

20/96

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

MEMOIRE

PROJET DE FIN D'ETUDES

*Pour l'obtention du diplôme
d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique*

Thème

**ETUDE COMPARATIVE ENTRE
UNE SUSPENSION
ACTIVE / PASSIVE SUIVIE D'UNE
ETUDE IMPLEMENTAIRE**

Etudié par :

Mr. BOUSBAA Mouloud

Dérigé et Proposé par

Mr. MADANI

Promotion : Septembre 96

Dédicace

- *A ma mère et mon père*
- *A mes frères et soeurs*
- *A toute ma famille, en particulier Farida.*
- *A mon neveu Ahmed (S'mida).*
- *A tout mes amis, je cite en particulier Ali,
Brahim, Kamel, Khalil, Lyes, Nabil, Socine,
Iza, Samia, Fatima, Kamel, Zagnoun, Khalifa, et
B-Larima.*

Mouloud

Remerciements

Ce travail de thèse m'a été proposé par Mr. Madani, je lui suis très reconnaissant de m'avoir guidé et orienté dans mon travail de P. F. E.

J'adresse mes remerciements à Mr. Faoussi, qui m'a fait l'honneur de présider cette thèse.

Que Mr. Guergeb soit remercié pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de participer à ce jury.

Je tiens aussi à remercier tous les enseignants de l'ENP qui ont contribué à ma formation.

RÉSUMÉ

Résumé

Dans cette étude, on a exposé les deux types de suspension et les deux approches classique et moderne de conception de suspension dite, active, et la comparaison de leurs caractéristiques.

ملخص

في هذه الدراسة، قمنا بعرض طرازين من المعاليق و نموذجين للتقريب : كلاسيكية و عصرية لمفهوم المعاليق المدعوة "فعالة" و مقارنة خصائصها.

Summing up :

During this theoretical study, the both types of suspension have been expounded, as well as modern and classical approaches of suspension conception which's called active suspensions, else, the comparison of their features has been peculiarly studied, too, at all.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE.....	1
Chapitre I : SUSPENSION PASSIVE	
I-1 - Modélisation.....	3
I-2 - Les limites de la suspension passive.....	7
Chapitre II : SUSPENSION ACTIVE	
II-1 - Introduction.....	9
II-2 - Les systèmes de la suspension active.....	10
II-3 - Conception de suspension active.....	10
II-3-1 - Diagramme bloc et fonction de transfert.....	10
II-3-2 - Caractéristique de l'élément finale de commande.....	14
II-3-3 - Réponses de l'essieu et du châssis.....	16
Chapitre III : COMMANDE OPTIMALE D'UNE SUSPENSION ACTIVE DE VOITURE	
III-1 - Introduction.....	19
III-2 - Modèle de système.....	19
III-3 - Critère de performance.....	22
III-4 - Selection des facteurs de pondération au critère de performance.....	23
III-5 - Problème d'optimisation.....	24
III-6 - Réalisation physique du système.....	26
Chapitre IV : COMMANDE OPTIMALE D'UNE SUSPENSION ACTIVE AVEC FILTRE (P.I.D)	
IV-1 - Introduction.....	28
IV-2 - Modèle du système.....	28
IV-3 - Système avec filtre.....	29
IV-4 - Critère de performance pour le modèle système plus filtre.....	32
IV-3 - Processus d'optimisation.....	34
IV-6 - Réalisation physique du système.....	35

Chapitre V : LA COMPARAISON ENTRE LA SUSPENSION PASSIVE ET ACTIVE

V-1 - Comparaison dans le domaine temporel.....	40
V-2 - Comparaison dans le domaine fréquentiel.....	45

CONCLUSION GENERALE

ANNEXES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

INTRODUCTION GENERALE

Le système de suspension pour un véhicule est conçu en général pour faire suspendre le corps de ce dernier sur la chaussée entre les essieux et les roues, cependant les tâches essentielles d'une suspension sont [1] :

- Réduire les effets des vibrations verticales sur les passagers (exigence du confort).
- Garder les roues bien appliquées contre la chaussée pour éviter ou réduire les dérapages et les rebondissements des roues (exigence de la sécurité).

Or la fonction confort exige un système souple (suspension souple), tandis que la fonction de sécurité exige une suspension rigide. Ainsi le problème de la suspension serait réglé si on arrivait à trouver une solution adéquate à ce dilemme.

Il existe deux types de suspension.

- La suspension passive : pour des situations moyennes, ~~on~~ fixe les éléments passifs à l'usine, donc celle-ci abordera les différentes routes de la même manière et donc gaspillage d'énergie.

- La suspension active : le gaspillage d'énergie de la première suspension impose la recherche d'une suspension bien adaptée d'où la nécessité d'une commande par rapport à l'énergie externe, nous parlerons ainsi d'une suspension active.

Dans notre sujet, nous allons exposer les deux types de suspension et les deux approches, classique et moderne de conception de suspension dite, active, et la comparaison de leurs caractéristiques.

Chapitre I

LA SUSPENSION PASSIVE

Chapitre I

SUSPENSION PASSIVE

I-1 - Modélisation

La suspension qui est largement connue aujourd'hui est passive, elle est réalisée à l'aide d'éléments passifs :

comme les ressorts, les barres de torsion et les amortisseurs visqueux. Le problème de la conception d'une suspension adéquate pour un véhicule est très complexe, cependant, si on limite l'étude au mode vertical de fonctionnement et pour le cas d'une seule roue, le diagramme physique représentatif du système avec sa suspension, est donné par la figure (1) [2].

Pour le modèle simple de la figure (1) par application de la loi de NEWTON, le système d'équations différentielles qui régit le mouvement est le suivant :

$$f_2 = M_2 \ddot{X}_2 \dots\dots\dots(I-1)$$

$$f_1 - f_2 = M_1 \ddot{X}_1 \dots\dots\dots(I-2)$$

$$f_2 = K_2 (X_1 - X_2) + B_2 (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \dots\dots(I-3)$$

$$f_1 = K_1 (X_0 - X_1) \dots\dots\dots(I-4)$$

La transformée de Laplace de ce système d'équations différentielles est :

$$F_2 = M_2 \cdot S^2 X_2 \dots\dots\dots(I-5)$$

$$F_1 - F_2 = M_1 \cdot S^2 X_1 \dots\dots\dots(I-6)$$

$$F_2 = (K_2 + B_2 S) (X_1 - X_2) \dots\dots(I-7)$$

$$F_1 = K_1 (X_0 - X_1) \dots\dots\dots(I-8)$$

En exprimant chaque équation sous forme de bloc diagramme, on obtient :

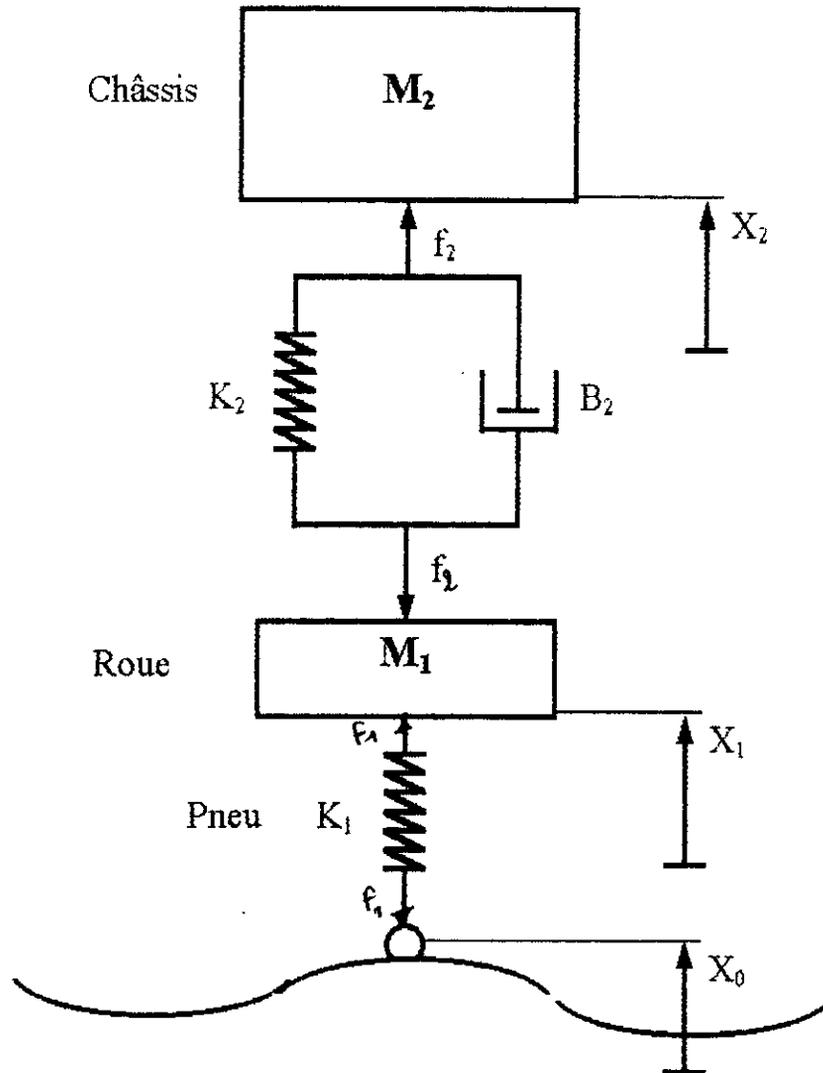
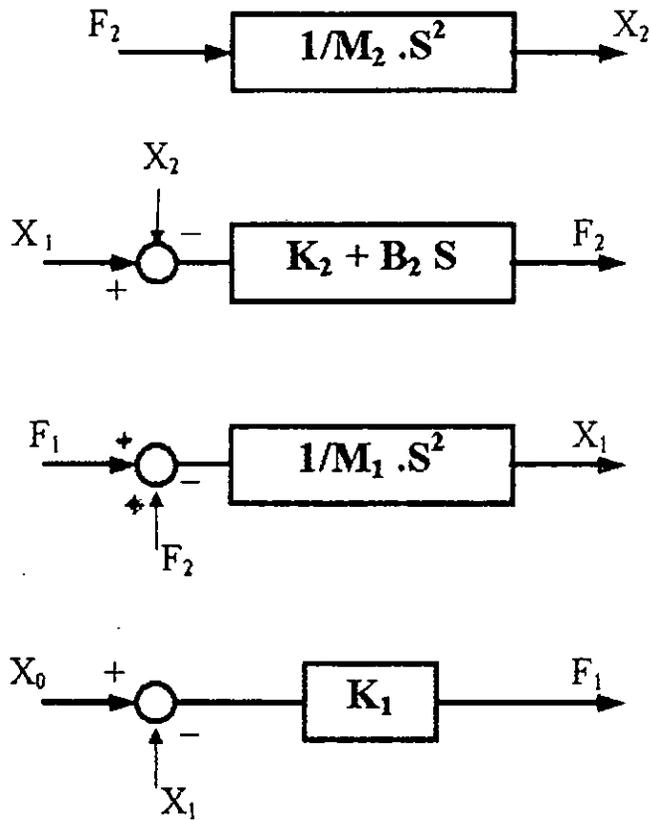


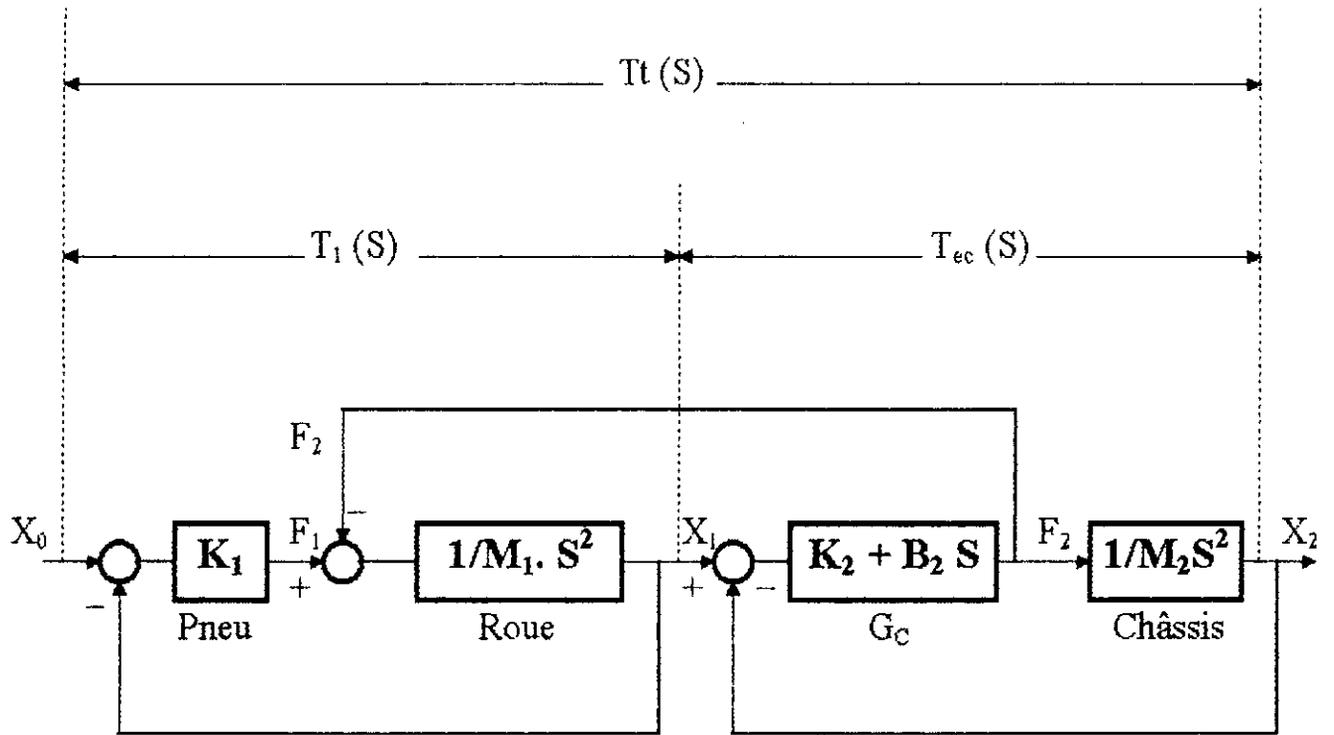
Fig "1"

Représentation conventionnelle Simple d'une suspension Passive



Nous déduisons ainsi le diagramme bloc équivalent d'une suspension passive Fig (2).

- K_1 est la fonction de transfert du pneu.
- $1/M_1 S^2$ est la fonction de transfert de la roue.
- $1/M_2 S^2$ est la fonction de transfert des châssis
- $G_c (S)$ est la fonction de transfert de L'organe de commode, qui contrôle la transmission total : $T_t = X_2 / X_0$, et la réponse de l'essieu : $T_1 (S) = X_1 / X_0$.



