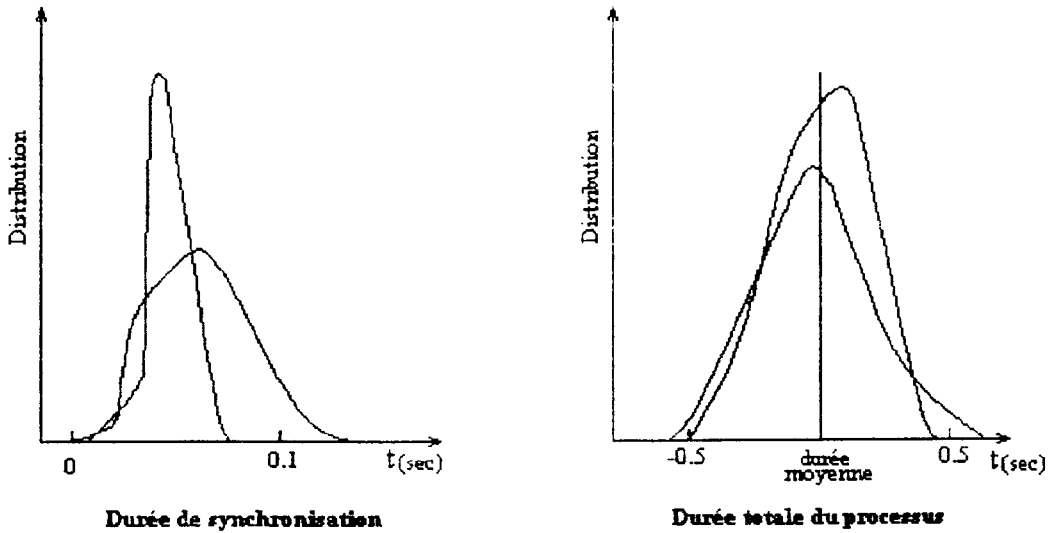


Figure I.13 : Durées de synchronisation et du processus total pour le nouveau système de commande et un système de commande conventionnel [8].

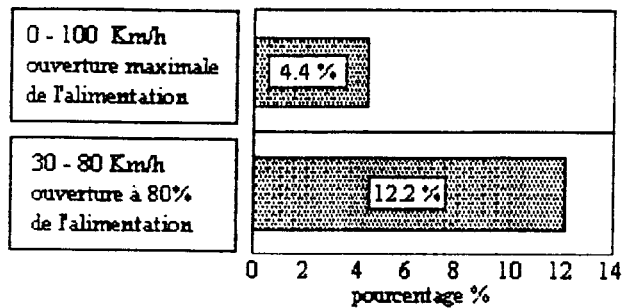


Figure L14 : Comparaison en pourcentage des performances de traction du nouveau système avec le système conventionnel de la boîte de vitesse A340E [8].

Les performances de ce nouveau système de commande sont dues principalement à son action de commande particulière pour chaque embrayage et à son action sur le régime du moteur

L5 - Conclusion

L'étude bibliographique que nous avons présenté, montre que le processus de changement de rapports sous charge a été abondamment étudié au cours de ces dernières années à cause de son large champ d'application en croissance constante. En effet, si les premières utilisations des boîtes de vitesses « power shift » dans les années soixante concernaient les véhicules lourds et surtout les tracteurs agricoles (par exemple la boîte de vitesse Non-Stop de Jhon Deere), ces dernières années, leurs utilisations dans les voitures particulières s'élargit de plus en plus (aux Etats Unis 90 % des voitures particulières sont équipées de boîte de vitesse automatique).

L'un des principaux problèmes rencontrés dans l'utilisation de ces boîtes de vitesse « power shift », est l'usure des éléments de friction qui nécessitent un réglage fréquent des jeux et souvent leur remplacement. Les études que nous avons présenté dans ce chapitre sont basées sur des hypothèses qui plus ou moins limitent le champ d'application. Notre étude, a pour but, de déterminer l'influence des différents paramètres sur l'énergie de friction, sur la surcharge dynamique et la fluidité du mouvement du véhicule.

CHAPITRE II : METHODE DE RESOLUTION

Dans ce chapitre, on traite la résolution du problème posé, c'est à dire, on a commencé par établir un modèle qui représente le système de changement de rapports de vitesses sous charge. De ce modèle, on a posé les formules mathématiques basées sur les équations de la dynamique et les comportements propres à chaque élément du système, on a obtenu alors un système d'équations différentielles du premier ordre qu'on a résolu par une méthode numérique, et finalement on a établi le programme de résolution.

II.1- Présentation du problème

Le système que nous étudions est celui permettant le changement de rapport de vitesse entre deux rapports successifs dans une boîte de vitesse automatique (figure II1).

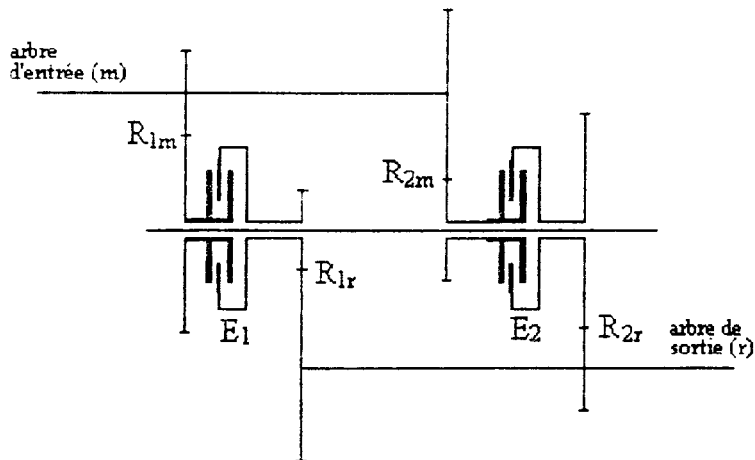


Figure II1 : schéma du système de deux rapports successifs.

Pour l'étude du problème, on pose les hypothèses simplificatrices suivantes :

- le couple maximal ME_{max} que peut transmettre un embrayage est égal à :

$$ME_{max} = K \cdot ME_{st}$$

avec : K : coefficient de surcharge du couple,
 ME_{st} : couple statique appliqué à un élément à friction,

- les frottements sont considérés comme visqueux.

II.2- Modèle dynamique

Dans la modélisation du système, les masses tournantes ensemble ont été regroupées, cependant durant le processus de changement de rapport de vitesse et suite à l'enclenchement ou au déclenchement des embrayages, les groupes des masses tournantes changent, comme on peut le voir sur la figure (II.2).

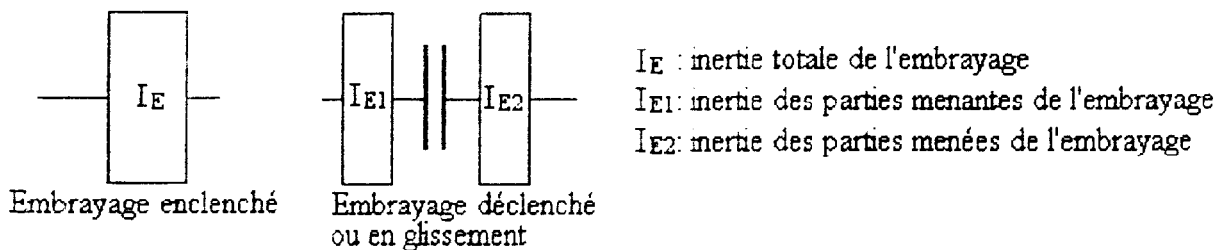


Figure II.2 : Modélisation de l'embrayage à friction.

Durant le processus de changement de rapport, on distingue trois configurations possibles de fonctionnement :

II.2.1- l'embrayage E_1 du rapport inférieur est enclenché et l'embrayage E_2 du rapport supérieur est soit en glissement soit déclenché, le modèle dynamique relatif à ce cas est représenté sur la figure (II.3a),

II.2.2- l'embrayage E_2 du rapport supérieur est enclenché et l'embrayage E_1 du rapport inférieur est soit en glissement soit déclenché, le modèle dynamique relatif à ce cas est représenté sur la figure (II.3b),

II.2.3- l'embrayage E_1 du rapport inférieur est soit déclenché soit en glissement et l'embrayage E_2 du rapport supérieur est soit en glissement soit déclenché, le modèle dynamique relatif à ce cas est représenté sur la figure (II.3c).

Le cas où les deux embrayages sont enclenchés est en réalité un cas impossible. l'arbre de sortie ne peut pas tourner en même temps à deux vitesses différentes. Les figures (II.3a, II.3b et II.3c) représentent les modèles dynamiques relatifs à chacune des configurations possibles de fonctionnement.

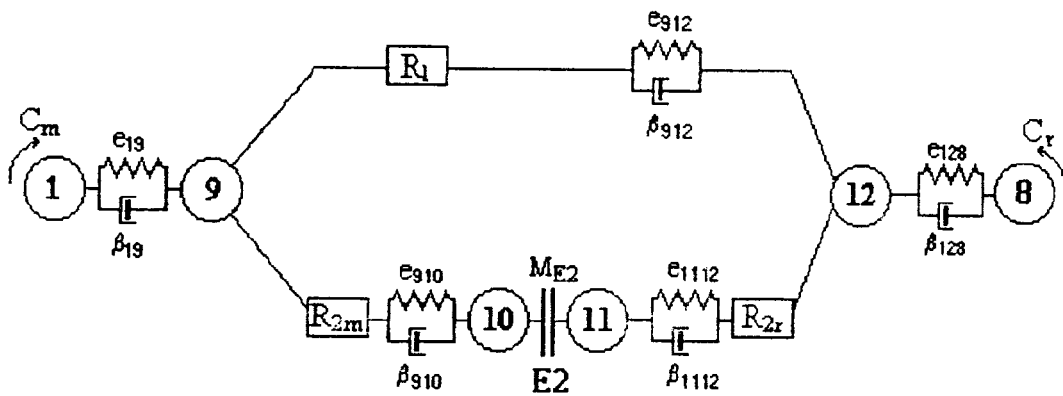


Figure II.3a : Modèle dynamique du système, première configuration.

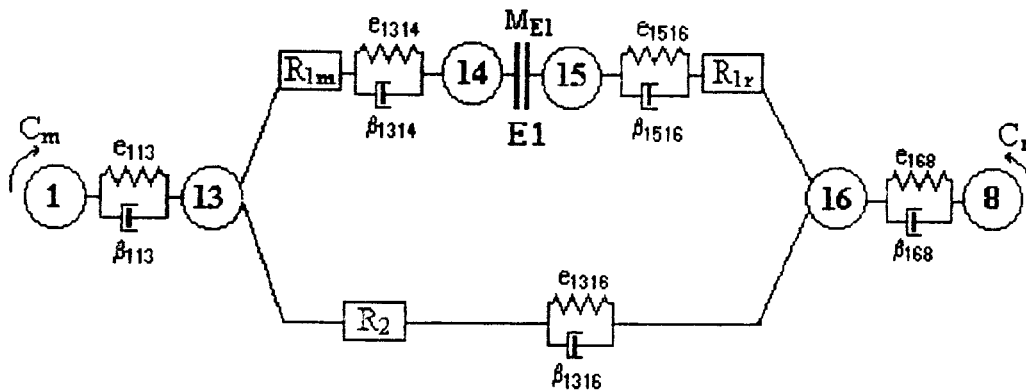


Figure II.3b : Modèle dynamique du système, seconde configuration.

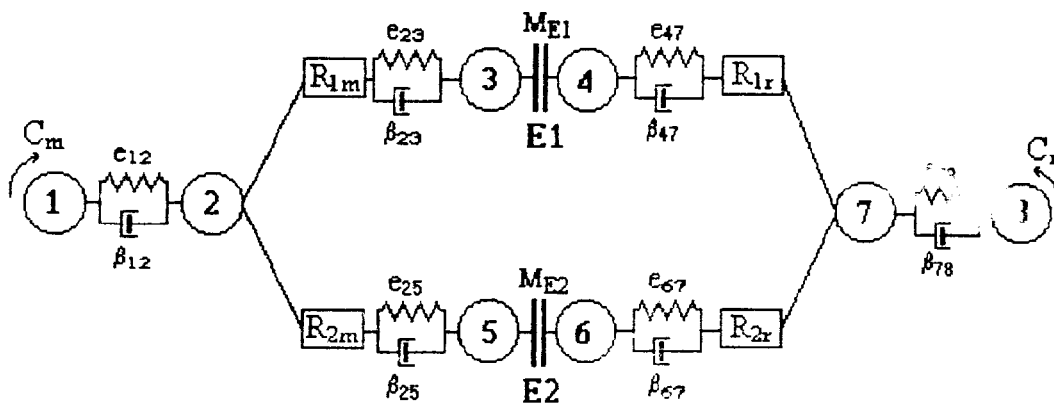


Figure II.3c : Modèle dynamique du système, troisième configuration.

II.3- Equations mathématiques

Les équations de l'équilibre dynamique doivent être formulées pour chaque configuration.

II.3.1- Première configuration : E₁ enclenché, E₂ en glissement ou déclenché.

Relativement au modèle représenté dans la figure (II.3a), l'ensemble des équations de l'équilibre dynamique (II.1 et II.2) s'écrivent :

équations (II.1)

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_1 &= \frac{(C_m - M_{19})}{I_1} \\ \dot{\omega}_9 &= \frac{\left(M_{19} - \frac{M_{912}}{R_1} - \frac{M_{910}}{R_{2m}}\right)}{I_9} \\ \dot{\omega}_{10} &= \frac{(M_{910} - M_{E2})}{I_{10}} \\ \dot{\omega}_{11} &= \frac{(M_{E2} - M_{1112})}{I_{11}} \\ \dot{\omega}_{12} &= \frac{(M_{912} + M_{1112} \cdot R_{2r} - M_{128})}{I_{12}} \\ \dot{\omega}_8 &= \frac{(M_{128} - C_r)}{I_3}\end{aligned}$$

équations (II.2)

$$\begin{aligned}M_{19} &= \frac{(\omega_1 - \omega_9)}{e_{19}} + \left(\dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_9\right) \cdot \beta_{19} \\ \dot{M}_{912} &= \frac{\left(\frac{\omega_9}{R_1} - \omega_{12}\right)}{e_{912}} + \left(\frac{\dot{\omega}_9}{R_1} - \dot{\omega}_{12}\right) \cdot \beta_{912} \\ \dot{M}_{910} &= \frac{\left(\frac{\omega_9}{R_{2m}} - \omega_{10}\right)}{e_{910}} + \left(\frac{\dot{\omega}_9}{R_{2m}} - \dot{\omega}_{10}\right) \cdot \beta_{910} \\ \dot{M}_{1112} &= \frac{(\omega_{11} - \omega_{12} \cdot R_{2r})}{e_{1112}} + \left(\dot{\omega}_{11} - \dot{\omega}_{12} \cdot R_{2r}\right) \cdot \beta_{1112} \\ \dot{M}_{128} &= \frac{(\omega_{12} - \omega_8)}{e_{128}} + \left(\dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_8\right) \cdot \beta_{128}\end{aligned}$$

II.3.2- Deuxième configuration : E_1 en glissement ou déclenché, E_2 enclenché.

Relativement au modèle représenté dans la figure (II3b), l'ensemble des équations de l'équilibre dynamique (II.3 et II.4) s'écrivent :

équations (II.3)

$$\dot{\omega}_1 = \frac{(C_m - M_{113})}{I_1}$$

$$\dot{\omega}_{13} = \frac{\left(M_{113} - \frac{M_{1316}}{R_2} - \frac{M_{1314}}{R_{1m}} \right)}{I_{13}}$$

$$\dot{\omega}_{14} = \frac{(M_{1314} - M_{E1})}{I_{14}}$$

$$\dot{\omega}_{15} = \frac{(M_{E1} - M_{1516})}{I_{15}}$$

$$\dot{\omega}_{16} = \frac{(M_{1316} + M_{1516} \cdot R_{1r} - M_{168})}{I_{16}}$$

$$\dot{\omega}_8 = \frac{(M_{168} - C_r)}{I_8}$$

équations (II.4)

$$\dot{M}_{113} = \frac{(\omega_1 - \omega_{13})}{e_{113}} + \left(\dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_{13} \right) \cdot \beta_{113}$$

$$\dot{M}_{1316} = \frac{\left(\frac{\omega_{13}}{R_2} - \omega_{16} \right)}{e_{1316}} + \left(\frac{\dot{\omega}_{13}}{R_2} - \dot{\omega}_{16} \right) \cdot \beta_{1316}$$

$$\dot{M}_{1314} = \frac{\left(\frac{\omega_{13}}{R_{1m}} - \omega_{14} \right)}{e_{1314}} + \left(\frac{\dot{\omega}_{13}}{R_{1m}} - \dot{\omega}_{14} \right) \cdot \beta_{1314}$$

$$\dot{M}_{1516} = \frac{(\omega_{15} - \omega_{16} \cdot R_{1r})}{e_{1516}} + \left(\dot{\omega}_{15} - \dot{\omega}_{16} \cdot R_{1r} \right) \cdot \beta_{1516}$$

$$\dot{M}_{168} = \frac{(\omega_{16} - \omega_8)}{e_{168}} + \left(\dot{\omega}_{16} - \dot{\omega}_8 \right) \cdot \beta_{168}$$

II.3.3- Troisième configuration : E₁ en glissement ou déclenché, E₂ en glissement ou déclenché.

Relativement au modèle représenté dans la figure (II.3c), l'ensemble des équations de l'équilibre dynamique (II.5 et II.6) s'écrivent :

équations (II.5)

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_1 &= \frac{(C_m - M_{12})}{I_1} \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{\left(M_{12} - \frac{M_{23}}{R_{1m}} - \frac{M_{25}}{R_{2m}}\right)}{I_2} \\ \dot{\omega}_3 &= \frac{(M_{23} - M_{E1})}{I_3} \\ \dot{\omega}_5 &= \frac{(M_{25} - M_{E2})}{I_5} \\ \dot{\omega}_4 &= \frac{(M_{E1} - M_{47})}{I_4} \\ \dot{\omega}_6 &= \frac{(M_{E2} - M_{67})}{I_6} \\ \dot{\omega}_7 &= \frac{(M_{47} \cdot R_{1r} + M_{67} \cdot R_{2r} - M_{78})}{I_7} \\ \dot{\omega}_8 &= \frac{(M_{78} - C_r)}{I_8}\end{aligned}$$

équations (II.6)

$$\begin{aligned}\dot{M}_{12} &= \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{e_{12}} + (\dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_2) \cdot \beta_{12} \\ \dot{M}_{23} &= \frac{\left(\frac{\omega_2}{R_{1m}} - \omega_3\right)}{e_{23}} + \left(\frac{\dot{\omega}_2}{R_{11}} - \dot{\omega}_3\right) \cdot \beta_{23} \\ \dot{M}_{25} &= \frac{\left(\frac{\omega_2}{R_{2m}} - \omega_5\right)}{e_{25}} + \left(\frac{\dot{\omega}_2}{R_{2m}} - \dot{\omega}_5\right) \cdot \beta_{25} \\ \dot{M}_{47} &= \frac{(\omega_4 - \omega_7 \cdot R_{1r})}{e_{47}} + (\dot{\omega}_4 - \dot{\omega}_7 \cdot R_{1r}) \cdot \beta_{47} \\ \dot{M}_{67} &= \frac{(\omega_6 - \omega_7 \cdot R_{2r})}{e_{67}} + (\dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_7 \cdot R_{2r}) \cdot \beta_{67} \\ \dot{M}_{78} &= \frac{(\omega_7 - \omega_8)}{e_{78}} + (\dot{\omega}_7 - \dot{\omega}_8) \cdot \beta_{78}\end{aligned}$$

II.4- Expression du couple moteur (C_m)

Le couple des moteurs alternatifs à combustion interne dépend de :

- la quantité de combustible introduite par cycle, cette quantité (pour les véhicules routiers) est gérée par le processus de l'accélération, c'est à dire, suivant la position de la pédale de l'accélérateur. Les durées des changements automatiques des rapports étant assez faibles ($\approx 0.5s$), on peut supposer, en premier lieu, que durant cette période, la quantité de combustible introduite est constante.

- la vitesse de rotation du moteur, le couple moteur varie avec sa vitesse de rotation d'autre part, suivant sa caractéristique externe ou partielle. Pour un moteur donné, ces caractéristiques sont obtenues par des manipulations sur banc d'essais figure (II.4).

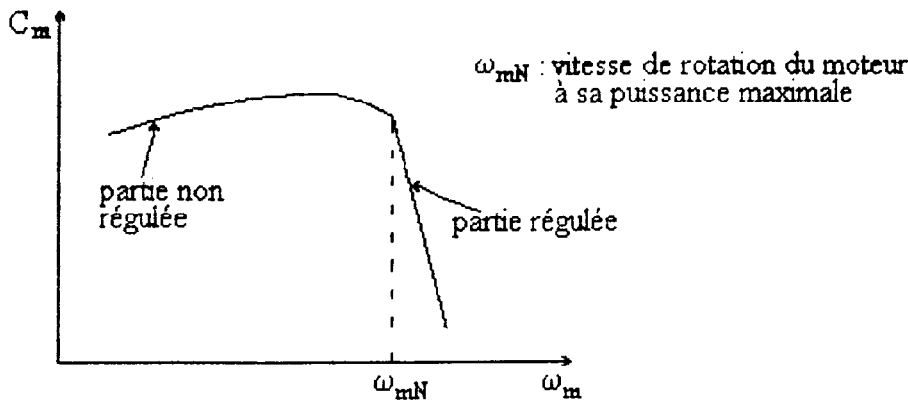


Figure II.4 : Caractéristique externe d'un moteur Diesel.

