

Université Kasdi Merbah - Ouargla
Faculté des Nouvelles Technologie de L'information et de la communication
Département d'Electronique et des Télécommunications



Mémoire Master Académique

Domaine : **Sciences et Technologies**

Filière : **Electronique**

Spécialité : **Contrôle Industriel**

Présenté par :

BENGATRAN Fawzi

BENSID Mohamed Bachir

Thème

**Commande du système de
suspension d'un véhicule**

Soutenu publiquement

Le : .../.../....

Devant le jury :

M. BENCHAABAN Abd errezak

Président

UKM Ouargla

M. TIJANI Zakaria

Examineur

UKM Ouargla

M. BECHKA Larbi

Encadreur/rapporteur

UKM Ouargla

Année Universitaire : 2016 /2017

Remerciements

Je remercie en premier ALLAH le tout puissant de ma avoir accordé la volonté et le courage pour réaliser cette mémoire.

Je tiens à remercier **Mr Becheka Larbi**, maître assistant A à l'université Kasdi Merbeh d'Ouargla et lui exprimer toute ma reconnaissance et ma profonde gratitude pour avoir encadré et dirigé ce travail. Je le remercie vivement, de ses conseils, ses orientations et le soutien que j'ai trouvé auprès de lui, et qu'il n'a jamais cessé de me témoigner durant la période de la réalisation de ce travail, ont permis d'achever ce travail.

L'adresse également mes vifs remerciements aux :

Mr BENCHAAABAN Abd errezak maître assistant A à l'université Kasdi Merbeh d'Ouargla et **Mr TIJANI Zakaria** maître assistant A à l'université Kasdi Merbeh d'Ouargla, d'avoir accepté de juger ce travail et de faire partie du jury. Qu'ils trouvent ici, l'expression de toute ma gratitude.

Je profite de cette occasion qui m'est offerte pour remercier tous mes amis et collègues du département d'électronique qui m'ont beaucoup aidé durant cette période.

Enfin, les derniers mots sont pour remercier toute ma famille et mes amis pour leur aide et leurs encouragements constants.

Symboles

Chapitre I :

$RMS(a)$: la racine carrée de la moyenne du carré de l'accélération

$a(t)$: l'accélération de la masse émergée

T : le période

m : la masse suspendue (caisse)

m_r : la masse non suspendue (roue)

\ddot{z}_{caisse} : l'accélération du châssis

z_{roue} : le déplacement de la roue

$F_{amortisseur}$: la force appliquer par l'amortisseur

K : la constante de raideur du ressort de la suspension

K_r : la constante de raideur équivalente du pneumatique

F_r : est la force d'amortissement équivalente du pneu

c : le coefficient d'amortissement supposé constant

Chapitre II :

S_α : la sensibilité

α : un paramètre du système

G : un paramètre du système

F_{act} : force de l'amortisseur

z_1 : le déplacement de la roue

z_2 : le déplacement du châssis

\dot{z}_2 : vitesse de déplacement du châssis

\dot{z}_1 : Vitesse de déplacement de la roue

\dot{z}_{21} : vitesse de déplacement relatif

K_2 : la constante de raideur du ressort de la suspension

K_1 : la constante de raideur équivalente du pneumatique

m_2 : la masse suspendue (caisse)

m_1 : la masse non suspendue (roue)

$X_s - X_w$: voyage de suspension

\dot{X}_s : vitesse de la carrosserie

\ddot{X}_s : accélération de la carrosserie

$X_w - r$: déflexion de la roue

\dot{X}_w : vitesse de roue

M_1 : la masse non suspendue (roue)

M_2 : la masse suspendue (caisse)

K_a : la constante de raideur du ressort de la suspension

K_t : la constante de raideur équivalente du pneumatique

U_a : force de contrôle active

C_a : l'amortisseur

Table des matières

Table des figures iv

Introduction générale 1

Chapitre I :

Systèmes De Suspension Des Véhicules

1.1. Introduction 4

1.2. Critère d'évaluation de la performance de la suspension du véhicule 4

1.2.1. Le confort de conduite4

1.2.2. La tenue de route5

1.3. Système de suspension dans un véhicule 6

1.4. Formes mécaniques des systèmes de suspensions 7

1.5. Modélisations des véhicules 9

1.5.1. Modèle un quart de véhicule9

1.5.2. Modèle demi-véhicule 11

1.5.3. Modèle véhicule complet ou 3D 11

1.6. Types de suspension 12

1.6.3. Les suspensions passives 12

1.6.4. Les suspensions actives 13

1.6.5. Les suspensions semi-actives 14

1.7. Conclusions 17

Chapitre II :

Commandes Des Systèmes De Suspensions

2.1. Introduction 19

2.2. Commande PID 19

2.3.	Commande adaptive	20
2.4.	Commande robuste.....	20
2.5.	Commande active	21
2.6.	Commande semi-active	21
2.6.1.	Commande en boucle ouvert.....	21
2.6.2.	Commande Sky-hook.....	22
2.6.3.	Commande ground-hook.....	23
2.6.4.	Commande balance	23
2.6.5.	Commande ground-hook ON-OFF	23
2.7.	Modélisation mathématique du système de suspension pour le modèle un quart de véhicule :	24
2.8.	Conclusion.....	26

Chapitre III :

Simulation Et Résultats

3.1.	Introduction	28
3.2.	Système de suspension passif.....	28
3.2.1.	Résultats obtenus de simulation	29
3.3.	Système de suspension actif.....	31
3.3.1.	Conception sous Simulink.....	31
3.3.2.	Résultats obtenus de simulation	31
3.4.	Conclusion	33
	Conclusion Général.....	34
	Bibliographie.....	35

Table des figures

Figure 1.1 Réseau de courbes de classification des profils de route selon la norme ISO263	4
Figure 1.2 Illustration des mouvements linéaires et angulaires sur une voiture.....	6
Figure 1.3 Les différentes architectures des suspensions des trains avant	8
Figure 1.4 Architectures de suspension des trains arrière	9
Figure 1.5 Modèle de suspension un quart de véhicule général (a) modèle simplifié (b).10	
2. Figure 1.6 Modèle de suspension un demi-véhicule latéral à 4 degrés de liberté.....	11
Figure 1.7 Modèle de véhicule complet	12
Figure 1.8 Schéma synoptique d'une suspension active	13
Figure 1.9 Le système ABC dans sa nouvelle version	14
Figure 1.10Exemples d'amortisseurs semi-actifs à contrôle électronique, en utilisant trois Différentes technologies. De gauche à droite : électrovanne électrohydraulique (Sachs), amortisseur magnétorhéologique (Delphi) et amortisseur électrorhéologique (Fluidicon).....	15
Figure 1.11 Domaines de fonctionnement de chaque type de suspensions.....	16
Figure 2.1 Commande d'un système en boucle fermée.....	19
Figure 2.2 schéma d'une suspension active commandée en mode sky-hook.....	22
Figure 2.3 Suspension active pour le modèle de quart de véhicule.....	24
Figure 3.1 Blok de système de suspension	28
Figure 3.2 perturbation provenant de la route	29
Figure 3.3 déplacement vertical du châssis	29
Figure 3.4 déplacement vertical de la roue	30
Figure 3.5 déplacement relatif (Δ).....	30
Figure 3.6 la commande du système par un PID	31
Figure 3.7 Déplacements du châssis-roue avec p la perturbation (x_1, x_2, p).....	31
Figure 3.8 Déplacement relatif (Δ).....	32
Figure 3.9 Vitesse relative de la suspension ($V_1 - V_2$)	32

Introduction générale

Le système de suspension du véhicule est responsable du confort de conduite et de la tenue de route car la suspension porte la carrosserie du véhicule et transmet toutes les forces entre le corps et la route. Une suspension de véhicule classique se compose d'un ressort et un élément d'amortissement. Les coefficients de ressort et d'amortissement sont choisis selon les spécifications de confort, de tenue de route et de manutention. Cependant, les suspensions classiques peuvent réaliser un compromis entre le confort de conduite et la tenue de route car leur coefficient de ressort et d'amortissement ne peut pas être adapté selon les efforts de conduite et les conditions routières. Ils peuvent assurer un bon confort de conduite et la tenue de route uniquement dans les conditions conçues. Pour éviter le compromis, des systèmes de suspension ont été étudiés depuis les années 1980 avec le développement de technologies à microprocesseur, aux capteurs et aux actionneurs ; Leurs coefficients de ressort et d'amortissement peuvent être contrôlés.

Selon la manière de générer les forces de contrôle requises, les systèmes de suspension peuvent être classés en deux catégories principales : actives et semi-actives. La suspension active nécessite habituellement une quantité importante d'énergie externe pour générer les forces de contrôle requises. Ceci est réalisé par des actionneurs pneumatiques ou hydrauliques, qui fonctionnent parallèlement à un ressort et un amortisseur. Un système de suspension entièrement actif peut potentiellement offrir de meilleures performances que les homologues passifs et semi-actifs. Cependant, les applications pratiques sont très limitées en raison de leur forte consommation d'énergie, de leur coût élevé et de leur complexité.

En comparaison, le système de suspension semi-actif peut apporter une polyvalence, une adaptabilité et une performance supérieure des systèmes de suspension actifs avec une fraction de la consommation d'énergie, tout en conservant une fiabilité comparable à celle des homologues passifs. Dans une suspension semi-active, les coefficients d'amortissement ou de ressort peuvent généralement être réglés en temps réel. Par rapport aux systèmes de suspension actifs, les dispositifs de commande semi-actifs ne peuvent pas entrer d'énergie mécanique dans le système contrôlé et, par conséquent, ils n'ont pas la chance de perte de stabilité. Des exemples de tels dispositifs comprennent des ressorts pneumatiques et des amortisseurs commutables, des amortisseurs avec des fluides contrôlables (par exemple, des fluides électrorhéologiques et magnétorhéologiques), diverses solutions de nivellement autonome, ainsi que des systèmes tels que des suspensions hydro pneumatiques, hydroclastie et hydrogas.

La conception de contrôle est une tâche importante pour la conception de suspension intelligente afin d'assurer un bon confort de conduite et une tenue de route. Une fois que l'actionneur est déterminé, les performances de contrôle du système de suspension intelligent dépendront grandement du choix de la stratégie de contrôle. Depuis la naissance du premier système de suspension intelligent, toutes sortes de stratégies de contrôle dans l'ingénierie de contrôle sont appliquées en permanence à une suspension intelligente.

Les objectifs de cette étude sont d'obtenir un modèle mathématique pour les systèmes de suspension passifs et actifs pour le modèle de quart de véhicule et de construire un contrôle de suspension actif pour un modèle de quart de véhicule soumis à une excitation à partir d'un profil de route utilisant un contrôleur de PID.

Le premier chapitre est une synthèse bibliographique sur les suspensions automobiles, avec une description du rôle et critère d'évaluation de la performance de la suspension du véhicule ; Nous détaillons les différents modèles de véhicule, Formes mécaniques et les différents types de système de suspension.

Dans le deuxième chapitre on présente les différentes stratégies de contrôle traditionnels et avancés dans les trois types de systèmes de suspension.

Le dernier chapitre est réservée à la conclusion sur l'ensemble des applications réalisées et aux perspectives de continuité.



Chapitre I :
Systèmes De Suspension Des Véhicules

1.1. Introduction

Ce chapitre donne un aperçu sur l'état de l'art de la conception, la modélisation des différents types de systèmes de suspension. Une vue d'ensemble est mise en place sur le principe des suspensions leur constitutions et variantes. Ainsi donc les plus utilisée dans le domaine des véhicules. Un aperçu est mis en œuvre sur les différents types de suspensions tes que la suspension passive, active et semi-actives.