Fig(2)
Bloc diagramme équivalent d'une suspension passive

I-2 - Les Limites de la Suspension Passive

Le diagramme de Bode de la figure "3" nous montre les réponses fréquentielles des amplitudes du châssis et de l'essieu, calculées à l'aide des données numériques de Thomson [3] d'une suspension conventionnelle en utilisant le logiciel de simulation "CODAS".

$$M_1 = 28,58 \text{ Kg}$$

$$M_2 = 288,9 \text{ Kg}$$

$$K_1 = 155900 \text{ N/M}$$

$$K_2 = 19960 \text{ N/M}$$

$$B_2 = 1861 \text{ Ns/m}$$

Une étude statistique expérimentale de la société d'automatique et d'électricité (S.A.E) [2], à permis de dresser une courbe appelée (S.A - Limites), celle-ci représente les limites de transmission de vibrations verticales dans le domaine fréquentiel au delà desquelles le confort humain disparaît.

Cette étude divise la surface (amplitude fréquence) en deux zones ; une zone d'inconfort Z_I est une zone de confort Z_C de la figure (3) on voit que les réponses en fréquence du châssis et de l'essieu d'une suspension passive se trouvent dans la zone d'inconfort Z_I pour toutes les suspensions passives, même après optimisation de tous les paramètres afin de déplacer les réponses en fréquence de la suspension vers la zone de confort Z_C ; pour cela, il nous faut introduire une énergie externe, d'où la nécessité d'appliquer une autre méthode de synthèse pour la conception des suspensions modernes dites (adaptatives ou actives).

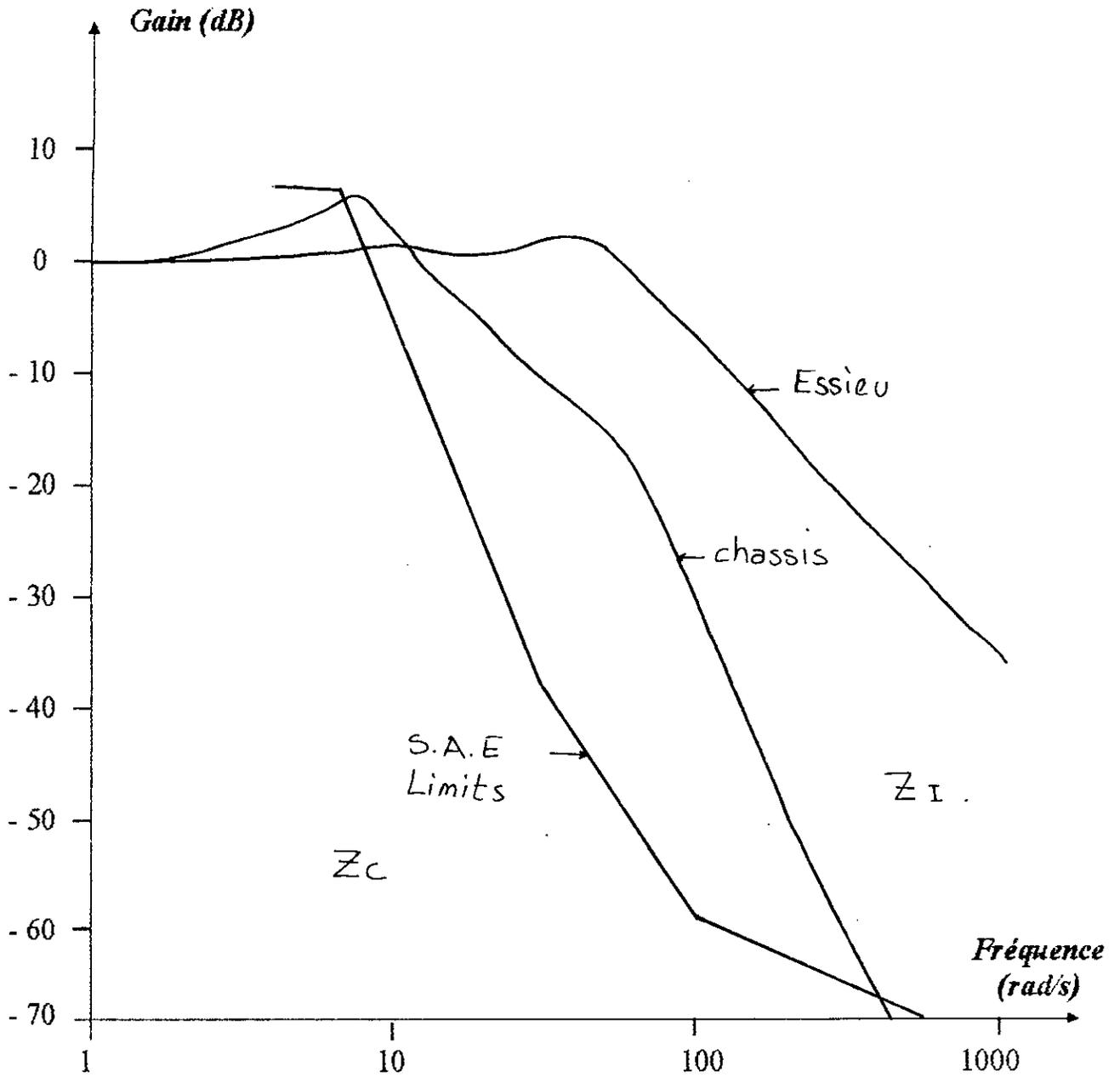


Fig (3)
Réponse Fréquentielle des Amplitudes du Châssis et de l'essieu
d'une Suspension Passive

Chapitre II

LA SUSPENSION ACTIVE

Chapitre II

LA SUSPENSION ACTIVE

II-1 - Introduction

Dans la suspension passive, on remarque l'existence d'un conflit entre les exigences de souplesse pour minimiser les niveaux d'accélération et celles de rigidité pour contrôler les changements d'altitudes du véhicule et maintenir une bonne adhérence roue/sol.

Pour cette raison, les véhicules ayant une bonne performance de poursuite, ne possèdent pas, en général, une bonne attitude sur les pistes et manquent de confort. Mais, les suspensions actuelles sont presque sans reproche lorsque les voitures se déplacent sur de bonnes routes à des vitesses modérées.

Or en réalité, ces conditions ne sont pas satisfaites, et la meilleure suspension passive offre des performances très faibles.

La solution proposée est d'introduire deux niveaux de suspension .

- i / Une suspension rigide (raide) pour l'évaluation sur piste.
- ii / Une suspension souple (tendre) pour les fais d'isolement.

En réalisant ceci, nous parlerons de commande de suspension de voiture ou de suspension active tout simplement.

II-2 - Les Systèmes de la Suspension Active

En plus des éléments passifs, les suspension active contiennent des actionneurs (électromagnétiques, hydrauliques, pneumatiques, magnetiques etc..) comme générateurs de forces, ou générateurs de couples de torsion, des appareils de détection et de mesure (capteurs) et des contrôleurs de contre réaction.

Ces éléments sont interconnectés de manière à ce qu'une partie du mouvement du véhicule soit détectée, les signaux détectés sont conditionnés à travers les éléments de contre réaction. Les signaux de commande de l'actionneur sont ainsi générés formant un circuit fermé de commande (boucle fermée). Ces éléments necessitent, en outre, une source d'énergie externe. Par conséquent, une suspension active peut s'adapter à différents niveaux de forces externes et d'irregularités de routes de manière à apparaître souple pour les irregularités et raide pour les forces de guidage.

II-3 - CONCEPTION DES SUSPENSIONS ACTIVES

II-3-1 - Diagramme Bloc et Fonctions de Transfert

La conception de la suspension active à fait appel à plusieurs méthodes de synthèses classiques [1] et modernes [4].[5].

A partir de la figure (2) et (4), on remarque qu'une compensation additionnelle à été introduite au niveau du feedback de la sortie [2].

Ici G_c représente l'actionneur et H_0 , la compensation de la boucle de retour D'après Thomson [2] à la fréquence naturelle w_t .

On a : $T_0 (JW_{\underline{e}}) = - M_1 / M_2 \dots\dots\dots(II-1)$

Or cette équation est difficile à satisfaire par n'importe quelle méthode de synthèse, il est plus facile de commencer à partir de la fonction de transfert de l'essieu - châssis $T_{ec}(s)$, où seule la partie du diagramme bloc contenant la suspension est considérée, la partie contenant le pneu et la roue est omise dans la conception initiale.

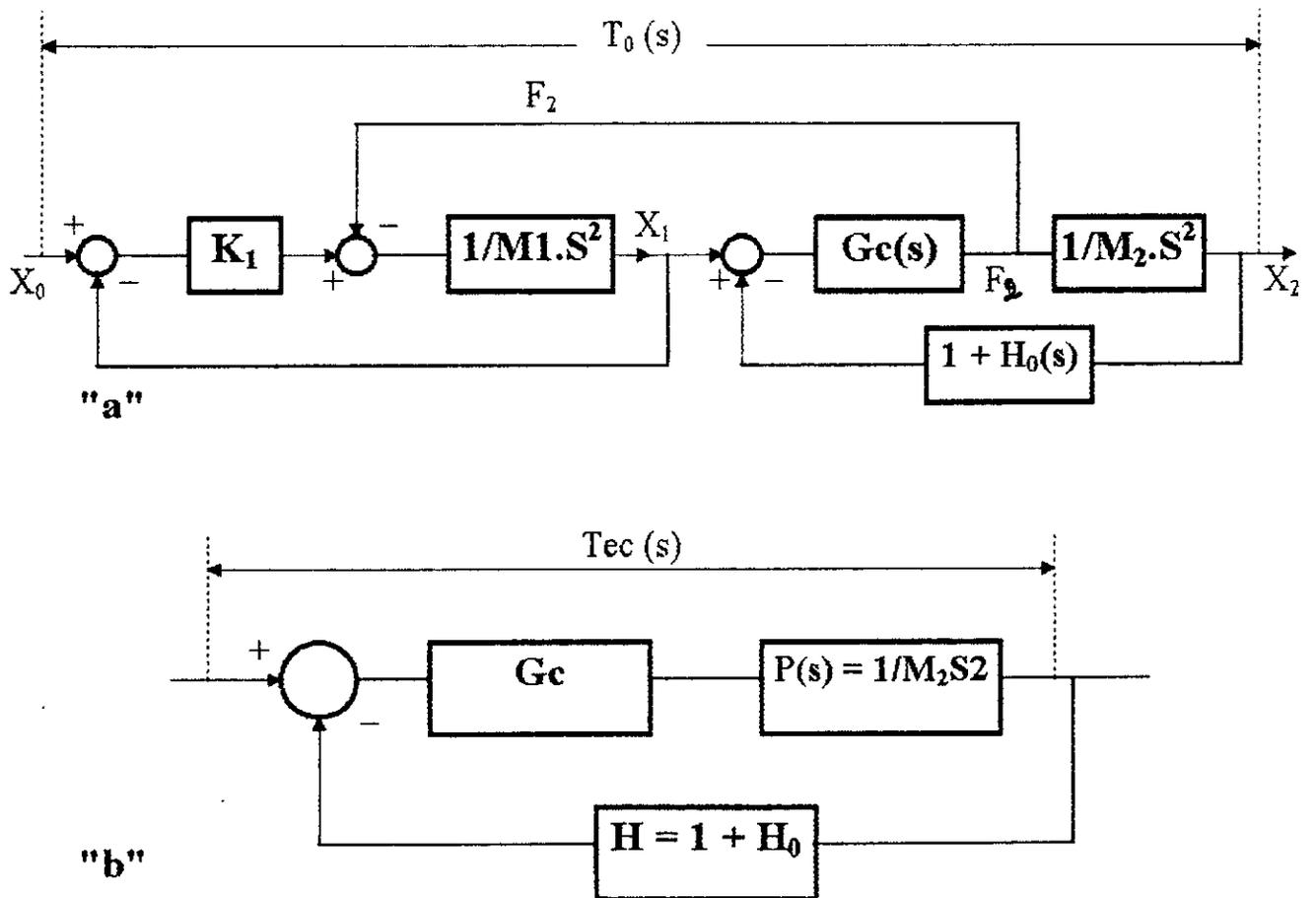


Fig "4"

Diagramme Bloc d'une Suspension Active

"a" : Diagramme bloc Complet.

"b" : Diagramme bloc représentant la partie supérieur de la suspension.

De la figure (4-b), nous constatons que le châssis est le système principal qu'on cherche à commander ; La fonction de transfert Tec est de la forme :

$$T_{ec}(s) = G_c \cdot P / (1 + L) \dots \dots \dots (II-2)$$

Avec: $L = G_c \cdot P \cdot H$

et $H = 1 + H_0$

d'une façon générale :

$$T_{ec} = \frac{\sum_{j=0}^m a_j S^j}{\sum_{k=0}^n b_k S^k}$$

avec $n \geq m$

Pour mieux illustrer ceci, nous prendrons l'exemple présenté par Thomson [2].

$$T_{ec}(s) = (4 S + 10) / (S^2 + 4 S + 10) \dots \dots \dots (II-3)$$

La figure (5) obtenue à partir de [2], nous montre le diagramme de Bode des amplitudes, dans le domaine fréquentiel, des fonctions de transfert Tec de l'essieu - châssis pour les deux systèmes de suspensions actives et passives.

Le système de suspension active donne de meilleures performances par rapport au système de suspension passive, car sa bande passante est plus à gauche et donc réalise un filtrage plus sélectif.