Dans le cas où ces caractéristiques ne sont pas disponibles, on peut utiliser des lois approximatives. Pour un moteur Diesel avec partie régulée, les relations du Professeur Dajniak [9] donnent des résultats satisfaisants :

partie non régulée $\{ \omega_m \leq \omega_{mN} \}$

$$C_m = \frac{C_{mN} \cdot \omega_{mN}}{\omega_m} \cdot \left[1 - \frac{\left(1 - \frac{\omega_m}{\omega_{mN}} \right)^m}{(1-k)^m} \right] \quad (II.7)$$

$k = 0.1 \dots 0.5 ; \quad m = 1.4 \dots 3.8$

partie régulée $\{ \omega_m \geq \omega_{mN} \}$

$$C_m = \frac{C_{mN} \cdot \omega_{mN}}{\omega_m} \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{\omega_m}{\omega_{mN}} - 1 \right)^{m_r}}{(k_r - 1)^{m_r}} \right] \quad (II.8)$$

$k_r = 1.06 \dots 1.11 ; \quad m_r = 1.4 \dots 3.5$

avec :

k, m, k_r, m_r coefficients constants propres à chaque moteur.

II.5- Expression du couple résistant

En premières hypothèses, on se place dans le cas où le véhicule se déplace sur route rectiligne sans élévation (pente nulle). Le moment résistant s'exprime de la manière suivante :

$$C_r = (F_a + F_r + F_{RM}) \cdot \frac{r_d}{R_T} \quad (\text{II.9})$$

avec :

- F_a : force de résistance de l'air,
- F_r : force de résistance au roulement du véhicule,
- F_{RM} : force de résistance de la remorque,
- r_d : rayon dynamique des roues motrices,
- R_T : rapport de la transmission des embrayages aux roues.

La résistance au roulement du véhicule dépend de la nature et l'état des pneumatiques et du sol, mais aussi dans une certaine mesure de la vitesse de déplacement du véhicule. Ce type de résistance est souvent déterminé par la formule :

$$F_r = f_{rAV} \cdot P_{AV} + f_{rAR} \cdot P_{AR} \quad (\text{II.10})$$

avec :

- P_{AV}, P_{AR} : respectivement la charge sur les roues avant et arrières,
- f_{rAV}, f_{rAR} : respectivement le coefficient de résistance au roulement des roues avant et arrières.

La variation des coefficients de résistance au roulement en fonction de la vitesse du véhicule peut être approchée par une loi déduite des résultats expérimentaux [9]:

$$f_r = f_{r0} \cdot (1 + A_p \cdot V^2) \quad (\text{II.11})$$

avec :

- f_{r0} : coefficient de résistance au roulement à faible vitesse.
- A_p : coefficient dépendant du pneumatique et de la route (de l'ordre de 10^{-5}).

La force de résistance de l'air est fonction de la vitesse relative de ce dernier par rapport au véhicule et de la forme aérodynamique de celui-ci. En supposant que la vitesse relative de l'air est directement opposée au déplacement du véhicule (cas le plus fréquent), on peut approcher son calcul par la loi expérimentale suivante :

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \frac{V_a^2}{2} \cdot S_v \cdot C_x \quad (\text{II.12})$$

avec : C_x : coefficient aérodynamique du véhicule,
 S_v : surface de front du véhicule,
 ξ : masse volumique de l'air,
 V_a : vitesse de l'air par rapport au véhicule.

La force de résistance de la remorque dépend de la nature et des caractéristiques de la remorque et peut être exprimée une fois la remorque définie (nature, dimensions, caractéristiques,...).

Pour le calcul du couple résistant on a besoin de déterminer la vitesse de déplacement du véhicule. L'expression de la vitesse en tenant compte du glissement des roues sur le sol :

$$V = (1 - S_0) \cdot \frac{R_d \cdot \omega_r}{R_T} \quad (\text{II.13})$$

$$\text{avec : } S = S_0 + \frac{D \cdot P_U^2}{m_T \cdot N_{\max}} \quad (\text{II.14})$$

$$\text{et : } P_U = A + B \cdot V^2 \quad (\text{II.15})$$

$$\text{alors : } A_1 \cdot V^4 + A_2 \cdot V^2 + \frac{A_3}{\omega_r} \cdot V + A_4 = 0 \quad (\text{II.16})$$

$$\text{et : } A_1 = D \cdot B^2 \quad (\text{II.17})$$

$$A_2 = 2 \cdot D \cdot A \cdot B \quad (\text{II.18})$$

$$A_3 = \frac{m_v \cdot N_{\max} \cdot R_T}{r_{AR}} \quad (\text{II.19})$$

$$A_4 = (S_0 - 1) \cdot m_v \cdot N_{\max} + D \cdot A^2 \quad (\text{II.20})$$

La résolution analytique de l'équation (II.16) donne des expressions de $V = f(\omega_r)$ qui changent suivant la valeur de ω_r et il est plus simple de faire une résolution numérique.

II.6- Expression du couple transmis par l'embrayage

Un embrayage est caractérisé par le couple maximal qu'il peut transmettre, c'est à dire que si on applique à l'entrée de l'embrayage un couple d'une valeur supérieure à celle du couple maximal que celui-ci peut transmettre, le couple à la sortie de l'embrayage ne dépassera jamais cette valeur dite maximale, en plus l'embrayage se met à glisser. Dans la pratique, l'embrayage est adapté de façon à avoir :

$$ME_{\max} = K \cdot C_{\max} \quad (\text{II.21})$$

avec :

- M_{emmax} : couple maximal que peut transmettre l'embrayage,
- C_{max} : couple maximal pouvant être appliqué sur l'embrayage,
- K : coefficient de surcharge.

La valeur maximale du couple est légèrement différente suivant que l'embrayage glisse (couple dynamique ME_d) ou non (couple statique ME_{st}).

$ME_d > 10$ à 30% de ME_{st} (suivant les caractéristiques de l'embrayage à friction).

Le processus d'enclenchement, ou de déclenchement de l'embrayage peut évoluer en fonction du temps de manière linéaire ou exponentielle suivant le type de commande utilisée, excepté pour la commande manuelle où la progression est aléatoire :

- la progression linéaire (commande hydraulique) est donnée par :

$$ME = PE \cdot t \quad (\text{II.22})$$

avec :

- ME : couple que peut transmettre l'embrayage au temps t ,
- PE : taux de variation de ME .

la durée totale de l'enclenchement varie de 0.1 à 0.5 secondes.

- la progression exponentielle (commande pneumatique ou magnétique) est donnée par :

$$ME = ME_{\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (\text{II.23})$$

avec :

- ME : couple que peut transmettre l'embrayage au temps t .
- τ : constante de l'appareil.

L'ordre de grandeur de τ est de quelques centièmes de secondes dans la commande pneumatique, quelques dixièmes de secondes dans la commande magnétique et quelques secondes pour les embrayages les plus gros.

Après le déclenchement de l'embrayage à friction subsiste un couple transmis résiduel noté ME_{res} dont la valeur dépend du type d'embrayage utilisé :

monodisque à sec	$ME_{res} \approx 0$
multidisques à sec	$ME_{res} \approx 0.1\%$ de ME_{max}
multidisques humide	$ME_{res} \approx 1$ à 3% de ME_{max}

II.7- Calcul de l'énergie dissipée par friction

L'énergie P_{FR} dissipée par friction est donnée par l'expression suivante :

$$P_{FR} = M_{FR} \cdot \Delta\omega \quad (\text{II.24})$$

avec :

M_{FR} : couple transmis par les éléments de friction,

$\Delta\omega$: différence de vitesses entre celle des éléments de friction menants et celle des éléments menés.

- Lors du glissement de l'embrayage E_1 , l'énergie L_1 dissipée par friction est déterminée par :

$$\Delta L_1 = ME_1 \cdot (\omega_{menants} - \omega_{menés}) \cdot \Delta t \quad (\text{II.25})$$

alors :

$$L_1 = \sum_{i=1}^n ME_{1i} \cdot (\omega_{i, menants} - \omega_{i, menés}) \cdot \Delta t \quad (\text{II.26})$$

- Lors du glissement de l'embrayage E_2 , l'énergie L_2 dissipée par friction est calculée par :

$$\Delta L_2 = ME_2 \cdot (\omega_{menants} - \omega_{menés}) \cdot \Delta t \quad (\text{II.27})$$

alors :

$$L_2 = \sum_{i=1}^n ME_{2i} \cdot (\omega_{i, menants} - \omega_{i, menés}) \cdot \Delta t \quad (\text{II.28})$$

II.8- Calcul du couple tournant

Le couple tournant qui apparaît lors des changements de rapports de vitesses avec recouvrement surcharge les éléments de la transmission (augmente les contraintes mécaniques) ainsi que le moteur du véhicule (fatigue du moteur et augmentation de la consommation de carburant) et enfin freine le véhicule. Il est donc nécessaire de calculer la valeur de ce couple durant le processus. L'expression de ce couple tournant diffère selon que l'on effectue un passage du rapport de vitesses inférieur au supérieur ou l'inverse.

- Passage du rapport de vitesse inférieur R_1 au rapport supérieur R_2 :

Le couple tournant $M_{tr_{E1}}$ apparaît lorsque le couple transmis par l'embrayage E_2 devient supérieur au couple résistant, alors :

$$M_{tr_{E1}} = (ME_2 \cdot R_{2r} - C_r) \cdot \frac{1}{R_{1r}} \quad (\text{II.29})$$

avec :

C_r : couple résistant.

- Passage du rapport de vitesse supérieur R_2 au rapport inférieur R_1 :

Ce couple tournant $M_{tr_{E2}}$ apparaît à l'encroisement de E_1 (E_2 est maintenu encroisé), les éléments menants de E_1 tournent plus vite que les éléments menés, la puissance est alors transmise de l'arbre de sortie à l'arbre d'entrée, l'expression de $M_{tr_{E2}}$ est donnée par :

$$M_{tr_{E2}} = ME_1 \cdot \frac{R_{1m}}{R_{2m}} \quad (\text{II.30})$$

II.9- Méthode de résolution

Pour pouvoir résoudre notre problème, on a fait appel à la formulation mathématique et ce suivant les cas possibles de fonctionnement. On a obtenu trois systèmes d'équations différentielles linéaires du premier ordre. L'expression du couple résistant moteur est compliquée et peut l'être encore plus suivant les cas considérés (déplacement sur route inclinée, virage, ...), de plus pour les moteurs alternatifs on utilise souvent des abaques qui donnent la valeur de ce couple en fonction de la vitesse de rotation du moteur il en ressort que pour la majorité des cas la résolution analytique de ces systèmes est impossible, le choix d'une méthode numérique s'impose.

Dans cette étude, on s'intéresse surtout à l'évolution des vitesses de rotations et des couples transmis et non pas aux fréquences propres des éléments du système, pour cela on peut choisir une méthode numérique de résolution explicite. On choisit la méthode d'Adams-Bashforth à deux pas (AB_2), le pas de calcul (h) est pris constant. L'ordre à deux pas assure la stabilité pour cette méthode et assure une bonne précision des résultats. Cette méthode a été préférée à celle de Runge-Kutta, étant donné que pour une même précision, la méthode d'Adams-Bashforth est plus rapide.

$$\text{On posant } Y = \begin{Bmatrix} \omega_i \\ M_i \end{Bmatrix}$$

la condition de Cauchy s'écrit :

$$\begin{cases} \frac{dY}{dt} = F(t, Y) \\ Y_{t_0} = \begin{Bmatrix} \omega_i \\ M_i \end{Bmatrix}_{t_0} \end{cases} \quad (\text{II.31})$$

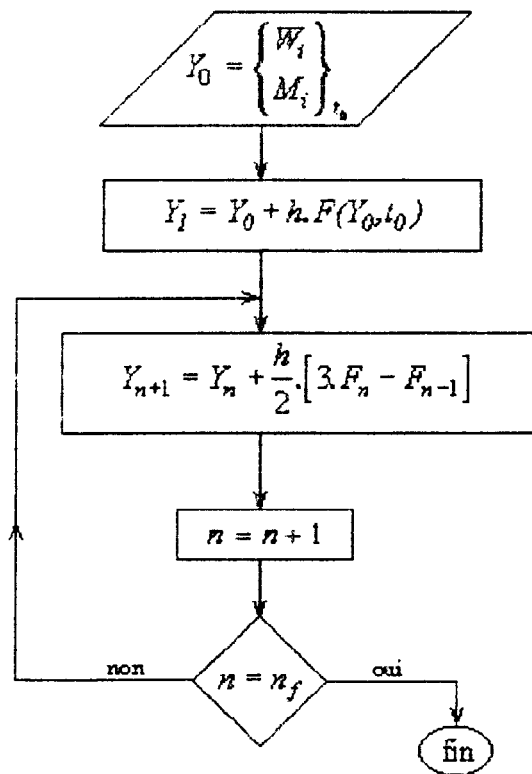
La méthode d'Adams-Bashforth à deux pas s'écrit [10] :

$$Y_{n+1} = Y_n + \frac{h}{2} \cdot [3 \cdot F_n - F_{n-1}] \quad (\text{II.32})$$

le calcul est amorcé par la méthode d'Euler :

$$Y_1 = Y_0 + h \cdot F(Y_0, t_0) \quad (\text{II.33})$$

L'algorithme de résolution des systèmes d'équations par la méthode d'Adams Bashforth s'écrit :



A chaque itération, le calcul du couple résistant nécessite de connaître la vitesse de déplacement du véhicule qui est obtenue à partir de la résolution numérique de l'équation (II.16). Les coefficients A_1 , A_2 , A_3/ω_r sont toujours positifs, d'après la loi de Descartes, l'équation (II.16) admet au maximum une seule racine positive, la résolution numérique est ainsi simplifiée et on utilise la méthode de Newton.

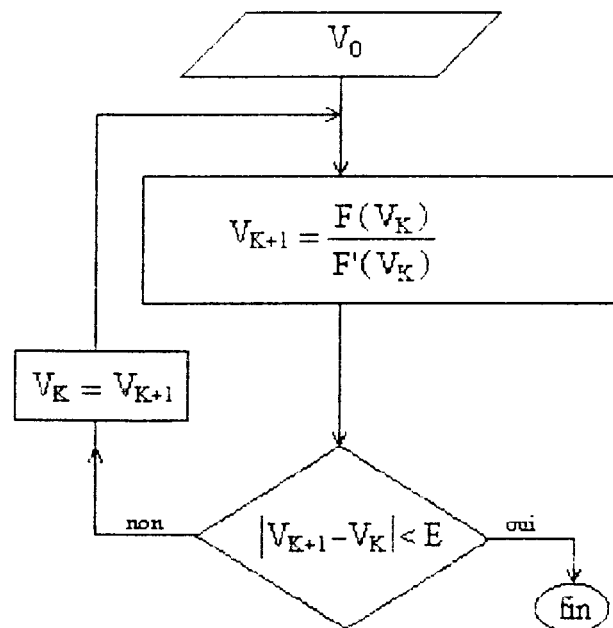
$$\text{Soit : } F(V) = A_1 \cdot V^4 + A_2 \cdot V^2 + \frac{A_3}{\omega_r} \cdot V + A_4 \quad (\text{II.34})$$

alors la méthode de Newton s'écrit :

$$V_{K+1} = V_K - \frac{F(V_K)}{F'(V_K)} \quad (\text{II.35})$$

$$\text{et : } F'(V) = 4 \cdot A_1 \cdot V^3 + 2 \cdot A_2 \cdot V + \frac{A_3}{\omega_r} \quad (\text{II.36})$$

L'algorithme de résolution par la méthode de Newton est le suivant :



II.10- Application

L'application est faite sur un tracteur agricole de marque Polonaise URSUS 1201 avec les caractéristiques suivantes :

- traction arrière
- masse maximale du tracteur 5230 kg
- pneumatiques des roues arrières 16.9/14-34
- pneumatiques des roues avant 7.50-20
- charge sur les roues arrières 17855 N
- charge sur les roues avant 33451 N.

Le tracteur est équipé d'un moteur Diesel réglé du type Z8601 avec les caractéristiques suivantes :

- nombre de cylindres : 6,
- cylindrée : 6842 cm³,
- puissance maximale : 82.32 kW, pour un couple de 357.58 mN et une vitesse de rotation du moteur de 2200 tr/mn,
- couple maximal : 410 mN, pour une puissance de 68.70 kW et une vitesse de rotation du moteur de 1600 tr/mn,
- vitesse de rotation minimale : 600 tr/mn,
- vitesse de rotation maximale : 2397 tr/mn.

Le système de transmission du tracteur se compose d'un réducteur planétaire à deux rapports, d'une boîte de vitesses classique de huit rapports, d'un démultiplicateur principal (pont du différentiel) et d'un démultiplicateur latéral (figure II.5). Les rapports de la transmission sont les suivants :

- démultiplicateur principal $R_P = 4.636$
- démultiplicateur latéral $R_L = 5.4$
- boîte de vitesses
 - $R_{B1} = 10.401$
 - $R_{B2} = 6.599$
 - $R_{B3} = 4.153$
 - $R_{B4} = 3.565$
 - $R_{B5} = 2.917$
 - $R_{B6} = 2.262$
 - $R_{B7} = 1.424$
 - $R_{B8} = 1$
- réducteur
 - $R_1 = 1.3378$
 - $R_2 = 1$

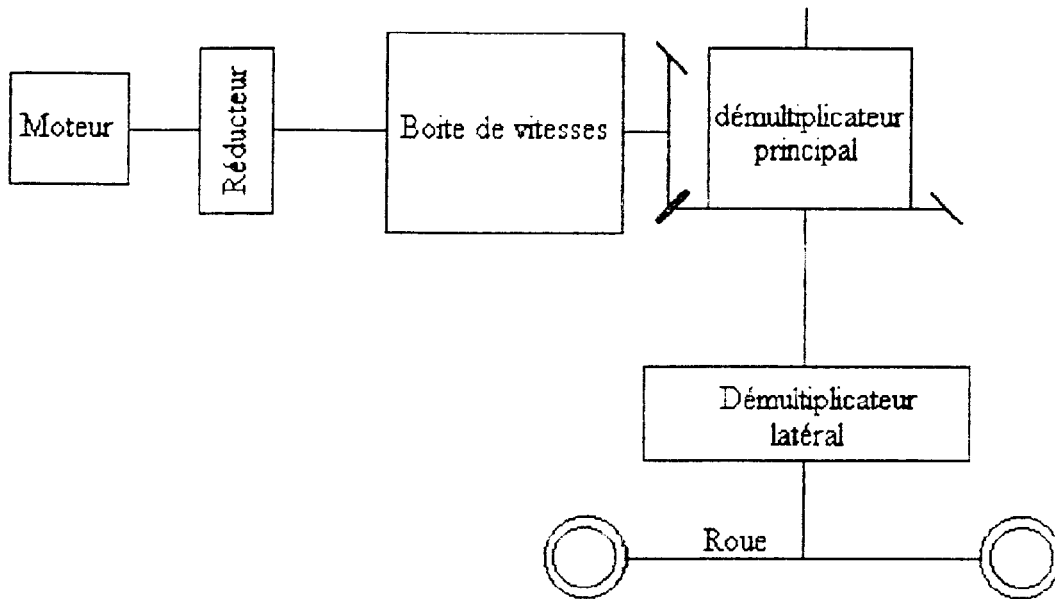


Figure II.5 : Schéma des éléments de la transmission du tracteur URSUS 1201.

La boîte de vitesse utilisée dans cette transmission est classique et c'est le réducteur planétaire placé en amont de la boîte de vitesses qui permet d'une part de multiplier par deux le nombre de rapports de la boîte de vitesses ($2 \cdot 8$) et d'autre part il permet d'effectuer le changement de rapport sans interrompre la transmission de puissance (figure II.6).

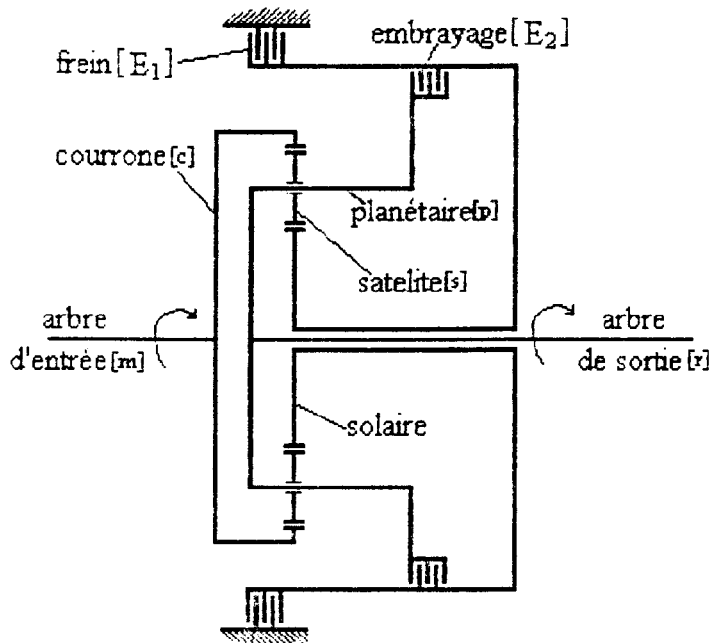


Figure II.6 : Schéma du réducteur planétaire de la transmission du tracteur URSUS 1201.