1.2. Critère d'évaluation de la performance de la suspension du véhicule

Pour évaluer les performances de différents systèmes de suspension, certains des indices d'évaluation sont établis pour évaluer le confort de conduite et la tenue de route [1].

1.2.1. Le confort de conduite

Le corps humain a une sensibilité variable aux vibrations, qui dépend de la direction et de la fréquence des vibrations. Généralement, le corps humain a plus de sensibilité dans la direction horizontale que dans la direction verticale. Pour la vibration verticale, la gamme de fréquence la plus sensible est comprise entre 4 et 8 Hz, ce qui correspond aux fréquences de résonance des organes dans la cavité abdominale. La plage de fréquence de sensibilité des vibrations horizontales est de 1 à 2 Hz. Il existe quatre normes internationales pour l'évaluation du confort de conduite à savoir la norme ISO 2631, la norme britannique - BS

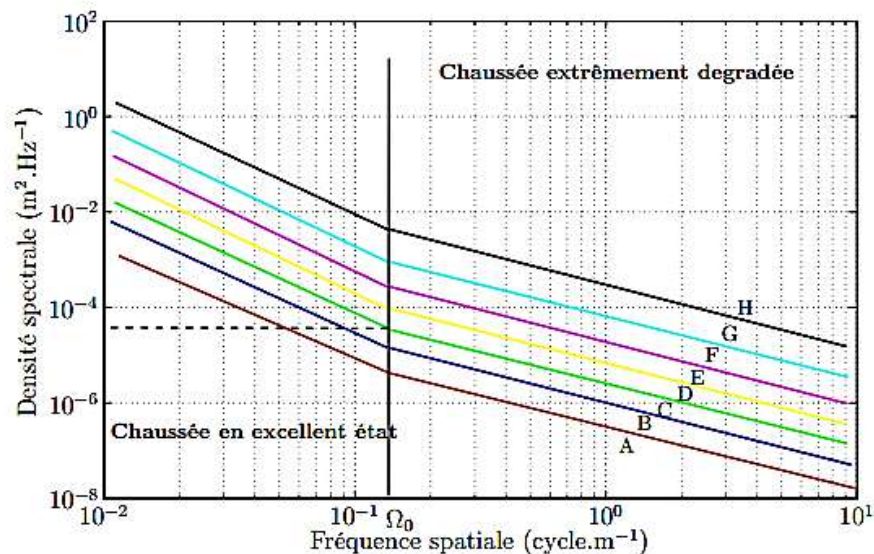


Figure 1.1 Réseau de courbes de classification des profils de route selon la norme ISO2631

6841 et la norme VDI 2057 et la norme de la puissance absorbée moyenne. La norme 'ISO 2631 est la plus répandue en Europe. La norme BS 6841 est utilisée au Royaume-Uni. La norme VDI 2057 est adopté par l'Allemagne et l'Autriche, alors que celle de la puissance absorbée moyenne est utilisée par les États-Unis d'Amérique [1].

Afin de mesurer le confort de conduite des systèmes de suspension, les vibrations de la carrosserie du véhicule doivent être mesurées dans deux directions : verticale (c'est-à-dire en hauteur) et horizontale (c'est-à-dire roulement, hauteur et lacet). La méthode de mesure la plus couramment utilisée est la racine carrée de la moyenne du carré de l'accélération (RMS), qui est définie comme suit :

$$RMS(a) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt} \quad (1.1)$$

$a(t)$ étant l'accélération de la masse émergée, Pour considérer l'effet de la fréquence de vibration sur le confort de conduite, une forme pondérée d'accélération peut être adoptée [1].

1.2.2. La tenue de route

La tenue dans une route empruntée par un véhicule est importante au cours des manœuvres telles que les virages, le freinage ou l'accélération. Elle est liée à la force de contact roue-route.

Cette force est assujetties à deux facteurs prépondérants qui sont :

- Les vibrations des roues et du corps du véhicule.
- La variation de la force de contact entre les pneus et la surface de la route correspond directement à la tenue de la route, qui peut être utilisée Pour la quantification.

Généralement, une force de pneu dynamique plus faible signifie une meilleure tenue de route, tandis qu'une force de pneu dynamique plus élevée indique une mauvaise tenue de route [1].

1.3. Système de suspension dans un véhicule

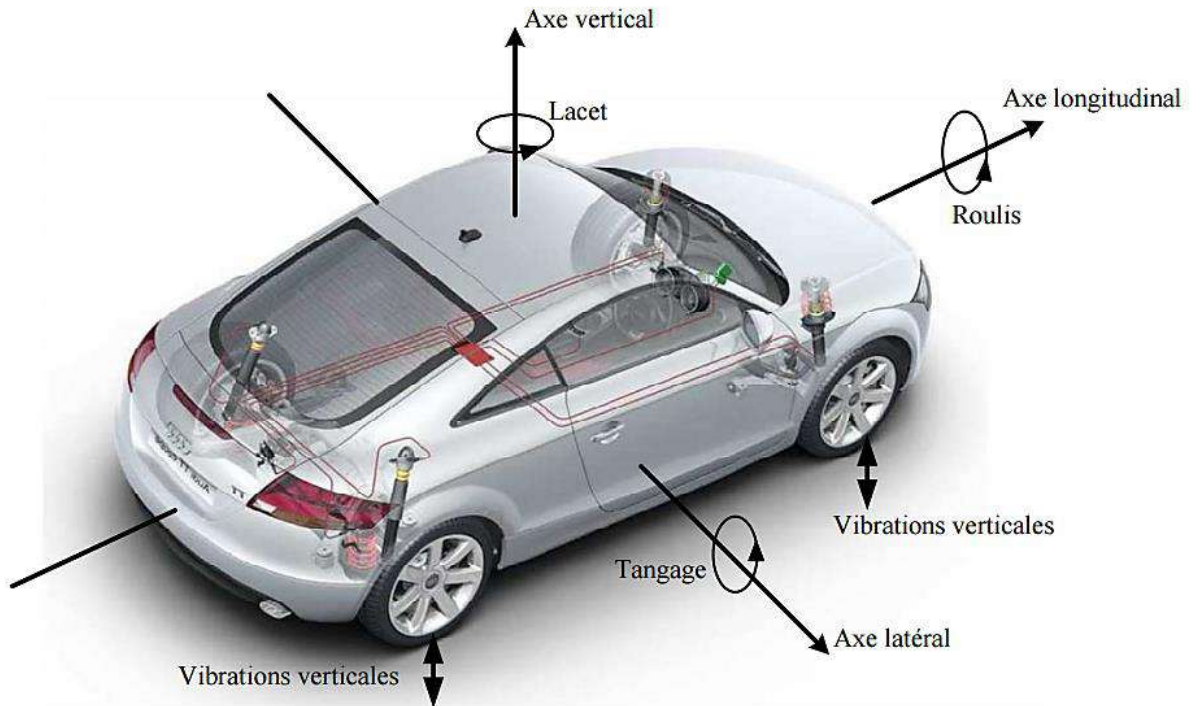


Figure 1.2 Illustration des mouvements linéaires et angulaires sur une voiture

Le système de suspension doit fournir un bon contrôle de direction et une qualité de roulement. La réalisation de ces fonctions est extrêmement importante pour maintenir la sécurité des véhicules et le confort du client.

Le système de suspension et le châssis doivent également positionner correctement les roues et les pneus pour assurer une durée de vie normale des pneus et un bon contrôle de la direction. Si le système de suspension ne positionne pas chaque roue les angles d'alignement des roues sont incorrects et entraînent généralement une usure excessive de la bande de roulement. Une position incorrecte de la roue et du pneu peut également provoquer une contraction de la direction sur un côté. Lorsque le système de suspension positionne les roues et les pneus correctement, la direction doit rester en position droite si la voiture est conduite tout droit sur une surface de route raisonnablement droite. Toutefois, si les roues et les pneus ne sont pas correctement positionnés, la direction peut être irrégulière et un réglage de direction excessif est nécessaire pour maintenir la direction en position droite [2].

Le système de direction est également extrêmement important pour maintenir la sécurité du véhicule et réduire la fatigue du conducteur. Les composants du système de direction peuvent entraîner une direction irrégulière, ce qui amène le conducteur à tourner sans cesse le

volant dans les deux sens pour essayer de garder le véhicule en marche. Ce qui entraîne une fatigue prématurée du conducteur [2].

Ces différentes manœuvres sont à l'origine de plusieurs mouvements verticaux et angulaires du véhicule comme le montre la figure 1.2 [3].

Une suspension, dans sa configuration plus classique et conventionnelle, est constituée par trois éléments principaux [4] :

- **Un élément élastique** (généralement un ressort hélicoïdal), qui délivre une force proportionnelle et opposée à l'allongement de la suspension ; Cette partie porte toute la charge statique.
- **Un élément amortisseur** (généralement un amortisseur hydraulique), qui délivre une force dissipative proportionnelle et opposée à la vitesse d'allongement ; Cette partie offre une force négligeable à l'état d'équilibre, mais joue un rôle crucial dans le comportement dynamique de la suspension.
- **Un ensemble d'éléments mécaniques** qui relie le corps suspendu à la masse non suspendue.

Du point de vue dynamique, le ressort et l'amortisseur sont les deux éléments clés, alors que les maillons mécaniques sont principalement responsables de la cinématique de la suspension [4].

D'autres pièces assurent la liaison de la suspension au châssis ainsi que l'entraînement de roues telles que le moyeu qui est la partie centrale de la roue traversée par l'essieu. Ce dernier est une barre transversale supportant la carrosserie du véhicule. Des pièces en matériau caoutchouté (bushing) sont placées aux extrémités de fixation de l'amortisseur afin de fournir une isolation des vibrations acoustiques [3].

1.4. Formes mécaniques des systèmes de suspensions

Dans cette partie nous aborderons un vif aperçu sur les différentes architectures de suspension les plus utilisées. Il existe beaucoup de types de systèmes de suspensions et se différencient suivant leur situation sur les trains avant ou arrière du véhicule. Dans les deux cas on peut subdiviser l'ensemble de ces systèmes en deux familles : les suspensions à essieu rigide et celles à essieu indépendant. Généralement, le train avant est équipé de suspensions indépendantes tandis que celui d'arrière est équipé d'un essieu rigide. Pour le train avant, trois configurations sont répandues [3] :

- **Le MacPherson** (figure 1.3.a), c'est la suspension la plus utilisée en automobile. Le combiné ressort-amortisseur est ici un élément à part entière du train avant puisqu'il assure la liaison entre le moyeu et la caisse, à même titre que le triangle inférieur (liaison rotule au niveau du moyeu et pivot avec la caisse). Dans cette situation il faut alors être vigilant quant au dimensionnement du combiné car il doit subir des efforts importants [3].
- **La double triangulation** (figure 1.3.b), cette architecture est plutôt utilisée sur les véhicules à tendance sportive ou haut de gamme car plus coûteux, mais aussi plus efficace quant à la conservation de la géométrie initiale du train (parallélogramme déformable). Dans cette situation, le combiné ressort amortisseur n'a plus à assurer à lui seul la rigidité et la robustesse du train puisque c'est le rôle des deux triangles [3].
- **Le multilink** (figure 1.3.c), c'est la configuration la plus récente, elle est utilisée sur certains modèles de voitures de luxe. On retrouve toujours deux triangles mais la partie supérieure est composée de plusieurs parties articulées afin d'augmenter les possibilités de réglages du train pour, optimiser la tenue de route. On remarque également que dans ce cas l'amortisseur et le ressort forment deux pièces distinctes contrairement aux modèles précédents [3].