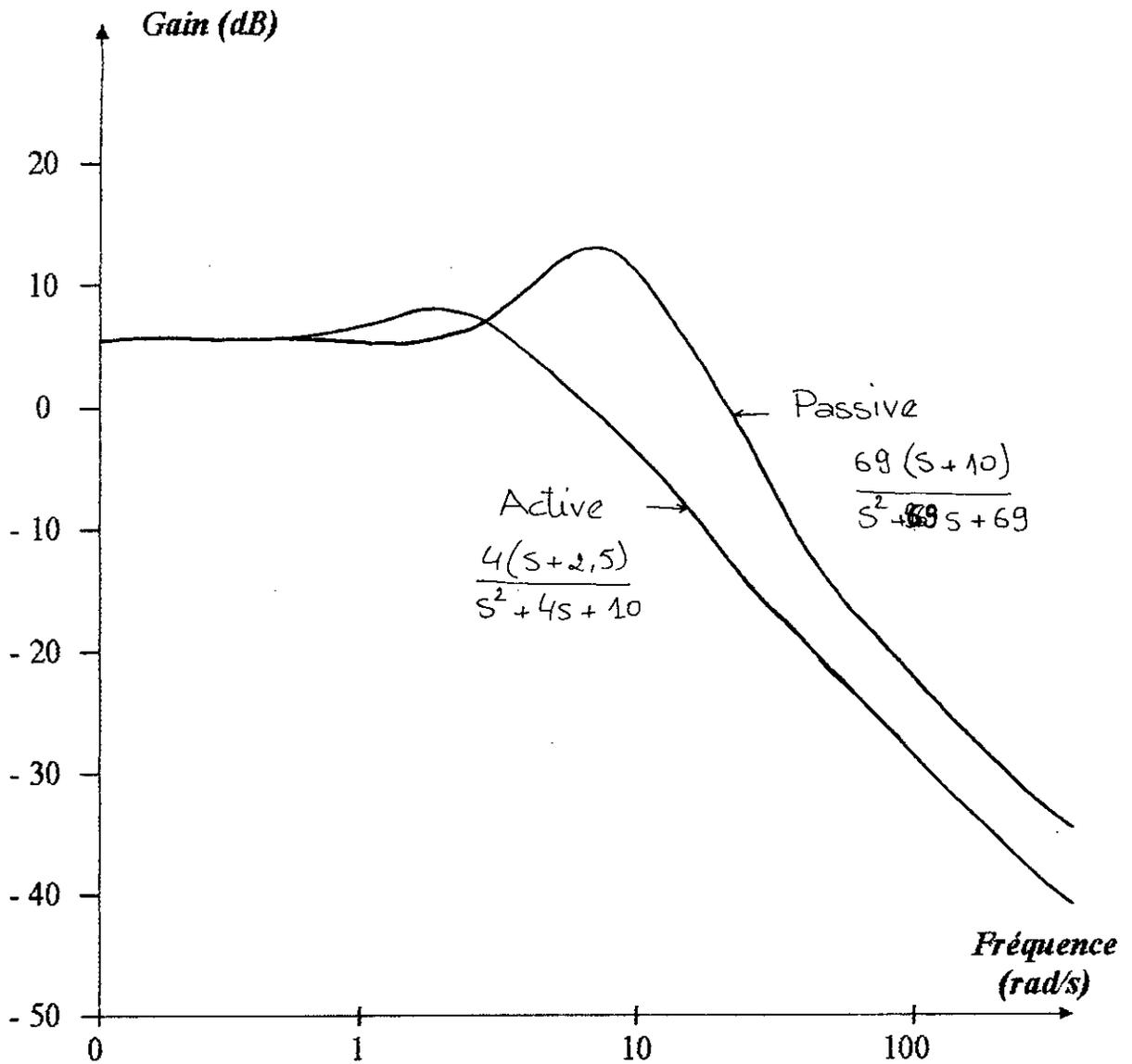


Fig (5)

Courbe Fréquentielle, dans le diagramme de Bode, de l'essieu-châssis des suspensions actives et passives

II-3-2 - Caractéristique de l'élément Final de Commande :

A partir de la figure (4-a), on a la force qui s'exerce sur le châssis sous la forme :

$$F_2 = Gc (X_1 - X_2) - Gc H_0 \cdot X_2 \dots\dots\dots(\text{II-4})$$

Après réarrangement de l'équation :

$$F_2 = (K_2 + C_2 \cdot S) (X_1 - X_2) - C_1 \cdot I (s) \dots\dots\dots(\text{II-5})$$

Avec $I(s)$ la fonction de transfert du courant de commande.

C_1 et C_2 sont des constantes.

Les équations (II-4) et (II-5) sont équivalentes si :

$$Gc = K_2 + C_2 \cdot S \dots\dots\dots(\text{II-6})$$

$$I/X_2 = Gc \cdot H_0 / C_1 \dots\dots\dots(\text{II-7})$$

Et donc pour un choix adéquat de $Gc (s)$, on a :

$$Gc (s) = 1980 + 79,2S \dots\dots\dots(\text{II-8})$$

Et par conséquent :

$$Gc \cdot H_0 = 445 S^2 / (S + 2,5) \dots\dots\dots(\text{II-9})$$

La compensation cherchée est réalisée par un accéléramètre de sortie $E = Kp S^2 X_2$ en cascade avec un réseau passif dont la fonction de transfert est :

$$I/E = K/(S + 2,5)$$

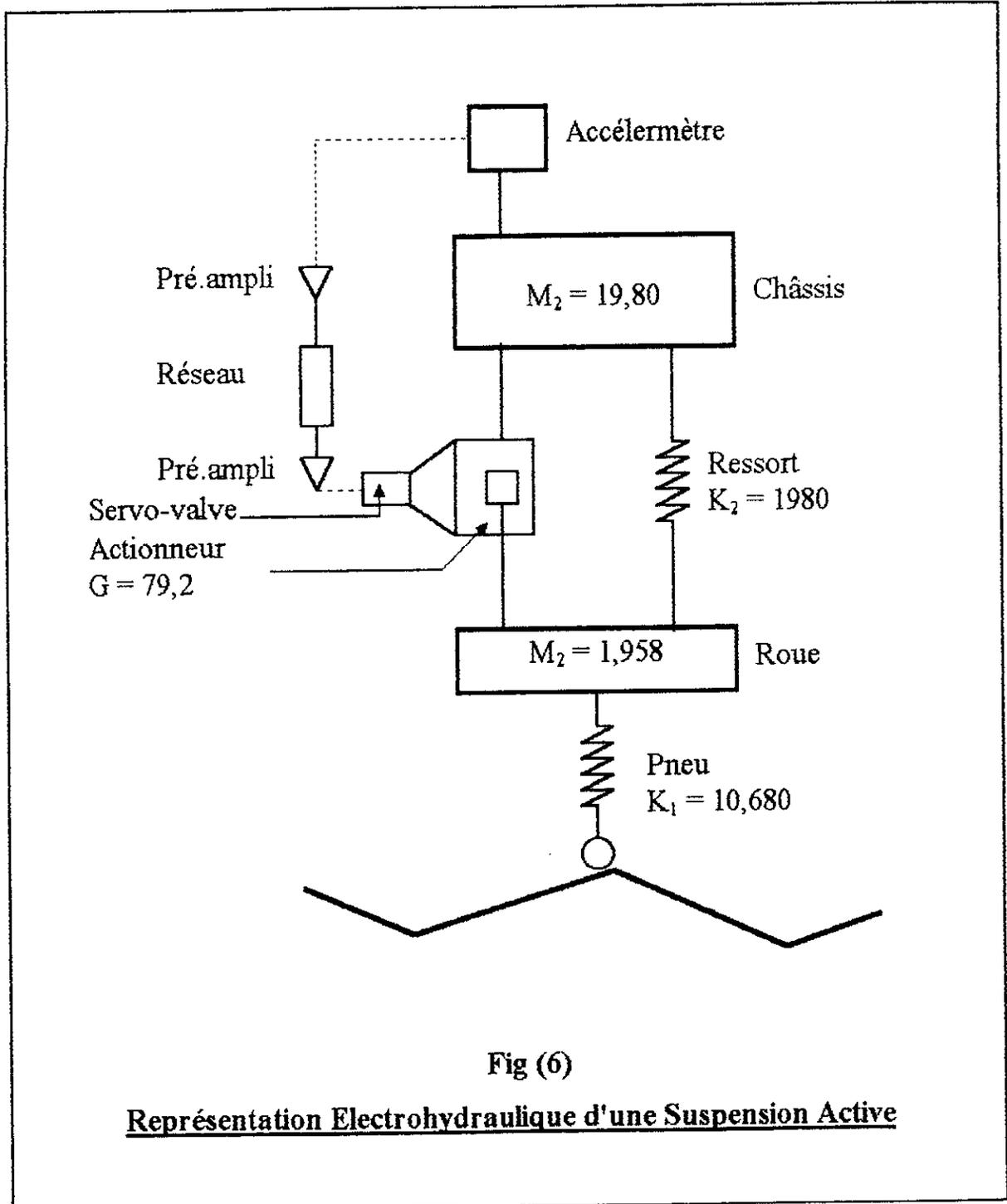


Fig (6)

Représentation Electrohydraulique d'une Suspension Active

II-3-3 - Réponses de l'essieu et du Châssis :

La fonction de transfert totale est donnée par :

$$T_0 = K_1 G_1 \cdot T_{ec} / (1 + M_2 S G_1 T_{ec}) \quad \text{avec}$$

$$G_1 = 1 / (K_1 + M_1 \cdot \ddot{S}) \quad \text{d'où on tire :}$$

$$T_c = \frac{21800 (S + 2,5)}{(S^2 + 3,97S + 10,1) (S^2 + 40,5S + 5400)}$$

La réponse de l'essieu est déterminée par : $T_1 = T_t / T_{ec}$

La figure (7) représente le tracé de Bode des réponses en fréquences des amplitudes des fonctions de transfert de l'essieu et du châssis d'une suspension active. Les courbes de la figure (3) sont reproduites sur la figure (7) pour comparaison. Les améliorations dans les caractéristiques de la suspension active sont dans la région des basses fréquences.

Ainsi, nous remarquons une nette amélioration de la réponse fréquentielle du châssis aux basses fréquences où celle-ci se trouve, en effet, dans la zone de confort Z_c .

Cependant, la réponse fréquentielle de l'essieu s'est légèrement dégradée (le pic est de 5,6 dB comparé au passif qui est de 1,3 dB) et se trouve toujours dans la zone d'inconfort Z_1 . Sa bande passante s'est déplacée vers la droite, il y'a donc moins de sécurité. Nous confirmons ainsi le conflit qui existe entre le confort et la sécurité [2].

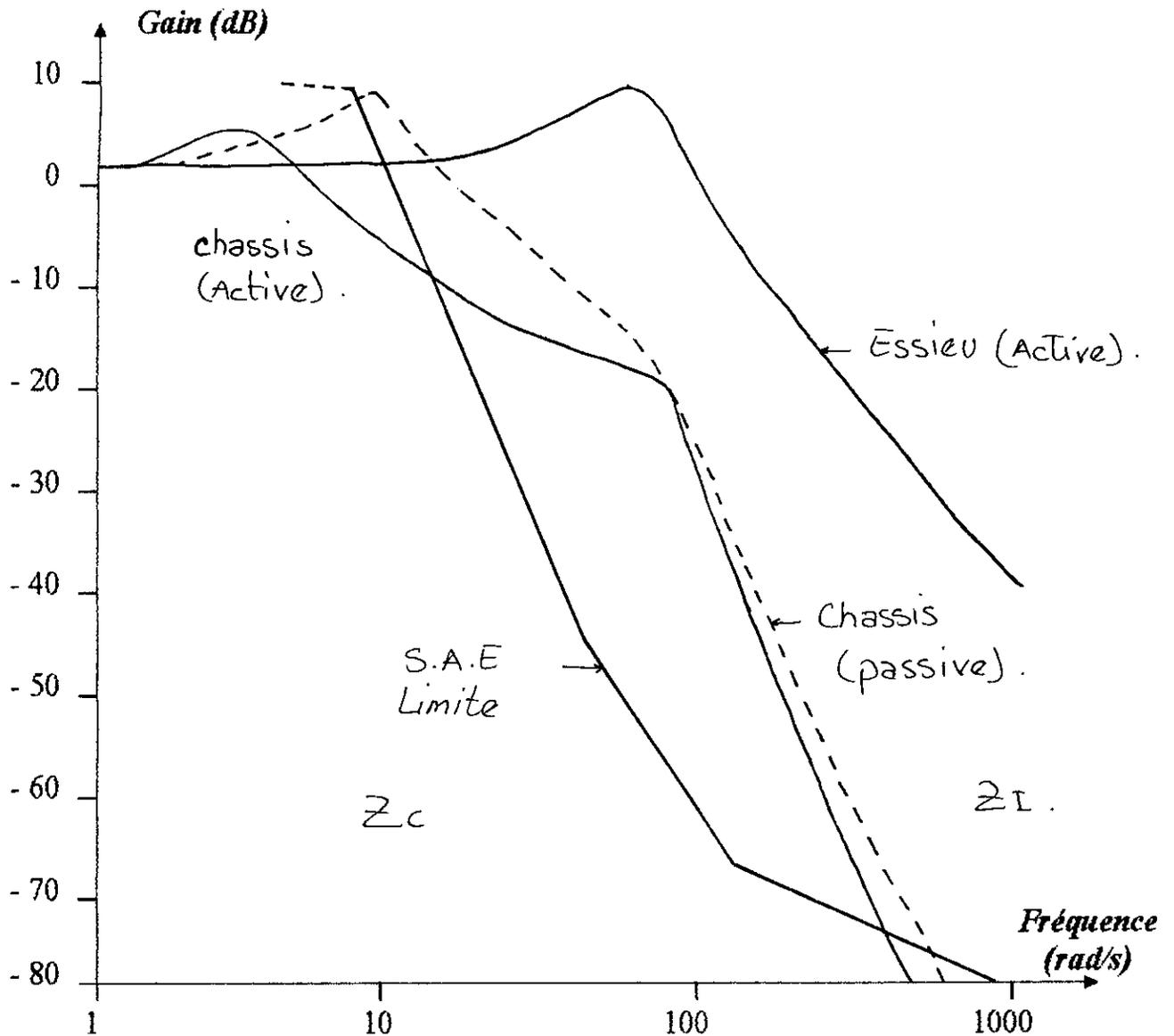


Fig (7)

Tracé de Bode des réponses fréquentielle de l'essieu et du châssis pour une suspension active.

Courbe de la S.A.E du confort limite et tracé de Bode des réponses en fréquence des châssis et essieu pour suspension passive pour comparaison.

L'approche classique ne peut pas prendre en charge l'amélioration du confort et de la sécurité en même temps, donc si elle arrive à asservir un aspect, l'autre ne l'est pas, ce qui fait l'inconvénient majeur de cette approche. Cet inconvénient nécessite de trouver une technique moderne qui prendrait en charge l'optimisation des deux aspects.

Ultérieurement, nous verrons l'application de la théorie de la commande optimale pour concevoir une suspension active.



Chapitre III

*Commande Optimale d'une Suspension
Active de Voiture*

Chapitre III

COMMANDE OPTIMALE D'UNE SUSPENSION ACTIVE DE VOITURE

III-1 - Introduction :

La théorie de la commande optimale linéaire est une méthode de synthèse pour la conception de systèmes optimaux à l'aide de critère quadratiques. Comme notre système est multivariable, on peut utiliser cette théorie qui donne plusieurs cas, [3].[4].[5] a donné de bons résultats pour la conception d'une suspension active de voitures.

III-2 - Modèle du Système

L'analyse du modèle de la figure (8), permet de tirer les équations différentielles suivantes qui régissent le mouvement vertical du système.

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= X_3 \\ \dot{X}_2 &= X_4 \\ \dot{X}_3 &= X_1 = K_0(X_0 - X_1) / M_1 - U(t) / M_1 \\ \dot{X}_4 &= \ddot{X}_2 = U(t) / M_2 \end{aligned}$$

où l'entrée est l'intégration d'un bruit blanc

$$X_0(t) = W(t)$$

avec $W(t)$ représentant un bruit blanc.

X_1 , X_2 , $X_3 = \dot{X}_1$ et $X_4 = \dot{X}_2$ sont les variables d'état du système et sont considérées nulles initialement.

X_1 et X_2 représentent le déplacement par rapport à l'origine.

