

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Dr. Tahar Moulay de Saïda
Faculté de la Technologie
Département d'Electrotechnique



Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de

Master (LMD)

Spécialité : AUTOMATIQUE ET SYSTEMES

Filière : AUTOMATIQUE

Intitulé :

**Commande Intelligente d'une Suspension Semi-Active
de demi-véhicule**

Présenté par :

**MEDDOUDI Naima
HAMIDI Meriem**

Devant le jury composé de :

Président : BOUROUINA abdelkader
Encadreur : MERAH Abdelkader
Examineur : MOSTEFAI Lotfi

Soutenu le09/2020
Promotion 2019-2020

Remerciements

Nous tenons à exprimer nos remerciements les plus vifs à notre encadreur Dr. Abdelkader Merah, qui a su nous guider et nous aider dans ce travail avec beaucoup de tact et de gentillesse et qui nous a permis de découvrir un domaine très intéressant celui des systèmes d'aide à la conduite. Qu'il trouve ici notre estime et notre profond respect.

Nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé, à titre professionnel ou personnel à la réalisation de ce travail.

Nos remerciements iront également vers tous ceux qui ont accepté avec bienveillance de participer au jury de ce mémoire..

INTRODUCTION	13
CHAPITRE I: ETAT DE L'ART ET PROBLEMATIQUE.....	17
I.1. INTRODUCTION	19
I.2. LA SUSPENSION.....	19
I.2.1. Le confort	20
I.2.2. La tenue de route	20
I.3. LES COMPOSANTS D'UNE SUSPENSION.....	21
I.4. LES PRINCIPAUX TYPES DE SUSPENSION AUTOMOBILE	22
I.4.1. Suspension type MacPherson.....	23
I.4.2. Suspension à double triangulation	24
I.4.3. Suspension multi-bras	24
I.4.4. Essieu arrière déformable ou de torsion	25
I.4.5. Suspension adaptative.....	26
I.4.6. Suspension active	27
I.5. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN AMORTISSEUR	28
I.6. CLASSIFICATION DES SUSPENSIONS	30
I.6.1. Suspension passive	30
I.6.2. Suspension semi-active	31
I.6.3. Suspension active	33
I.7. CONCLUSION	35
CHAPITRE II: MODELISATION MATHEMATIQUE DE SUSPENSIONS DU VEHICULE	37
II.1. INTRODUCTION.....	39
II.2. MODELE DE QUART DU VEHICULE	39
II.2.1. Modélisation de suspension d'un quart de véhicule	41
II.2.1.1. Le cas d'une suspension passive	41
II.2.1.1. Le cas d'une suspension semi-active.....	42
II.3. MODELE DE SUSPENSION D'UN DEMI-VEHICULE	43
II.3.1. Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension passive	43
II.3.2. Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension semi-active	44
II.4. CRITERES DE CONFORT ET DE TENUE DE ROUTE	45

II.4.1. Critère de tenue de route	45
II.4.2. Critère de confort	46
II.5. PARAMETRES DU VEHICULE ET CONDITIONS ROUTIERES D'ENTREE	46
II.5.1. Paramètre de véhicule	46
II.5.2. Profile de la route.....	47
II.5.2.1. Ralentisseur de type dos d'âne	48
II.5.2.2. Profil de route aléatoire	49
II.6. CONCLUSION	50
 CHAPITRE – III : SHYNTHESE DES LOIS DE COMMANDE	53
III.1. INTRODUCTION.....	55
III.2. COMMANDE PAR MODE GLISSANT	55
III.2.1. Choix d'une surface de glissement.....	56
III.2.2. Établissement des conditions d'existence du mode de glissement	56
III.2.3. Le calcul de la commande	57
III.3. LA COMMANDE PAR LOGIQUE FLOUE	58
III.3.1. Les différentes parties de la commande floue	59
III.3.1.1. Mise en forme des entrées, normalisation	61
III.3.1.2. Fuzzification	61
III.3.1.3. Traitement des prémisses composées.....	62
III.3.1.4. Inférence floue.....	62
III.3.1.5. Agrégation des règles	62
III.3.1.6. Défuzzification	63
III.3.1.7. Dénormalisation	63
III.4. LA COMMANDE PAR MODE GLISSANT FLOU	63
III.5. CONCEPTION DES CONTROLEURS	64
III.5.1. Contrôle par logique flou	65
III.5.2. Contrôleur à mode glissant flou.....	66
III.6. CONCLUSION	69
 SIMULATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS	70
IV.1. INTRODUCTION.....	71
IV.2. SIMULATION ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS.....	71
IV.2.1. Modèle de quart du véhicule	73
IV.2.1.1. Situations d'essai.....	73