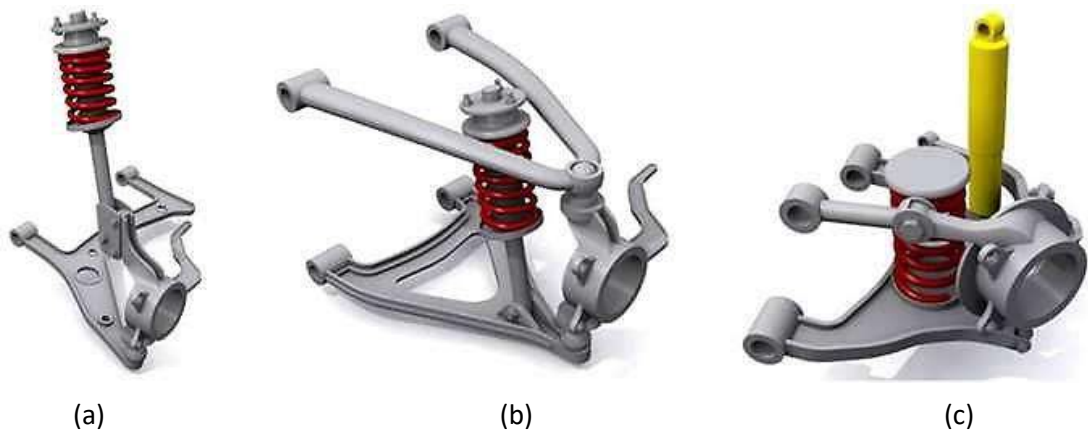


Figure 1.3 Les différentes architectures des suspensions des trains avant

Pour le train arrière de multiples configurations existent du fait des différents modes de transmission (traction, propulsion, 4x4), cependant certains sont plus couramment utilisés, en particulier [3]:

- **L'essieu de torsion** (figure 1.4.a), il fait partie de la classe des essieux à roues dépendantes. En effet les roues sont reliées par une barre qui admet une certaine flexibilité. Une barre rigide appelée barre Panhard qui fait la liaison entre une extrémité de l'essieu et la carrosserie sert à maintenir la caisse latéralement au-dessus de l'essieu et

limite ainsi ses mouvements horizontaux. Cette configuration est très populaire pour les véhicules à traction avant car c'est une solution simple, robuste et peu coûteuse [3].

- **Le train multibras** (figure 1.4.b), il veille à une répartition équilibrée de la charge. L'architecture complexe du guide d'essieu garantit un appui optimal à la carrosserie et une direction précise qui renforcent la stabilité du véhicule [3].

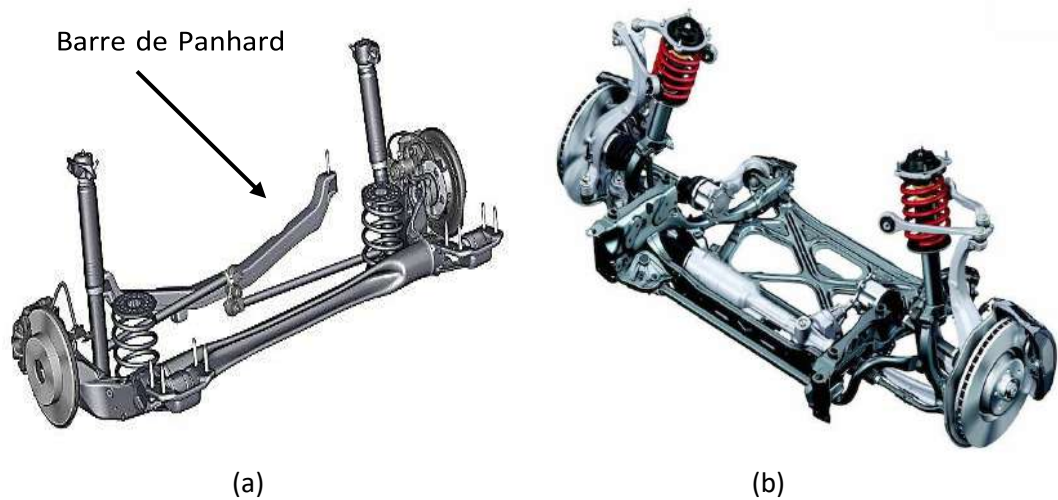


Figure 1.4 Architectures de suspension des trains arrière

1.5. Modélisations des véhicules

La modélisation du profil de la route est importante pour la simulation de la suspension d'un véhicule car il est la principale source de perturbation. Ces perturbations issues de la route sont classées en deux types : perturbation déterministe et autre aléatoire. Les perturbations déterminées comprennent les ondes sinusoïdales, les ondes carrées, les ondulations, les ondes triangulaires, etc. qui peuvent être décrites par une formule mathématique. Cependant la perturbation aléatoire est beaucoup plus complexe à représenter.

1.5.1. Modèle un quart de véhicule

Le modèle un quart de voiture a été le modèle le plus utilisé dans l'étude et la mise au point des algorithmes de commandes pour un système de suspension intelligent. Bien que le modèle soit très simple et ne considère que les mouvements de vibrations verticales de la masse suspendue et celle non suspendue, il s'avère très utile dans le développement initial des différentes commandes. Celui-ci est représenté dans la figure 1.5 et se compose d'une masse suspendue, d'une autre non suspendue, d'un ressort, d'un amortisseur et d'un actionneur inséré entre ces deux masses. Ce modèle peut représenter simultanément la suspension passive et

active et semi-active en effet s'il n'y pas d'actionneur l'excitation provient seulement de la route alors on parle de suspension passive.

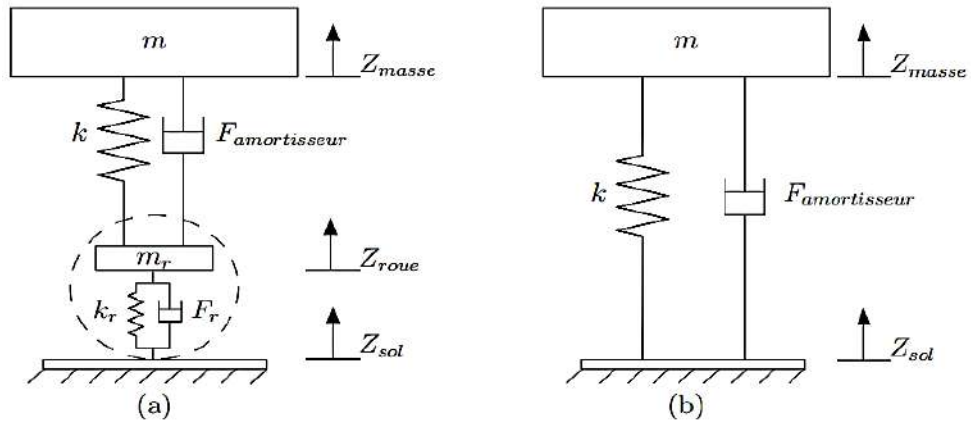


Figure 1.5 Modèle de suspension un quart de véhicule général (a)
modèle simplifié (b)

La suspension est active si l'actionneur peut générer des forces de commande actives, tandis que la suspension est semi-active si l'actionneur ne peut fournir que des amortissements. À travers des amortisseurs contrôlés.[1]

Les équations régissant du modèle quart de voiture peuvent être donnés comme :

$$m\ddot{z}_{caisse} = k(z_{roue}) + F_{amortisseur} \quad (1.3)$$

avec :

m et m_r est respectivement la masse suspendue (caisse) et celle non suspendue (roue).

K la constante de raideur du ressort de la suspension.

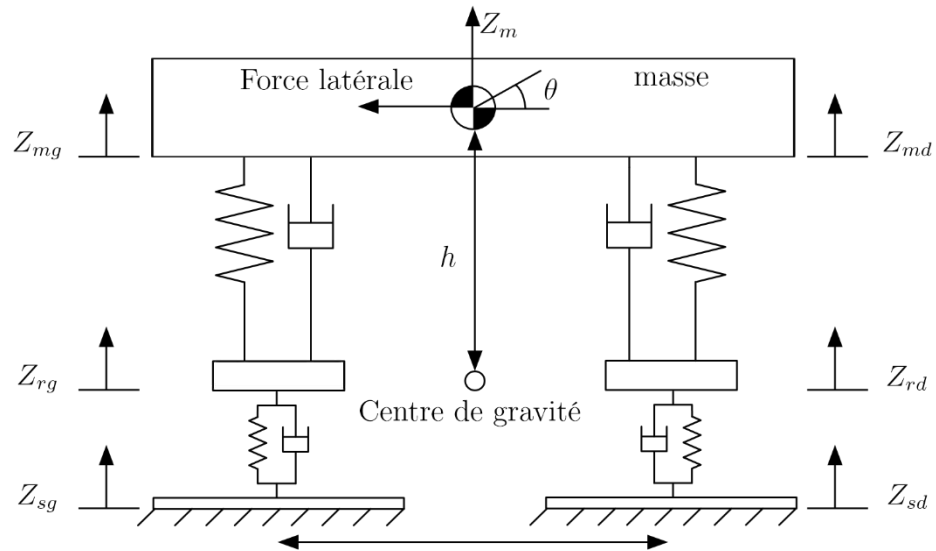
K_r la constante de raideur équivalente du pneumatique.

F_r est la force d'amortissement équivalente du pneu.

Dans le cas du modèle quart de véhicule simplifié, l'équation de la suspension se résume à l'équation 1.3.

$$m\ddot{z}_{caisse} = k(z_{roue}) - F_{amortisseur} + K_r(z_{sol} - z_{roue}) + F_r \quad (1.4)$$

1.5.2. Modèle demi-véhicule



2. Figure 1.6 Modèle de suspension un demi-véhicule latéral à 4 degrés de liberté

Les modèles demi-véhicule sont utilisés pour prendre en compte, en plus des mouvements verticaux, les mouvements de roulis et de tangage de la caisse et de l'essieu. Deux cas de figures existent. Le premier cas est le modèle de demi-véhicule latéral, ce modèle représente une vue en coupe de la suspension avant ou arrière. Il repose sur l'hypothèse qu'un véhicule normal subit des perturbations semblables du côté gauche et du côté droite. Il est utilisé pour étudier les performances de barres antiroulis. Mathématiquement, c'est un modèle à 4 degrés de liberté. Le second cas est le modèle de demi-véhicule longitudinal représentant une vue de côté d'un véhicule. Contrairement au modèle latéral, le véhicule n'est pas symétrique et les suspensions à l'avant et à l'arrière sont indépendantes. Ce modèle sert à étudier les phénomènes de tangage du véhicule. Ainsi, en plus des forces verticales exercées sur les masses, les équations du mouvement feront apparaître les moments de perturbation autour des axes de rotations ainsi que leurs inerties. La figure 1.6 schématise le modèle [3].

1.5.3. Modèle véhicule complet ou 3D

Différents modèles peuvent être développés pour simuler le comportement de l'ensemble des suspensions du véhicule selon la complexité et le réalisme souhaités. Généralement, pour simplifier l'étude des suspensions, seuls les débattements verticaux des suspensions sont pris en compte. Le modèle complet à 7 degrés de liberté, présenté sur la figure 1.7, est le plus simple. Seul le mouvement vertical, le roulis et le tangage sont pris en compte car ils engendrent directement un débattement vertical des suspensions. Ce modèle peut être

complété en tenant compte des 3 déplacements (vertical, longitudinal et latéral) et des 3 rotations (roulis, tangage et lacet) possibles pour chaque élément. De plus, on peut aussi compléter ce modèle par l'ajout de la suspension du moteur et celui des sièges des passagers. Cependant ces modèles deviennent rapidement très complexes à utiliser pour la synthèse et la compréhension du fonctionnement des suspensions, à cause des non-linéarités, des couplages entre les différents mouvements et de la taille des systèmes étudiés [3].