Le réducteur planétaire est à commande hydraulique (figure II.6). L'embrayage E_1 permet d'enclencher et de déclencher le premier rapport du réducteur ($R_1=1.3378$) et l'embrayage E_2 permet d'enclencher et de déclencher le deuxième rapport du réducteur ($R_2=1$).

II.10.1- Rapports de transmission du réducteur

En considérant la disposition du réducteur dans la transmission du véhicule et en faisant l'analogie avec le modèle représenté sur la figure (II.6), les conditions de l'équilibre statique du réducteur nous permettent de définir les rapports partiels du réducteur R_{1m} , R_{1r} , R_{2m} , R_{2r} .

Lorsque l'embrayage E_1 est enclenché sans glissement (premier rapport du réducteur), le rapport de la vitesse de rotation ω_m de l'arbre d'entrée du réducteur sur la vitesse de rotation ω_r de l'arbre de sortie du réducteur s'obtient en utilisant la formule de Willis [9] pour les trains épicycloïdaux :

$$R_1 = \frac{\omega_m}{\omega_r} = \frac{A+1}{A} \quad (\text{II.37})$$

et :

$$A = \frac{R}{r} = \frac{Z_c}{Z_s} \quad (\text{II.38})$$

avec :

R et Z_c : respectivement le rayon et le nombre de dents de la couronne du planétaire,
 r et Z_s : respectivement le rayon et le nombre de dents du solaire du planétaire.

Pour les rapports partiels, on trouve :

$$R_{1m} = \frac{1}{A} \quad (\text{II.39})$$

et :

$$R_{1r} = A + 1 \quad (\text{II.40})$$

En procédant de la même manière pour le cas où l'embrayage E_2 est enclenché sans glissement on trouve :

$$R_2 = \frac{\omega_m}{\omega_r} = 1, \quad R_{2m} = \frac{1}{A} \quad \text{et} \quad R_{2r} = A \quad (\text{II.41})$$

En résumé, en ayant : $Z_c = 74$, $Z_s = 25$

$$\text{alors } A=2.96 \quad \text{et} \quad R_1 = 1.3378 \quad R_2 = 1$$

$$\begin{array}{ll} R_{1m} = 0.3378 & R_{2m} = 0.3378 \\ R_{1r} = 3.96 & R_{2r} = 2.96 \end{array}$$

II.10.2- Calcul des moments d'inertie

Pratiquement, tous les éléments du système étudié ont des formes de révolution, on peut utiliser les formules de calcul suivantes. Pour un cylindre homogène, le moment d'inertie par rapport à son axe de symétrie peut être calculé à partir de :

$$I = \frac{\rho \cdot \pi \cdot L \cdot D^4}{32} \quad (\text{II.42})$$

avec :
 ρ : masse volumique (kg/m^3)
 L : longueur du cylindre (m)
 D : diamètre du cylindre (m)

Dans notre cas, on ne dispose ni des dimensions ni des masses des différents éléments du système. On choisit pour les moments d'inertie des valeurs approximatives, ces approximations n'ont pas d'incidence sur les résultats de cette étude, cependant leurs calculs exacts s'avéreront nécessaires pour une vérification expérimentale.

II.10.2.1- Moment d'inertie I_1 de l'arbre moteur jusqu'à l'arbre d'entrée du réducteur

Ce moment d'inertie peut être calculé à partir de la formule suivante :

$$I_1 = I_{bv} + I_{vm} + I_{am} \quad (\text{II.43})$$

avec :
 I_{bv} : (système bielle manivelle) $\approx 2.80 \text{ kg.m}^2$
 I_{vm} : (volant moteur) $\approx 0.49 \text{ kg.m}^2$
 I_{am} : (arbre d'entrée) $\approx 0.36 \text{ kg.m}^2$

$$\text{alors } I_1 = 3.65 \text{ kg.m}^2$$

II.10.2.2- Moment d'inertie I_8 de l'arbre de sortie du réducteur jusqu'aux roues des tracteurs

Ce moment d'inertie résulte des différentes masses composant cette partie qui tournent à des vitesses différentes, celui ci est réduit sur l'arbre de sortie du réducteur, sa valeur est donnée par les expressions suivantes :

$$I_8 = I_{BV} + \frac{I_{DP}}{R_B^2} + \frac{I_{DL}}{R_B^2 \cdot R_p^2} + \frac{I_{AR}}{R_T^2} + \frac{I_{AV}}{R_T^2} \cdot \left(\frac{r_{AR}}{r_{AV}} \right)^2 + \frac{(m_T + m_m)}{R_T^2} \cdot r_{AR}^2 \quad (\text{II.44})$$

avec les moments d'inertie :

$$\begin{array}{ll} I_{BV} \text{ (boîte de vitesses)} & = 1.2 \text{ kg.m}^2 \\ I_{DP} \text{ (démultiplicateur principal)} & = 1.2 \text{ kg.m}^2 \\ I_{DL} \text{ (démultiplicateur latéral)} & = 1 \text{ kg.m}^2 \end{array}$$

$$\begin{aligned} I_{AV} \text{ (roue avant)} &= 15.5 \text{ kg.m}^2 \\ I_{AR} \text{ (roue arrières)} &= 56.13 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

les rapports de transmissions :

$$\begin{aligned} R_B \text{ (boîte de vitesse)} &= 6.599 \\ R_P \text{ (démultiplicateur principal)} &= 4.636 \\ R_L \text{ (démultiplicateur latéral)} &= 5.4 \end{aligned}$$

et les rayons dynamiques :

$$\begin{aligned} r_{AV} \text{ (roue avant)} &= 0.430 \text{ m} \\ r_{AR} \text{ (roue arrière)} &= 0.745 \text{ m} \end{aligned}$$

on trouve alors : $I_8 = 22.07 \text{ kg.m}^2$

II.10.2.3- Moments d'inertie des éléments restants

En se basant sur des valeurs connues pour des éléments analogues, on a choisi les valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} I_2 &= 1.24 \text{ kg.m}^2 \\ I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = I_{10} = I_{11} = I_{14} = I_{15} &= 0.98 \text{ kg.m}^2 \\ I_7 = I_{12} = I_{16} &= 1.18 \text{ kg.m}^2 \\ I_0 = I_{13} &= 1.48 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

II.10.3- Détermination des coefficients de flexibilité e_{ij} et des coefficients d'amortissement β_{ij}

En considérant le cas de la figure (II.7), la constante de flexibilité se calcule par l'expression suivante [11] :

$$e = \frac{L}{G.I} \quad (\text{II.45})$$

avec :

- e : coefficient de flexibilité (rad /m.N)
- I : moment d'inertie (kg.m²)
- L : longueur de l'arbre (m)
- G : module d'élasticité de torsion (N/m²)

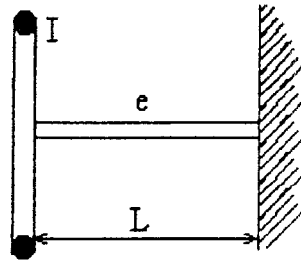


Figure II.7 : Système d'arbre avec volant.

Dans le cas de la figure (II.8), le coefficient de flexibilité est donné par [12] :

$$e = \frac{D^2 - d^2}{D^2 \cdot d^2} \cdot \frac{1}{G \cdot I} \quad (\text{II.46})$$

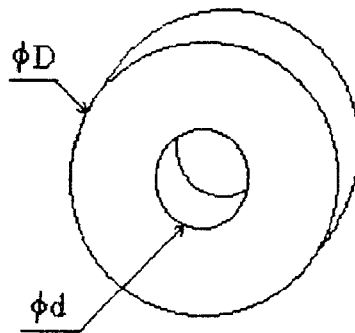


Figure II.8 : Disque de petite largeur.

Pour les roues dentées [11] :

$$e = \frac{b \cdot R^2 \cdot \cos^2 \alpha}{krd} \quad (\text{II.47})$$

avec :

- b : largeur travaillante de la roue (m),
- R : rayon primitif de la roue (m),
- α : angle de pression (degré),
- krd : coefficient dépendant du matériau et de la forme des dents.

Pour ramener un élément de flexibilité tournant à la vitesse ω_2 sur un arbre tournant à la vitesse ω_1 , on calcule e' tel que :

$$e' = e \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \quad (\text{II.48})$$

Dans notre application, et par manque de données sur les dimensions et la nature des matériaux, on choisit des valeurs approchées pour les coefficients de flexibilité :

$$\begin{aligned} e_{12} &= e_{19} = e_{113} = 19 \cdot 10^{-5} \text{ rad/N.m} \\ e_{78} &= e_{128} = e_{168} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ rad/N.m} \\ e_{23} &= e_{25} = e_{47} = e_{67} = e_{910} = e_{1314} = e_{1112} = e_{1516} = 8 \cdot 10^{-5} \text{ rad/N.m} \\ e_{912} &= 4 \cdot 10^{-5} \text{ rad/N.m} \\ e_{1316} &= 18 \cdot 10^{-5} \text{ rad/N.m} \end{aligned}$$

En outre, les valeurs des coefficients d'amortissement sont obtenues en supposant que les frottements sont visqueux et en tenant compte aussi de l'amortissement interne, cependant toujours à cause du manque de données, on choisit des valeurs approchées pour notre application :

$$\begin{aligned} \beta_{12} &= \beta_{19} = \beta_{113} = 0 \text{ N.m.s/rad} \\ \beta_{78} &= \beta_{128} = \beta_{168} = 300 \text{ N.m.s/rad} \\ \beta_{23} &= \beta_{25} = \beta_{47} = \beta_{67} = \beta_{910} = \beta_{1314} = \beta_{1112} = \beta_{1516} = 500 \text{ N.m.s/rad} \\ \beta_{912} &= 700 \text{ N.m.s/rad} \\ \beta_{1316} &= 100 \text{ N.m.s/rad} \end{aligned}$$

Chapitre III : Changement de rapports de vitesses sous charge

Le processus de changement de rapports de vitesses diffère selon que l'on opère le passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur ou que l'on fait le passage du rapport de vitesses supérieur au rapport inférieur, pour cela les deux cas sont analysés différemment.

L'analyse du processus doit faire ressortir les paramètres importants qui influent sur la qualité et les performances du changement de rapport de vitesses, on doit donc pouvoir déterminer :

- l'énergie de friction dissipée dans les embrayages, qui doit être la plus petite possible,
- la durée totale du processus, qui doit être la plus courte possible,
- le couple transmis à l'arbre de sortie du système, qui ne doit pas présenter des variations brusques,
- les surcharges dynamiques, qui doivent être minimales,
- les possibilités d'accélération du véhicule.

III.1- Passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur.

III.1.1- Vérification du modèle dans le cas du recouvrement optimal

La rareté des publications des résultats numériques des travaux concernant le thème de notre étude et le manque du matériel nécessaire pour la vérification expérimentale nous oblige à vérifier nos résultats numériques en les comparant à des évolutions simples du processus pour lesquels sont disponibles les solutions analytiques des équations régissant le processus, on se rapporte donc aux travaux de DAJNIAK [6].

En plus des hypothèses posées [6], on suppose durant la phase de synchronisation que la variation du couple moteur en fonction du temps est linéaire et peut être obtenue par :

$$C_m(t) = C_m(t_1) + P_m \cdot t \quad (\text{III.1})$$

Les équations (I.2) et (I.3) du premier chapitre, donnent respectivement la durée de la phase de recouvrement optimal et l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage dans cette phase.

$$\Delta t_{opt} = C_r / (R_{2r} \cdot P_2) \quad (\text{I.2})$$

$$L_{2a} = \frac{\omega_m \cdot C_r^2}{2} \frac{1}{R_2 \cdot P_2} \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right) \quad (I.3)$$

En plus des données établies au troisième chapitre, on considère les valeurs suivantes :

- Arbre d'entrée (moteur) :
 - couple initial $C_m(0) = 251.37 \text{ N.m}$
 - vitesse de rotation $\omega_m(0) = 240.90 \text{ rad/s}$
- Arbre de sortie (récepteur) :
 - couple initial $C_r(0) = 336.22 \text{ N.m}$
 - vitesse de rotation $\omega_r(0) = 180.07 \text{ rad/s}$
- Embrayages :
 - couple maximal transmis $ME_{MAX} = 207.77 \text{ N.m}$
 - taux de croissance du couple $P_1 = 6000 \text{ N.m/s}$
 $P_2 = 600 \text{ N.m/s}$

Dans notre cas, les calculs ont été réalisés de deux manières :

- en utilisant des équations analytiques,
- en adoptant une méthode numérique, pour cela nous avons développé un programme de calcul pour répondre à cet objectif. L'élasticité du matériau est prise en compte afin de déterminer son effet sur l'évolution du processus.

Les résultats de calcul sont regroupés sous le tableau (III.1). On remarque que l'effet de l'élasticité du matériau est quasi-nul sur l'évolution du processus, de ce fait, nous avons décidé de poursuivre nos calculs sans la prise en considération de l'influence de ce paramètre.

Phase	Grandeur	Résultats		
		(1) analytique	(2) numérique	(3) numérique
recouvrement optimal	durée [s]	0.3794	0.3787	0.3781
	énergie de friction dissipée dans E_2 [J]	3851.6	3850.2	3849.5

Tableau III.1 : Comparaison des résultats.

III.1.2- Changement de rapport de vitesses avec recouvrement optimal

Si on considère que l’embrayage E_1 du rapport inférieur est déclenché au temps $t_0 = 0$, alors le recouvrement de l’embrayage E_2 du rapport supérieur est optimal en enclenchant celui-ci au temps t'_0 tel que :

$$t_1 - t'_0 = \frac{C_r}{P_2 \cdot R_{2r}} \tag{III.2}$$

t_1 correspond à la fin de la durée de recouvrement optimal, c’est à dire l’instant où l’embrayage E_1 est complètement déclenché.

D’après l’équation (III.2), la durée de recouvrement optimale ne dépend plus que du couple résistant une fois que le taux de croissance P_2 et le rapport partiel R_{2r} ont été fixés. Pour obtenir le recouvrement optimal, on devra considérer un couple résistant C_r constant.

a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe

Dans cette partie on considère que le moteur travaille sur sa caractéristique externe, c’est à dire que l’ouverture de l’alimentation du carburant est maximale. Alors, la variation du couple moteur C_m en fonction de la vitesse de rotation ω_m du moteur est donnée par les équations (II.7) et (II.8), le couple résistant C_r est choisi constant.

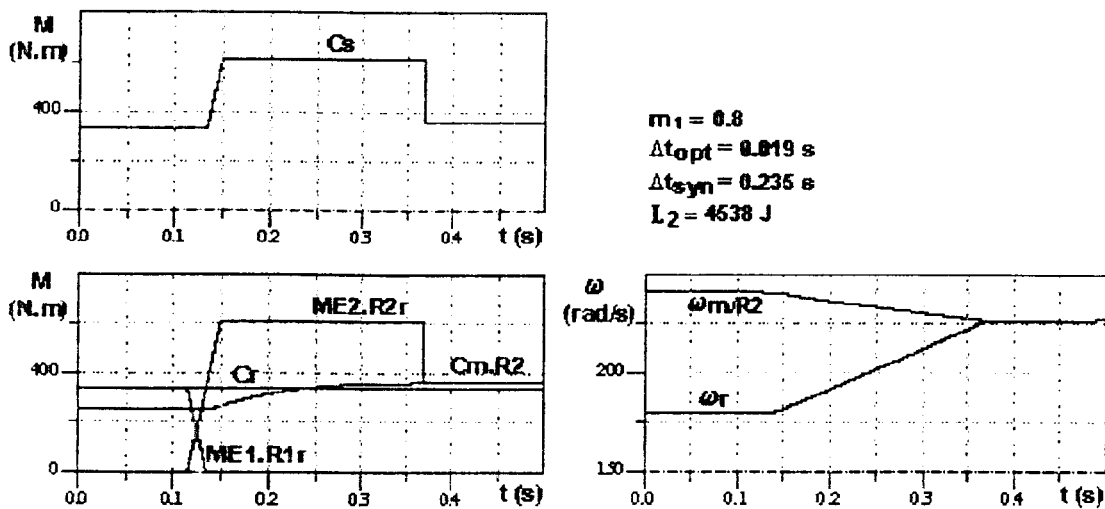


Figure III.1 : Recouvrement optimal avec C_r élevé.

On remarque dans le cas d’un couple résistant élevé, figure (III.1), que le couple C_s sur l’arbre de sortie présente des variations importantes et brusques, ceci peut engendrer des chocs au niveau de la transmission. Dans ce cas la, durée de synchronisation des vitesses Δt_{syn} se trouve prolongée et la valeur de l’énergie L_2 dissipée par friction dans l’embrayage E_2 augmente et devient assez importante.

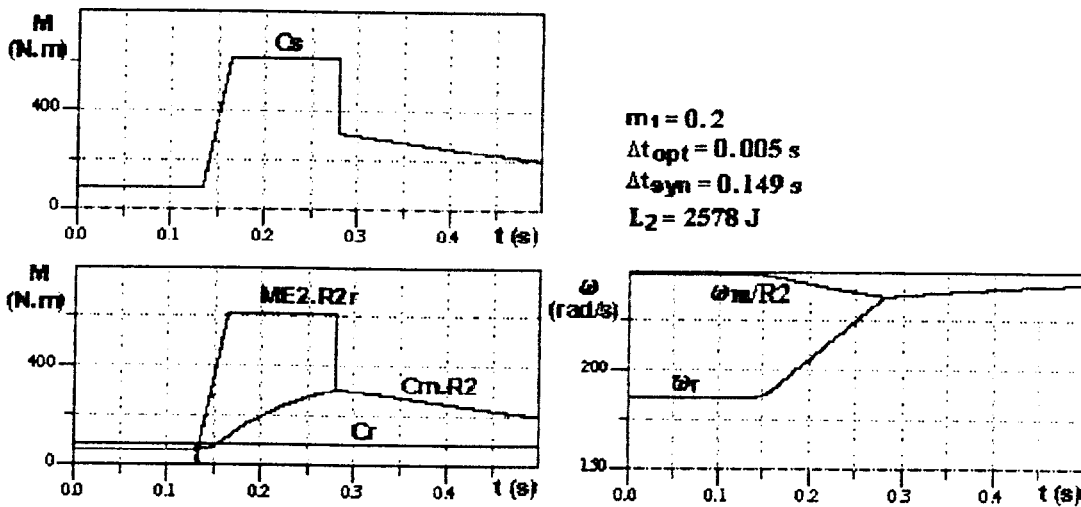


Figure III.2 : Recouvrement optimal avec C_r faible.

Par contre, on remarque dans le cas d'un couple résistant faible, figure (III.2), que le couple C_s sur l'arbre de sortie présente des variations brusques et plus importantes, cependant la durée de synchronisation Δt_{syn} est moins courte ainsi que la valeur de l'énergie L_2 dissipée par friction dans l'embrayage E_2 est moins élevée.

b)- Influence des moments d'inertie

Dans cette partie, on a essayé de déterminer les effets des variations des moments d'inertie sur l'évolution du processus et en particulier sur l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 ainsi que sur la durée totale du processus. Le couple résistant est choisi constant durant le processus.

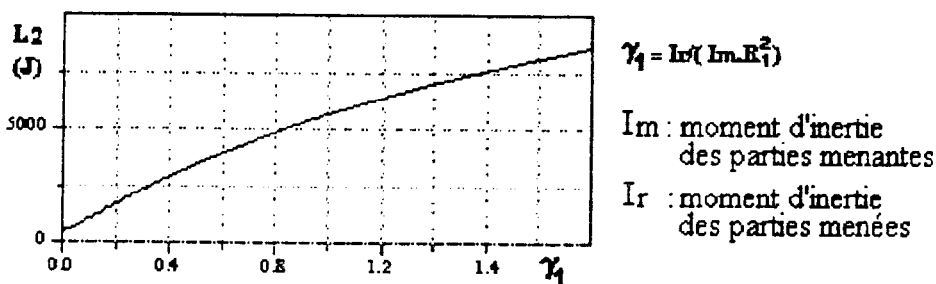


Figure III.3 : Recouvrement optimal, variations de L_{E2} en fonction de γ_1 .

Sur la figure (III.3), on remarque que la valeur de l'énergie L_2 dissipée par friction dans l'embrayage E_2 augmente avec l'augmentation du rapport γ_1 , la variation de L_2 en fonction de γ_1 est parabolique, on peut l'exprimer :

$$L_2 = \sqrt{40 \cdot \gamma_1 - 5.75}$$

et :
$$\gamma_1 = \frac{I_r}{I_m \cdot R_1^2} \tag{III.3}$$

avec : L_2 calculé en KJ

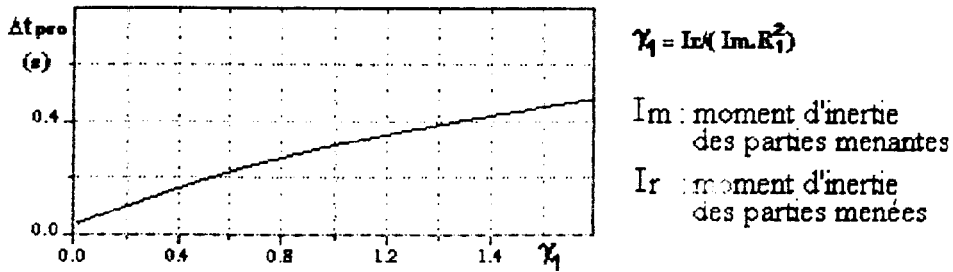


Figure III.4 : Recouvrement optimal, variations de Δt_{pro} en fonction de γ_1 .