IV.2.1.1.1. Scénario 1 :	73
IV.2.1.1.2. Scénario 2 :	78
IV.2.2. Modèle de demi du véhicule.....	79
<i>IV.2.2.1. Situations d'essai</i>	80
IV.2.2.1.1. Scénario 1 :	81
IV.2.2.1.2. Scénario 2 :	84
IV.3. CONCLUSION	89
CONCLUSION GENERALE.....	91
BIBLIOGRAPHIE	95
VI.1. BIBLIOGRAPHIE GENERALE	97

Liste des symboles

$\mathcal{G}$	: Angle de carrossage
δ	: Angles dérive
z_b	: Déplacement vertical de centre de gravité de châssis
$\dot{z}_b$	: Vitesse de déplacement vertical de centre de gravité de châssis
z_{ax}	: Déplacement vertical de la roue
$\dot{z}_{ax}$	: Vitesse de déplacement vertical de la roue
z_r	: Profil vertical de la route
F_a	: Signal de commande appliqué sur l'amortisseur active
z_{bf}	: Déplacement vertical de coin avant de la caisse
$\dot{z}_{bf}$	: Vitesse de déplacement vertical de coin avant de la caisse
z_{br}	: Déplacement vertical de coin arrière de la caisse
$\dot{z}_{br}$	: Vitesse de déplacement vertical de coin arrière de la caisse
z_{axf}	: Déplacement vertical de la roue avant
$\dot{z}_{axf}$	: Vitesse de déplacement vertical de la roue avant
z_{axr}	: Déplacement vertical de la roue arrière
$\dot{z}_{axr}$	: Vitesse de déplacement vertical de la roue arrière
z_{rf}	: Profil de route (roue avant)
z_{rr}	: Profil de route (roue arrière)
F_{af}	: Signal de commande appliqué sur l'amortisseur active avant
F_{ar}	: Signal de commande appliqué sur l'amortisseur active arrière
θ	: Angle de tangage châssis autour du centre de gravité G
V_c	: Vitesse de véhicule
m_b	: Masse suspendue
m_u	: Masses non suspendue
k_t	: Coefficient de rigidité des pneus
k_s	: Coefficient de rigidité de la suspension
c_s	: Coefficient d'Amortissement de la suspension
m_{uf}	: Masses non suspendue avant
m_{ur}	: Masses non suspendue arrière
k_{tf}	: Coefficient de rigidité des pneus avant
k_{tr}	: Coefficient de rigidité des pneus arrière
k_{sf}	: Coefficient de rigidité de la suspension
k_{sr}	: Coefficient de rigidité de la suspension arrière
c_{sf}	: Coefficient d'Amortissement de la suspension avant
c_{sr}	: Coefficient d'Amortissement de la suspension arrière

I_{θ}	: Moment d'inertie de l'axe de tangage
l_f	: Pneu avant - C.G. (Distance)
l_r	: Pneu arrière - C.G. (Distance)
h	: La hauteur du ralentisseur
d_b	: La longueur du ralentisseur
G_q	: Le coefficient de rugosité
$w(t)$	: Le signal de bruit blanc
n_0	: La fréquence spatiale

Liste des tableaux

Tableau II-1: Spécifications du véhicule « modèle de quart du véhicule».....	47
Tableau II-2: Spécifications du véhicule « modèle de demi -véhicule».....	47
Tableau II-3: Descripteurs ISO du profil superficiel de la route.....	50
Tableau III-1: Les règles floues	66
Tableau III-2: les règles floues.....	69

Table des illustrations

Figure I-1: Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)	21
Figure I-2: Suspension type MacPherson	23
Figure I-3: Suspension type double triangulation	24
Figure I-4: Suspension type multi-bras.....	25
Figure I-5: Suspension à essieu arrière déformable	26
Figure I-6: Suspension adaptative	27
Figure I-7: Suspension active	28
Figure I-8: Composition d'un amortisseur.....	29
Figure I-9: Phase détente/compression d'un amortisseur.....	30