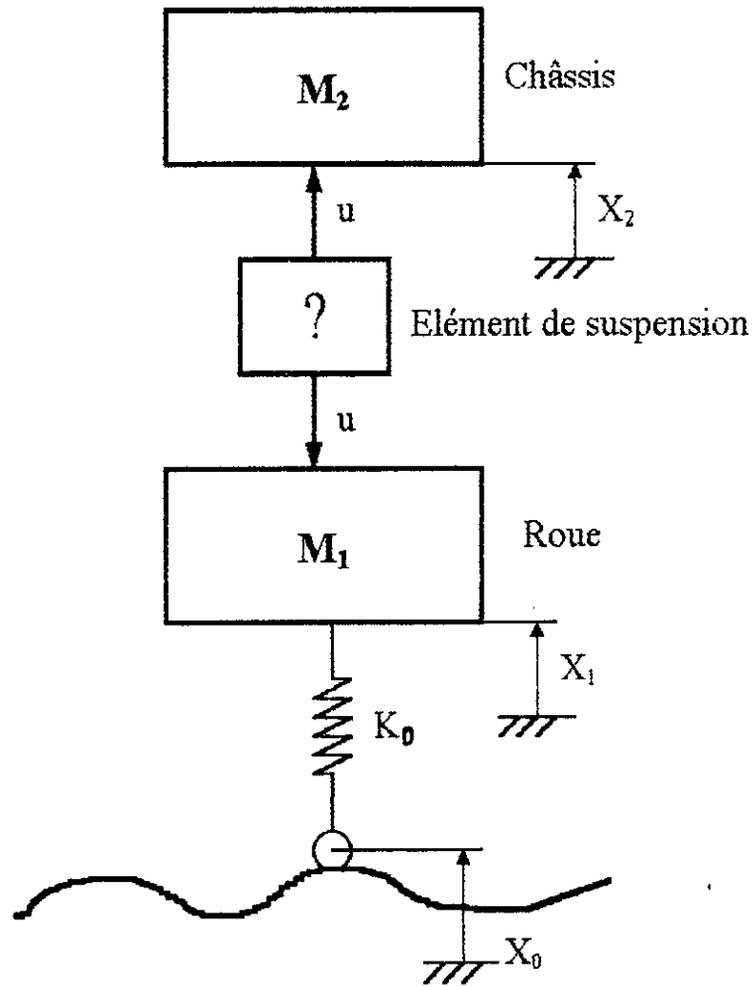


Fig (8)

Représentation Simple d'une Suspension de Voiture

Le vecteur de sortie Y possède seulement deux composantes $Y_1 = X_1$ et $Y_2 = X_2$
 Ainsi juste après l'introduction de la perturbation $X(0)$, on peut considérer l'état initial qui est donné par :

$$X(0) = [-1, -1, 0, 0]^t \dots \dots \dots (III-2)$$

Les équations d'état et le vecteur de sortie d'un système ont pour expressions ce qui suit :

$$\left. \begin{aligned} \dot{X} &= AX + b_1 U + b_2 w \\ Y &= CX \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (III-3)$$

où

X_0 : est la perturbation d'entrée

$Y = [X_1, X_2]$ est la sortie,

la matrice fondamentale A, La matrice de sortie C, et les valeurs b_1 et b_2 sont donnés par :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -K_0/M_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad b_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1/M_1 \\ -1/M_2 \end{bmatrix} \quad b_2 = \begin{bmatrix} -1 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (III-4)$$

Puisque le système doit avoir une erreur de poursuite nulle en régime établi pour un bruit blanc en entrée, la valeur du vecteur de sortie désirée est :

$$Y_0 = [1, 1] W(t)$$

III-3 - Critère de Performance :

Dans le cas de la conception d'une suspension active, nous cherchons surtout à minimiser les vibrations au niveau du conducteur pour le confort de ce dernier. Ceci peut se traduire par la minimisation de l'accélération de la masse M_2 ce qui est équivalent à minimiser l'intégrale :

$$\int_0^{\infty} \varphi U^2 dt$$

En effet, l'accélération de la masse M_2 est surtout produite par la force $U(t)$. Par ailleurs, on cherche aussi pour des raisons de sécurité à garder un contact permanent entre les pneumatique et la chaussée. Ceci éviterait en particulier les dérapages et les rebondissements excessifs de la roue, techniquement, ceci peut être réalisé par une minimisation de la variation $X_1 - X_0$.

Cela revient à minimiser la quantité $X_1 - X_0$, d'où la minimisation de l'intégrale.

$$\int_0^{\infty} q_1 (X_1 - X_0)^2 dt$$

La minimisation des deux intégrales définies ne peut pas se faire pratiquement en dehors de l'espace disponible entre le châssis et l'axe de la roue, c'est à dire $(X_2 - X_1)$. Cela revient à minimiser simultanément l'intégrale

$$\int_0^{\infty} q_1 (X_2 - X_1)^2 dt$$

Cependant dans notre étude ils seront fixes aux inverses des carrés des valeurs maximales admissibles pour les variation considérées [11]. Ainsi, le critère quadratique que nous retenons dans notre étude est le suivant :

$$J = 1/2 \int_0^{\infty} [q_1 (X_0 - X_1)^2 + q_2 (X_1 - X_2)^2 + \varphi U^2] dt \dots\dots\dots(III-5)$$

$$J = 1/2 \int_0^{\infty} [Y - Y_0] Q [Y - Y_0] + R U^2] dt \dots\dots\dots(III-6)$$

Où "Q" est une matrice constante

$$Q = \begin{bmatrix} q_1 + q_2 & -q_2 \\ -q_2 & q_2 \end{bmatrix} \text{ et } R = \varphi \dots\dots\dots(III-7)$$

Maintenant, le problème est de trouver la commande optimale U du système considéré de l'équation (II-3), dont le vecteur de sortie est Y_0 , tout en minimisant le critère quadratique de l'équation (III-6).

Ceci est donc un problème de poursuite optimale avec l'addition d'une fonction de perturbation (W (t)).

III-4 - Sélection des Facteurs de Pondération ou Critère de Performance :

Il n'ya aucun inconvénient à fixer un des facteurs de pondération. Ainsi, on prendra $q_2 = 1$ pour des signaux aléatoires, une approximation de q_1 peut

être tirée en composant δw et δt . Où δt est le facteur de flexion de la suspension.

Une estimation convenable du facteur de pondération q_1 est présenté dans [3]

$$q_1 = (\delta w / \delta t)$$

Les valeur numériques donnent la valeur $q_1 = 10$, la valeur de φ est choisie après simulation des repères du système.

III-5 - Problème D'optimisation :

On fait le changement de variables suivant

$$\begin{aligned} \hat{X}_1 &= X_1 - X_0 & , & & \hat{X}_2 &= X_2 - X_0 \\ \hat{X}_3 &= \dot{X}_1 = X_3 & , & & \hat{X}_4 &= X_4 = \dot{X}_2 \\ \hat{Y} &= Y - Y_0 \end{aligned}$$

Ainsi l'équation (III-3) peut être réécrite selon la nouvelle forme suivante :

$$\left. \begin{aligned} \dot{\hat{X}} &= A \hat{X} + b_1 U \\ \hat{Y} &= C \hat{X} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(III-9) ;$$

avec $\hat{X}(0) = - (1, 1, 0, 0)$

Nous remarquons que la perturbation à l'entrée W a été éliminée et le problème est réduit à une étude standart de régulation avec des conditions initiales. Le critère quadratique devient donc :

$$J = 1/2 \int_0^{\infty} [[U^t R U] + \hat{X}^t Q' \hat{X}] dt$$

Avec $Q' = C.Q.C$ et $R = \varphi$

Donc :

$$J = 1/2 \int_0^{\infty} [\varphi U^2 + \hat{X}^t Q' \hat{X}] dt \dots\dots\dots(III-10)$$

On obtient :

$$Q' = \begin{bmatrix} q_1 + q_2 & -q_2 & 0 & 0 \\ -q_2 & q_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(III-11)$$

Le système est complètement commandable. Il existe une loi de commande optimale donnée par :

$$U_{opt} = K^t \hat{X}$$

où, le vecteur $K = [K_1, K_2, K_3, K_4]^t$ est constant. Cette loi peut être écrite sous la forme :

$$U_{opt} = b_1 p \hat{X}/\varphi \dots\dots\dots(III-12)$$

où p est une matrice symétrique positive définie.

La solution de l'équation algébrique en régime établi est :

$$P.A + A^t.P - P.b_1 .P/\varphi + Q' = 0 \dots\dots\dots(III-13)$$

Les valeurs du vecteur K sont données par :

$$K = b_1^t P/\varphi$$

III-6 - Réalisation Physique du Système

La commande optimale obtenue est de la forme suivante :

$$U_{opt} = K_1 \cdot \hat{X}_1 + K_2 \cdot \hat{X}_2 + K_3 \cdot \hat{X}_3 + K_4 \cdot \hat{X}_4 \dots\dots\dots(III-14)$$

Avec

\hat{X}_1 et \hat{X}_2 : les déplacements relatifs de l'essieu du châssis par rapport à la route et \hat{X}_3 et \hat{X}_4 sont leurs vitesses absolues respectivement. L'équation (III-14) peut être réarrangée sous cette nouvelle forme :

$$U_{opt} = K_1 (\hat{X}_1 - \hat{X}_2) + K_3 (\hat{X}_3 - \hat{X}_4) + (K_1 + K_2) \hat{X}_2 + (K_3 + K_4) \hat{X}_4 \dots\dots\dots(III-15)$$

En remplaçant \hat{X}_1 et \hat{X}_2 par leurs valeurs, on obtient :

$$U_{opt} = K_1 (X_1 - X_2) + K_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + (K_1 + K_2) \dot{X}_2 + (K_3 + K_4) \dot{X}_2 \dots\dots\dots(III-16)$$

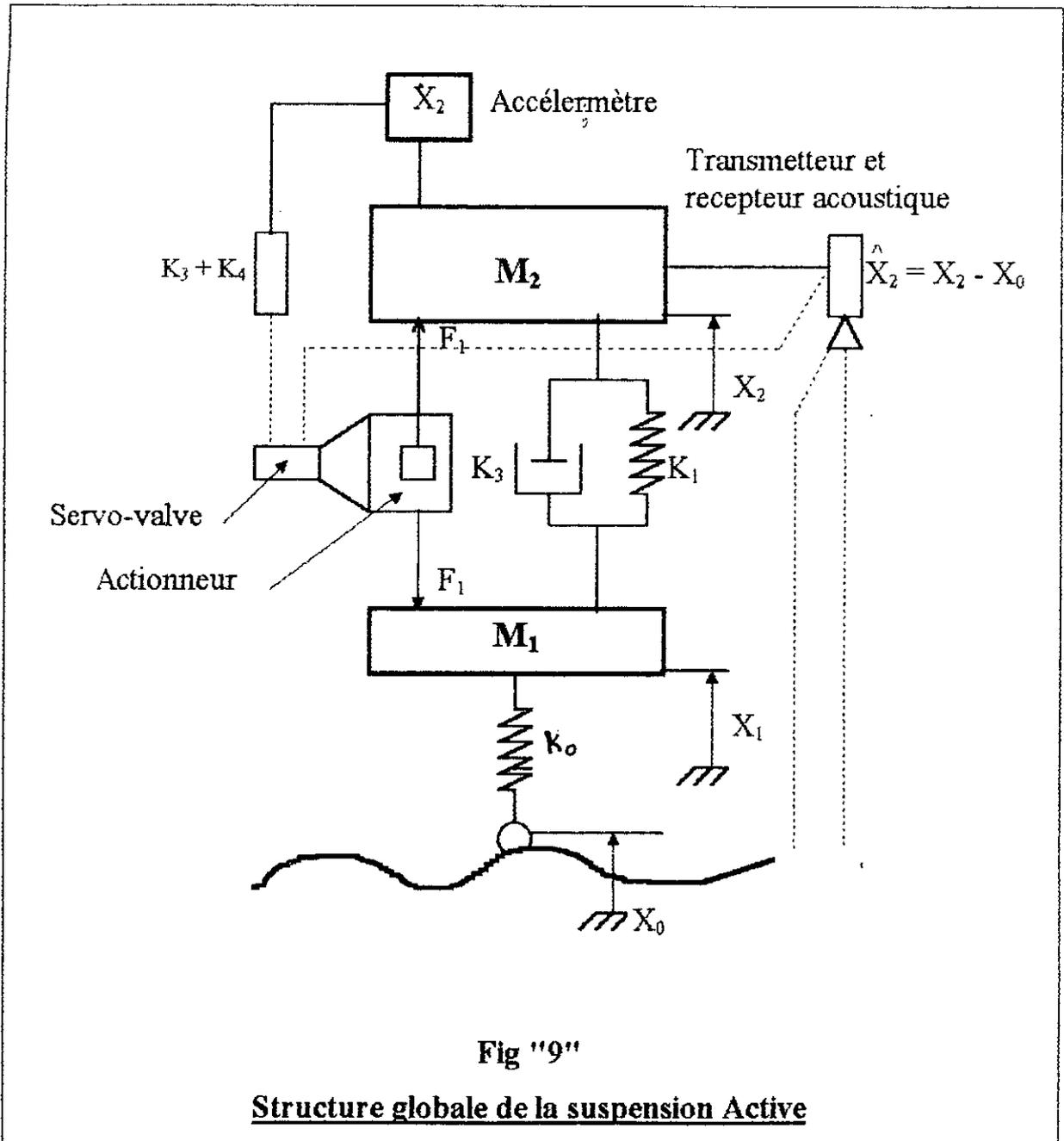
D'après l'équation (III-16), on peut remarquer que la forme de la commande contient la vitesse de la roue $\dot{X}_3 = \dot{X}_1$, La vitesse du châssis $\dot{X}_2 = \dot{X}_4$, le déplacement relatif $(X_1 - X_2)$, $\hat{X}_2 = X_2 - X_0$, ceci nous permet de dire que la commande peut être réalisée à l'aide d'un actionneur produisant une force :

$$F = (K_1 + K_2) \cdot \hat{X}_2 + (K_3 + K_4) \dot{X}_2$$

en parallèle avec un ressort de raideur $\lambda_2 = K_1$ et un amortisseur de coefficient $\beta_2 = K_3$, les signaux d'entrées de l'actionneur électrohydraulique sont les vitesses absolues de la carrosserie M_2 et son déplacement par rapport à la route

$$\hat{X}_2 = X_2 - X_0$$

Donc : La structure de la suspension et de commande est donnée par la fig (9)



Chapitre IV

Commande optimale d'une suspension active avec filtre (PID)

Chapitre IV

COMMANDE OPTIMALE D'UNE SUSPENSION ACTIVE AVEC FILTRE (PID)

IV-1 - Introduction :

Le principe de la technique du filtre de configuration fréquentielle est d'améliorer les sorties globales d'un système, conformément à certaines exigences fréquentielles en utilisant les trois actions classiques, proportionale, intégrale, et dérivée (PID) dans la boucle de retour du système.

IV-2 - Modèle de Système :

L'analyse du modèle de la figure (8) permet d'écrire le système d'équation (III-9).

$$\hat{X} = A\hat{X} + b_1U \dots \dots \dots (IV-1)$$

avec :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -K_0/M_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{Et} \quad b_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1/M_1 \\ -1/M_2 \end{bmatrix}$$

Ainsi, juste après l'introduction de cette perturbation, on peut considérer l'état initiale qui est donné par :

$$X(0) = [-1, -1, 0, 0]^t \dots \dots \dots (IV-2)$$

Dans le cas d'un véhicule en marche, la différence ($X_2 - X_1$) est d'un point de vue pratique facile à être mesurée [4].

Ainsi, on le prendra comme étant la sortie de notre système. On jugera les performances de ce dernier à travers sa valeur :

$$\hat{Y}_1 = \hat{X}_2 - \hat{X}_1 = C^t \hat{X} \dots\dots(IV-3)$$

avec :

$$C^t = \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Alors, on peut présenter ce système, en boucle ouverte .