Par contre la durée totale du processus Δt_{pro} représentée sur la figure (III.4) varie en fonction du rapport γ_1 de la même manière que l'énergie L_2 dissipée par friction, figure (III.3), cette variation parabolique est approchée par l'expression suivante :

$$\Delta t_{pro} = \sqrt{0.12 \cdot \gamma_1 - 0.014}$$

et $\gamma_1 = \frac{I_r}{I_m \cdot R_1^2}$ (III.4)

avec :

Δt_{pro} calculé en secondes (s).

Ces résultats montrent que la valeur de γ_1 doit être la plus petite possible, c'est à dire que I_r doit être le plus petit possible devant I_m et que la valeur de R_1 doit être la plus élevée possible.

c)- Couple moteur variable

Dans cette partie, on considère que le moteur ne travaille pas sur sa caractéristique externe. Alors, suivant les conditions de traction, le moteur sera soit en régime stable, soit en régime accéléré (couple moteur croissant) ou soit en régime décéléré (couple moteur décroissant).

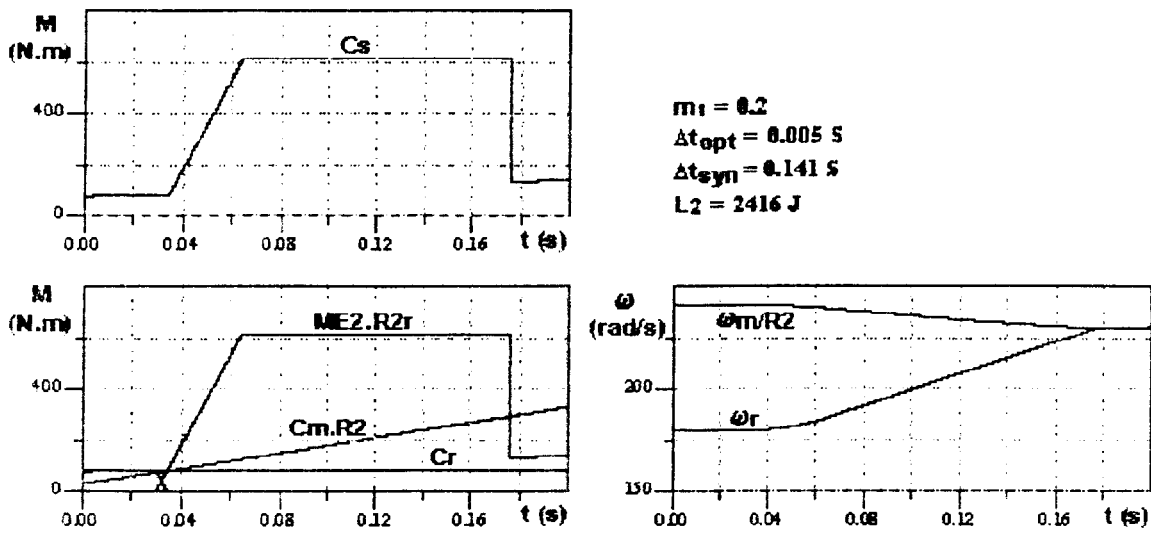


Figure III.5 : Recouvrement optimal avec C_m croissant

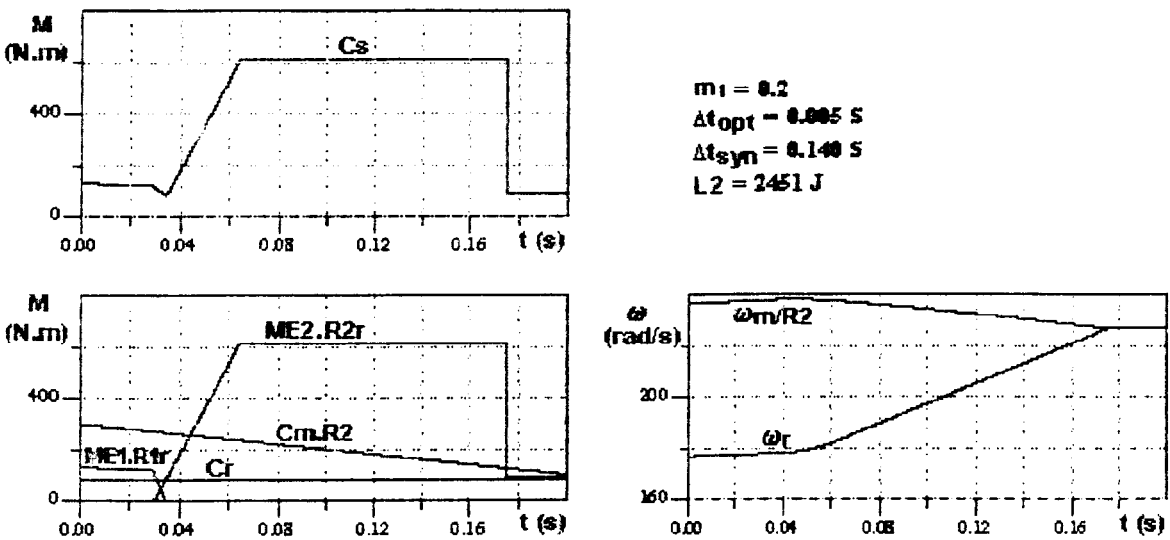


Figure III.6 : Recouvrement optimal avec C_m décroissant.

Sur les figures (III.5 et III.6), on remarque que pratiquement l'évolution du processus de changement de rapports avec recouvrement optimal et couple moteur variable durant le processus est identique à celle de la partie (a). Par contre, il est intéressant de noter, qu'un couple moteur croissant donne de meilleurs résultats sur la traction du véhicule, puisque à la fin du processus, la vitesse de déplacement du véhicule est supérieure et l'accélération du véhicule est maintenue.

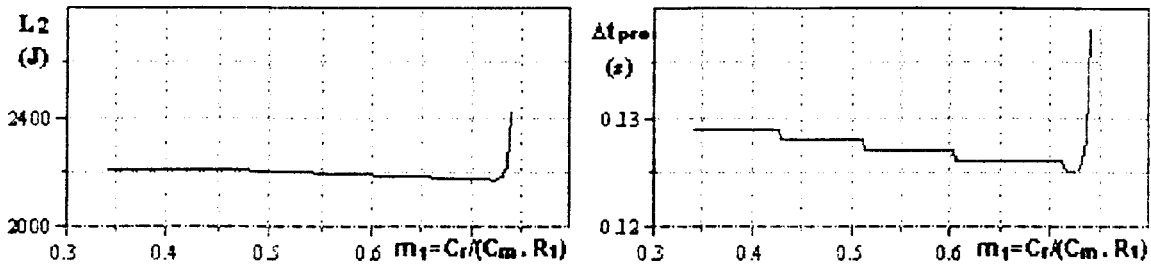


Figure III.7 : Recouvrement optimal avec variation du rapport m_1

Les courbes de la figure (III.7) représentent l'influence du rapport m_1 sur l'énergie L_2 dissipée par friction dans l'embrayage E_2 et sur la durée totale Δt_{pro} du processus. On remarque pour les valeurs de m_1 inférieures à 0.75 que l'énergie L_2 et la durée Δt_{pro} ont des valeurs pratiquement constantes et minimales. Par contre, pour les valeurs de m_1 supérieures à 0.75, les valeurs de L_2 et Δt_{pro} augmentent de façon exponentielle. Il devient très important de veiller à ce que ce rapport m_1 ne dépasse pas cette valeur de 0.75 en donnant à chaque fois la valeur adéquate au couple moteur C_m .

d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables

On considère que le moteur travaille sur sa caractéristique externe, que le couple résistant est constant, ensuite on calcule la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 pour différentes valeurs des taux d'accroissement P_1 et P_2 du couple des embrayages E_1 et E_2 .

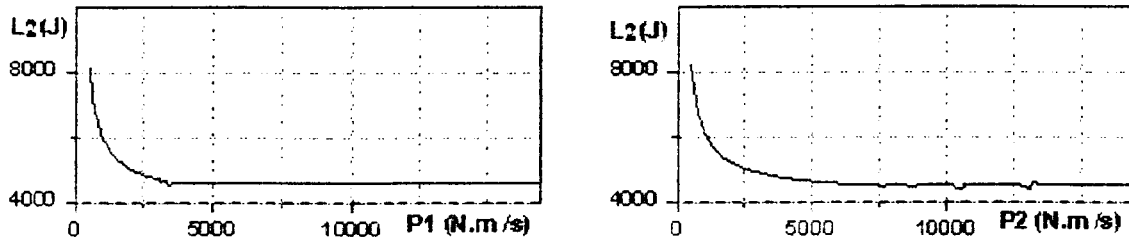


Figure III.8 : Recouvrement optimal, énergie de friction en fonction de P_1 , P_2 .

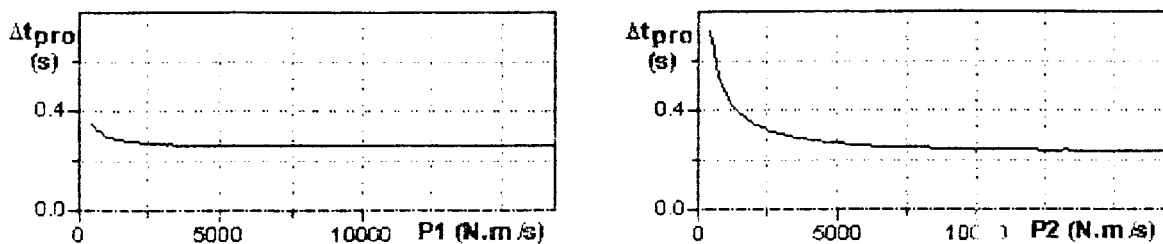


Figure III.9 : Recouvrement optimal, durée du processus en fonction P_1 , P_2 .

Les figures (III.8) et (III.9) montrent, pour les valeurs des taux d'accroissement P1 et P2 inférieures à 5000 N.m/s que la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans E_2 varient de façon hyperboliques en fonction de P1 et P2. Si les valeurs de P1 et P2 deviennent très petites, alors L_2 et Δt_{pro} prennent des valeurs très élevées et deviennent très vite inacceptables. Par contre, on remarque, pour les valeurs de P1 et P2 supérieures à 5000 N.m/s que L_2 et Δt_{pro} sont constant et ont des valeurs minimales ($L_2 = 4.2$ KJ et $\Delta t_{pro} = 0.25$ s).

De ces résultats, il apparaît clairement dans notre cas, que les valeurs de P1 et P2 doivent être choisies supérieures à 5000 N.m/s.

e)- Conclusion sur le recouvrement optimal

Des différents résultats obtenus, il en ressort que :

- la durée de recouvrement optimal dépend des taux d'accroissement des couples d'embrayages et du couple résistant,
- la durée de synchronisation dépend du couple résistant, de la valeur du couple moteur par rapport à celle du couple résistant et des taux d'accroissement des embrayages,
- l'énergie de friction dépend du couple résistant, des taux d'accroissements des couples d'embrayages, de la durée de synchronisation et des moments d'inertie,
- les variations du couple C_s sur l'arbre de sortie dépendent de la valeur du couple résistant, des taux d'accroissement des couples d'embrayages et de la valeur du couple maximal transmissible par les embrayages.

On peut conclure, qu'un changement de rapport de vitesses avec recouvrement optimal évite l'apparition du couple tournant (pas de surcharge dynamique), que la dissipation de l'énergie par friction est modérée et que la durée totale du processus est relativement courte. Cependant pour que ces valeurs restent relativement faibles il faut respecter certaines conditions sur les valeurs de quelques paramètres. En particulier, les valeurs de P1 et P2 doivent être supérieures à 5000 N.m/s et il faut veiller à ce que durant le processus la valeur du couple moteur C_m donne un rapport m_1 de valeur inférieure à 0.75.

III.1.3- Changement de rapport de vitesses avec surplus de recouvrement

Dans la pratique, le couple résistant d'un véhicule subit des variations ininterrompues, il en résulte que la durée de recouvrement optimal établit au début du processus du changement de rapports de vitesses devient inadaptée à cause justement des variations du couple résistant, on se retrouve souvent soit, dans le cas d'un surplus de recouvrement, soit dans le cas d'un sous recouvrement, dans cette partie, on analyse le cas du surplus de recouvrement.

a)- Couple résistant constant avec moteur travaillant sur sa caractéristique externe

Dans ce cas on considère le couple résistant constant et on fixe la durée de recouvrement supérieur à la durée de recouvrement optimal.

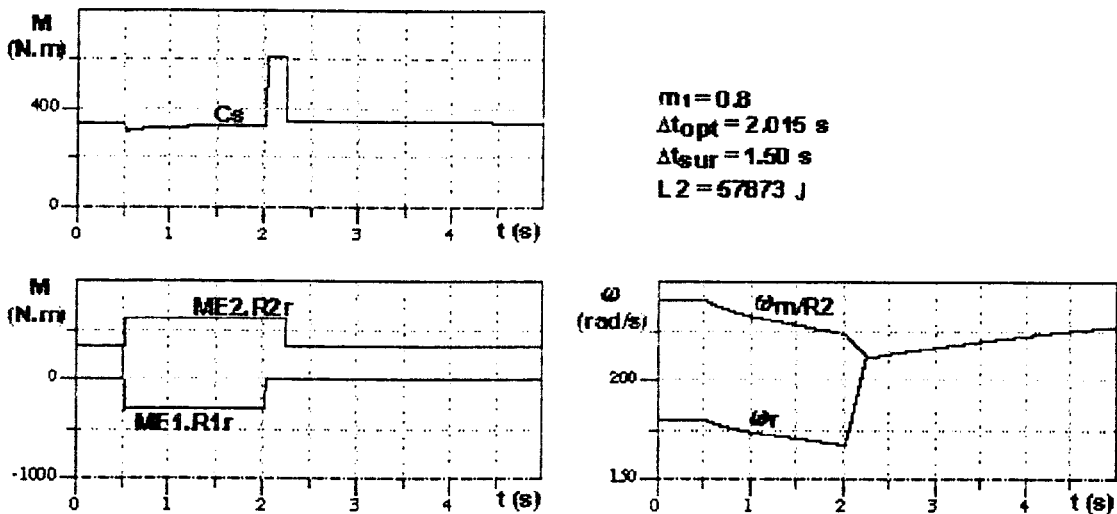


Figure III.10: Evolution du processus avec surplus de recouvrement

Il est intéressant de remarquer dans le cas d'un changement de rapports avec surplus de recouvrement, figure (III.10), qu'il y'a apparition du couple tournant qui a pour conséquence une surcharge du moteur et donc une réduction de la vitesse de rotation du moteur et aussi une réduction de la vitesse de déplacement du véhicule. En plus, la durée totale du processus et l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 augmentent respectivement (figure III.11).

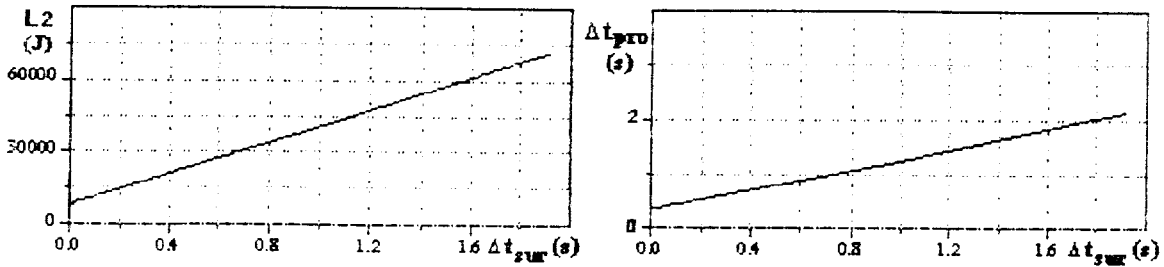


Figure III.11 : Energie de friction et durée du processus en fonction du surplus de recouvrement

La figure (III.11), illustre l'augmentation linéaire de l'énergie L_2 dissipée par friction ainsi que la durée totale Δt_{pro} du processus en fonction de l'augmentation de la durée du surplus de recouvrement. Pour un couple résistant constant, on peut écrire :

$$LE_2 = A_1 \cdot \Delta t_{sur} + B_1 \quad (III.5)$$

$$\Delta t_{pro} = A_2 \cdot \Delta t_{sur} + B_2 \quad (III.6)$$

avec :

A_1, A_2, B_1 et B_2 constantes

et :

$$A_1 = 33582 \text{ J/s}$$

$$B_1 = 8284 \text{ J}$$

$$A_2 = 0.928$$

$$B_2 = 3.285 \text{ s}$$

b)- Couple résistant variable

Dans ce cas, on considère au début un changement de rapports de vitesses avec recouvrement optimal, ensuite une variation brusque du couple résistant durant le processus, ce cas est fréquent pour les tracteurs agricoles en travail de labourage.

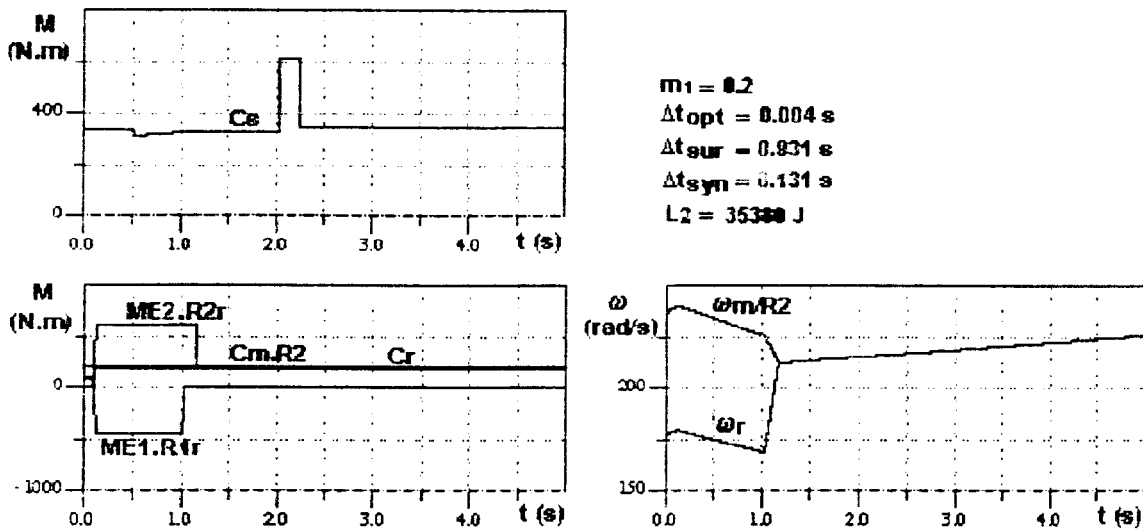


Figure III.12: Evolution du processus avec surplus de recouvrement et C_r variable.

Le processus de changement de rapport de vitesses représenté sur la figure (III.12) montre que la variation du couple résistant C_r est brusque, cette augmentation conduit à un surplus de recouvrement, qui a pour conséquence, l'apparition du couple tournant, une surcharge du moteur et une réduction de la vitesse de déplacement du véhicule, ces effets sont plus ou moins prononcés suivant la variation de C_r . Donc, malgré la détermination de la valeur de la durée de recouvrement optimale au début du processus, les variations de C_r peuvent avoir des conséquences sur la nature du recouvrement durant le processus.

c)- Couple moteur variable

Dans cette partie, on considère différentes valeurs du couple moteur par rapport au couple résistant qui a été pris comme constant.

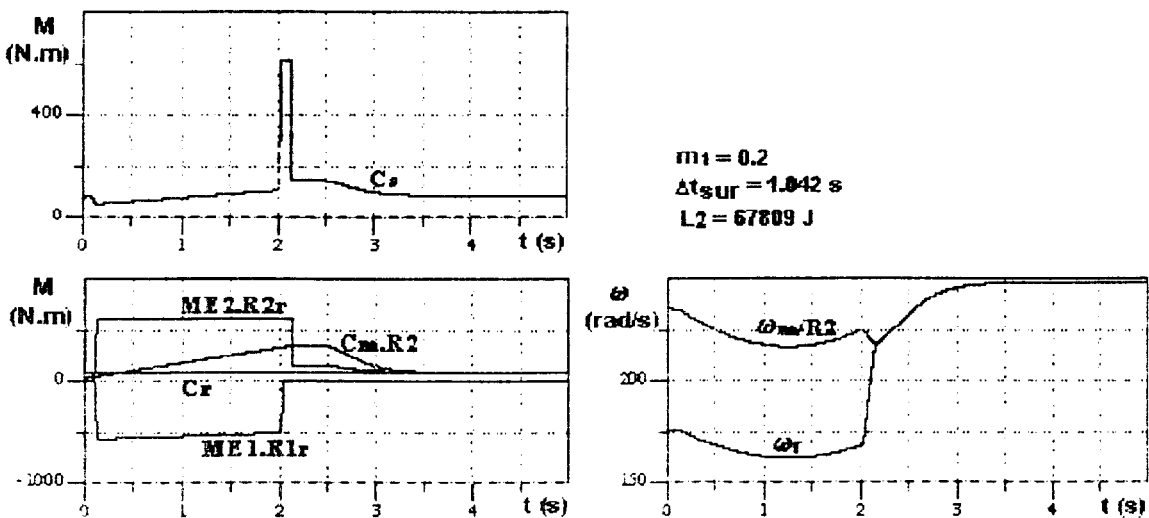


Figure III.13 : Surplus de recouvrement avec Cm croissant.