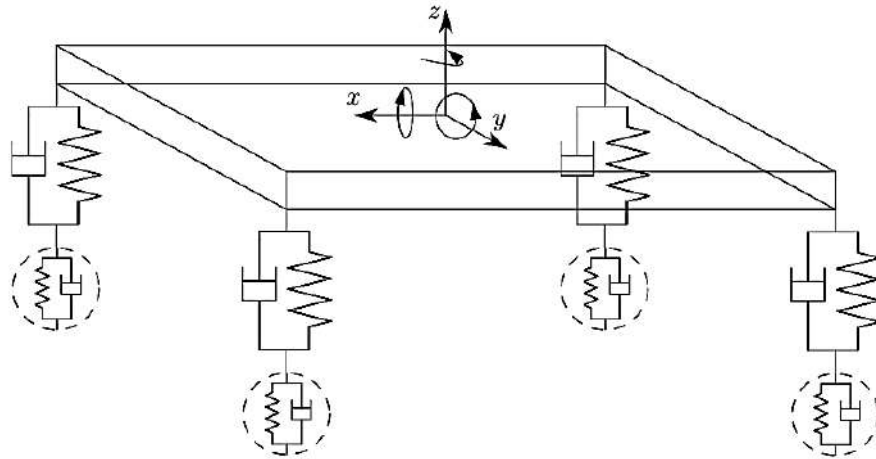


Figure 1.7 Modèle de véhicule complet

1.6. Types de suspension

1.6.3. Les suspensions passives

Une suspension passive est généralement équipée d'un ressort et d'un amortisseur. La force du ressort dépend de l'élongation de celui-ci tandis que l'amortisseur exerce une force en fonction de la différence entre la vitesse de la masse suspendue et celle de la masse non suspendue. Dans les cas d'amortissement passifs les plus usuels, la force développée par l'amortisseur est supposée dépendre linéairement de la vitesse :

$$F_{\text{amortisseur}} = c(\dot{z}_{\text{roue}} - \dot{z}_{\text{caisse}}) \quad (1.5)$$

où c est le coefficient d'amortissement supposé constant [3].

La technologie d'amortissement passive est de loin la plus utilisée et l'amortisseur hydraulique classique est le plus employé. Il est implanté sur la grande majorité des véhicules actuels. Les suspensions passives fonctionnent par réaction uniquement en absorbant une partie de l'énergie d'entrée. Lorsque la suspension est passive, ses caractéristiques ne varient

qu'avec l'usure des éléments. Elles ont le même comportement et rendement quelque soient les situations. Avec ce type de suspensions passives, il existe des fréquences qui ne sont pas bien filtrées, ce qui constitue leur plus grand inconvénient [3].

1.6.4. Les suspensions actives

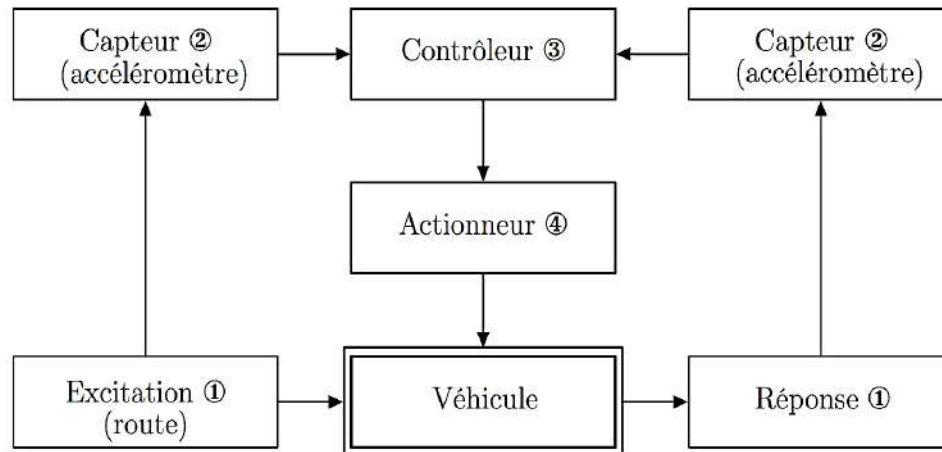


Figure 1.8 Schéma synoptique d'une suspension active

Les suspensions actives agissent et réagissent aux diverses contraintes et perturbations subies par le châssis afin d'améliorer le comportement du véhicule, tant sur le plan de la tenue de route que sur le plan du confort. Dans ces systèmes la force développée est produite directement à partir d'un actionneur électromécanique commandé, en général via un calculateur qui détermine en temps réel l'effort à fournir. Cet actionneur électromécanique fonctionne à la fois en état de freinage et en état de marche contrôlable d'où le qualificatif d'actif contrairement à l'amortisseur classique qui ne peut que dissiper l'énergie. La suspension active vise à imposer une force ou un déplacement au châssis du véhicule, en fonction de l'état mesuré ou de l'historique de celui-ci. Les performances d'une suspension active dépendent de la manière dont l'actionneur est contrôlé. Un schéma synoptique d'un système de contrôle actif des suspensions est présenté ci-dessous :

Dans un premier temps, les informations telles que l'accélération de la roue et du véhicule sont transmises au contrôleur qui calcule, selon une stratégie de contrôle, la consigne nécessaire à l'actionneur. Ce dernier agit sur le véhicule pour atténuer les vibrations. Premièrement, à placer les capteurs (accéléromètres) sont placés sur le châssis et au niveau des axes des roues (moyeu), pour mesurer à chaque instant, la réponse du véhicule ou l'excitation liée à la route. La deuxième étape consiste à choisir une loi de contrôle convenables qui permet à l'actionneur de produire une force de contrôle. La plupart des

travaux effectués sur la conception des stratégies de contrôle des suspensions actives concernent uniquement le sous-système « suspension », c'est à dire que la stratégie de contrôle ne prend pas en compte l'interaction avec d'autres sous-systèmes du véhicule [3].

De nombreuses études ont été menées sur le contrôle et le développement des suspensions actives. A titre d'exemple, il existe le système Active Body Control (ABC) de Mercedes™ qui est constitué par des vérins hydrauliques placés au niveau des suspensions de chaque roue et qui compensent l'écrasement des ressorts pour mieux contrôler le mouvement du châssis (voir figure 1.9). Deux lasers, intégrés aux phares avant, balayent continuellement l'avant de la voiture à la recherche d'imperfections et d'aspérités de la chaussée. Le système transmet ensuite l'information au système de contrôle de l'ABC qui contrôle le débit d'huile dans des

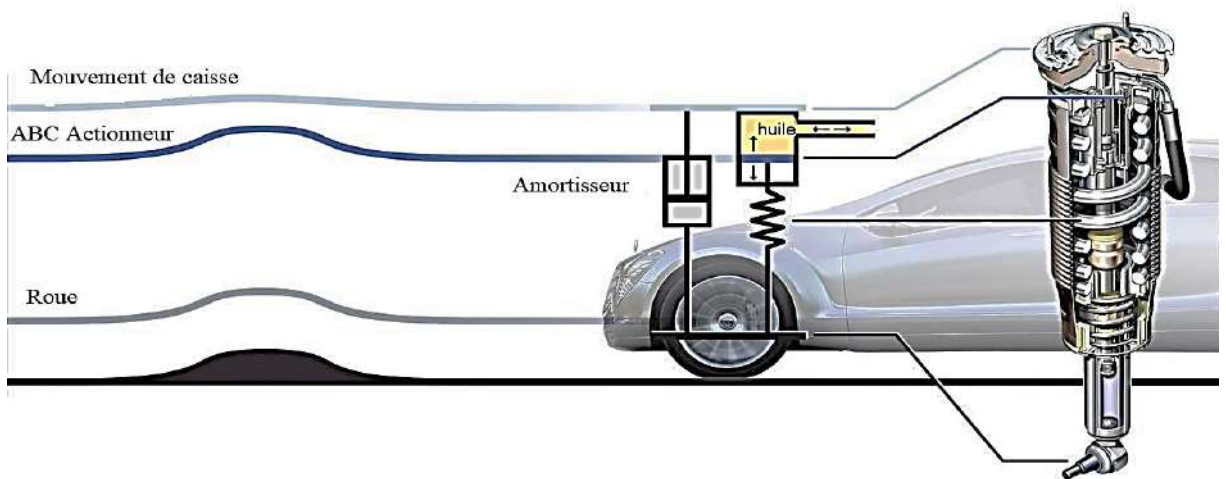


Figure 1.9 Le système ABC dans sa nouvelle version

pistons directement en contact avec le ressort de chaque roue et de façon indépendante [3].

Plus récemment la suspension développée par Bose™ Linear Electromagnetic Suspension associe un moteur électromagnétique linéaire ainsi qu'un amplificateur de puissance à chaque roue [3].

En dépit de leurs très bonnes performances, les suspensions actives sont à ce jour peu répandues à cause de leur complexité, de leur coût, de leur consommation d'énergie et du risque potentiel d'instabilité inhérent à tout système actif [3].

1.6.5. Les suspensions semi-actives

Comme son nom l'indique, la suspension semi-active est un compromis entre les systèmes passifs et actifs. Un dispositif semi-actif, tout comme l'amortisseur passif, ne peut

que dissiper de l'énergie en produisant une force qui s'oppose à la vitesse relative entre la caisse et la roue. Par contre cette force est contrôlable en temps réel. Un premier avantage de ce concept est le caractère adaptatif dans le temps de l'amortissement. On peut imaginer régler l'amortissement de manière optimale au cours du temps pour des excitations de caractéristiques lentement ou rapidement variables. Cette modification des caractéristiques en temps réel est issue de la loi de contrôle. L'idée principale du contrôle semi-actif est très simple : elle consiste à changer, en temps réel, les caractéristiques des dispositifs de dissipation d'énergie et ce changement ne nécessite qu'une source minimale d'énergie. Le concept de ce type de contrôle a été introduit pour la première fois par Karnopp qui propose de modifier la force d'amortissement du fluide en contrôlant l'ouverture de la valve d'un amortisseur conventionnel [3].

Si nous regardons à l'intérieur un amortisseur semi-actif, aujourd'hui il y a trois principales technologies disponibles, qui permettent une modification rapide-réagissant électroniquement contrôlée du rapport d'amortissement d'un amortisseur (La figure 1.10) [4].



Figure 1.10 Exemples d'amortisseurs semi-actifs à contrôle électronique, en utilisant trois Différentes technologies. De gauche à droite : électrovanne électrohydraulique (Sachs), amortisseur magnétorhéologique (Delphi) et amortisseur électrorhéologique (Fludicon)

À titre d'exemple nous citons le cas de la suspension semi-active hydropneumatique développée par Citroën™. L'amortisseur classique est remplacé par une sphère contenant deux fluides : un liquide (huile minérale) et un gaz (l'azote) qui constitue l'élément élastique. Ce système utilise une pompe hydraulique entraînée par le moteur et couplée à un accumulateur qui assure la distribution du liquide sous haute pression dans tout le circuit hydraulique. La suspension hydropneumatique permet d'obtenir une grande flexibilité et une

hauteur constante, quelle que soit la charge. Cependant l'entretien de ce système exige de très grandes compétences et doit être régulier, les sphères peuvent perdre leur azote et l'éventuelle perte de pression dans le circuit ne permet plus à la voiture de rouler [3].

Un autre exemple est celui des amortisseurs hydrauliques à orifice variable de la société Soben™. Le contrôle est effectué en maîtrisant le passage d'huile, en rétrécissant ou augmentant le diamètre de ces orifices [3].

Les suspensions à base de fluides magnétorhéologiques font aussi partie des suspensions semi-actives. Le fonctionnement est basé sur l'utilisation d'un fluide dont le comportement rhéologique est variable en fonction du champ magnétique. Ces amortisseurs ont un temps de réponse assez rapide et sont capables de dissiper de grande quantité d'énergie, de plus ils ne contiennent pas de parties mécaniques mobiles à l'intérieur de l'amortisseur, ce qui les rend plus robustes par comparaison aux amortisseurs à orifices variables. Leur intérêt ne cessé de grandir depuis plusieurs années [3].