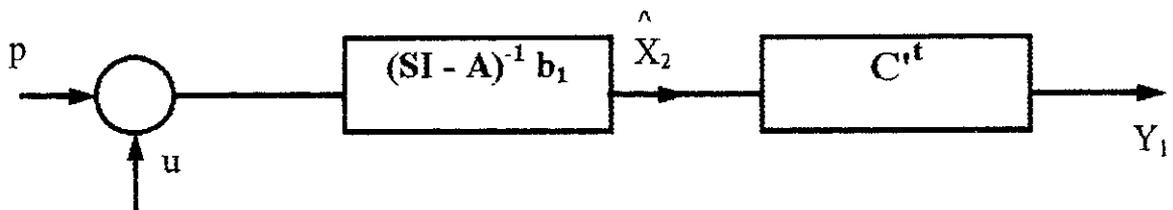


Fig (10) :

Schéma Bloc d'une Suspension de Voiture en Boucle Ouverte

avec :

$C^t (SI - A)^{-1} b_1$: la matrice de transfert du système correspondante à l'équation (IV-1).

P : Perturbation extérieur (charge etc...)

IV-3 - Système avec Filtre :

Le problème d'optimisation linéaire pour le système et le critère quadratique décrit dans les sections précédentes (IV-1) a été largement traité dans le chapitre (III). Dans le présent chapitre, nous proposons d'ajouter dans la

boucle de retour de notre système un filtre PID pour remodeler la sortie globale du système conformément à des exigences fréquentielles.

* Pour introduire un filtre (PID) dans le système (IV-1), il faut, d'après [8], que les conditions nécessaires suivantes soient vérifiées.

- 1) Le système soit carré
- 2) $C^t b_1 = 0$

d'après l'équation (IV-1) et (IV-3) on peut vérifier que $C^t b_1 = 0$. De plus la commande U et la sortie Y_1 ont la même dimension.

Nous considérons dans ce qui suit le modèle du système plus filtre suivant .

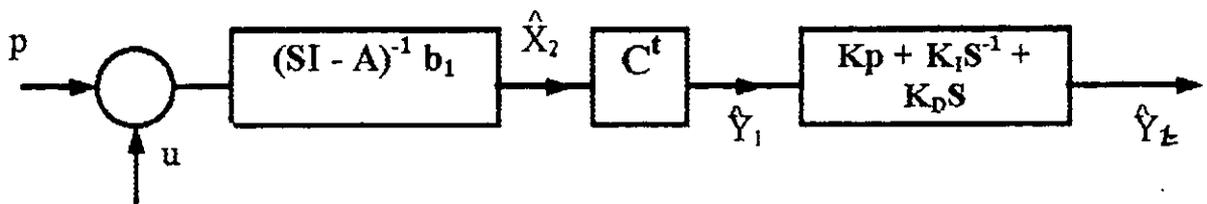


Fig (11)

Représentation d'une Suspension de Voiture avec un filtre PID

La sortie du filtre PID est donnée par :

$$Y_t = K_p \cdot Y_1 + K_i \int_0^{\infty} Y_1 dt + K_D \cdot Y_1 \dots \dots \dots (IV-4)$$

avec K_p , K_i , K_D les gains permanents respectivement des actions proportionales, intégrale et dérivée.

La fonction de transfert de ce filtre correspond à l'équation (IV -3) donnée par:

$$\begin{aligned} \hat{Y}_t(s) / \hat{Y}_1(s) &= K_D.S + K_P + K_I / S. \\ &= K_D / S . (S^2 + K_P / K_D . S + K_I / K_D) \dots\dots(IV-5) \end{aligned}$$

La matrice de transfert du système , correspondante à l'équation (IV-1) est la suivante :

$$P(s) = C^t (SI - A)^{-1} . b_1 = \frac{0,0385.S^2 + 18,815}{S^2 (S^2 + 5454,9)} \dots\dots(IV-6)$$

La dérivée de l'équation (IV-3) donne

$$\dot{\hat{Y}}_1 = C^t \dot{\hat{X}} = C^t A \hat{X} + C^t b_1 U = C^t . A . X \dots\dots(IV-7)$$

On remplace l'équation (IV-7) dans (IV-4), on obtient :

$$\hat{Y}_t = K_P A C^t . \hat{X} + K_I \int_0^{\infty} \hat{Y}_1 dt + K_D . C^t . A . X \dots\dots(IV-8)$$

La fonction de transfert globale en boucle ouverte, fig (11), est :

$$T(s) = [(K_P . C^t + K_D . C^t . A) + K_I C^t / S \quad \begin{bmatrix} S^2 (1/M_2 - 1/M_1)l \\ 1/M_2 (S^2 + K_I / M_1) \\ - S^3 / M_1 \\ 1/M_K (S^3 + K_I / M_1 . S) \end{bmatrix} \dots\dots(IV-9)$$

Les variable d'états du système globale sont le vecteur \hat{X} plus le scalaire

$$X_5 = \int \hat{Y}_1 dt$$

Donc, la représentation d'état du système globale est :

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{X}} \\ \dot{X}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C^t & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{X} \\ X_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ 0 \end{bmatrix} U \dots\dots\dots(IV-10)$$

De l'équation (IV-8)

$$Y_t = [(K_P.C^t + K_D.C^t b_1) \ K_1] \begin{bmatrix} X \\ X_5 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(IV-11)$$

La loi de la commande optimale est donnée d'après [8] par :

$$\hat{U} = K^t \hat{X} + K_5.X_5 = K^t \hat{X} + K_5 \int_0^2 (C^t \hat{X}) dt. \dots\dots\dots(IV-12)$$

On a $K = [K_1, K_2, K_3, K_4]^t$ et K_5 représentent les gains des boucles de retour déterminées.

IV-3 - Critère de Performance pour le Modèle Système plus Filtre

Puisque le filtre PID augmente de un le nombre d'état du système (à cause de l'action intégrale); Il est nécessaire de modifier l'index de performance précédant par l'addition d'un terme qui limite la sortie Y_t du filtre,

Le critère de performance du système globale devient alors :

$$J = 1/2 \int_0^{\infty} [\varphi U^2 + q_1 \hat{X}_1^2 + q_2 (\hat{X}_2 - \hat{X}_1)^2 + q_3 Y_t^2] dt \dots\dots\dots(IV-13)$$

D'autre part, le critère de performance (IV-13) peut être réécrit sous la forme condensée :

$$J = 1/2 \int_0^{\infty} (\varphi U^2 + \tilde{X}^t Q \tilde{X}) dt$$

La notation tilde ($\tilde{\cdot}$) est utilisée pour représenter la variation du vecteur d'état.

$$\tilde{X} = [X_1, X_2, X_3, X_4, X_5] \dots\dots\dots(IV-15)$$

D'après l'équation (IV-11), la sortie du filtre PID est donnée par :

$$\begin{aligned} Y_t &= [K_P \hat{C}^t + K_D \hat{C}^t . A] \hat{X} + K_I . X_5 \\ &= K_P (-\hat{X}_1 + \hat{X}_2) + K_D (-\hat{X}_3 + \hat{X}_4) + K_I . X_5 \\ &= [-K_P . K_P - K_D . K_D, K_I] . X \dots\dots\dots(IV-16) \end{aligned}$$

Si on remplace l'équation (IV-16) dans l'équation (IV-13), la matrice de pondération est donnée par :

$$Q = \begin{bmatrix} q_1 + q_2 + q_3 \cdot K_P^2 & -q_2 - q_3 \cdot K_P^2 & q_3 \cdot K_P \cdot K_D & -q_3 \cdot K_P \cdot K_D & -q_3 \cdot K_P \cdot K_I \\ -q_2 - q_3 \cdot K_P^2 & -q_2 - q_3 \cdot K_P^2 & -q_3 \cdot K_P \cdot K_D & q_3 \cdot K_P \cdot K_D & q_3 \cdot K_P \cdot K_I \\ q_3 \cdot K_D \cdot K_P & -q_3 \cdot K_P \cdot K_D & q_3 \cdot K_D^2 & -q_3 \cdot K_D^2 & -q_3 \cdot K_P \cdot K_I \\ -q_3 \cdot K_P \cdot K_D & q_3 \cdot K_P \cdot K_D & -q_3 \cdot K_P^2 & q_3 \cdot K_D^2 & q_3 \cdot K_D \cdot K_I \\ -q_3 \cdot K_P \cdot K_I & q_3 \cdot K_I \cdot K_P & -q_3 \cdot K_I \cdot K_D & q_3 \cdot K_P \cdot K_D & q_3 \cdot K_I^2 \end{bmatrix} \quad (IV-17)$$

Où Q est la matrice symétrique semi définie.

IV-4 - Processus D'optimisation :

Les équations d'états (IV-1) pour le système augmenté peuvent être réécrites selon la forme compacte :

$$\dot{\tilde{X}} = A' \tilde{X} + b'_1 U \dots\dots\dots(IV-18)$$

avec :

$$A' = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -K_\theta / M_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad b'_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1/M_1 \\ -1/M_2 \\ 0 \end{bmatrix} \dots\dots(IV-19)$$

$$X(0) = - (1, 1, 0, 0, 0)^t \dots\dots\dots(IV-20)$$

Le système est complètement commandable, alors il existe une loi de commande optimale donnée par :

$$U_{opt} = K_a^t X \dots \dots \dots (IV-21)$$

Où le vecteur $K_a = [K_1, K_2, K_3, K_4, K_5]$ est constant. Cette loi peut être écrite sous la forme :

$$U_{opt} = - \frac{b_1^t p X}{\phi} \dots \dots \dots (IV-22).$$

Où p est une matrice constante symétrique positive et définie, solution de l'équation de Riccati (en régime établi) est la suivante :

$$PA' + A^t P - \frac{P b_1^t \cdot b_1^t \cdot P}{\phi} + Q = 0 \dots \dots \dots (IV-23)$$

Les valeurs du vecteur K_a sont donnée par :

$$K_a = - b_1^t \cdot P / \phi \dots \dots \dots (IV-24)$$

IV-5 - Réalisation Physique :

La commande optimale est de la forme :

$$U_{opt} = K_1 \hat{X}_1 + K_2 \hat{X}_2 + K_3 \hat{X}_3 + K_4 \hat{X}_4 + K_5 X_5 \dots \dots \dots (IV-25)$$

$$\text{avec } X_5 = \int_0^{\tau} (\hat{X}_2 - \hat{X}_1) dt \dots \dots \dots (IV-26)$$

avec \hat{X}_1 et \hat{X}_2 les déplacement relatifs de l'essieu et du châssis par rapport à la route, et X_3, X_4 sont respectivement leurs vitesses absolues.

En remplaçant \hat{X}_1 , \hat{X}_2 par leurs valeurs, on obtient :

$$U_{opt} = K_1 (X_1 - X_0) + K_2 (X_2 - X_0) + K_3 X_3 + K_4 X_4 + K_5 X_5 \dots\dots\dots(IV-27)$$

L'équation (IV-25) peut être écrite sous la forme :

$$U_{opt} = (K_1 + K_2) (X_1 - X_0) + K_2 (X_2 - X_1) + (K_3 + K_4) X_3 + K_4 (X_4 - X_3) + K_5 \int_0^{\tau} (X_2 - X_1) dt \dots\dots\dots(IV-28)$$

On revient à l'équation (III-1) du modèle, on obtient :

$$X_1 - X_0 = \frac{U + M_1 \dot{X}_3}{K} \dots\dots\dots(IV-29)$$

On substitue l'équation (IV-29) dans l'équation (IV-28), on obtient :

$$U_{opt} = \frac{-(K_1 + K_2) (U + M_1 \dot{X}_3)}{K} + K_2 (X_2 - X_1) + (K_3 + K_4) X_3 + K_4 (X_4 - X_3) + K_5 \int_0^{\tau} (X_2 - X_1) dt \dots\dots\dots(IV-30)$$

L'équation (IV-30) peut être réécrite sous la forme :

$$U_{opt} = A_1 \dot{X}_3 + A_2 (X_2 - X_1) + A_3 X_3 + A_4 (X_2 - X_1) + A_5 \int_0^{\tau} (X_2 - X_1) dt \dots(IV-31)$$

Avec :

$$A_1 = \frac{(K_1 + K_2) M_1}{K_0 + K_1 + K_2}$$

$$\begin{aligned}
 A_2 &= \frac{K_0 K_2}{K_0 + K_1 + K_2} \\
 A_3 &= \frac{K(K_1 - K_4)}{K_0 + K_1 + K_2} \\
 A_4 &= \frac{K_0 K_4}{K_0 + K_1 + K_2} \\
 A_5 &= \frac{K_0 K_5}{K_0 + K_1 + K_2}
 \end{aligned}
 \tag{IV-32}$$

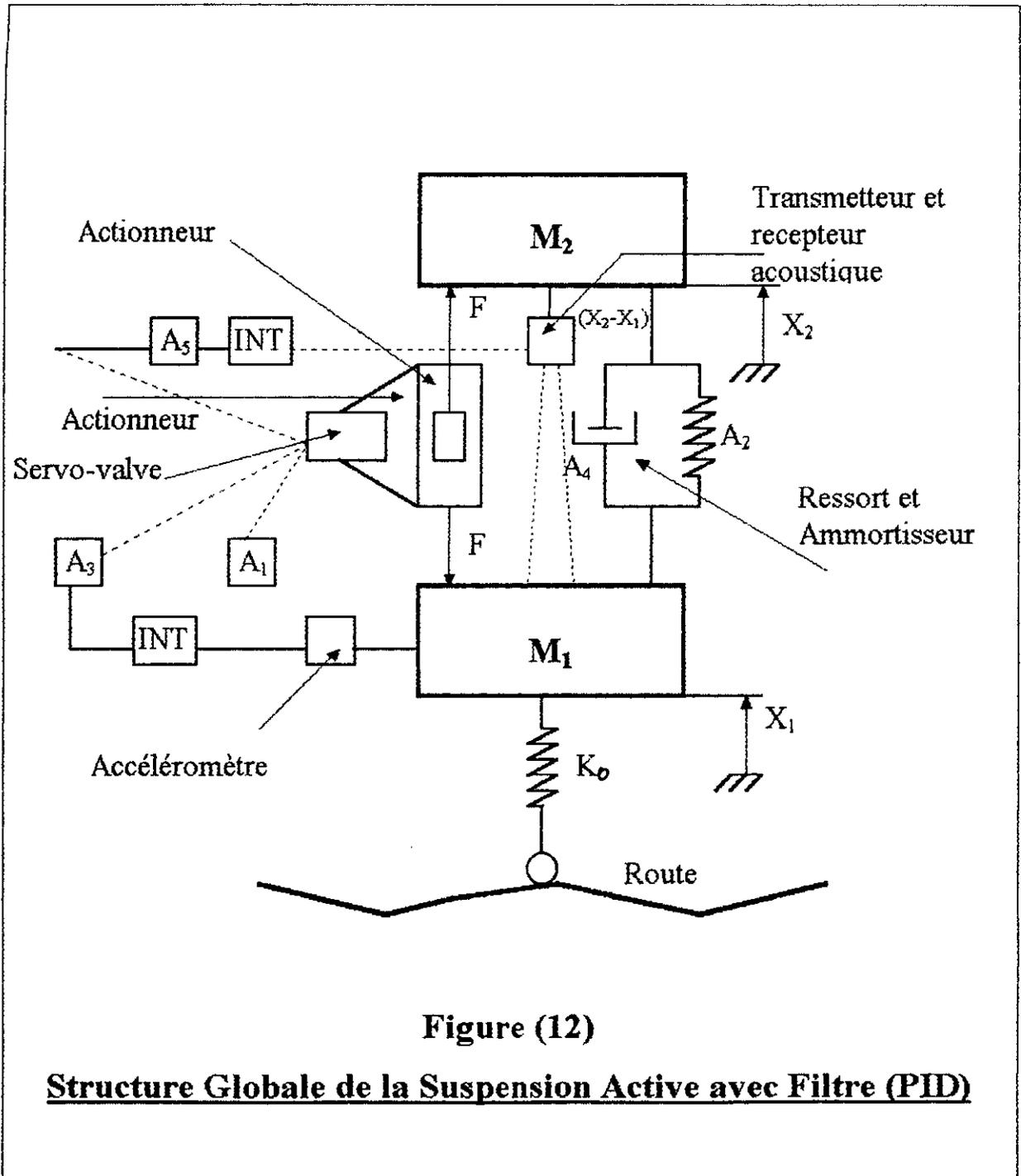
L'équation (IV-31) nous permet de déduire que la commande peut être réalisée à l'aide d'un actionneur produisant une force :

$$F = A_1 \dot{X}_3 + A_3 X_3 + A_5 \int_0^{\tau} (X_2 - X_1) dt$$

En parallèle avec un ressort de raideur $\lambda_2 = A_2$ et un piston de coefficient d'amortissement $\beta = A_4$. Les signaux d'entrée de l'actionneur électrohydraulique sont :

- La vitesse absolue et l'accélération de la masse M_1 .
- L'intégrale du déplacement relative entre l'axe de la roue et le châssis $(X_2 - X_1)$

La structure de la suspension avec la commande est donnée par la figure (12).