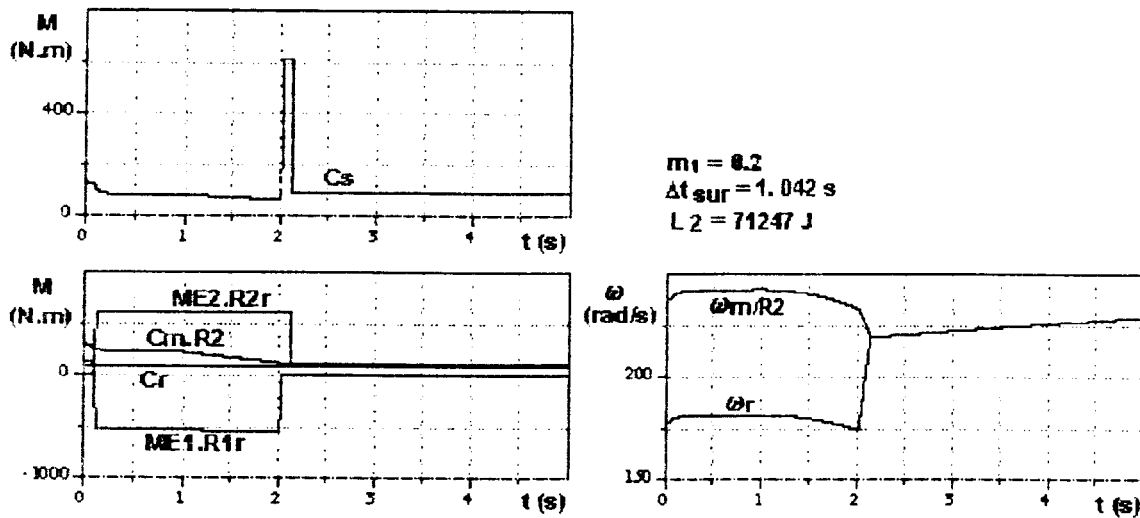


Figure III.14 : Surplus de recouvrement avec Cm décroissant.

On a représenté dans les figures (III.13 et III.14) l'évolution des couples et des vitesses de rotation durant le processus de changements de rapports avec surplus de recouvrement et couple moteur variable. On remarque, que l'augmentation du couple moteur entraîne l'augmentation du couple tournant, ce qui surcharge le moteur et provoque une diminution de la vitesse de déplacement du véhicule. Cependant la durée de synchronisation des éléments de friction de l'embrayage E_2 devient très courte mais en contre partie, la variation du couple sur l'arbre de sortie devient très brusque.

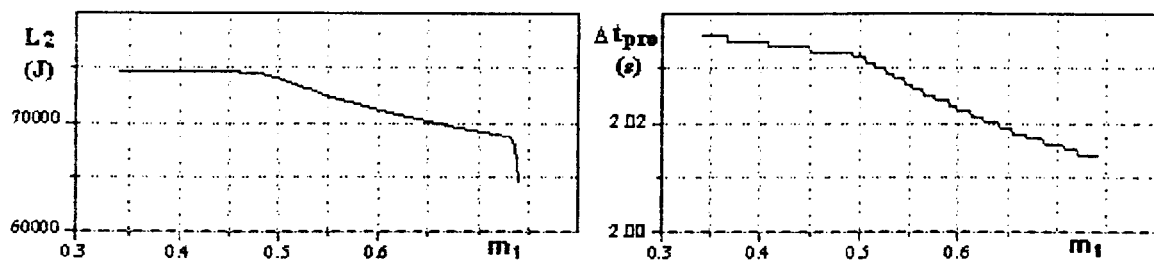


Figure III.15 : Surplus de recouvrement avec variation du rapport m_1

Les courbes de la figure (III.15) représentent l'influence du rapport m_1 sur l'énergie L_2 dissipée par friction dans l'embrayage E_2 et sur la durée totale Δt_{pro} du processus. On remarque que lorsque la valeur du couple moteur C_m diminue, que les valeurs de l'énergie L_2 et de la durée Δt_{pro} diminuent aussi, ce résultat s'explique par le fait que la valeur du couple tournant augmente avec l'augmentation du couple moteur. Donc, dans le cas d'un surplus de recouvrement, on doit donner au couple moteur C_m , la valeur la plus petite possible.

d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables

On considère que le moteur travaille sur sa caractéristique externe avec couple résistant constant, on choisit un changement de rapports avec surplus de recouvrement, ensuite on calcule la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 pour différentes valeurs des taux d'accroissement P_1 et P_2 du couple des embrayages E_1 et E_2 .

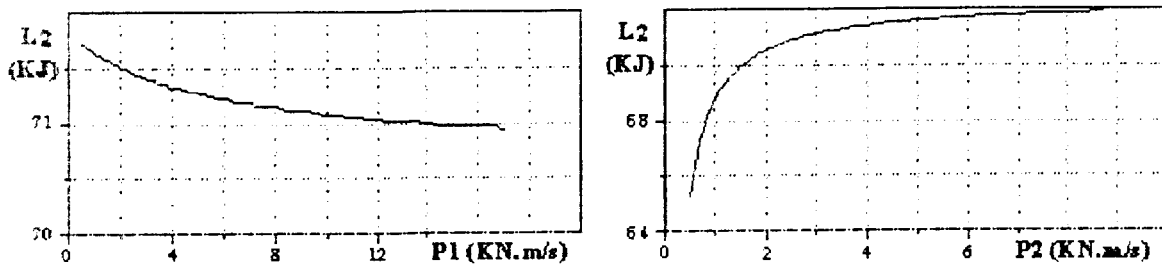


Figure III.16 : Surplus de recouvrement, énergie de friction en fonction de P_1, P_2 .

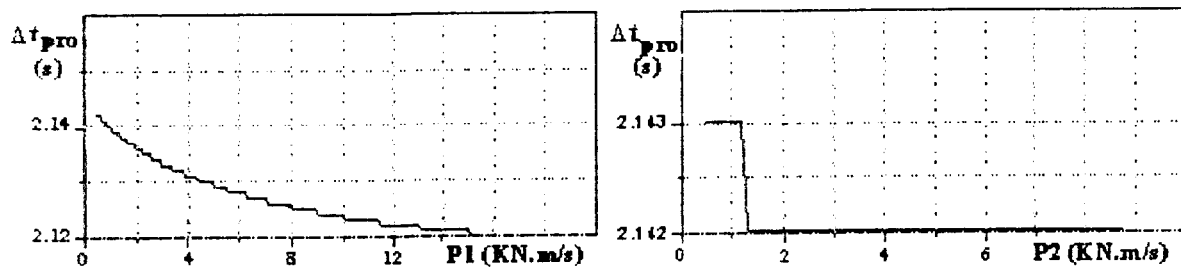


Figure III.17 : Surplus de recouvrement, durée du processus en fonction P_1, P_2 .

Les résultats représentés dans les figures (III.16 et III.17) pour le cas d'un surplus de recouvrement montrent que plus le taux d'accroissement P_1 du couple de l'embrayage E_1 augmente plus la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans E_2 sont réduites. De même, lorsque le taux d'accroissement P_2 du couple de l'embrayage E_2 augmente la durée du processus diminue, par contre, l'énergie dissipée par friction dans E_2 augmente lorsque P_2 augmente. Cependant, les variations de la durée du processus sont de l'ordre du centième de secondes en fonction de P_1 et de l'ordre du millième de secondes en fonction de P_2 , on peut donc, négliger ces variations. Donc, dans le cas d'un surplus de recouvrement, il devient intéressant de réduire P_2 .

e)- Influence des moments d'inertie

Dans cette partie, on choisit différentes valeurs des moments d'inertie et on calcule l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 ainsi que sur la durée totale du processus. Le processus est choisi avec surplus de recouvrement et couple résistant pris constant.

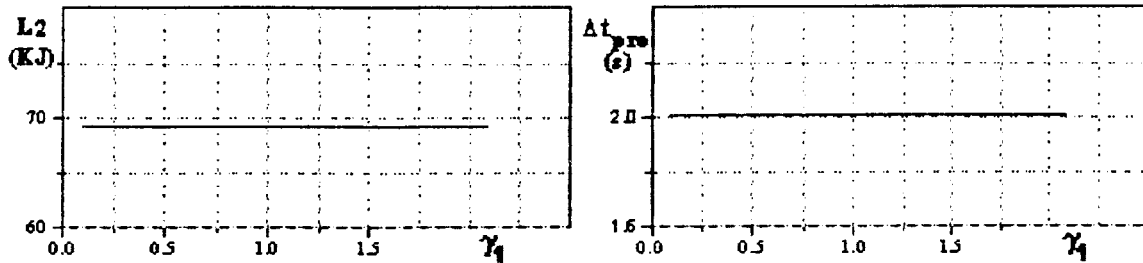


Figure III.18 : Surplus de recouvrement, variations de L_2 et de Δt_{pro} en fonction de γ_1 .

Les courbes de la figure (III.18), montrent l'effet du rapport des moments d'inertie γ_1 sur l'énergie L_2 dissipée par friction dans l'embrayage E_2 et sur la durée Δt_{pro} du processus. On conclue que L_2 et Δt_{pro} ne dépendent pas de γ_1 et ce dans le cas du surplus de recouvrement.

f)- Conclusion sur le surplus de recouvrement

Dans cette partie de l'étude, on a pu constater que :

- le surplus de recouvrement dépend des variations du couple résistant,
- la durée de synchronisation dépend du couple résistant, de la valeur du couple moteur par rapport à celle du couple résistant,
- l'énergie de friction dépend du couple résistant, des taux d'accroissements des couples d'embrayages, de la durée de surplus de recouvrement,
- les variations du couple C_s sur l'arbre de sortie dépendent de la valeur du couple résistant, des taux d'accroissement des couples d'embrayages et de la valeur du couple maximal transmissible par les embrayages.

En conclusion, le surplus de recouvrement engendre une surcharge du moteur, une énergie dissipée par friction plus élevée ainsi qu'une durée plus longue du processus sans atténuation des variations du couple sur l'arbre de sortie, ce qui a pour conséquence, une consommation supplémentaire de carburant, une fatigue du moteur, une diminution des performances de traction et une usure prématurée des éléments de la transmission. En plus, pour essayer d'atténuer les effets néfastes du surplus de recouvrement, on ne pourra qu'agir sur le couple moteur et le taux d'accroissement de l'embrayage E_2 (on les réduisant aux valeurs les plus petites possibles).

III.1.4- Changement de rapport de vitesses avec sous recouvrement

Dans cette partie, on considère le cas où les variations du couple résistant engendrent un processus de changement de rapports de vitesses avec un sous recouvrement de l'embrayage E_1 par l'embrayage E_2 .

a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe et le couple résistant pris constant

On considère que le couple résistant est constant et on fixe la durée de recouvrement inférieur à la durée de recouvrement optimal.

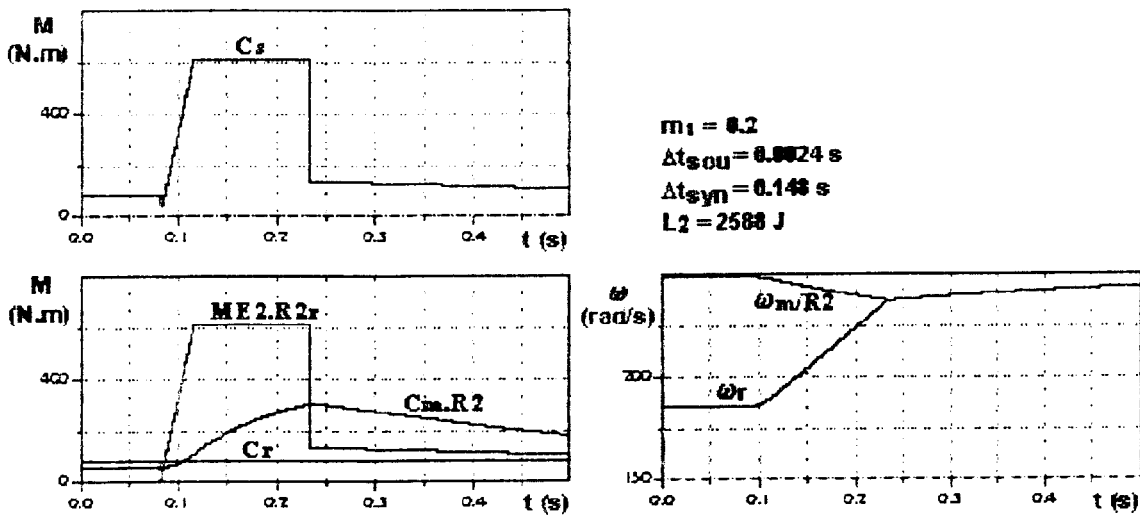


Figure III.19 : Evolution du processus avec sous recouvrement.

On remarque dans le cas d'un changement de rapports avec sous recouvrement, c'est à dire avec un recouvrement inférieur au recouvrement optimal (figure III.19), que dans le cas d'un couple résistant faible, la vitesse de déplacement du véhicule ne subit pas de réduction, cependant, l'accélération donnée au véhicule est inférieure au cas du recouvrement optimal. Dans le cas contraire d'un couple résistant élevé, la vitesse du véhicule subit une diminution sensible.

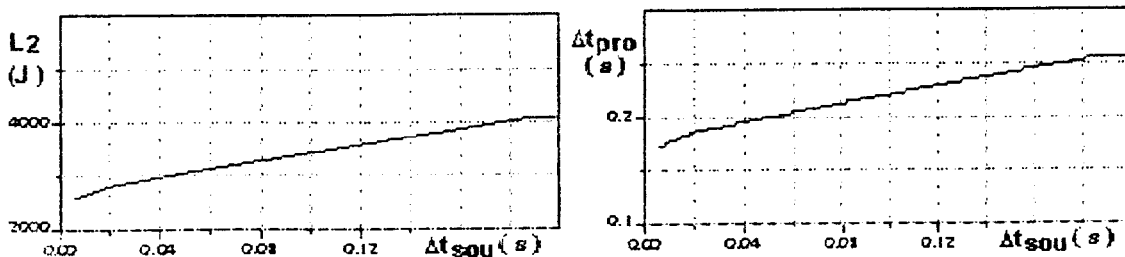


Figure III.20 : Energie de friction et durée du processus en fonction du sous recouvrement.

La figure (III.20) nous permet de constater, que pratiquement l'énergie de friction et la durée totale du processus augmentent linéairement avec l'augmentation de la durée du sous recouvrement, jusqu'à atteindre un maximum qui correspond à une interruption totale de la transmission de puissance.

b)- couple résistant variable

Cette fois ci, on essaye d'étudier l'influence de la variation du couple résistant durant le passage de rapports de vitesses sur l'évolution du processus. Lorsque le couple résistant augmente alors la durée du sous recouvrement augmente et inversement.

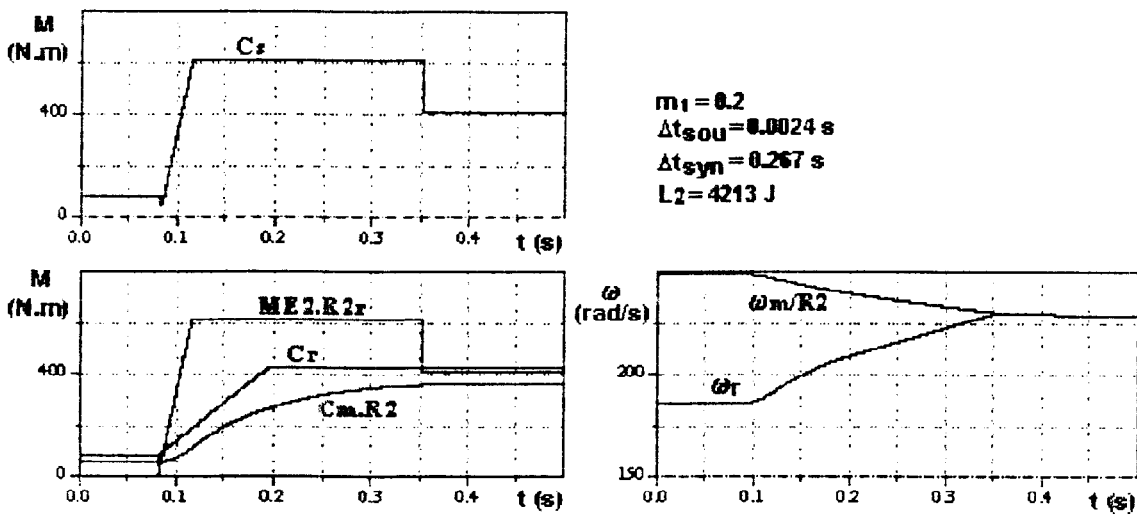


Figure III.21: Evolution du processus avec sous recouvrement et Cr croissant.

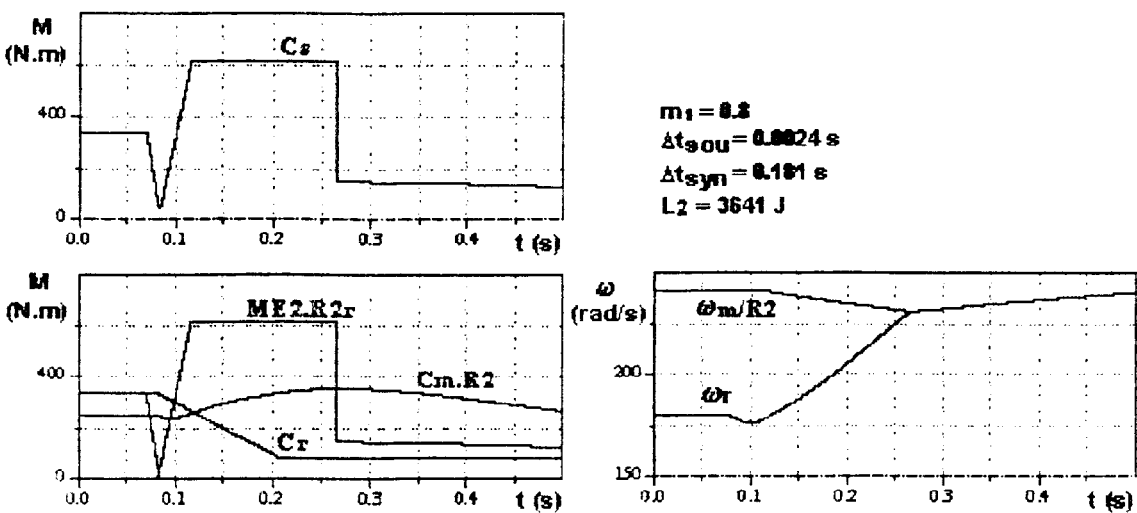


Figure III.22: Evolution du processus avec sous recouvrement et Cr décroissant.

Les résultats de la figure (III.21) montrent, lorsque le couple résistant augmente que le sous recouvrement augmente que la vitesse du véhicule commence à diminuer à la fin du processus, que l'énergie dissipée par friction ainsi que la durée du processus augmentent (comparativement au cas de la figure III.19). Par contre sur la figure (III.22), on peut noter que les valeurs de l'énergie dissipée par friction ainsi que la durée du processus sont moins importantes que celles de la figure (III.21). Donc, plus le couple résistant diminue durant le processus, plus on s'approche d'un processus avec recouvrement optimal.

c)- Taux de croissance des couples des embrayages variables

On choisit un passage de rapport de vitesses avec sous recouvrement de l'embrayage E_1 par l'embrayage E_2 , ensuite, on évalue l'énergie dissipée par friction ainsi que la durée totale du processus pour différentes valeurs des taux d'accroissement des couples des embrayages.

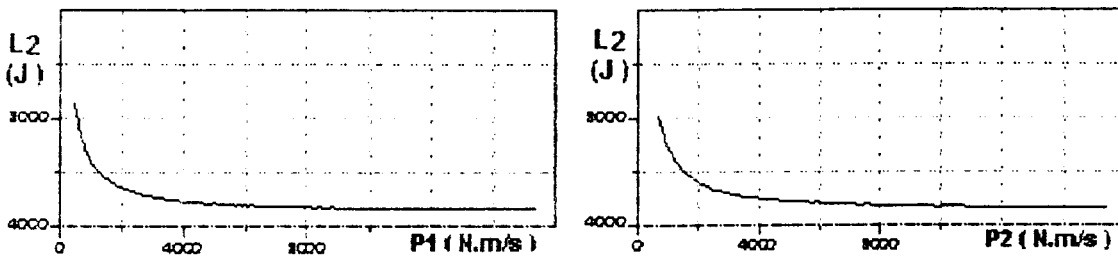


Figure III.23 : Sous recouvrement, énergie de friction en fonction de P_1 , P_2 .

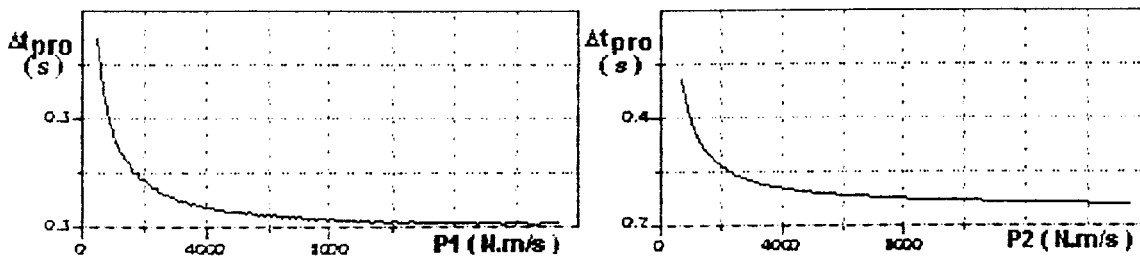


Figure III.24 : Sous recouvrement, durée du processus en fonction P_1 , P_2

Les figures (III.23) et (III.24) montrent, comme dans les cas du recouvrement optimal, que l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 et la durée totale du processus sont très élevées pour les faibles valeurs des taux d'accroissement P_1 et P_2 des couples des embrayages pour ensuite diminuer avec l'augmentation de P_1 et P_2 . On remarque que toutes les courbes tendent vers une valeur asymptotique à partir d'une certaine valeur de P_1 et P_2 qui est de l'ordre de 5000 N.m/s.

d)- Couple moteur variable

Dans cette partie, on considère les cas où le couple moteur varie durant le processus ensuite les cas pour lesquels on choisit différentes valeurs du couple moteur par rapport au couple résistant dont sa valeur a été prise constante.