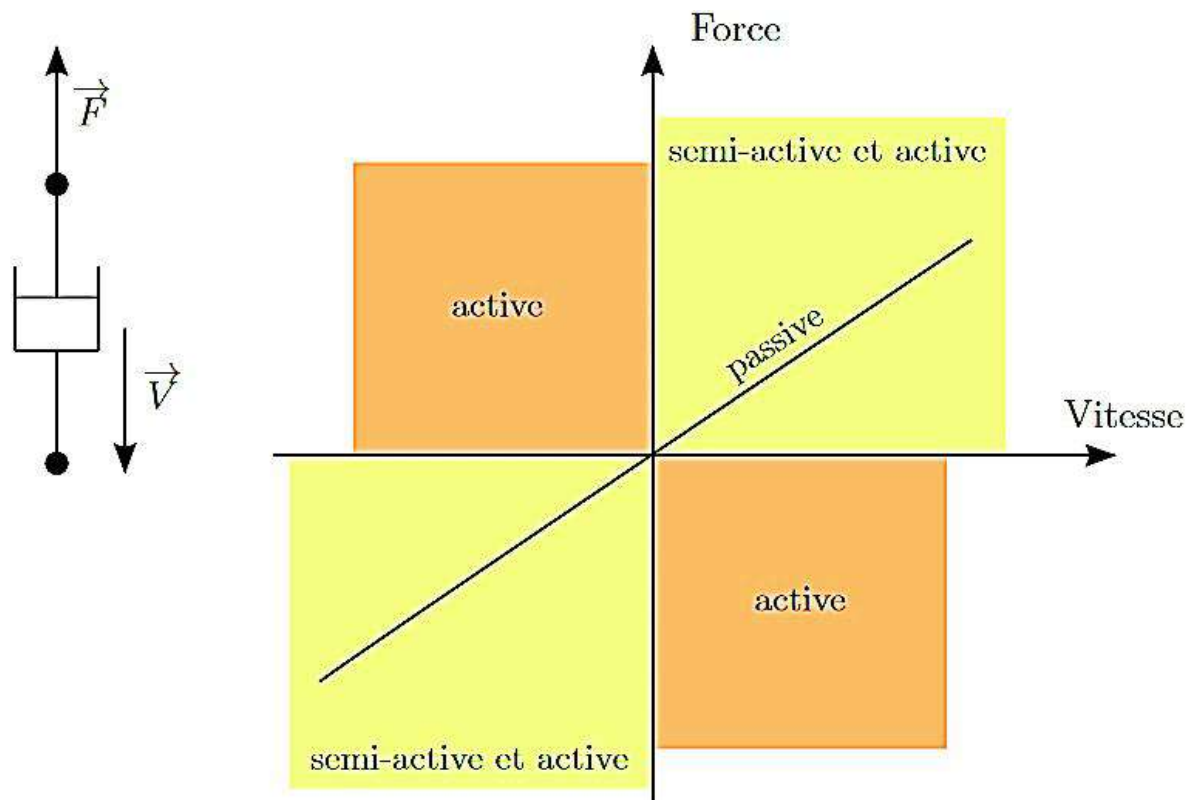


Figure 1.11 Domaines de fonctionnement de chaque type de suspensions

1.7. Conclusions

Dans ce chapitre on a donné un état de l'art des systèmes de suspensions et on a trouvé que les suspensions intelligentes (actives et semi actives) peuvent réaliser un bon compromis entre le confort de conduite et la tenue de route. Deux grands problèmes de conception d'une suspension intelligente sont évoqués. Les problèmes comprennent la modélisation dynamique et la mise au point de la commande. Pour obtenir un meilleur confort de conduite et une bonne tenue de route, certains modèles dynamiques plus précis sont développés en tenant compte de la non-linéarité inhérente, de l'incertitude, du retard dans ces systèmes de suspension intelligents. Consultant la littérature on retrouve que de nombreux chercheurs s'attèlent aux problèmes de contrôles causés par le non-linéarité intrinsèque, l'incertitude, le temps de retard et les pannes des systèmes de suspension intelligents.



Chapitre II :
Commandes Des Systèmes
De Suspensions

2.1. Introduction

Ce chapitre évoque une description de quelques stratégies de commandes des systèmes de suspension en investiguant leurs principes et leurs développements. La commande en boucle améliore totalement le comportement dynamique d'un système tout en ajustant ses modes propres ; son état transitoire et sa stabilité.

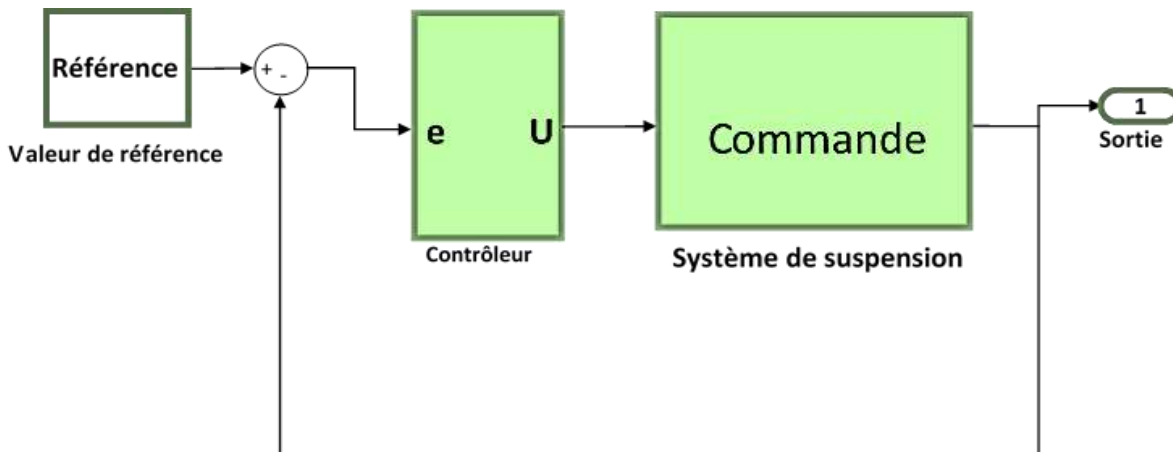


Figure 2.1 Commande d'un système en boucle fermée

Dans la littérature on retrouve plusieurs types de commandes :

- ✓ La commande par PID.
- ✓ La commande adaptative
- ✓ La commande robuste.

2.2. Commande PID

D'un emploi très vaste les contrôleurs PID sont applicables aux modèles de systèmes supposés linéaires. Ainsi si la modélisation du système ne s'approche pas beaucoup de la linéarité ceci va affecter les performances de ce type de contrôleurs. [6]

La conception de ce type de contrôleurs se fait de manière expérimentale dans le domaine fréquentiel, notamment dans le cas où on n'a pas le modèle mathématique du système.

Un système est dit linéaire s'il est représenté dans le domaine fréquentiel par une fonction de transfert $G(j\omega)$ qui est le résultat d'une certaine linéarisation du modèle du système.

La réponse actuelle du système commandé par un PID dépend étroitement de la précision du modèle dynamique linéarité du système. Donc le modèle doit représenter le comportement dynamique actuel du système réel.

2.3. Commande adaptive

Utilisés avec les systèmes non linéaires les contrôleurs adaptifs sont utilisés si les paramètres du système varient avec le temps et lorsque les commandes provenant des contrôleurs PID ne donnent pas les performances souhaitées.

Ces commandes sont dites adaptives si elles effectuent une estimation en ligne des paramètres incertains du système. Ou ces paramètres sont estimées à partir des sorties mesurées du système ensuite utilisées pour générer ces commandes.

Les contrôleurs adaptifs conviennent mieux aux systèmes dont les paramètres incertains varient lentement en effet dans ces types de commandes l'estimation en ligne ne demande pas des calculs énormes et pas beaucoup de temps. Ainsi le contrôleur apprend rapidement et améliore ses performances [6]. L'objectif d'une commande adaptive est de maintenir ses performances invariables, lorsque les paramètres incertains du système varient. De ce fait un contrôleur à paramètres fixes tels que le PID ne peut pas commander avec précision un système dont les paramètres varient et peut être instable. et afin de pallier ce problème on ajoute au contrôleur une boucle adaptive permettant d'améliorer sa performance.

2.4. Commande robuste

Un contrôleur est dit robuste s'il possède une faible sensibilité et garde ainsi sa stabilité et continue d'avoir ses spécifications nominales dans l'intervalle de variations des paramètres du système.

La conception d'une commande robuste est celle qui satisfait l'objectif de la commande en présence des imprécisions des paramètres et des erreurs de modélisation.

Une mesure de la robustesse pour des petites variations des paramètres est la sensibilité définie [6] :

$$S_{\alpha} = \frac{\partial G/G}{\partial \alpha/\alpha} \quad (2.1)$$

Un contrôleur robuste est utilisé pour fournir un niveau raisonnable de performance dans les systèmes à paramètres incertains peu importe la vitesse de variation de ces paramètres mais généralement il nécessite d'avoir une connaissance sur la limite d'incertitude des paramètres du système.

Une commande robuste se compose d'une partie nominale tels qu'un retour d'état ou une commande par modèle inverse ajouté d'un terme qui couvre l'incertitude de la modélisation. Ainsi dans les commandes robustes on retrouve la commande à structure variable et la commande à horizon infini. En se basant sur la commande à structure variable dans ce qui suit un bref aperçu sur les commandes employées aux systèmes de suspension.

2.5. Commande active

Comme son nom l'indique le système de suspension ressort amortisseur est remplacé par un autre composé d'un actionneur généralement hydraulique contrôlé par un système embarqué à base de microprocesseur qui est le lieu d'un algorithme de commande issu de la théorie de la commande optimale des systèmes. Et une source d'alimentation des composants déjà cités. Parmi les commandes actives on retrouve la commande en mode glissant dite sky-hook qu'on retrouve dans les commandes semi actives.

$$Force_{actionneur} = coefficient\ amortissement_{amortisseur\ fictif} * vitesse\ de\ châssis$$

2.6. Commande semi-active

L'approche de base de la commande semi-active consiste à varier en ligne les paramètres des éléments passifs de dissipation d'énergie et cette variation ne demande qu'une source minimale d'énergie qui est la batterie du véhicule [7].

L'action de commande, pour une conception de type semi-actif, se fait à travers l'ajustement, en temps réel, des paramètres mécaniques de dissipation. La méthode de réglage de ces paramètres est faite sur la base d'un choix d'algorithme de contrôle, en fonction de l'excitation et/ou de la réponse du système. Pour les amortisseurs de véhicules à base de fluides magnéto-rhéologique le contrôle semi-actif consiste à modifier le taux de dissipation d'énergie en variant le coefficient d'amortissement en modifiant la viscosité du fluide magnéto-rhéologique dans l'amortisseur. Cette variation est faite en réglant l'intensité du courant dans la bobine de l'amortisseur magnéto-rhéologique.

D'autres stratégies sont développées pour réaliser un contrôleur de suspension semi-active. Toutefois, et vu leur relative nouveauté, quelques lois de commandes ont été appliquées aux suspensions magnéto-rhéologique des véhicules.

2.6.1. Commande en boucle ouvert

Dans la commande en boucle ouverte aucune rétroaction n'est nécessaire et même si une loi de commande est appliquée a priori, aucune connaissance des variables d'état est

nécessaire]. Cela veut dire que la suspension à base d'amortisseur magnéto-rhéologique peut être considérée comme un élément passif dans lequel les propriétés dissipatives peuvent varier d'une valeur à une autre. Dans quelques cas les différents niveaux d'amortissement sont choisis par l'utilisateur. C'est le cas par exemple des suspensions à base d'amortisseur magnéto-rhéologique et en fonction des conditions d'adhérence et de l'environnement (circuit sécurisé ou route publique), le contrôleur propose au conducteur de sélectionner un des programmes de conduite correspondant chacun à une valeur de courant dans l'amortisseur magnéto-rhéologique par exemple : conduite en sol glissant, conduite normale, sportive ou compétition [7].