Chapitre V

*Comparaison entre la suspension
passive et active*

Chapitre V

LA COMPARAISON ENTRE UNE SUSPENSION PASSIVE ET ACTIVE

On détermine dans ce chapitre les différentes réponses de la suspension active et passive. Les données numériques suivantes pour la suspension d'une automobile conventionnelle assumées référence [3] sont données comme suit.

* Pour la suspension passive.

$$M_1 = 28,58 \text{ Kg}$$

$$M_2 = 288,9 \text{ Kg}$$

$$B_2 = 1861 \text{ N/M}$$

$$K_1 = 155900 \text{ N/M}$$

$$K_2 = 19960 \text{ N/M}$$

* Pour la suspension active.

$$M_1 = 28,58 \text{ Kg}$$

$$M_2 = 288,9 \text{ Kg}$$

$$K_1 = 155900 \text{ N/M}$$

$$\delta w = 6,3 \text{ cm}$$

$$\delta t = 2,0 \text{ cm}$$

donc; $q_1 = (\delta w / \delta t)^2 = 10$

$$q_2 = 1$$

$$\varphi = 5 \cdot 10^{-7}$$

V-1) - Comparaison dans le Domaine Temporel

On détermine la réponse temporelle, à un échelon d'un système optimisé pour des valeurs particulières de φ , q_1 , q_2 , la figure (13) montre les courbes des réponses temporelles X_1 et X_2 représentant respectivement les déplacements de l'essieu et du châssis à un échelon en entrée. Les courbes des réponses temporelles correspondantes au système passif sont montrées en figure (14).

Les figure (13) et (14) sont obtenues en utilisant MATLAB. La comparaison des courbes des deux figures, nous montre que pour une suspension active, le déplacement du châssis offre des performances meilleurs par rapport à une suspension passive. Car elle possède un plus petit déplacement et un temps de réponse plus court.

De même pour l'essieu, on a une amélioration du déplacement et du temps de réponse de l'actif par rapport au passif. Nous déduisons donc que la suspension active apporte des améliorations certaines des performances par rapport à la suspension passive.

La figure (15) et (16) montrent clairement les réponses de la commande U à un échelon des deux suspensions. On remarque que la différence entre les deux réponses réside dans la durée de l'application de la commande, c'est à dire que cette durée est petite dans la suspension active par rapport à la suspension passive.

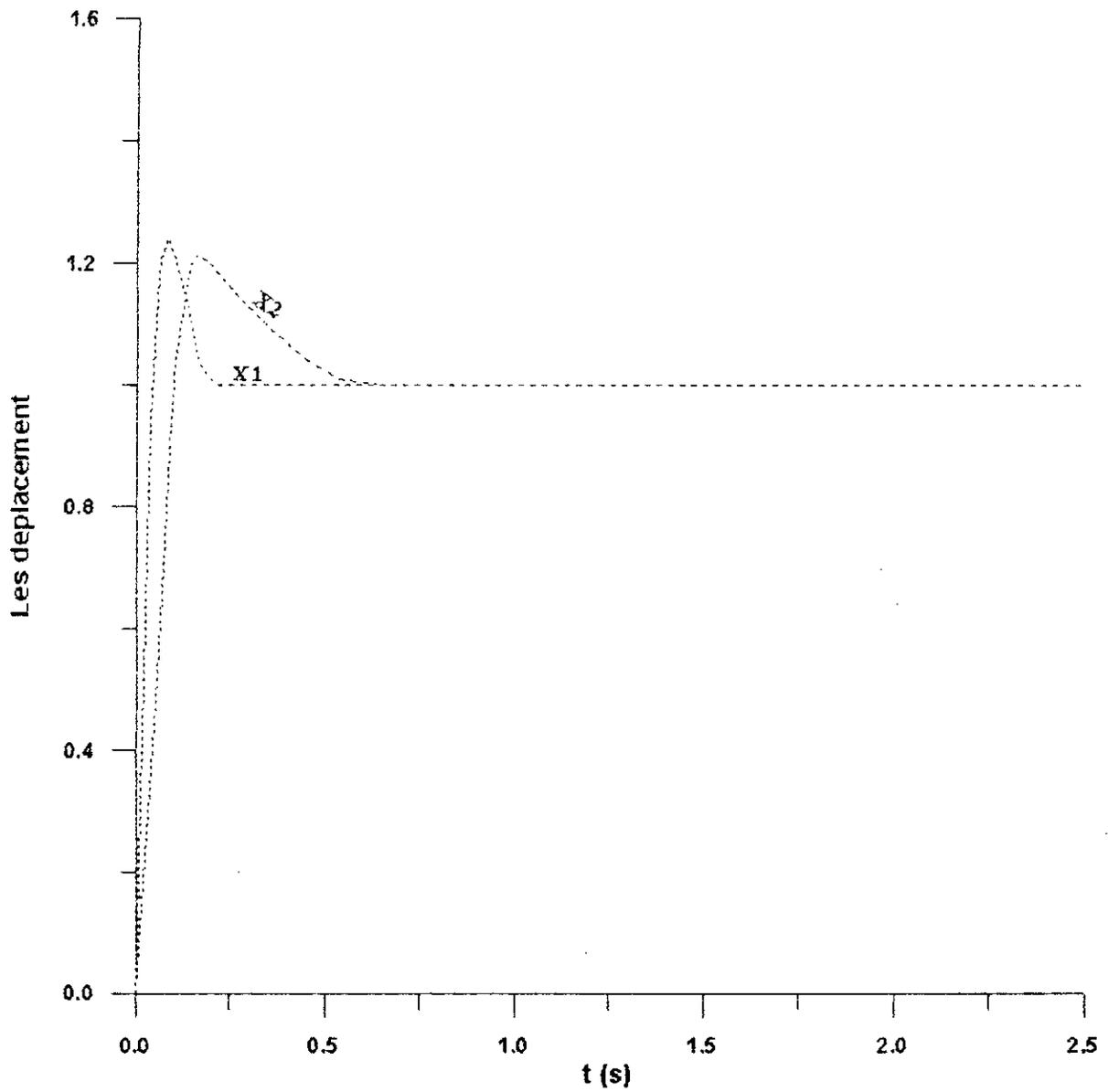


Fig (13)
Courbes des Réponses Temporelles du Châssis et de l'essieu d'une Suspension Active

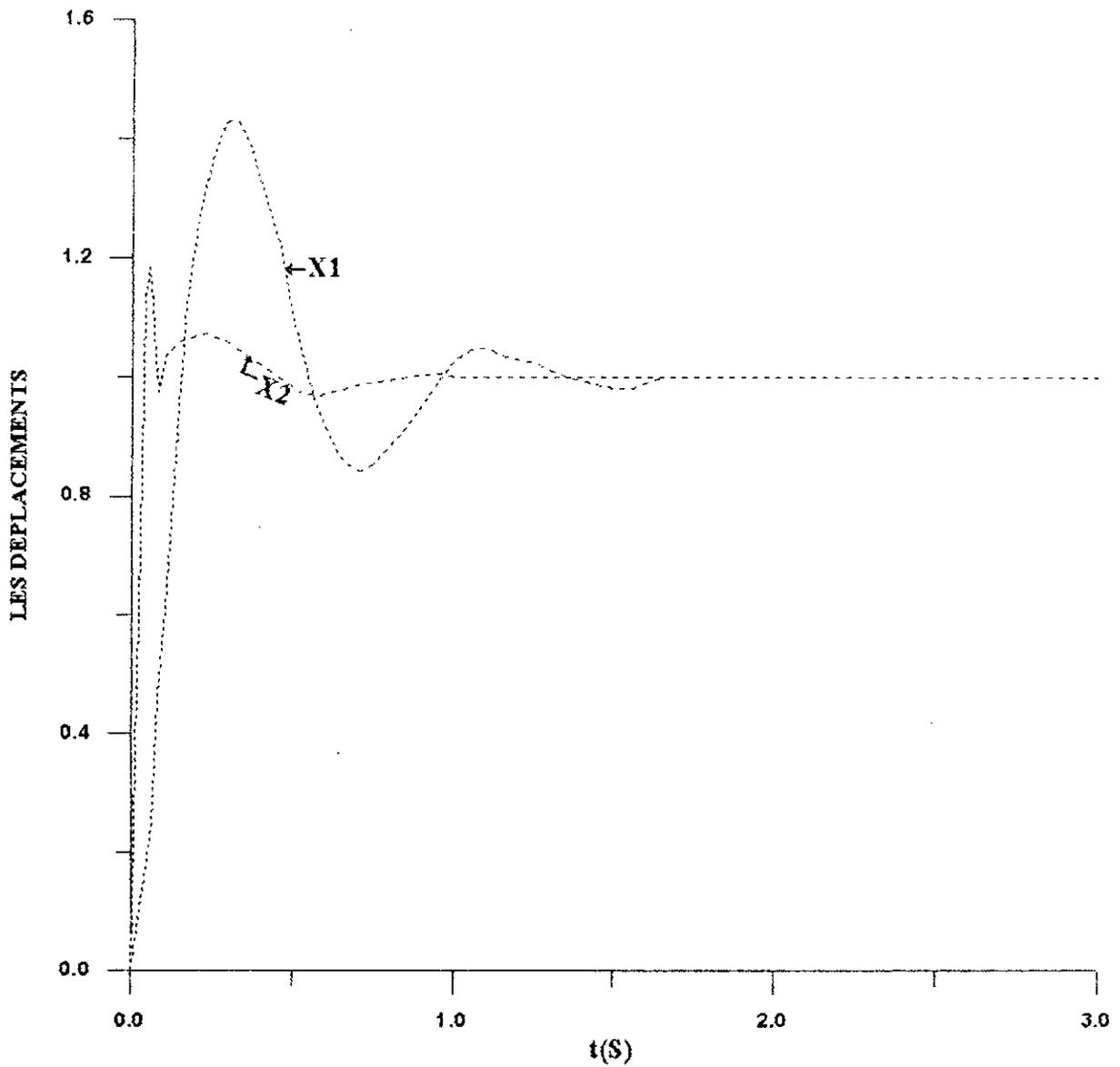


Fig (14)

Courbes des Réponses Temporelles du Châssis et de l'essieu d'une suspension Passive.

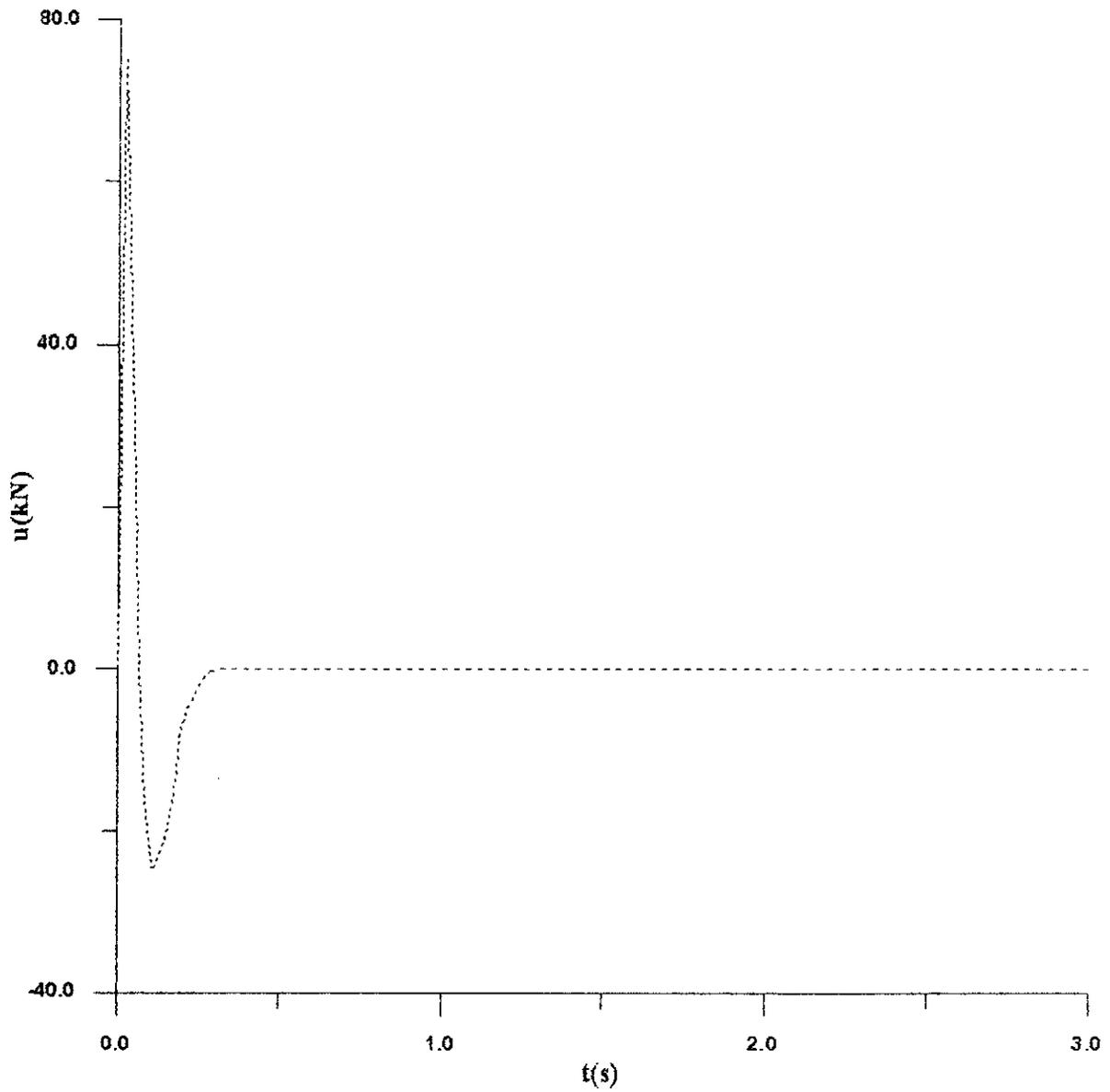


Fig (15)
La Commande U d'une Suspension Active.