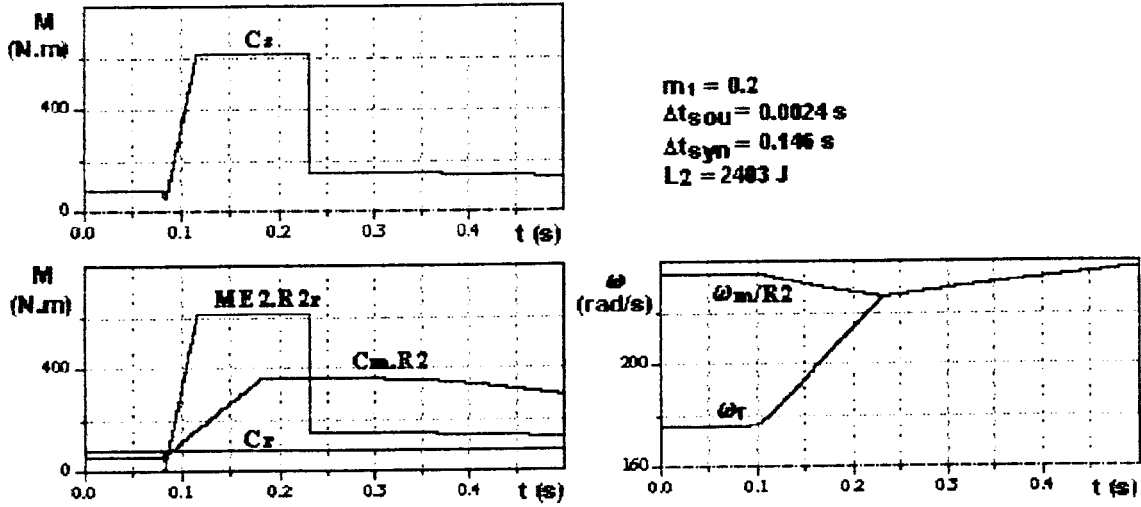


Figure III.25 : Sous recouvrement avec C_m croissant.

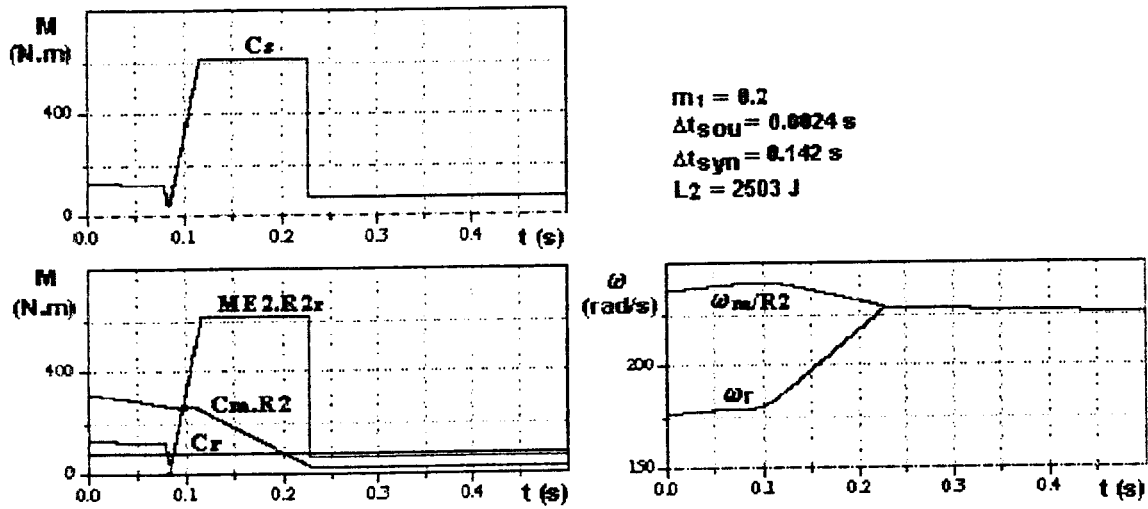


Figure III.26 : Sous recouvrement avec C_m décroissant.

Les figures (III.25 et III.26) permettent de constater, que l'influence de la variation du couple moteur durant le processus, pratiquement n'a pas d'incidence sur celui-ci à l'opposé d'un passage de rapport de vitesses avec surplus de recouvrement.

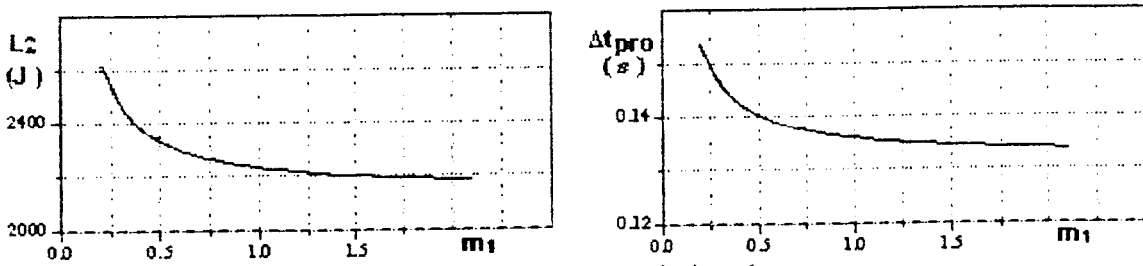


Figure III.27 : Sous recouvrement avec variation du rapport m_1

Cependant, la figure (III.27) montre que la valeur du couple moteur C_m par rapport au couple résistant C_r influe sur l'énergie dissipée par friction ainsi que la durée totale du processus. On remarque, que la variation de L_2 et Δt_{pro} est hyperbolique en fonction de m_1 et qu'à partir de la valeur m_1 égale à 0.8, les valeurs de L_2 et Δt_{pro} sont pratiquement constantes et minimales. La aussi, comme dans le cas du surplus de recouvrement, il faudra choisir les valeurs de m_1 les plus élevées possibles (supérieures à 0.8).

e)- Influence des moments d'inertie

Dans cette partie, on tente d'analyser l'influence des moments d'inertie sur la variation de l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 et sur la durée totale du processus. Les calculs ont été réalisés avec un sous recouvrement et la valeur du couple résistant est prise constante.

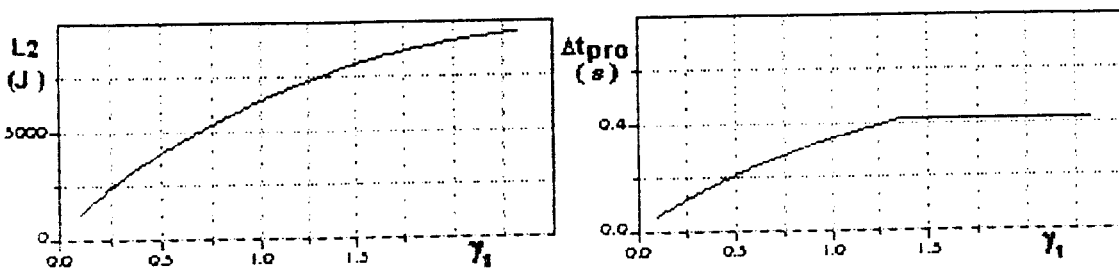


Figure III.28 : Sous recouvrement, variations de L_{E2} et de Δt_{pro} en fonction de γ_1 .

La figure (III.28) montre clairement que plus petit sera le rapport γ_1 , plus petites seront les valeurs de l'énergie dissipée par friction et la durée totale du processus. Ces variations sont pratiquement identiques à celles obtenues dans le cas d'un processus avec recouvrement optimal.

f)- Conclusion sur le sous recouvrement

Dans cette partie de l'étude, on a pu constater que :

- le sous recouvrement dépend des variations du couple résistant,
- l'énergie de friction dépend du couple résistant, des taux d'accroissements des couples d'embrayages, de la durée de sous recouvrement et des moments d'inertie,
- les variations du couple C_s sur l'arbre de sortie dépendent de la valeur du couple résistant, des taux d'accroissement des couples d'embrayages et de la valeur du couple maximal transmissible par les embrayages.

En outre, le sous recouvrement a pour conséquences, surtout pour les valeurs élevées du couple résistant, une énergie dissipée par friction plus élevée, une durée plus longue du processus, des variations brusques du couple sur l'arbre de sortie et surtout une forte diminution de la vitesse de déplacement du véhicule, ce qui oblige souvent le conducteur à repasser aux rapports de vitesses inférieurs. Ceci a pour conséquences, une consommation supplémentaire de carburant (nécessaire pour accélérer de nouveau le véhicule), une fatigue du conducteur et une usure plus ou moins accentuée des éléments de la transmission. Cependant, on peut atténuer ces effets néfastes, en choisissant durant le processus la valeur du couple moteur telle que m_1 soit supérieur à 0.8 et les valeurs de P1 et P2 supérieures à 5000 N.m/s.

1.5- Conclusion sur le passage du rapport de vitesses inférieur au rapport supérieur.

D'après les résultats obtenus dans ce chapitre (III.1), on peut affirmer que :

- la durée du recouvrement optimal de l'embrayage E_1 par l'embrayage E_2 est déterminée principalement par la valeur du couple résistant C_r et celle du taux d'accroissement P2 du couple de l'embrayage E_2 , si durant le processus le couple résistant change de valeur (c'est souvent le cas en pratique), alors, on se trouvera soit dans le cas du surplus de recouvrement si C_r a diminué soit dans le cas du sous recouvrement si C_r a augmenté,
- le rapport des moments d'inertie γ_1 doit être le plus petit possible, ce qui a pour conséquence une réduction de l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_2 et de la durée totale du processus, ceci quelque soit le type de recouvrement (optimal, sous recouvrement ou surplus de recouvrement). La réduction de ce rapport peut être obtenue en choisissant R_1 le plus grand possible, ce qui revient en pratique à bien choisir l'emplacement du système de changement de rapports de vitesses au niveau de la transmission du véhicule,

- les taux d'accroissements $P1$ et $P2$ des couples des embrayages doivent être les plus élevés possibles (en pratique de l'ordre de 6000 N.m/s), sauf lorsque l'on se trouve en surplus de recouvrement alors il faudra réduire au maximum le taux d'accroissement $P2$ du deuxième embrayage E_2 ,
- la valeur du rapport m_1 du couple moteur C_m à celle du couple résistant C_r au début du processus de changement de rapports doit être inférieure à environ 0.8 (ce qui correspond à la charge normale de fonctionnement du moteur) et ceci dans le cas du recouvrement optimal, par contre, dans le cas du sous recouvrement ce rapport doit être le plus élevé alors que dans le cas du surplus de recouvrement ce rapport doit s'approcher de la valeur 0.8 . La valeur idéale de ce rapport peut être obtenue en agissant sur le couple moteur c'est à dire sur le moteur lui même, on devrait donc disposer d'un système qui permettrait le contrôle de l'alimentation en carburant du moteur,
- le couple C_s sur l'arbre de sortie du système de changement de rapports subit quelque soit le type de recouvrement des variations très brusques néfastes pour tout le système de la transmission, on peut remédier à cela en agissant sur la valeur du taux $P2$ de l'accroissement du couple de l'embrayage E_2 , et ceci en variant cette valeur durant le processus, par exemple réduire la valeur de $P2$ une fois la durée du recouvrement optimale a été accomplie.

III.2- Passage du rapport de vitesses supérieur au rapport inférieur.

Le passage du rapport de vitesse supérieur au rapport inférieur se fait en général, lorsque le couple moteur au niveau des roues du véhicule devient inférieur au couple résistant, ce qui a tendance à freiner le véhicule. Ce passage est obtenu en déclenchant l'embrayage E_2 du rapport de vitesse supérieur pendant un certain temps durant lequel la transmission du couple moteur vers les roues du véhicule est complètement interrompue, ensuite on enclenche l'embrayage E_1 du rapport inférieur.

III.2.1- Changement de rapport de vitesses avec interruption optimale

Si on considère que l'embrayage E_2 du rapport supérieur est déclenché au temps $t_0 = 0$, alors l'embrayage E_1 du rapport inférieur ne doit être enclenché que lorsque la vitesse de rotation $\omega_{E_{1m}}$ des éléments menants de cet embrayage devienne égale à $\omega_{E_{1r}}$ vitesse de rotation des éléments menés, cette durée d'interruption correspond à l'interruption optimale. Les valeurs des vitesses de rotation $\omega_{E_{1m}}$ et $\omega_{E_{1r}}$ se déterminent par les expressions suivantes :

$$\omega_{E_{1m}} = \frac{\omega_m}{R_{1m}} \tag{III.7}$$

$$\omega_{E_{1r}} = \omega_r \cdot R_{1r} \tag{III.8}$$

a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe

On suppose que le moteur travaille sur sa caractéristique externe et que le couple résistant C_r est constant.

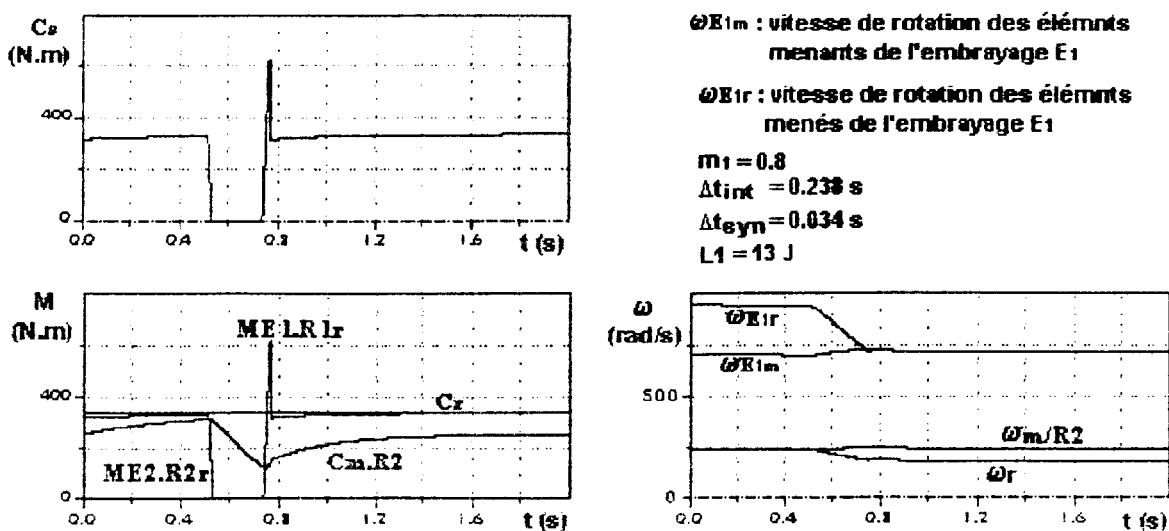


Figure III.29 : Interruption optimale avec C_r élevé et constant.

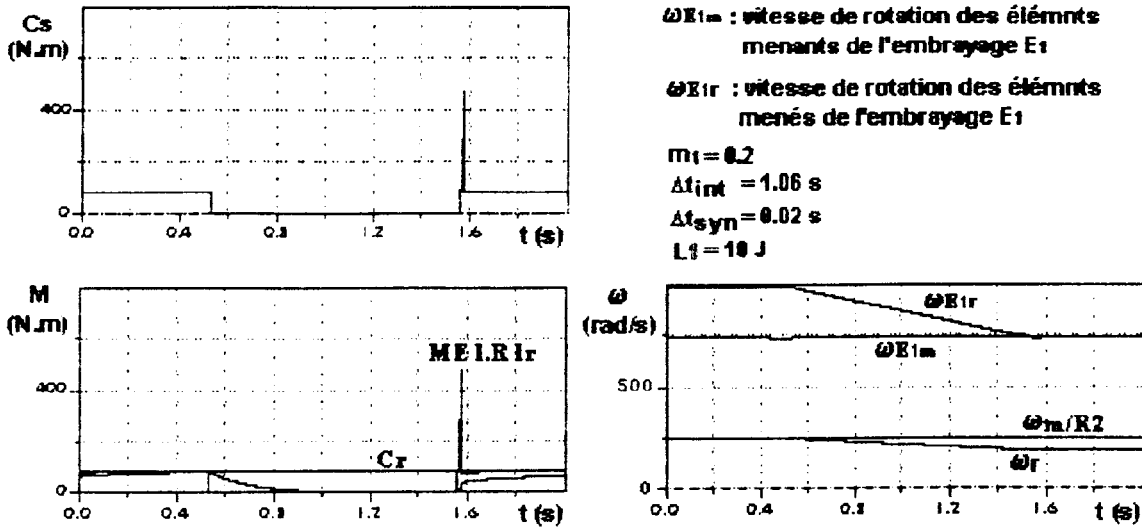


Figure III.30 : Interruption optimale avec Cr faible et constant.

Dans le cas d'un couple résistant élevé (figure III.29), on remarque que le couple Cs sur l'arbre de sortie présente des variations importantes, que la durée totale du processus est assez courte ainsi que l'énergie L_1 dissipée par friction dans l'embrayage E_1 qui est assez faible. De même, dans le cas d'un couple résistant faible (figure III.30), le couple Cs sur l'arbre de sortie présente aussi des variations brusques, l'énergie L_1 dissipée par friction dans l'embrayage E_1 est aussi faible, par contre la durée totale du processus est très élevée.

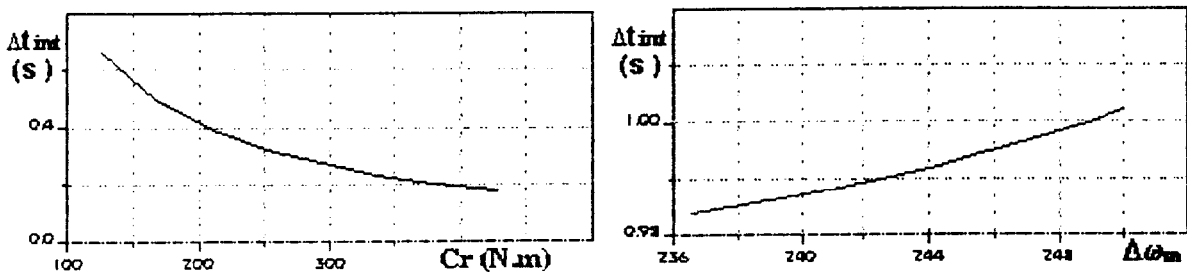


Figure III.31 : Durée de l'interruption optimale en fonction de Cr et $\Delta\omega_m$.

Dans la figure (III.31), $\Delta\omega_m$ représente la différence de la vitesse de rotation des éléments menants de l'embrayage E_1 à celle de ses éléments menés. Cette différence de vitesse se détermine par la relation suivante :

$$\Delta\omega_m = \frac{\omega_m}{R_{1m}} - \omega_r \cdot R_{1r} = \frac{1}{R_{1m}} \cdot \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \cdot \omega_m \tag{III.9}$$

Dans les deux figures (III.29 et III.30), on remarque que la durée d'interruption de puissance Δt_{int} compose la plus grande partie de la durée totale du processus (environ 90%), que la durée de l'interruption optimale dépend essentiellement de la valeur du couple résistant. La figure (III.31), montre la variation de la durée de l'interruption optimale Δt_{int} en fonction du couple résistant et en fonction de $\Delta \omega_m$.

On remarque que la durée de l'interruption optimale varie en fonction parabolique avec la variation de Cr et $\Delta \omega_m$, sa valeur diminue avec l'augmentation de Cr et elle augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur. Plus le couple résistant est faible, plus la durée de l'interruption optimale est élevée. Cette durée d'interruption optimale se termine à l'instant de fin de synchronisation des vitesses de rotation des éléments menants et menés de l'embrayage E_1 , cependant si le couple résistant s'inverse en sens (cas du véhicule descendant une pente) la synchronisation de ces vitesses n'aura pas lieu et il faudra prévoir une action sur le système de freinage du véhicule.

b)- Influence des moments d'inertie

Dans cette partie, on tente d'étudier l'influence de la valeur des moments d'inertie sur l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 et sur la durée totale du processus. Le couple résistant est choisi constant durant le processus, l'interruption de puissance a une durée optimale.

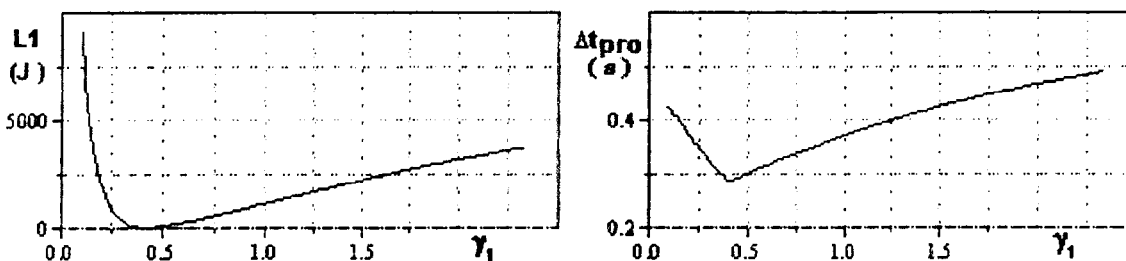


Figure III.32 : Interruption optimale, variations de L_1 et Δt_{pro} en fonction de γ_1 .