2.6.2. Commande Sky-hook

Le principe de cette commande est d'obtenir un comportement de la suspension identique à celui d'un système fictif dans lequel la caisse serait « accrochée au ciel » par un amortisseur fictif.

La commande Sky-hook pour un modèle à un quart de roue d'un véhicule consiste à substituer l'amortisseur se trouvant entre la roue et la caisse en un autre entre la caisse et le ciel. Ce ciel est considéré comme un point d'altitude fixée et se déplaçant à la même vitesse horizontale que le véhicule, de manière à ce que l'amortissement de la caisse ne dépende que de la vitesse de déplacement vertical du véhicule et pas de celle de la roue [6] [8].

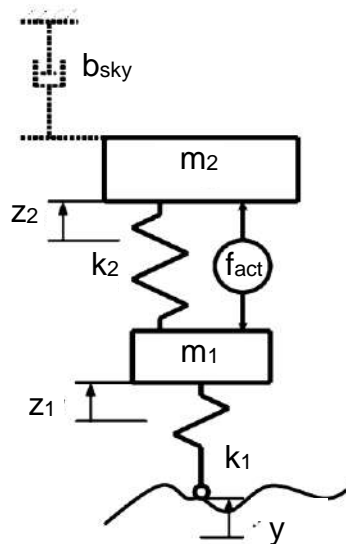


Figure 2.2 schéma d'une suspension active commandée en mode sky-hook

Ce système est régi par les équations suivantes :

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1(z_1 - y) - k_2(z_2 - y) - F_{act} = 0 \quad (2.2)$$

$$m_2\ddot{z}_2 + k_2(z_2 - z_1) + F_{act} = 0 \quad (2.3)$$

Cette commande est définie par :

$$F_{act} = F_{skyhook} = b_{sky} * \dot{z}_2 \quad (2.4)$$

F_{act} : Force de l'amortisseur

\dot{z}_2 : Vitesse de déplacement du châssis

2.6.3. Commande ground-hook

Cette commande est employée dans les véhicules lourds elle permet de réduire les effets de la force de contact roue-sol et aussi réduite les effets d'endommagement de la route a l'instar de la commande sky-hook ; la commande ground-hook fixe l'amortisseur à un point fixe de la terre et son algorithme est donné par [6] [8] :

$$F_{act} = F_{groundhook} = \begin{cases} C_{ground} \cdot \dot{z}_{21} & si - \dot{z}_1 \cdot \dot{z}_{21} > 0 \\ 0 & si - \dot{z}_1 \cdot \dot{z}_{21} \leq 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

\dot{z}_1 : Vitesse de déplacement de la roue

\dot{z}_{21} : Vitesse de déplacement relatif

2.6.4. Commande balance

Ce type de commande a été utilisé pour réduire l'accélération du véhicule (châssis) si le déplacement relatif de la suspension ainsi que la vitesse sont mesurés alors suivant la loi de commande balance la force d'amortissement est modulée séquentiellement suivant ce qui suit [6] [8]:

$$F_{act} = F_{balance} = \begin{cases} K_s \cdot |x| \cdot sgn\dot{x} & si x\dot{x} < 0 \\ 0 & si x\dot{x} \leq 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

2.6.5. Commande ground-hook ON-OFF

Cette commande est basée sur la commutation de la force d'amortissement (On-off) c'est une commande ground hook renforcée par une commande balance ou la condition de commutation est donnée par le produit de la vitesse et du déplacement au contraire de la commande Ground-hook pure (le produit des deux vitesses), sa loi de commande est donnée [8] :

$$F_{act} = C_{controllable} \cdot \dot{x} \quad (2.7)$$

$$C_{controllable} = \begin{cases} C_{on} & \text{si } \dot{x}x_2 > 0 \\ C_{off} & \text{si } \dot{x}x_1 \leq 0 \end{cases} \quad (2.8)$$

2.7. Modélisation mathématique du système de suspension pour le modèle un quart de véhicule :

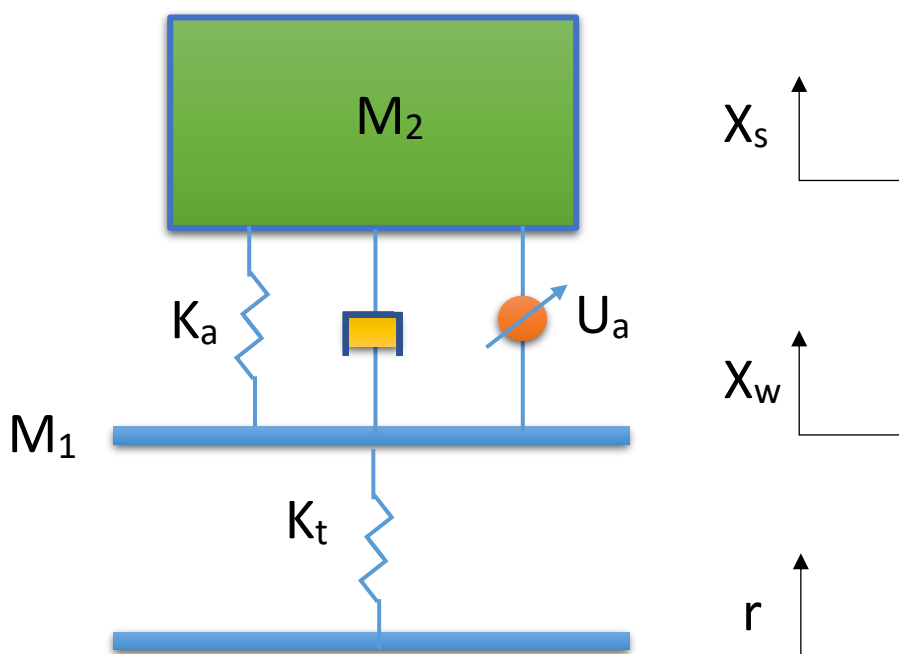


Figure 2.3 Suspension active pour le modèle de quart de véhicule

De la figure 2.4 et de la loi de Newton, nous pouvons obtenir les équations dynamiques comme suit :

Pour M_1 , $F = M_1\gamma$

$$K_t(X_w - r) - K_a(X_s - X_w) - C_a(\dot{X}_s - \dot{X}_w) - U_a = M_1\ddot{X}_w \quad (2.9)$$

$$\ddot{X}_w = \frac{K_t(X_w - r) - K_a(X_s - X_w) - C_a(\dot{X}_s - \dot{X}_w) - U_a}{M_1} \quad (2.10)$$

Pour M_2 , $F = M_2\gamma$

$$-K_a(X_s - X_w) - C_a(\dot{X}_s - \dot{X}_w) + U_a = M_2\ddot{X}_s$$

$$\ddot{X}_s = \frac{K_a(X_s - X_w) - C_a(\dot{X}_s - \dot{X}_w) + U_a}{M_2}$$

Laissez les variables d'état sont

$$\{X_1 = X_s - X_w \quad X_2 = \dot{X}_s \quad X_3 = X_w - r \quad X_4 = \dot{X}_w\} \quad (2.11)$$

Où,

$X_s - X_w =$ Voyage de suspension

$\dot{X}_s =$ Vitesse de la carrosserie

$\ddot{X}_s =$ Accélération de la carrosserie

$X_w - r =$ Déflexion de la roue

$\dot{X}_w =$ Vitesse de roue

Par conséquent, dans l'équation de l'espace d'état, les variables d'état sont établies dans l'équation (2.5). Les équations (2.3) et (2.4) peuvent être écrites ci-dessous

$$\dot{\mathbf{X}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{f}(t) \quad (2.12)$$

Où

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= \dot{X}_s - \dot{X}_w \approx X_2 - X_4 \\ \dot{X}_2 &= \ddot{X}_s \\ \dot{X}_3 &= \dot{X}_w - \dot{r} \approx X_4 - \dot{r} \\ \dot{X}_4 &= \ddot{X}_w \end{aligned} \quad (2.13)$$

Réécrire l'équation 4 dans la forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -K_a & -C_a & 0 & C_a \\ M_2 & M_2 & 0 & M_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -K_a & C_a & -K_t & -C_a \\ M_1 & M_1 & M_2 & M_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \\ M_1 \end{bmatrix} Ua + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{r} \quad (2.14)$$

Paramètres de Modèle quart de voiture pour simple véhicule passagers :

$$M_1 = 59kg$$

$$M_2 = 290kg$$

$$K_a = 16812(N/m)$$

$$K_t = 190000 (N/m)$$

$$C_a = 1000(N_s/m)$$

2.8. Conclusion

Dans ce chapitre ont essayé de donner une brève citation de quelques lois employées dans la commande semi-active des véhicules.



Chapitre III :
Simulation Et Résultats

3.1. Introduction

Le système de suspension empêche les chocs dans les automobiles qui peuvent être causés par le profil irrégulier de la route, des forces de trainée, de la transmission ou des vibrations du moteur, la non uniformité du contact roue/sol. Les ralentisseurs et les trous de la route sont la principale cause de vibrations du véhicule à travers l'ensemble roue/sol et le système de suspension. Alors le confort des passagers se retrouve affecté par ces vibrations.

Dans ce chapitre une mise au point de quelques commandes visant à étudier le comportement (déplacement relatif) d'un véhicule à travers son passage sur une chaussée dotée d'un profil bien déterminé.

3.2. Système de suspension passif

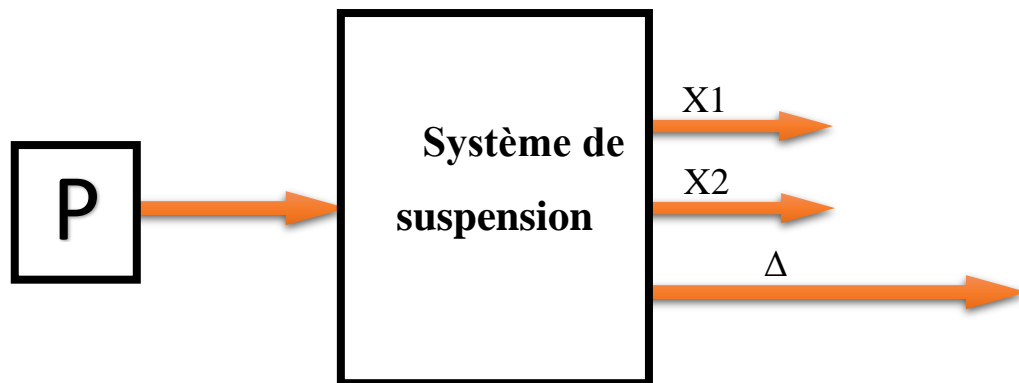


Figure 3.1 Blok de système de suspension

P : perturbation provenant de la route (irrégularités de la route)

X1 : déplacement du châssis.

X2 : déplacement de la roue.

Δ : déplacement relatif du système de suspension.