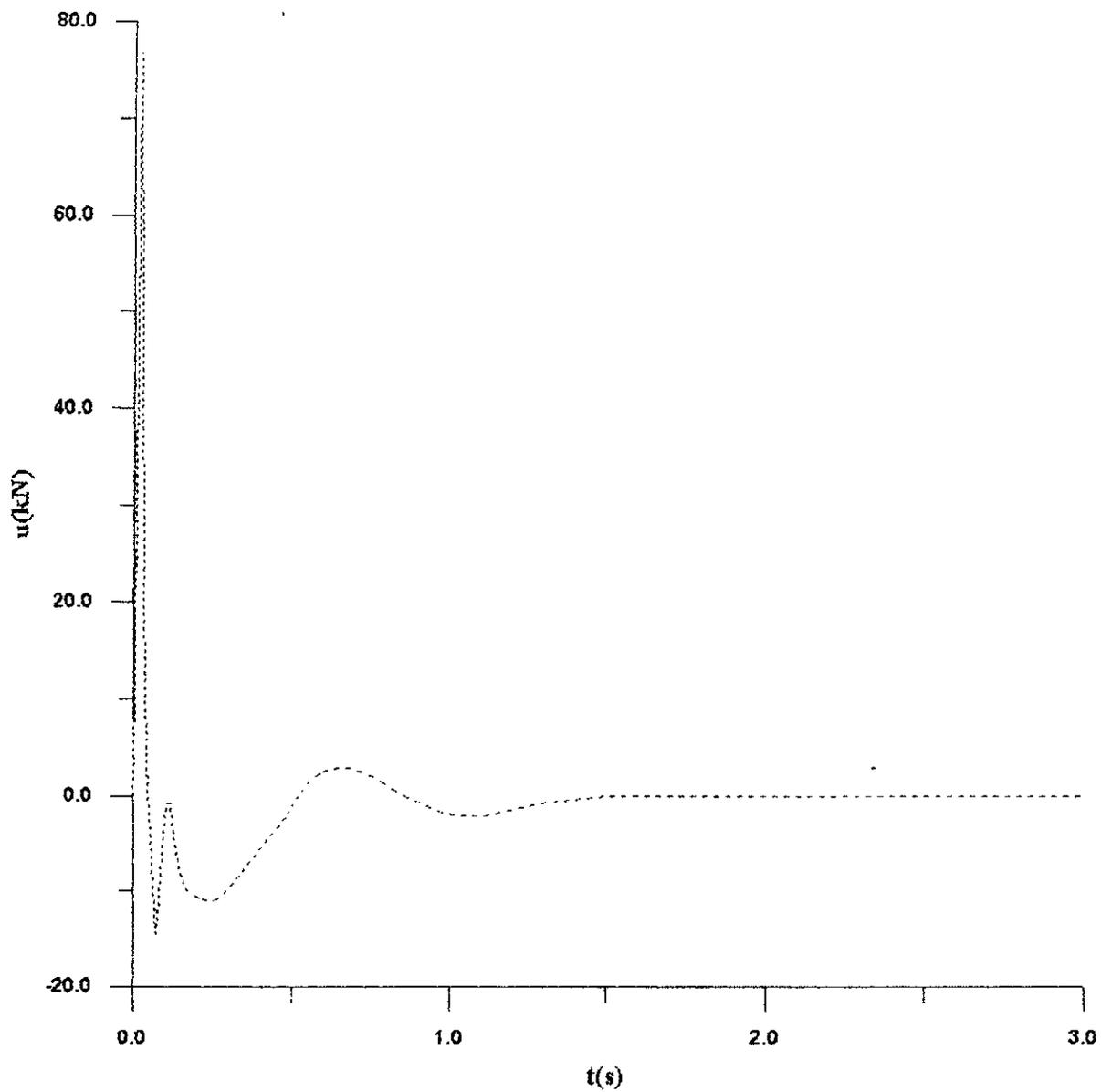


Fig (16)
La Commande U d'une Suspension Passive.

V-2 - Comparaison dans le Domaine Fréquentiel

Comme il est indiqué dans les figure (17) et (18), la différence principale entre les configurations active et passive se trouve dans la région des fréquences comprise entre 15 - 50 rad/s (2,4 à 8 Hz). La réponse du châssis de la suspension active est plus grande approximativement de 7,5 dB par rapport à celle de la suspension passive. On remarque que cet intervalle comprend l'intervalle maximal de la sensibilité de l'homme au vibration verticale (4 à 8 Hz) [5], de plus cette réponse est légèrement améliorée. Le pic est de 2,08 comparé au passif qui est de 5,82.

Les caractéristiques de la suspension active sont en général meilleures par rapport à la suspension passive, car il y a une réduction importante de la réponse de l'essieu aux fréquences plus élevées (il y a donc plus de sécurité).

Les figures (19), (20) et (21) illustrent la comparaison des performances des deux suspensions active et passive dans le domaine fréquentiel par rapport à l'isolation des vibrations, à l'espace d'évaluation de la suspension et aux caractéristiques de tenue de route. Ceux-ci sont respectivement mesurés par les variables suivantes :

- i)- Accélération verticale de la masse supérieure (X_2). (Fig-19-)
- ii)- Déflexion de la suspension ($X_2 - X_1$). (Fig -20-)
- iii)- Déflexion de la roue ($X_1 - X_0$). (Fig -21-)

Les courbes de la réponse fréquentielle de l'accélération fig (19) indiquent que les différences principales entre les configurations active et passive, se trouvent dans la région des fréquences comprises entre 3,10 et 10 rd/s. Nous voyons que contrairement à la suspension passive, la suspension active présente un bon amortissement près de la fréquence naturelle de la masse (M_2). Et identiquement à la suspension passive, elle présente un légère amortissement à la fréquence naturelle de la masse de la roue (M_1), nous déduisons que l'importantes améliorations dans l'isolation des usagers et fret des vibrations verticales sont réalisées grâce à la suspension active dans le domaine des basses fréquences (moins de 4 Hz).

La figure (20) représente les courbes des réponses fréquentielles de la déviation de la roue ($X_1 - X_0$) des suspensions active et passive. La réduction majeur des déviations statiques de la suspension active se trouve près de la fréquence naturelle de la masse (M_1). Au-delà de cette fréquence, les réponses sont identiques pour les deux suspensions.

La figure (21) nous montre les courbes des réponses fréquentielles de la déviation des suspensions active et passive. La suspension active, quoique présentant un légère amortissement près de la fréquence naturelle, possède un mauvais amortissement avant la fréquence naturelle, et un amortissement similaire à celui de la suspension passive au-delà de cette fréquence.

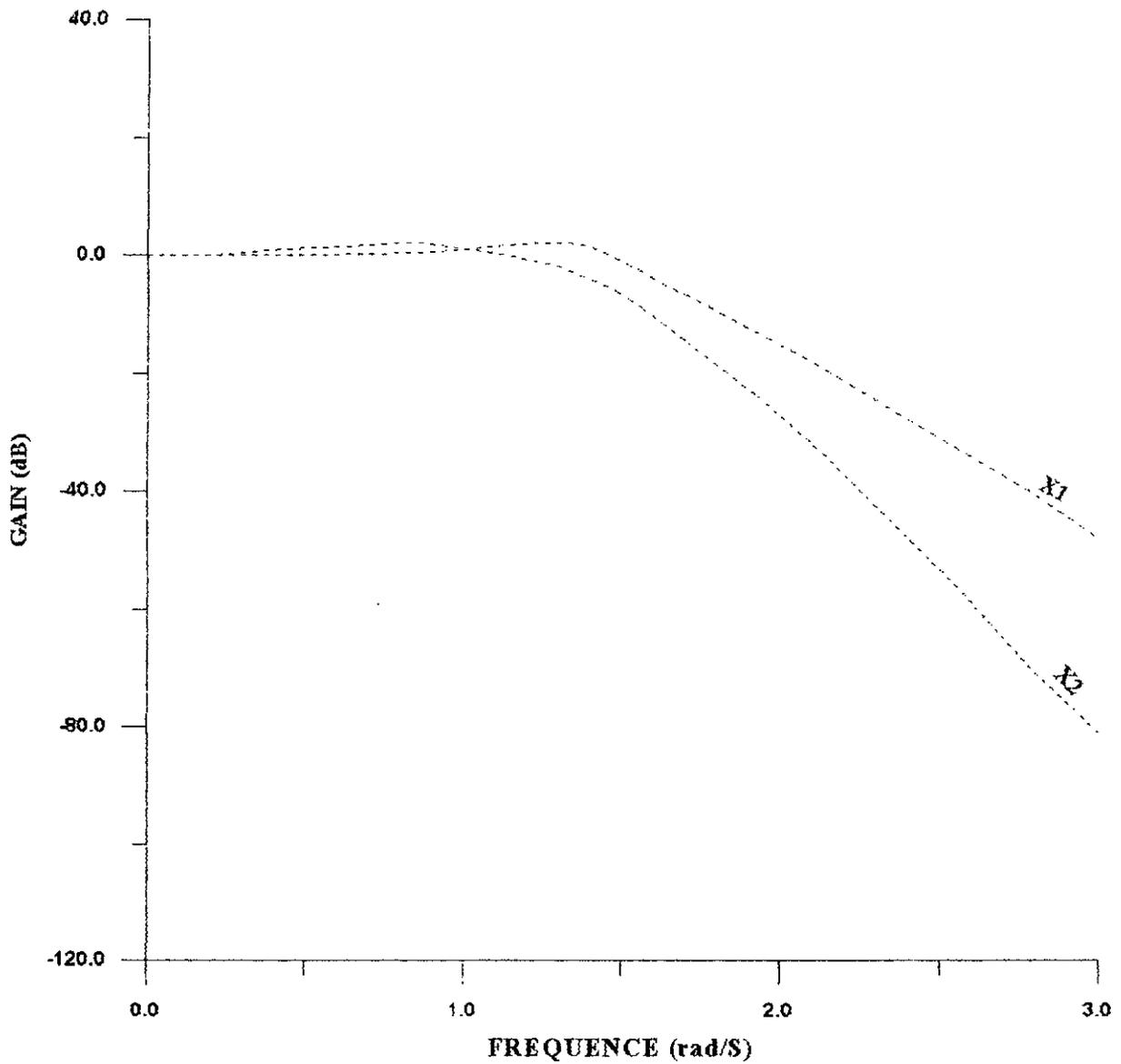


Fig (17)
Tracé de BODE des Réponses Fréquentielles de l'essieu et du Châssis pour une Suspension Active

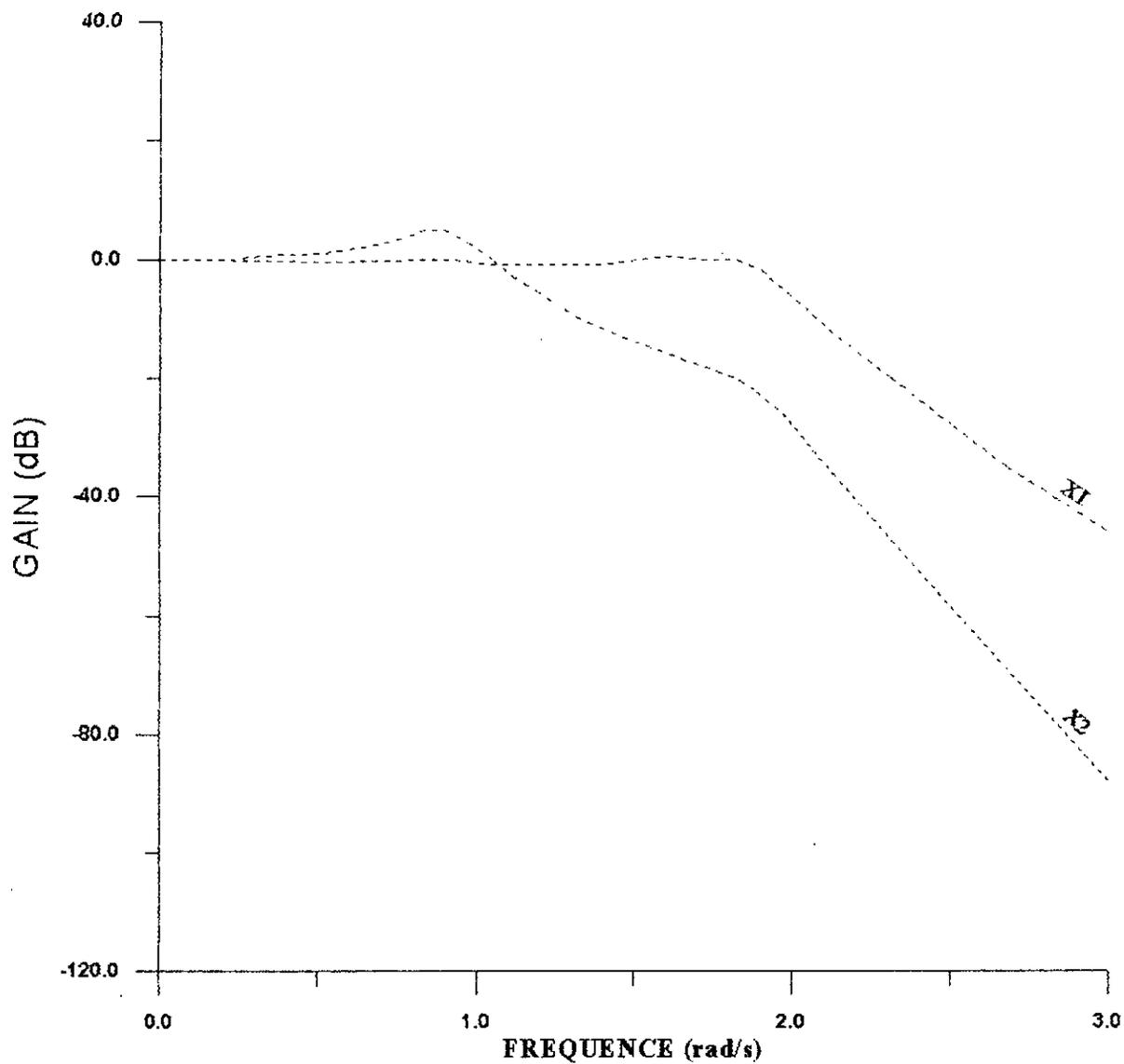


Fig (18)
Tracé des Réponses Fréquentielles de l'essieu et du Châssis pour une Suspension Passive