Figure I-10: Amortisseur passive	31
Figure I-11: Exemples d'amortisseurs semi-actifs électrovanne électro-hydraulique (Sachs), amortisseur magnétorhéologique (Delphi) et amortisseur électrorhéologique (Fludicon).....	32
Figure I-12: Schéma synoptique d'une suspension active.....	34
Figure II-1: Modèle de la suspension d'un quart de véhicule (2 DDL)	40
Figure II-2: Modèle de suspension passif d'un quart de véhicule.....	41
Figure II-3: Modèle de suspension semi-active d'un quart de véhicule	42
Figure II-4: Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension passive.....	43
Figure II-5: Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension semi-active..	44
Figure II-6: Source d'excitation.....	48
Figure II-7: Profil du ralentisseur de type dos d'âne.....	49
Figure II-8: Profil routier de classe « b=4 »	50
Figure III-1: Représentation de la fonction Saturation	58
Figure III-2: Représentation des différentes parties de la commande en logique floue..	60
Figure III-3: Système proposé pour la simulation.....	65
Figure III-5: Système de principe de la commande d'une suspension semi-active par logique floue	66
Figure III-4: Les fonctions d'appartenance normalisées pour fuzzification des entrées de contrôleur et défuzzification de la sortie du contrôleur flou	66
Figure III-6: Schéma de principe de contrôleur mode glissant flou.....	67
Figure III-7: La fuzzification de la fonction de commutation pour un contrôleur mode glissement flou	68
Figure III-8: les fonctions d'appartenance normalisées pour fuzzification des entrées de contrôleur et défuzzification de la sortie du contrôleur flou.	68
Figure IV-1: Profile de route : (Ralentisseur de type dos d'âne)	72
Figure IV-2: Profil routier aléatoire.....	72
Figure IV-3: Déplacement de châssis ($V_c=5$ km/h)	74
Figure IV-4 : Indice de tenu de route ($V_c=5$ km/h)	74
Figure IV-5: Indice de confort ($V_c=5$ km/h).....	75
Figure IV-6: Déplacement de châssis ($V_c=12$ km/h)	75
Figure IV-7: Zoom de déplacement de châssis ($V_c=12$ km/h).....	76
Figure IV-8: Indice de tenu de route ($V_c=12$ km/h)	76
Figure IV-9: Indice de confort ($V_c=12$ km/h)	77
Figure IV-10: Déplacement de châssis ($V_c=60$ km/h)	78

Figure IV-11: Indice de tenue de route ($V_c=60$ km/h).....	78
Figure IV-12: indice de confort ($V_c=60$ km/h).....	79
Figure IV-13: Profil de route : (Ralentisseur de type dos d'âne).....	80
Figure IV-14: Profil routier aléatoire	80
Figure IV-15: Déplacement de centre de gravité de châssis ($V_c=5$ km/h)	81
Figure IV-16: Déplacement de demi-châssis avant ($V_c=5$ km/h)	81
Figure IV-17: Déplacement de demi-châssis arrière ($V_c=5$ km/h)	82
Figure IV-18: Angle de tangage châssis autour du centre de gravité ($V_c=5$ km/h)	82
Figure IV-19: Déplacement de centre de gravité de châssis ($V_c=12$ km/h)	83
Figure IV-20: Déplacement de demi-châssis avant ($V_c=12$ km/h)	83
Figure IV-21: Déplacement de demi-châssis arrière ($V_c=12$ km/h)	84
Figure IV-22: Angle de tangage châssis autour du centre de gravité ($V_c=12$ km/h).....	84
Figure IV-23: Déplacement de centre de gravité de châssis ($V_c=60$ km/h)	85
Figure IV-24: Déplacement de demi-châssis avant ($V_c=60$ km/h)	85
Figure IV-25: Déplacement de demi-châssis arrière ($V_c=60$ km/h)	86
Figure IV-26: Angle de tangage châssis autour du centre de gravité ($V_c=60$ km/h).....	86
Figure IV-27: Indice de tenue de route/ Confort de la roue avant ($V_c=5$ km/h)	87
Figure IV-28: Indice de tenue de route/ Confort de la roue arrière ($V_c=5$ km/h).....	88
Figure IV-29: Indice de tenue de route/ Confort de la roue avant ($V_c=12$ km/h)	88
Figure IV-30: Indice de tenue de route/ Confort de la roue arrière ($V_c=12$ km/h)	88
Figure IV-31: Indice de tenue de route/ Confort de la roue avant ($V_c=60$ km/h)	89
Figure IV-32: Indice de tenue de route/ Confort de la roue arrière ($V_c=60$ km/h)	89