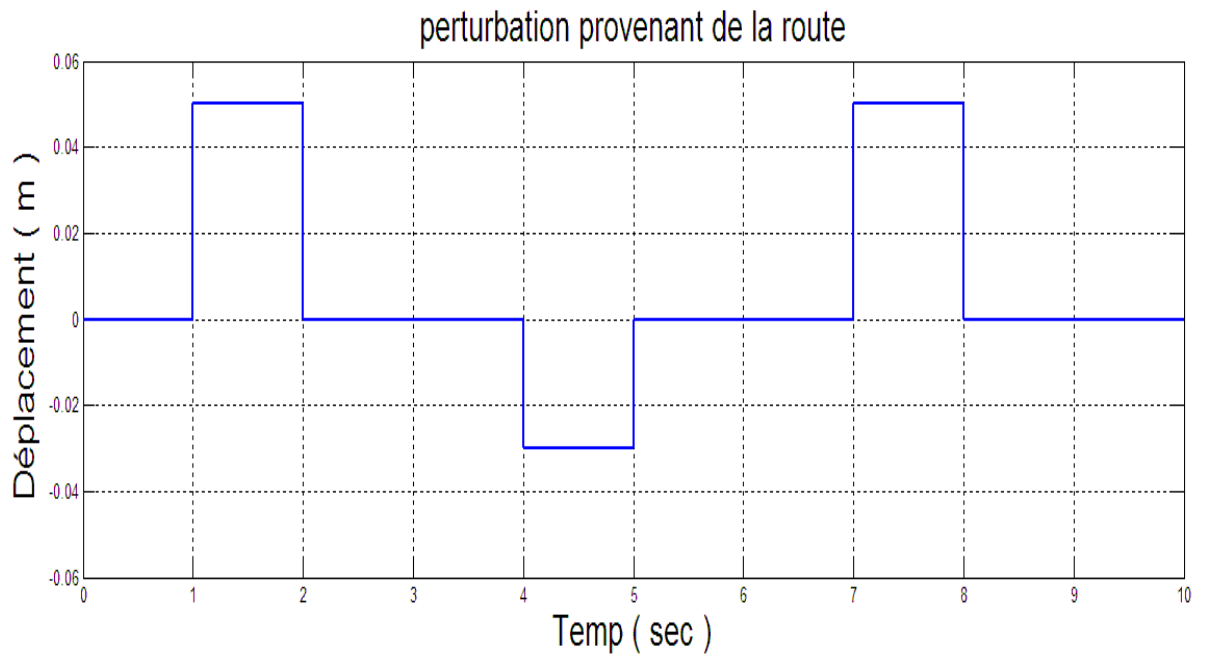


Figure 3.2 perturbation provenant de la route

3.2.1. Résultats obtenus de simulation



Figure 3.3 déplacement vertical du châssis

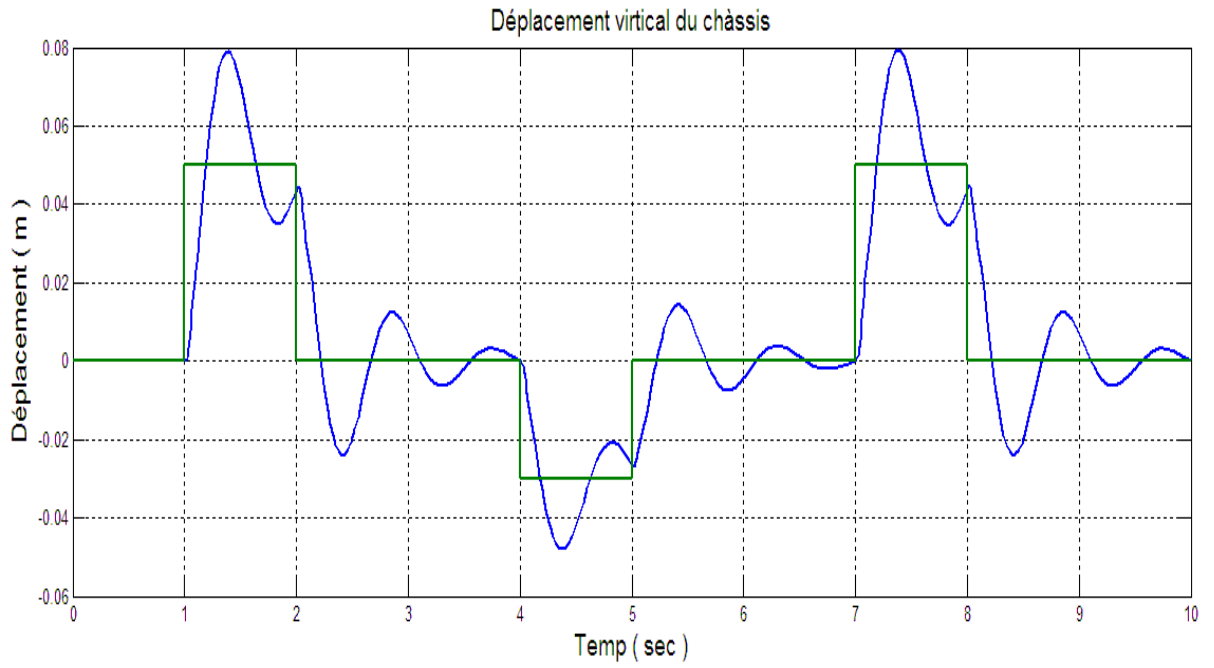


Figure 3.4 déplacement vertical de la roue

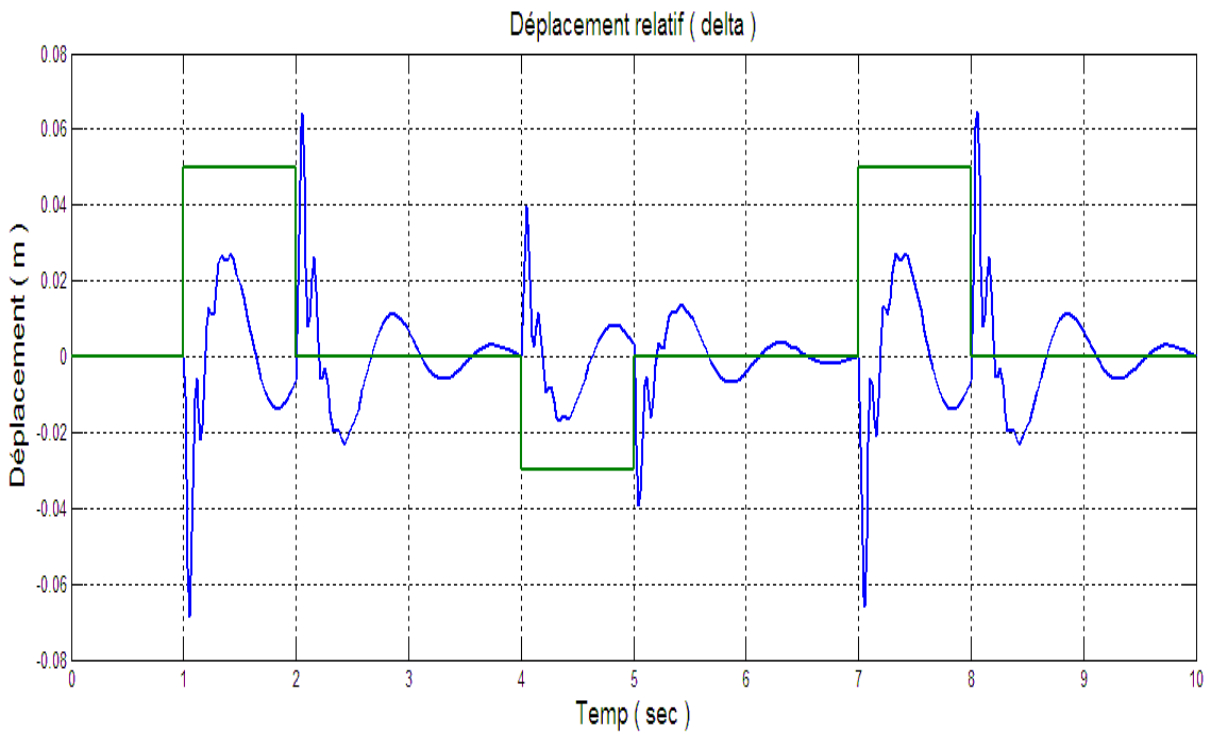


Figure 3.5 déplacement relatif (Δ)

3.3. Système de suspension actif

3.3.1. Conception sous Simulink

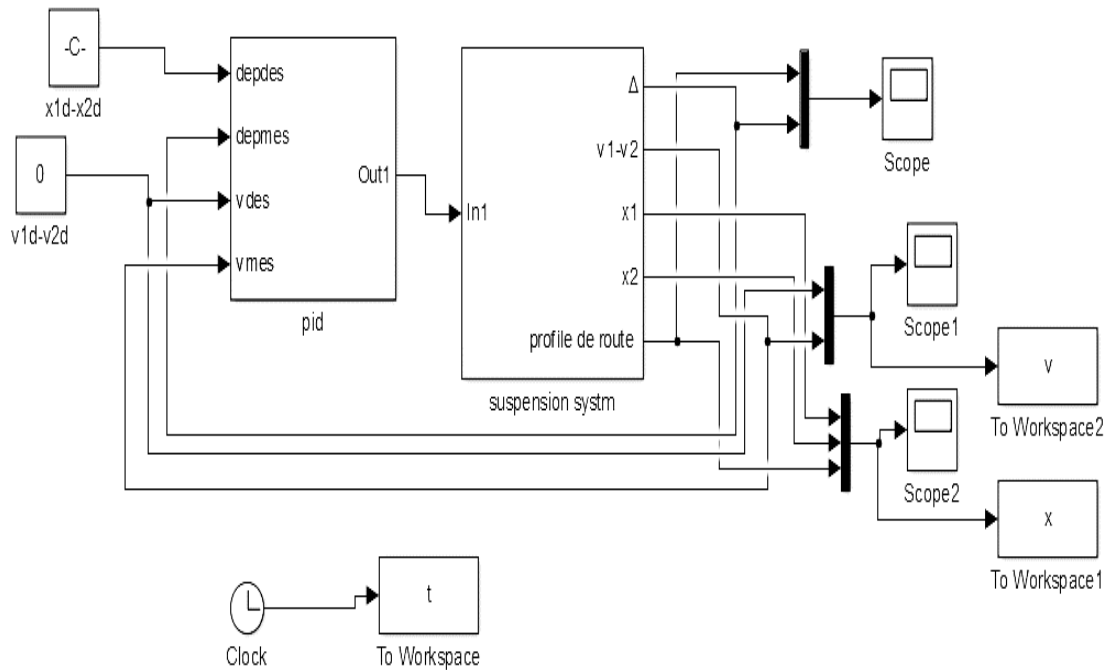


Figure 3.6 la commande du système par un PID

3.3.2. Résultats obtenus de simulation

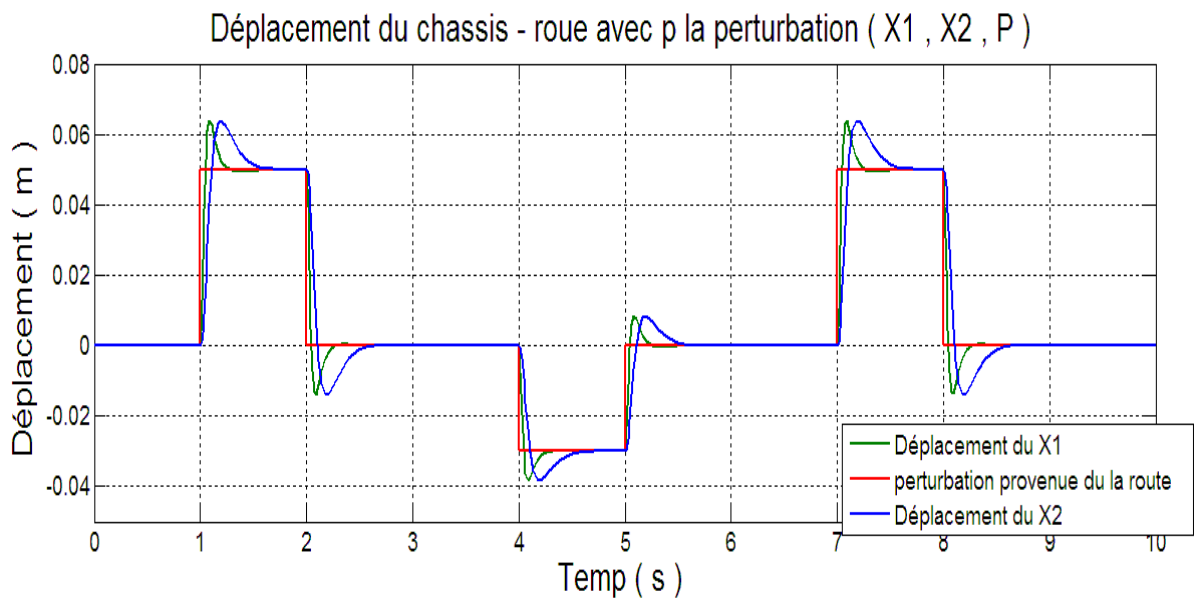


Figure 3.7 Déplacements du châssis-roue avec p la perturbation (x1, x2, p)