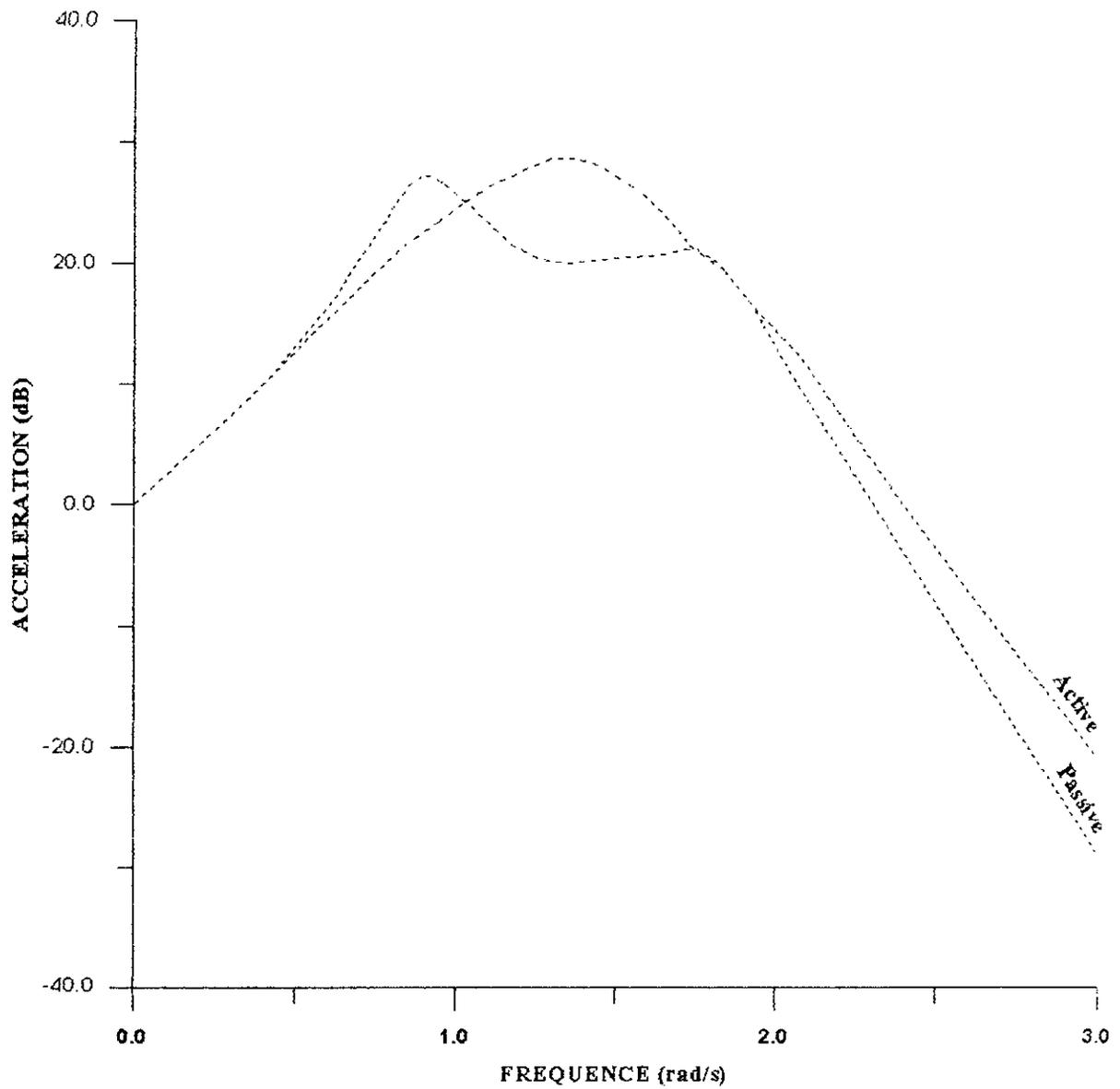


Fig (19)
Comparaison dans le Diagramme de BODE de l'accélération
Verticale des Suspensions Active et Passive

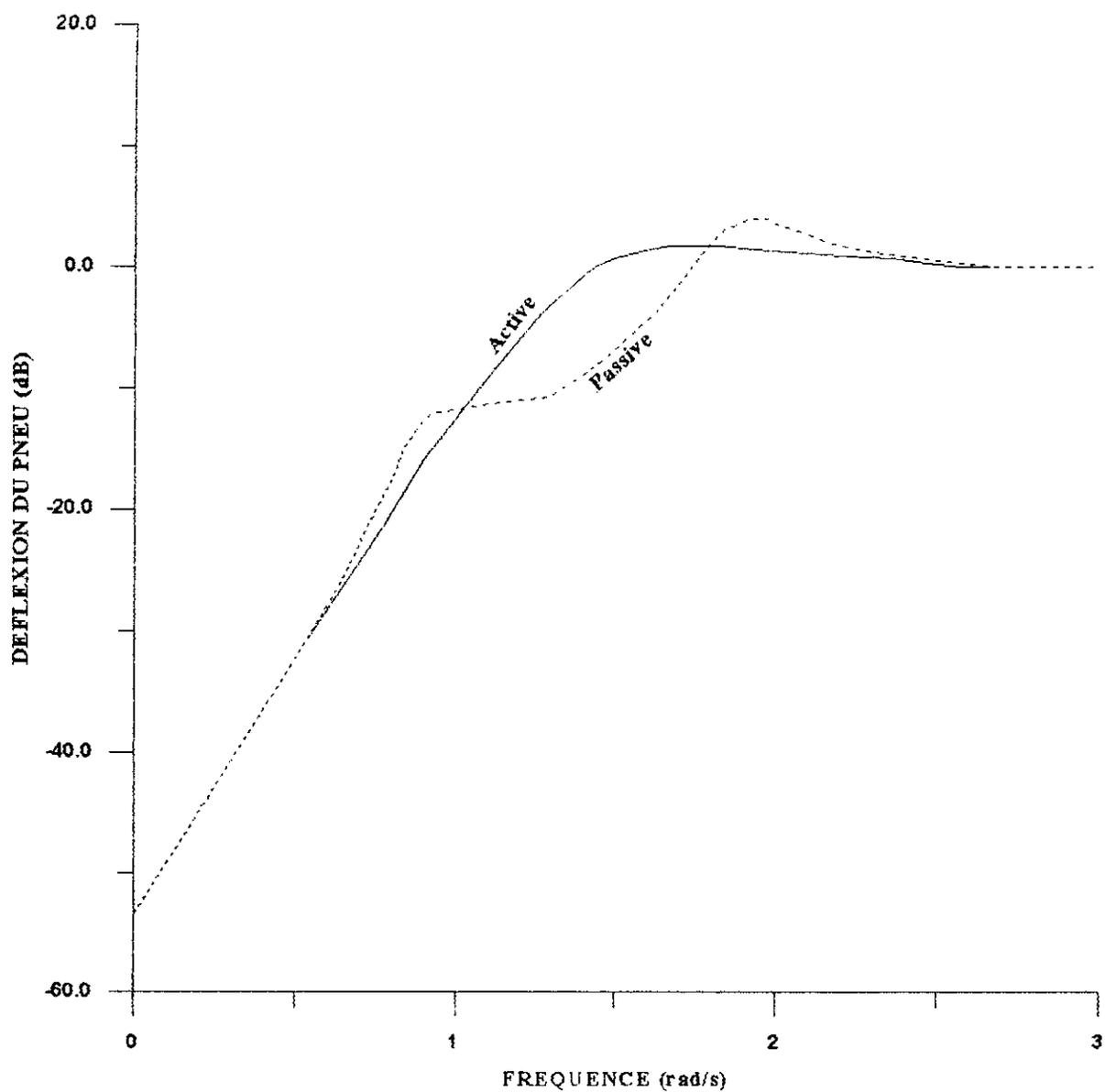


Fig (20)
Comparaison dans le diagramme de BODE des Réponses de la Déviation du Pneu des Suspensions Active et Passive

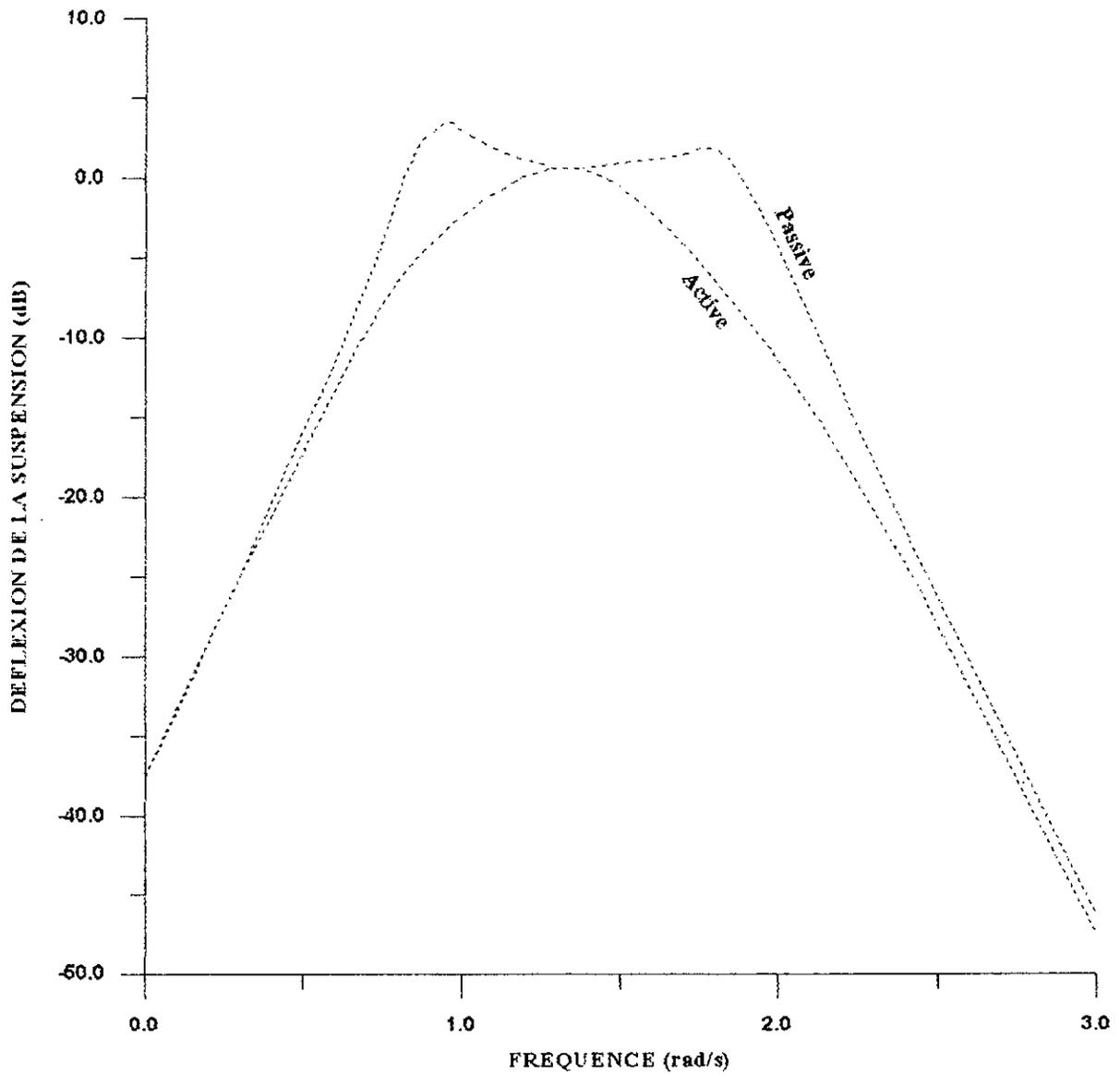


Fig (21)
Comparaison dans le Diagramme de BODE des Réponses de la
Déviaton des Suspensions Active et Passive.



CONCLUSION

CONCLUSION GENERALE

Cette étude nous a montré que les suspensions passives sont limitées, l'apport d'énergie externe pour la suspension active améliore les performances.

Ainsi, l'aspect confort par la méthode classique est amélioré et l'aspect sécurité est légèrement dégradé. Contrairement à la méthode classique, la méthode moderne en préservant l'aspect sécurité constant, améliore l'aspect confort.

L'utilisation de cette méthode aux suspensions des véhicules peut achever les améliorations sur les réponses fréquentielles du châssis et de l'essieu à la fois. Vu les limitations des actionneurs disponibles sur le marché, il reste beaucoup à faire pour que la suspension active soit finalisée en pratique.

Les améliorations pourraient être obtenues en associant à la commande optimale d'autre technique à savoir la technique de la commande pré-informée.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] - J.H. HASSAN
PERFORMANCE PREDICTIONS FOR A PNEUMATIC ACTIVE CAR
SUSPENSION SYSTEM
Departement of mechanical Engineering, University of Leeds.

- [2] - A.G. THOMPSON
DESIGN OF ACTIVE SUSPENSIONS

- [3] - A.G. THOMPSON & C.E.M. PEARCE
AN OPTIMAL SUSPENSION FOR AN AUTOMOBILE ON AN RANDOM
ROAD

- [4] - A.G. THOMPSON & B.R DAVIS (and F.J.M Zalborn)
ACTIVE SUSOENSION WITH VIBRATION ABSORBERS AND
OPTIMAL OUTPUT FEEDBACH CONTROL

- [5] - N.LAUAINE, D.A.WILSON and R.S SHARP
OPTIMAL CONTROL OF A VEHICULE SUSPENSION
INCORPORATING THE TIME DELAY BETWEEN FRONT AND REAR
INPUT

- [6] - P.G WRIGHT and D.A WILLIAMS
THE APPLICATION OF ACTIVE SUSPENSION TO HIGHT
PERFORMANCE ROAD VEHICULES

- [7] - M.B.A ABDEL-HADY and D.A GROLLA
THEORITICAL ANALYSIS OF ACTIVE SUSPENSION PERFORMANCE
USING A FOUR-WHEEL VEHICULE MODEL

- [8] - MOUDJAHED -PFE-
SYNTHESE DES SUSPENSION ACTIVE A VEHICULE A L'AIDE DE LA
TECHNIQUE FREQUENTIELLE D'UN PID OPTIMAL FORMATEUR.

- [9] - K. BOUCETTA -PFE- ENP 1992
COMMANDE ET OPTIMISATION D'UNE SUSPENSION DE VOITURE

- [10] - I.A CRRIGHEAD
AN ACTIVE SUSPENSION SYSTEM FOR AN AMBULANCE
STRETCHER

- [11] - C. MOKHDANI -PFE-
ETUDE DU CONFORT DU CHAUFFEUR D'UN CAMION.
- [12] - A. MOUSSAOUI - Magister en Automatique -
ANALYSE ET REDUCTION OPTIMALE DE LA SENSIBILITE D'UNE
COMMANDE PRE-INFORMEE
Application à un système de suspension active pour véhicule
- [13] - R. BOULAHIA -Thèse de Magister -
VIBRO-ISOLUTION OPTIMALE D'UN VEHICULE DES EFFETS DU
PROFIL DE LA ROUTE
- [14] - Y. SELELY
SYSTEME ET ASSERVISSEMENT LINEAIRE ECHANTILLONNÉ
- [15] - N. LOUAM
COMMANDE OPTIMALE
Cours de 5^{eme} année automatique. ENP 1994.