La figure (III.32) montre que l'énergie L_1 dissipée par friction dans l'embrayage E_1 et la durée totale Δt_{pro} du processus sont élevées pour les faibles valeurs du rapport γ_1 , cependant elles atteignent leurs plus faibles valeurs pour un rapport γ_1 proche de 0.4 pour ensuite augmenter de manière quasi linéaire.

c)- Couple moteur variable

Dans ce cas, on fait l'hypothèse que le couple résistant est constant et le couple moteur est variable durant le processus. Deux cas ont été étudiés

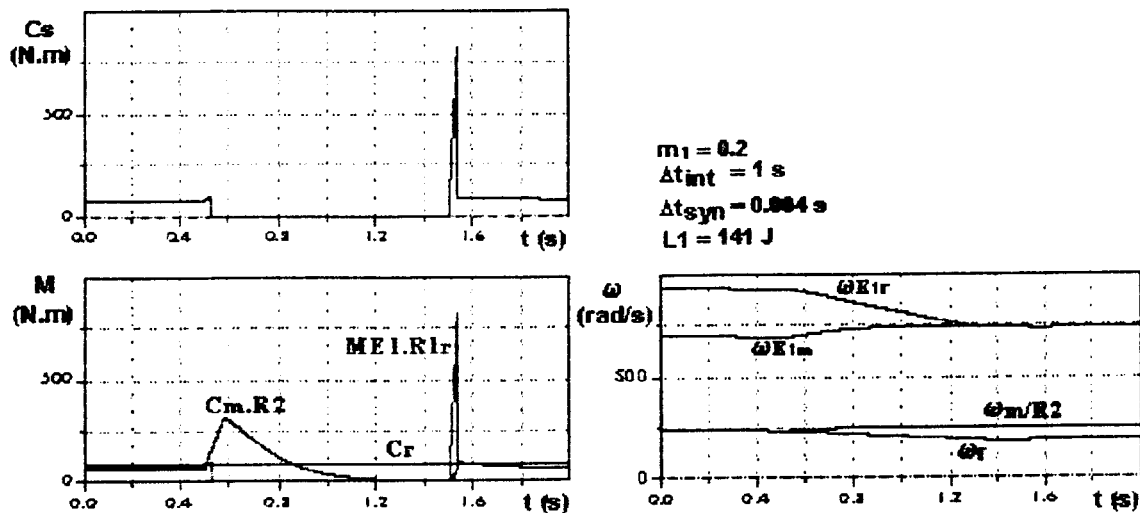


Figure III.33 : Interruption optimale avec Cm croissant

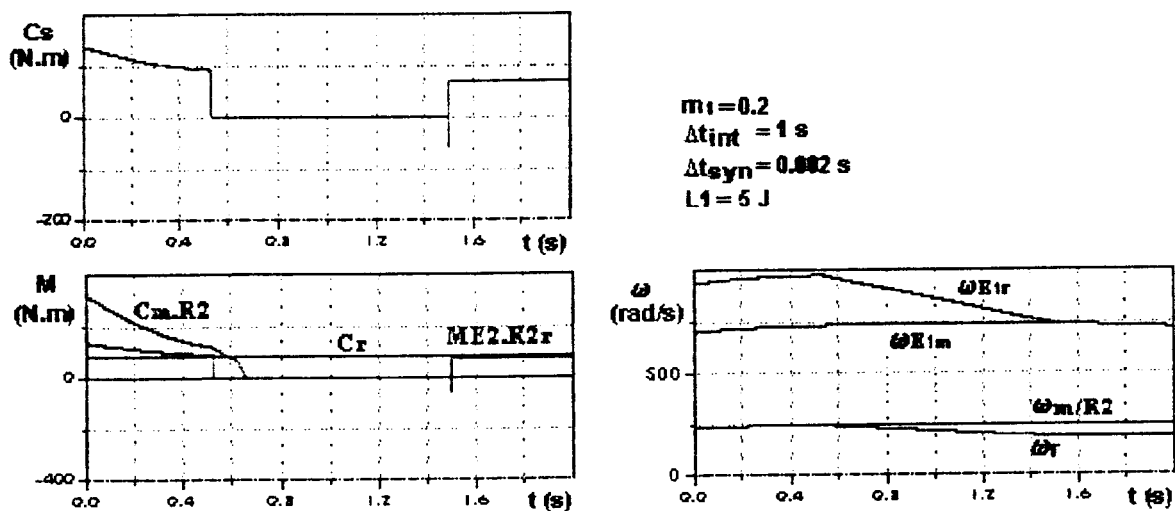


Figure III.34 : Interruption optimale avec Cm décroissant.

Les figures (III.33) et (III.34), montrent, que lorsque le couple moteur augmente durant le processus, la durée de l'interruption optimale diminue, par contre si le couple moteur diminue, la durée d'interruption optimale augmente. Dans le second cas, si on ne change pas l'instant de déclenchement de l'embrayage E₁, le couple transmis par cet embrayage E₁ sera un couple tournant (il est transmis des éléments menés vers les éléments menants) et ce jusqu'à l'égalisation des vitesses de rotation des éléments menants et menés de cet embrayage.

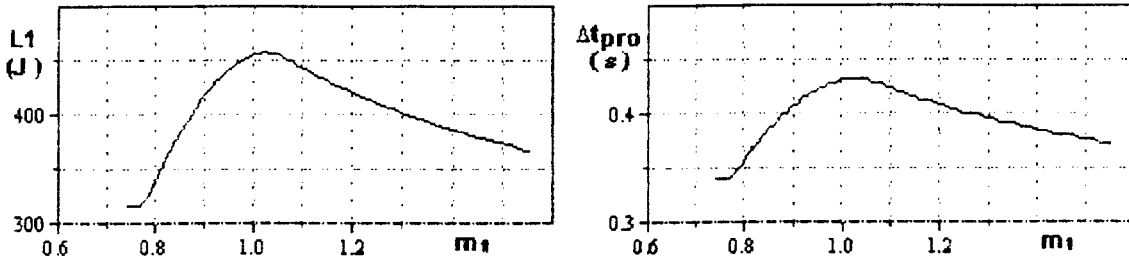


Figure III.35 : Interruption optimale avec variation du rapport m_1

Les courbes de la figure (III.35) représentent l'influence du rapport m_1 sur l'énergie L_1 dissipée par friction dans l'embrayage E_1 et sur la durée totale Δt_{pro} du processus. On constate que celles ci sont maximales pour un rapport m_1 proche de 1, ce qui est intéressant c'est que pour une charge normale d'un moteur, c'est à dire pour un rapport m_1 proche de 0.8, l'énergie L_1 dissipée par friction et la durée totale du processus sont minimales.

d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables

On considère le cas où le moteur travaille sur sa caractéristique externe et le couple résistant est constant, on calcule alors la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 pour différentes valeurs des taux d'accroissement P_1 et P_2 du couple des embrayages E_1 et E_2 .

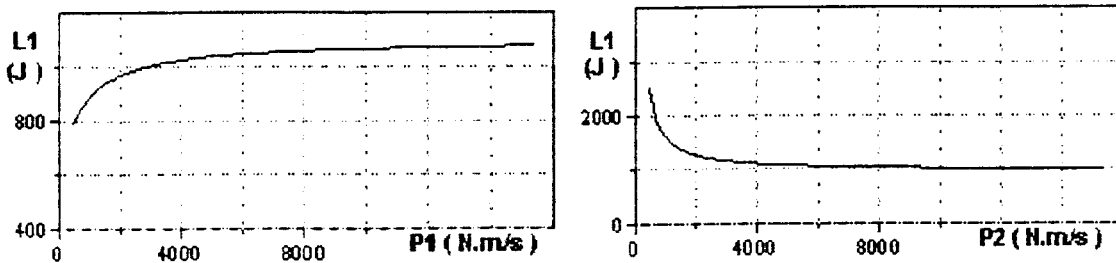


Figure III.36 : Interruption optimale, énergie de friction en fonction de P_1, P_2 .

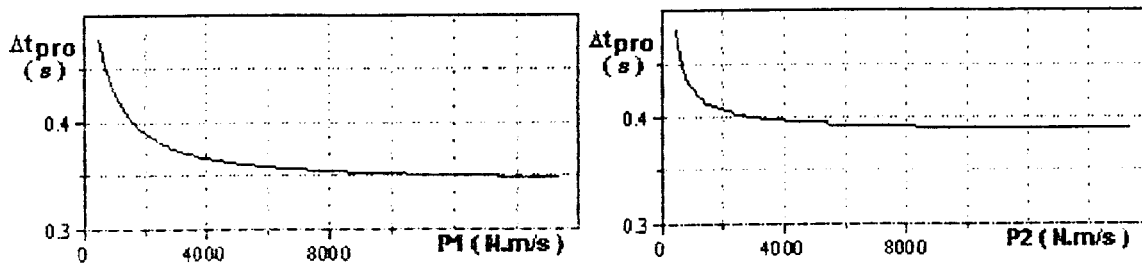


Figure III.37 : Interruption optimale, durée du processus en fonction P_1, P_2 .

Les figures (III.36 et III.37) montrent dans le cas d'un processus avec recouvrement que plus les taux d'accroissement P1 et P2 des couples des embrayage augmentent plus la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans E_1 diminuent sauf pour l'énergie dissipée par friction qui augmente lorsque P1 augmente.

e)- Conclusion sur l'interruption optimale

Des différents résultats obtenus, il en ressort que :

- la durée d'interruption optimale dépend des taux d'accroissement des couples d'embrayages, du couple résistant, des moments d'inertie et de la valeur du couple moteur par rapport à celle du couple résistant,
- la durée de synchronisation des éléments tournants de l'embrayage est très faible et n'a pas d'influence notable sur la durée totale du processus,
- l'énergie de friction dépend du couple résistant, des taux d'accroissements des couples d'embrayages et des moments d'inertie,
- les variations du couple C_s sur l'arbre de sortie dépendent de la valeur du couple résistant, des taux d'accroissement des couples d'embrayages et de la valeur du couple maximal transmissible par les embrayages, cependant dans tous les cas les valeurs de ce couple C_s subissent des variations très brusques, puisque celles ci s'annulent durant toute la durée de l'interruption pour remonter brusquement avec l'enclenchement de l'embrayage E_1 .

2.2- Changement de rapport de vitesses avec recouvrement

Au lieu de déclencher l'embrayage E_1 du rapport inférieur à l'instant t_1 pour lequel la vitesse de rotation des éléments menants de ce dernier devienne égale à celle de ses éléments menés, on enclenche cet embrayage avant cet instant t_1 , dans ce cas les éléments menés tournent plus vite que les éléments menants, le couple transmis par l'embrayage E_1 passe des éléments menés vers les éléments menants, ce couple sera donc un couple tournant qui risque de trop surcharger le moteur, mais en contre partie il va contribuer à égaliser les vitesses de rotation des éléments menants et menés.

a)- Le moteur travaille sur sa caractéristique externe

On suppose que le moteur travaille sur sa caractéristique externe et que le couple résistant C_r est constant.

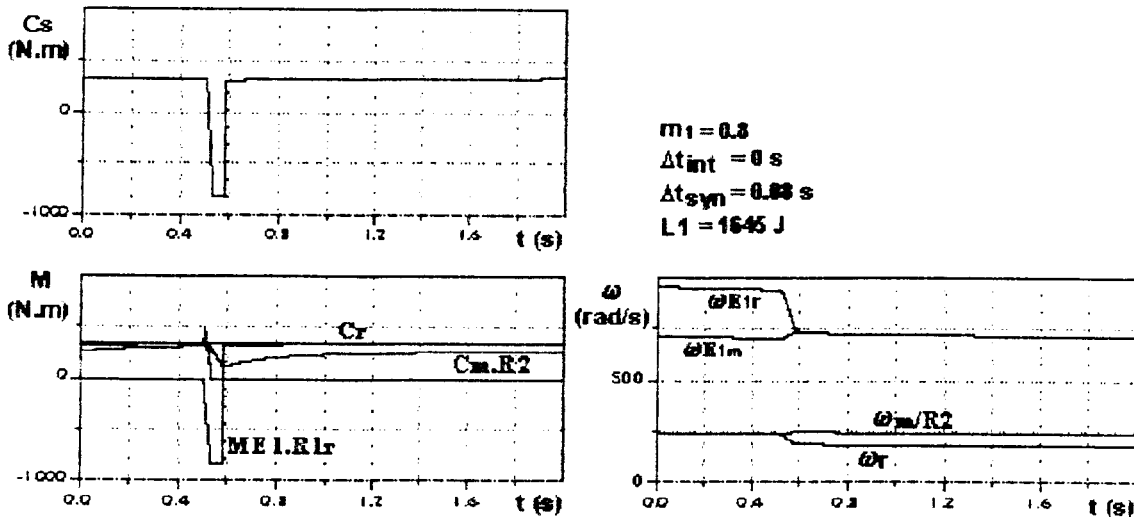


Figure III.38 : Recouvrement avec C_r élevé et constant.

La figure (III.38) montre les variations des couples et des vitesses de rotation pour un changement de rapport de vitesses avec un couple résistant élevé. Il est intéressant de noter sur cette courbe que la durée du processus devient très petite en comparaison avec un processus à durée d'interruption optimale, malgré une augmentation de la durée de synchronisation des vitesses de rotation des éléments menants et menés de l'embrayage E_1 . En outre, l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 augmente et le couple C_s sur l'arbre de sortie subit de trop fortes variations puisqu'il change même de signe. Ce recouvrement de l'embrayage E_2 par l'embrayage E_1 est finalement très néfaste pour le système de transmission puisqu'il augmente l'énergie dissipée par friction et accentue les variations du couple sur l'arbre de sortie (chocs brutaux sur la ligne de transmission).

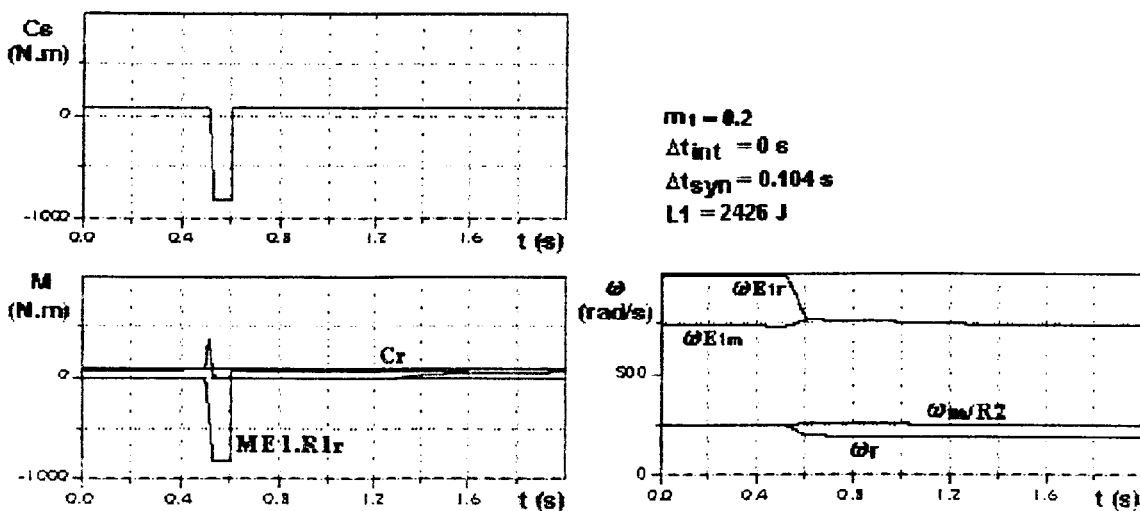


Figure III.39 : Recouvrement avec C_r faible et constant.

La figure (III.39) montre l'évolution du même processus que précédemment mais avec un couple résistant faible, de la même manière, on constate une réduction notable de la durée totale du processus relativement à un processus avec durée d'interruption optimale, malgré une augmentation de l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 . Cette réduction de la durée totale est très intéressante puisque dans le cas d'un processus avec durée d'interruption optimale, la durée du processus est élevée (plus d'une seconde), en plus les variations du couple C_s sur l'arbre de sortie sont moins accentuées que dans le cas d'un couple résistant élevé. On pourra donc envisager une meilleure évolution du processus en choisissant un recouvrement partiel de l'embrayage E_2 par l'embrayage E_1 .

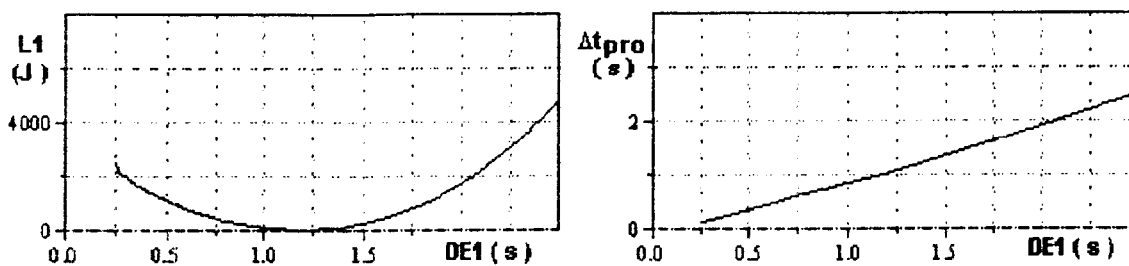


Figure III.40 : Recouvrement, variations de L_{E2} et Δt_{pro} en fonction de $DE1$.

La figure (III.40) représente l'énergie dissipée par friction et la durée totale du processus en fonction de l'instant $DE1$ d'enclenchement de l'embrayage E_1 . La valeur du temps d'enclenchement $DE1$ égale à la valeur 1.25 s correspond évidemment à un processus avec interruption optimale. Les valeurs de $DE1$ inférieures à 1.25 s correspondent à un processus avec recouvrement et les valeurs supérieures à 1.25 s correspondent à un processus où la durée de l'interruption dépasse la durée d'interruption optimale. Ces courbes montrent que l'énergie dissipée par friction est une fonction parabolique de $DE1$ et présente un minimum lorsque la durée de l'interruption est optimale, la durée du processus est une fonction linéaire de $DE1$. Il devient alors très intéressant ici (surtout dans le cas d'un couple résistant faible) d'utiliser un processus avec recouvrement pour réduire la durée du processus sans pour autant augmenter de beaucoup l'énergie dissipée par friction.

b)- Influence des moments d'inertie

Dans cette partie, on tente de voir l'influence de la valeur des moments d'inertie sur l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 ainsi que sur la durée totale du processus. Le couple résistant est choisi constant durant le processus avec recouvrement.

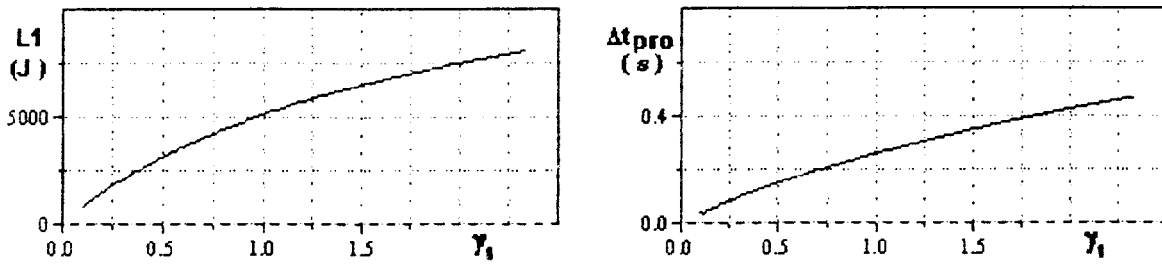


Figure III.41 : Recouvrement, variations de L_1 et Δt_{pro} en fonction de γ_1 .

Les courbes de la figure (III.41) montrent que l'énergie dissipée par friction ainsi que la durée du processus augmentent avec l'augmentation du rapport γ_1 en suivant une courbe parabolique. Ce rapport γ_1 doit être choisi le plus petit possible et ce par un bon choix de l'emplacement du système de changement de rapports.

c)- Couple moteur variable

Dans ce cas, on considère un couple résistant constant et un couple moteur en premier lieu croissant durant le processus, ensuite un couple moteur décroissant.