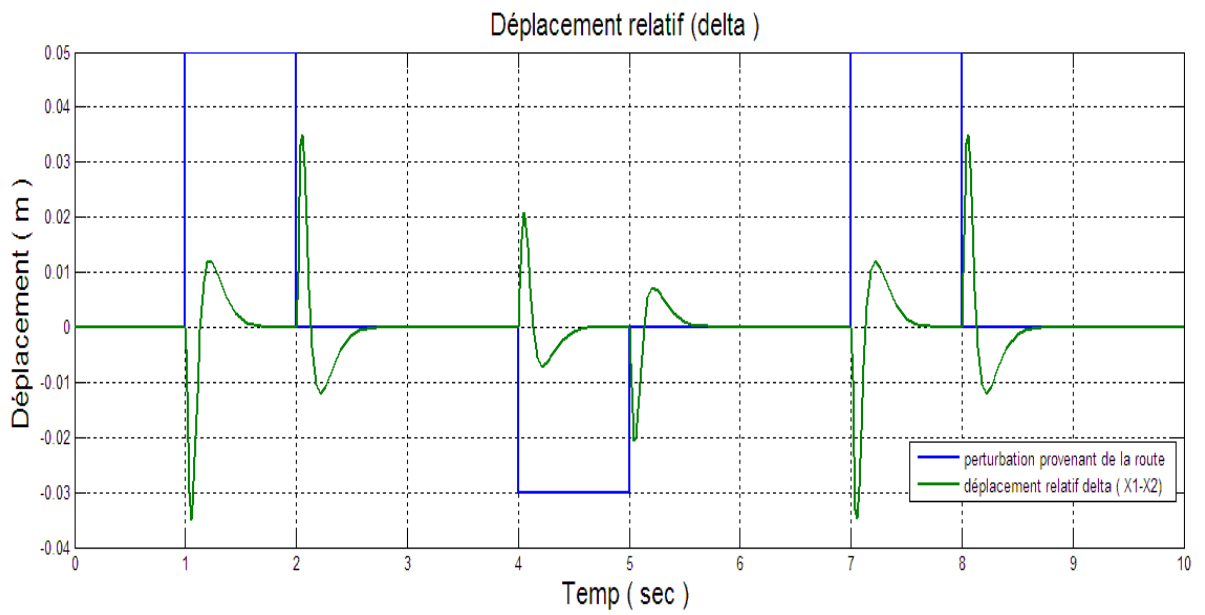


Figure 3.8 Déplacement relatif (Δ)

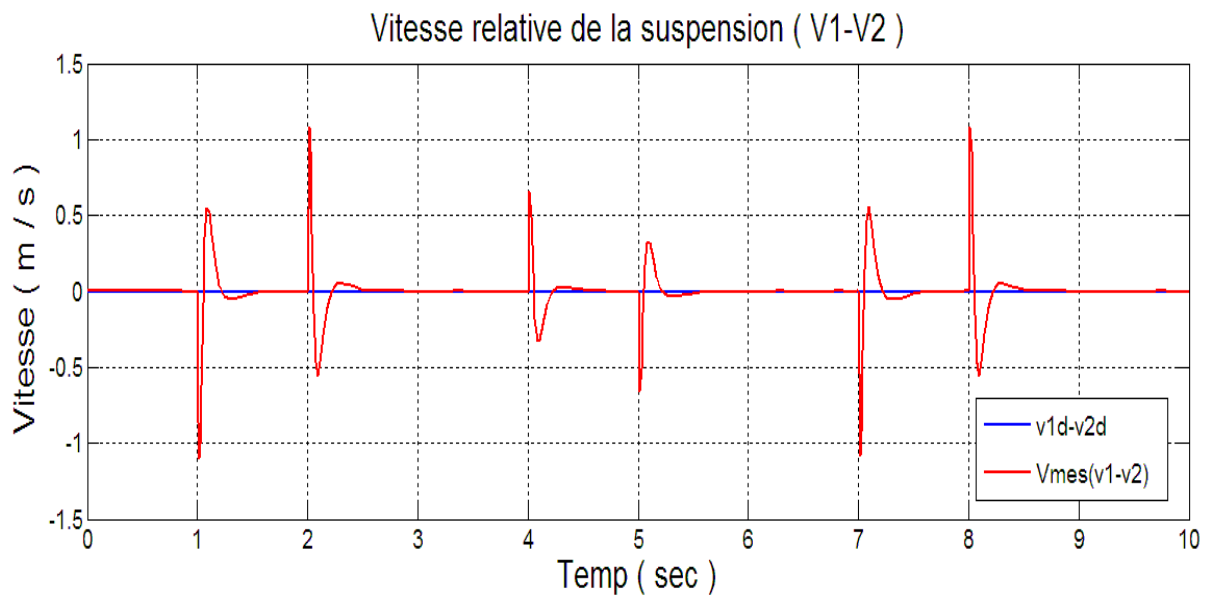


Figure 3.9 Vitesse relative de la suspension (V1 – V2)

3.4. Conclusion

Une simulation des systèmes de suspension passif a été mise au point pour visualiser le déplacement de ce système assujéti aux irrégularités de la route modélisés par une perturbation qu'est le profil de la route.

Par ce chapitre on a essayé de faire une commande PID pour contrôler le déplacement relatif du système de suspension de véhicule.

Conclusion Général

Dans ce travail on a essayé d'élaborer une initiation à la recherche modeste consistant en une modélisation et une simulation du système de suspension.

Une commande classique PID pour ce système de suspension a été élaborées.

Propositions futures

On propose d'employer d'autre commande tel que la commande a structure variable ainsi que la commande a horizon infini H_{∞} . Ainsi que d'autre commandes intelligentes tel que commande à base de réseau de neurone commande flou et commande neuro-floue.

Ainsi qu'une autre proposition en vue d'optimiser les systèmes de suspensions utilisant les algorithmes génétiques et d'autre algorithmes d'optimisations.

Bibliographie

- 1] L. Honghai, G. Huijun et L. Ping, Handbook of Vehicle Suspension Control Systems, London, United Kingdom: The Institution of Engineering and Technology, 2014.
- 2] Don Knowles, Automotive Suspension & Steering Systems, New York: Delmar, Cengage Learning, 2011.
- 3] S. Hussein, «Systèmes de suspension semi-active à base de fluide,» Arts et Métiers ParisTech, Paris, 2010.
- 4] S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Senname et L. Dugard, Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles, Oxford, UK: Elsevier Ltd, 2010.
- 5] Guillaume Darding, «Guillaume Darding,» Guillaume Darding, 26 01 2015. [En ligne]. Available: <https://www.guillaumedarding.fr/dossier-les-principaux-types-de-suspension-automobile-2883821.html>.
- 6] Mark W.Spong, Seth Hutchinson, and M. Vidyasagar, Robot Modeling and Control.
- 7] EtienneDombre et Wisama Khalil, Modeling, Performance Analysis and Control of Robot Manipulators, LA VOISIER, 2001, 2002.
- 8] Mounia NADJI, Adéquation De La Dynamique De Véhicule À La Géométrie Des Virages Routiers Apport À La Sécurité Routiere, 05-03-2007.
- 9] Emanuele Guglielmino, Tudor Sireteanu, Charles W. Stammers, Gheorghe Ghita et Marius Giuclea, Semi-active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness, London: Springer-Verlag London Limited, 2008.
- 10] Samuel Gosselin-Brisson, Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile, Québec: Université du Québec à Chicoutimi (UQAC), 2006.
- 11] Abdolvahab Agharkakli, «Simulation And Analysis Of Passive And Active Suspension System Using Quarter Car model for Non Uniform Road Profile,» *International Journal of engineering Research and Applications (IJERA)*, vol. 2, n° 15, p. 900, 2012.
- 12] S.Segla et S.Reich, «Optimization and comparison of passive, active and semi-active vehicle suspension systems,» chez *9th IFToMM World Congress*, Beasanc (France), June 18-21, 2007.

Résumé : Ce travail de mémoire concerne la modélisation et la commande des systèmes de suspension pour améliorer le comportement et la performance des véhicules. Le système de suspension de véhicules généralement évalués par sa capacité à assurer une bonne gestion de la route et à améliorer le confort des passagers. Les suspensions passives offrent seulement un compromis entre ces deux critères contradictoires. La suspension active permet de réduire le design traditionnel en tant que compromis entre la manutention et le confort en contrôlant directement les actionneurs de force de suspension. L'objectifs de cette étude sont d'obtenir un modèle mathématique pour les systèmes de suspensions passives et actives pour le modèle de quart de véhicule soumis à une excitation à partir d'un profil de route utilisant un contrôleur PID. La performance de ce contrôleur sera déterminée en effectuant des simulations par ordinateur à l'aide de MATLAB et SIMULINK toolbox.

Mots clés : *Systèmes de suspensions, Passive, Active, Semi-active, Quart de véhicule, Contrôle PID.*

التحكم في نظام تعليق المركبة

ملخص – يتناول هذا العمل نمذجة ومراقبة أنظمة التعليق لتحسين سلوك وأداء المركبات. أنظمة تعليق المركبات يتم تقييمها عموماً من خلال قدرتها على ضمان حسن إدارة الطرق وتحسين راحة الركاب. التعليقات السلبية لا تقدم سوى حل وسط بين هذين المعيارين المتناقضين. التعليق النشط يسمح بالتقليل من التصميم التقليدي كحل وسط بين المناولة والراحة عن طريق التحكم مباشرة في مشغلات قوة التعليق. هدف هذه الدراسة هي الحصول على نموذج رياضي لنظم التعليق السلبي والنشط لنموذج ربع السيارة المعرض للإثارة من ملف تعريف الطريق باستخدام وحدة تحكم PID. أداء وحدة التحكم هذه سوف يتم تحديدها من خلال إجراء المحاكاة الحاسوبية باستخدام ماتلاب و صندوق الأدوات لسيمولينك.

كلمات مفتاحية: *نظام التعليق، السلبي، نشط، شبه نشطة، ربع مركبة، متحكم PID.*

Control of vehicle suspension system

Abstract – This work deals with the modeling and control of suspension to improve the behavior and performance of vehicles. The suspension system of vehicles generally assessed by its ability to ensure good management of the road and improve the comfort of passengers. Passive suspensions offer only a compromise between these two contradictory criteria. The active suspension reduces the traditional design as a compromise between handling and comfort by directly controlling the suspension force actuators. The objectives of this study are to obtain a mathematical model for passive and active suspensions systems for the vehicle quarter model subjected to an excitation from a road profile using a PID controller. The performance of this controller will be determined by performing computer simulations using MATLAB and SIMULINK toolbox.

Keywords: *Suspension system, Passive, Active, Semi-active, Quarter-vehicle, PID control.*