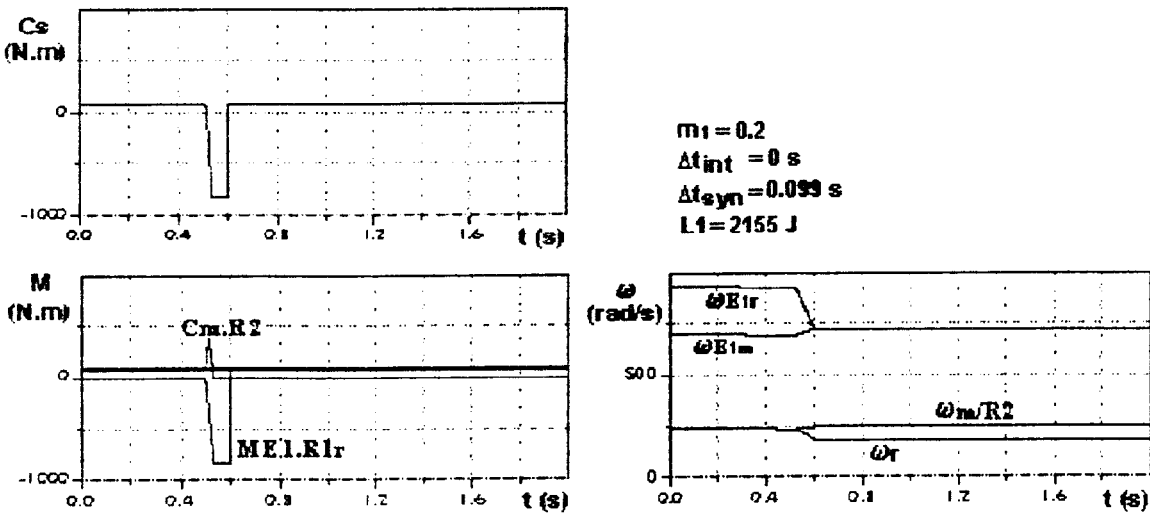


Figure III.42 : Recouvrement avec C_m croissant

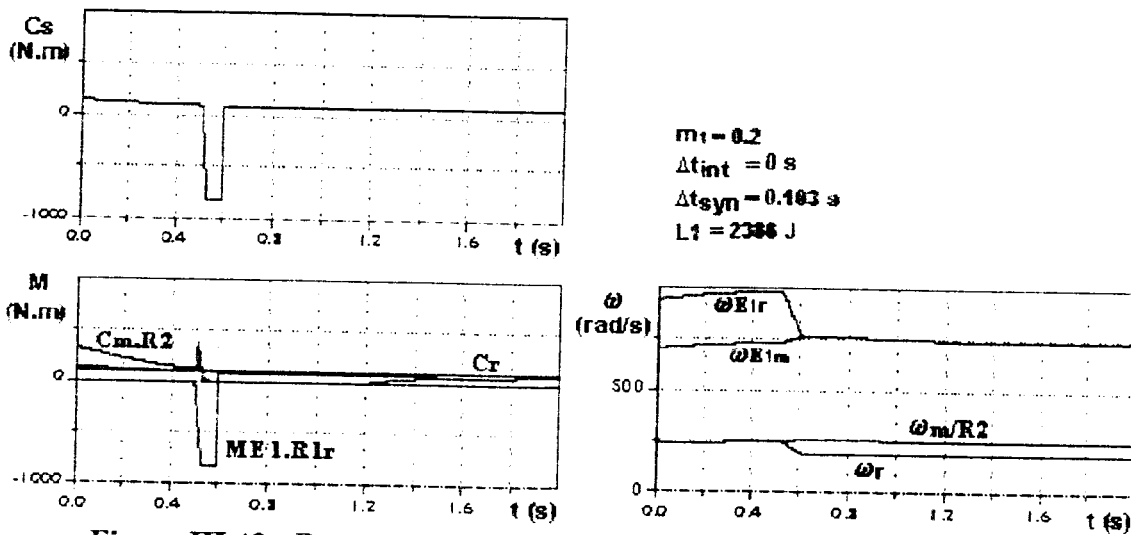


Figure III.43 : Recouvrement avec C_m décroissant.

Les figures (III.42 et III.43) montrent, lorsque le couple moteur augmente durant le processus que l'énergie dissipée par friction et la durée du processus diminuent, cependant la diminution de la durée du processus est relativement faible (de l'ordre de 4%). La figure (III.43) montre, lorsque le couple moteur diminue que l'énergie dissipée par friction et la durée du processus ont pratiquement les mêmes valeurs que celles relatives à un processus avec interruption optimale.

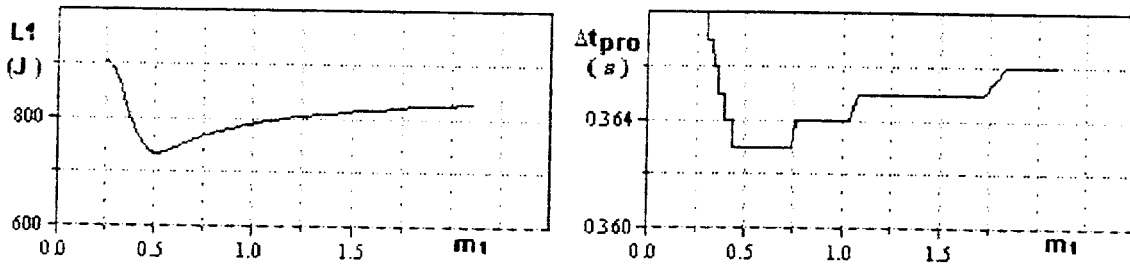


Figure III.44 : Recouvrement avec variation du rapport m_1

Les résultats représentés par les courbes de la figure (III.44) montrent l'influence du rapport m_1 sur l'énergie L_1 dissipée par friction dans l'embrayage E_1 et sur la durée totale Δt_{pro} du processus. Ces courbes montrent que pour les valeurs du rapport m_1 égales environ à 0.8 l'énergie L_1 et de la durée Δt_{pro} ont des valeurs minimales.

d)- Taux de croissance des couples des embrayages variables

On considère le cas où le moteur travaille sur sa caractéristique externe et le couple résistant est constant, on calcule alors la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans l'embrayage E_1 pour différentes valeurs des taux d'accroissement P1 et P2 du couple des embrayages E_1 et E_2 .

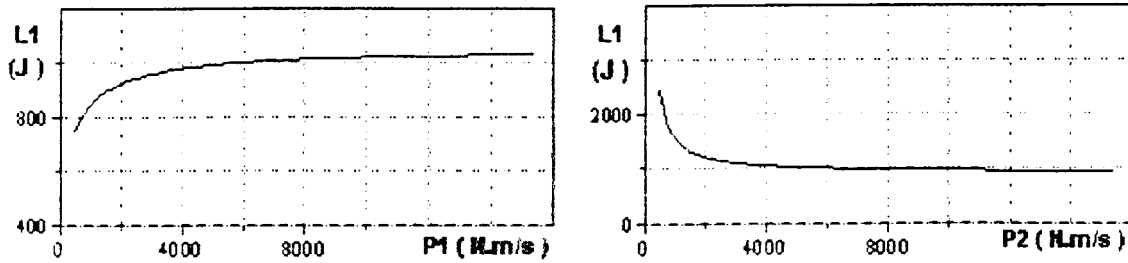


Figure III.45 :Recouvrement, énergie de friction en fonction de P_1 , P_2 .

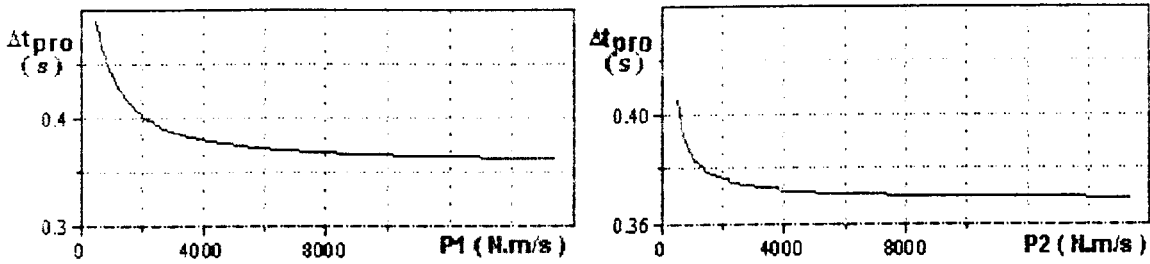


Figure III.46 :Recouvrement, durée du processus en fonction P_1 , P_2 .

Les figures (III.45) et (III.46) montrent dans le cas d'un processus avec recouvrement que plus le taux d'accroissement P_1 et P_2 des couples des embrayage augmentent plus la durée du processus et l'énergie dissipée par friction dans E_1 sont réduites sauf pour l'énergie dissipée par friction qui augmente lorsque P_1 augmente.

e)- Conclusion sur le processus avec recouvrement

Des différents résultats obtenus, il en ressort que :

- si la durée de recouvrement augmente, l'énergie dissipée par friction augmente et la durée totale du processus diminue, suivant le choix de la durée de recouvrement, la durée de l'interruption est diminuée et peut même être nulle, la durée de synchronisation des éléments tournants de l'embrayage augmente mais reste faible et la durée totale du processus est alors inférieure à celle d'un processus avec interruption optimale,
- l'énergie de friction dépend du couple résistant, du couple moteur, de la durée de recouvrement, des taux d'accroissements des couples d'embrayages et des moments d'inertie,
- l'énergie de friction dépend du couple résistant, du couple moteur, de la durée de recouvrement, des taux d'accroissements des couples d'embrayages et des moments d'inertie,
- les variations du couple C_s sur l'arbre de sortie sont importantes puisque celui ci change de signe durant le recouvrement, ce couple dépend du taux d'accroissement du couple de l'embrayage E_1 et de la valeur du couple maximal transmissible par cet embrayage,

Chapitre IV : Conclusion

Le sujet que nous avons traité et qui porte sur l'analyse du processus de changement de rapports de vitesses dans une boîte de vitesses sans interruption de la transmission de puissance dans un véhicule, nous a permis de connaître le fonctionnement de tels systèmes et les problèmes posés par ceux ci.

Après établissement du modèle, la formulation mathématique et la résolution numérique des systèmes d'équations différentielles obtenues par la méthode d'Adams-Basforth $(A\beta)_2$, nous avons mis au point un programme de traitement numérique (en Fortran) qui nous a permis d'identifier différents paramètres influents sur un tel processus.

L'analyse des résultats obtenus, nous a fourni un certain nombre de renseignements dont :

- le processus de changement de rapports de vitesses diffère selon que l'on passe du rapport inférieur au supérieur ou bien du rapport supérieur au rapport inférieur,
- le processus de changement de rapport de vitesses pour être efficace doit :
 - s'effectuer sur une durée assez courte,
 - avoir une dissipation d'énergie par friction minimale dans les embrayages,
 - éviter de générer des surcharges sur le moteur,
 - éviter de générer des chocs dans l'ensemble de la transmission,
- l'évolution du processus de changement de rapports de vitesses dépend :
 - de la valeur des rapports cinématique de ces deux rapports,
 - du régime du moteur,
 - de la vitesse de déplacement du véhicule,
 - du couple moteur et résistant,
 - des taux de variations des couples d'embrayages durant l'enclenchement et le déclenchement,
 - des moments d'inerties en amont et en aval au système,
 - des instants de déclenchements et d'enclenchements des embrayages,

- le passage du rapport inférieur au rapport supérieur présente les meilleures performances lorsque le recouvrement de l'embrayage du rapport inférieur par l'embrayage du rapport supérieur est optimal,

- le passage du rapport supérieur au rapport inférieur s'effectue dans de bonnes conditions si :
 - la durée de l'interruption est optimale lorsque le couple résistant est élevé,
 - il y'a recouvrement de l'embrayage du rapport supérieur par l'embrayage du rapport inférieur dans le cas général,

- le système de commande d'un tel système doit pouvoir intégrer
 - le régime du moteur,
 - le couple du moteur,
 - l'ouverture de l'alimentation en carburant,
 - la vitesse de rotation de l'arbre de sortie du système,
 - le couple résistant,

ce système de commande doit aussi pouvoir agir sur :

- l'ouverture de l'alimentation en carburant,
- la pression du système hydraulique (ou pneumatique) qui commande et opère les opérations d'enclenchement et de déclenchement des embrayages,
- le système de freinage des roues du véhicule.

Ce travail a donné quelques éléments de réponse sur le processus du changement de rapports de vitesses sous charge mais il est insuffisant pour l'élaboration d'un système de commande automatique, pour permettre cela il faut :

- inclure dans l'étude les caractéristiques mécaniques et physiques des embrayages,
- établir à partir des résultats des formulations empiriques permettant de régir l'évolution du processus,
- réaliser un banc d'essai expérimental permettant la validation des résultats.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Andrzej Gorny, Michal Paszkowski, Zdzislaw Tomczynski
Niektore problemy zmiany przelozenia uautomatycznej skrzyni biegow bez przerwy w napedzie.
Biuletyn informacyjny przmyslu motorozacyjnego, Warszawa, n°3/1974 pages 38-42
- [2] : Andrzej Gorny
Zmiana biegow ciagnika rolniczego bez przerwy w napedzie (1^{eme} partie)
Mszyny i cigniki rolnicze, n°2/1984 pages 5-7
- [3] : Andrzej Gorny
Zmiana biegow ciagnika rolniczego bez przerwy w napedzie (2^{eme} partie)
Mszyny i cigniki rolnicze, n°3/1984 pages 11-14
- [4] : Andrzej Gorny, Michal Paszkowski, Zdzislaw Tomczynski
Sposoby zmniejszenia nadwyzek dynamicznych wystepujacych podczas zmiany przelozenia planetarnej skrzyni biegow bez przewy w napedzie
Biuletyn informacyjny przmyslu motorozacyjnego, Warszawa, n°5/6 1974 pages 23-26
- [5] : K. A. Dornfeld
Transmission transients produced in range shifting - A digitl computer simulation -
S.A.E. 710246 (1971)
- [6] : Henryk Dajniak
Zmiana biegow bez przerwy przeplywu mocy
Instytut pojazdow politechniki Lodzkiej (1990)
- [7] : Kohei Kusako, Yasunori Ohkura
A transmission control system for construction machinery
S.A.E. 901557 (1990)
- [8] : Yasuo Hojo, Kunihiro Iwatsuki, Hidehiro Oba, Kazunori Shikawa
Toyota five-speed automatic transmission with application of modern control theory
S.A.E. 920610

- [9] : Henryk Dajniak
Ciagniki - Teoria ruchu i konstruowanie
Wydawnictwo Komunikacji i łączności Warszawa 1985
- [10] : M. Crouzeix, A.L. Mignot
Analyse numérique des équations différentielles
Masson - Paris - 1984
- [11] : A. Bezazi, B. Bezazi
Conception et optimisation d'un limiteur de couple à crabots sans à-coups.
1^{er} congrès arabe de mécanique 'Cam97' Damas juin 1997 pages 200-205
- [12] : Les réducteurs à jeu réduit
Entraînements et systèmes septembre/octobre 1993 pages 13/17
- [13] : G. White
Epicyclic gears from early hoistes and winches (1^{ere} partie)
Mech. Mach. Theory, vol.29 n°2 1994 pages 293-307
- [14] : G. White
Epicyclic gears from early hoistes and winches (2^{eme} partie)
Mech. Mach. Theory, vol.29 n°2 1994 pages 309-325
- [15] : William G. Wolber
Automotive engine control sensor'80
Society of automotive engineers, inc 1981 pages 687-700
- [16] : Bernard Drouin, Jean François Goupillon, François Brassard, Fernand Gublin
Dynamic modeling of the transmission line of n gricultural tractor
Ecole nationale des arts et metiers Paris
- [17] : A. Bezazi, B. Bezazi
Optimisation des paramètres d'un limiteur de couple en utilisant le modèle dynamique
et l'outil informatique.
Séminaire de mécanique I.N.G.M. pages 112-119
- [18] : Makoto Toyama, Yoshikazu Asai
New transmission control system for bulldozers
S.A.E. 921689
- [19] : Fereydoon Jamzadeh, Tung-Ming Hsieh, Keith Struthers
Dynamic simultion modeling for heavy duty automatic transmission control
development S.A.E. 922441

- [20] : Jerzy Lanzendoerfer, Cezary Szczepaniak, Andrzej Szosland
Teoria ruchu samochodu
Wydawnictwo politechniki Lodzkiej Lodz 1988
- [21] : I.N. Bronstein, K.A. Semendiaev
Mathématiques
Eyrolles 1982
- [22] : Jean-Pierre Demilly
analyse numérique et équations différentielles
O.P.U. Alger 1994
- [23] : Encyclopédie des sciences industrielles, tome IV
Mécanique - Applications - Transport
Librairie Aristide Quillet (Paris 1974).
- [24] : C. Gilormini, G. Hirsch
Equations différentielles
Masson - Paris - 1980
- [25] : Manuel des transmissions de puissance, tome 1
C.C.P. - Paris - 1981
- [26] : SEUBERT W
"auto shift": a hydraulic gear changing system for the automatization of automotive manual gear switching)
VDI-Berichte; ISSN 0083-5560; DEU; DA. 1997; VOL. 1315; pages 419- 433
- [27] : BERGER EJ; SADEGHI F; KROUSGRILL CM
Torque transmission characteristics of automatic transmission wet clutches :
Experimental results and numerical comparison
ISSN 1040-2004; USA; DA. 1997; VOL. 40; NO. 4; pages 539-548
- [28] : SCHMITZ H; PLOGER M
Consistent introduction of the simulation in all the phases of the automobile system development
VDI-Berichte; ISSN 0083-5560; DEU; DA. 1997; VOL. 1315; pages 91-102
- [29] : PAULSEN L
The new Telligent@ shift from Mercedes-Benz. Commercial vehicles : Innovations for safety, environment and economic efficiency
VDI-Berichte; ISSN 0083-5560; DEU; DA. 1997; VOL. 1341; PP. 87-102
- [30] : Bernard GERONNET ; Guy LOURDOUR
Vibrations et vitesses dangereuses de torsion des lignes d'arbre
Techniques de l'ingénieur B5770-B5772

- [31] : Roland BIGRET
Vibrations des machines tournantes et des structures : Tome I
Technique et documentation Paris 1980
- [32] : D.Z. Wang, M.M.Zahlan, K.P.Oh
Overdrive : A Computer Program For Dynamic Modeling And Simulation
System Engineering Center, General Motors Corporation Troy, Michigan
- [33] : Gunter Willmerding
A Simulation System to Optimize The Drive-Line - Part2 :
The Model for the Drive-line
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 94 (1992) ppp 342-349.
- [34] : M.K. Liubakka, D.S. Rhode, J.R. Winkelman, P.V. Kokotovic
Adaptive Automotive Speed Control
IEEE Transactions On Automatic Control, vol.38, n°7, July 1993
- [35] : J.P. Griethuysen
The Constructive-Deductive Design Approach :
Application to Power Transmissions
Swiss Federal Institut of Technology, January 14, 1992
- [36] : J. Lanzendoerfer, C. Szczepaniak, A. Szosland
Teoria Ruchu Samochodu
Politechnika Lodzka, Lodz 1988
- [37] : Bernard GIRONNET ; Guy LOURDOUR
Modélisation des lignes d'arbre
Techniques de l'ingénieur B5771
- [38] : Rene HULIN
Boîtes de vitesses
Techniques de l'ingénieur B5660
- [39] : Roland LINDAS
Embrayages
Techniques de l'ingénieur B5850
- [40] : Roland LINDAS
Etude technologique des embrayages
Techniques de l'ingénieur B5851
- [41] : Manuel des transmissions de puissance
Tome 1
C.C.F. Paris 1981

- [42] : Collectif du Synecot
Les organes de transmission mécanique
Les éditions de l'usine 1981

- [43] : C. Decriem et J. Fontaine
Technologie de l'hydraulique du machinisme agricole
E.T.A.I. 1989

- [44] : Frederick C. NASH
Etude technologique des embrayages
Mc Graw-Hill RYERSON Limited 1983

- [45] : G. MAILLARD
Technologie de l'automobile - Le véhicule-
Educative 1986

- [46] : Bernard ADAM
Moteur Diesel
E.T.A.I. 1990

- [47] : Bernard DERRENMAUX
Les transmissions
E.T.A.I. 1991

- [48] : Jaques MOREL
Vibrations des machines et diagnostic de leur état fonctionnel
Editions EYROLLES 1992

- [49] : Philippe VELEX
Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages
CETIM 5B10 1993

Rapports De Transmission D'un Train Epicycloïdal

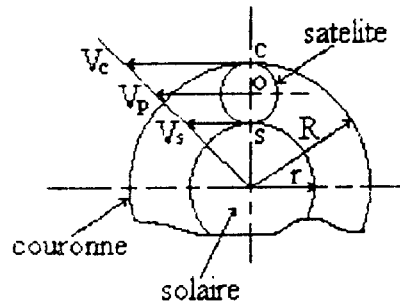


Figure A1.1 : Train planétaire

$$\frac{V_s}{r} = \frac{V_p}{r+r'} = \frac{V_c}{r+2r'}$$

$$V_p = \frac{V_s + V_c}{2}$$

$$R = r + 2 \cdot r'$$

$$V_s = \omega_s \cdot r$$

$$V_c = \omega_c \cdot R$$

$$V_p = \omega_p \cdot (r + r')$$

(A1.1)

Les équations A1.1 nous permettent d'obtenir la formule de Willys :

$$(R + r) \cdot \omega_p = \omega_s \cdot r + \omega_c \cdot R$$

(A1.2)

$$\text{soit : } A = \frac{\omega_s - \omega_p}{\omega_p - \omega_c} = \frac{R}{r} \quad (\text{A1.3})$$

la vitesse de rotation des satellites autour de leurs axes ω_{sat} est donnée par les expressions :

$$\omega_{\text{sat}} = \frac{2 \cdot A}{A - 1} \cdot (\omega_c - \omega_p) \quad (\text{A1.4})$$

ou

$$\omega_{\text{sat}} = \frac{2}{A - 1} \cdot (\omega_p - \omega_s)$$

le rapport de transmission R du train épicycloïdal est défini comme :

$$R = \frac{\text{vitesse de rotation d'entrée}}{\text{vitesse de rotation de sortie}} = \frac{\omega_{\text{ent}}}{\omega_{\text{sort}}} \quad (\text{A1.5})$$