INTRODUCTION

L'automobile est un ensemble d'organes composant un système. Ce système est soumis aux sollicitations du conducteur (angle volant, pression sur les pédales) et de l'environnement (profil de route, adhérence, vent,...). Les positions et les vitesses des différents organes évoluent selon ces sollicitations. Le but de l'automatique appliquée à l'automobile est de gérer les relations entre les sollicitations et l'état du système (par ex. entre le profil de route et le confort). La conception des organes du système fait principalement appel aux disciplines que sont la mécanique et la thermique. Mais les progrès techniques et scientifiques ont permis d'introduire de plus en plus d'actionneurs pour les différents organes comme les freins, la direction, la transmission, la suspension, etc... . De plus la recherche sur les commandes de ces actionneurs, dont certaines se font sans interaction avec le conducteur, permet une amélioration constante du confort et de la sécurité des véhicules à tout niveau.

La plupart des machines mécaniques sont soumises à différents niveaux de vibrations provenant de sources variées. Les automobiles, comme toutes les machines mécaniques, n'échappent pas à ce phénomène et c'est pour cette raison que toutes les automobiles sont munies de suspensions. La suspension automobile a pour but de réduire et ultimement d'éliminer ces vibrations qui sont néfastes pour les passagers et pour le véhicule. Les suspensions automobiles traditionnelles ont fait l'objet de nombreuses recherches pour optimiser leurs performances. Dans les dernières années, plusieurs travaux ont démontré que la façon la plus réaliste d'améliorer les performances des suspensions modernes est l'ajout de systèmes actifs [Hus-10][Ale-05][Moh-97][Bel-15].

Le but de ce travail est de mieux comprendre ce type de suspension et plus précisément de développer des stratégies de contrôle efficaces en fonction des différentes contraintes relatives au domaine des véhicules automobiles.

S'inscrivant dans cette recherche globale sur l'amélioration constante du véhicule, notre travail porte sur la modélisation et la commande des organes de suspension du véhicule.

Ce mémoire se décompose en quatre chapitres :

Ainsi le premier chapitre est consacré à la présentation d'un état de l'art sur les systèmes de suspensions d'automobile, on mise l'accent sur les architectures et les catégories de suspensions les plus répandues.

Le deuxième chapitre est dédié à la présentation des modèles utilisés pour représenter la suspension d'un véhicule dans un objectif de commande. Nous exposons alors les modèles de véhicule (1/4, 1/2) dans l'ordre croissant du nombre de mouvement pris en compte. Pour chaque type de modèle de véhicule, nous présentons les modèles des éléments qui le constituent, puis nous donnons les équations décrivant le modèle de véhicule de type considéré.

Le troisième chapitre est dédié à la présentation des commandes. Tout d'abord, nous fournissons quelques rappels sur les différentes méthodologies de commande que nous appliquons dans ce chapitre. Ensuite nous exposons les applications des commandes présentées précédemment sur les modèles des suspensions de véhicule introduit dans le deuxième chapitre.

Le quatrième chapitre abordera les résultats de simulation de l'ensemble (modèle de suspension du véhicule et le contrôleur proposé).

Finalement, une conclusion générale termine ce travail et en dressant les perspectives pour les travaux futurs.

CHAPITRE I: ETAT DE L'ART ET PROBLEMATIQUE

I.1. INTRODUCTION

Ce premier chapitre est une introduction générale aux suspensions dans le monde de l'automobile. Nous y montrerons une vue d'ensemble sur le rôle, les architectures et les catégories de suspensions les plus répandues. Après cette introduction et l'explication de la problématique qui régit les suspensions, nous discuterons sur les différentes technologies de suspensions passives, actives et semi-actives.

I.2. LA SUSPENSION

Sur un véhicule, la suspension est le système reliant les masses non suspendues (typiquement la roue, les systèmes de freinage, d'entraînement de roue, etc) aux masses suspendues (à savoir le châssis, les passagers et tous les composants du véhicule fixés au châssis). La suspension est un élément essentiel des véhicules de transport terrestre, elle a pour but d'assurer une liaison des roues au sol en toutes circonstances. En absorbant les chocs dus à l'état de la route, elle permet d'augmenter la longévité du moteur et du châssis, en plus d'assurer un confort au conducteur et aux passagers. De plus, elle doit assurer au véhicule une bonne dynamique à la conduite, ceci signifie que son comportement doit être sain en ce qui concerne la liaison au sol et que celui-ci doit réagir conformément aux attentes de son conducteur, notamment dans les phases de virage, freinage et accélération. Ces différentes manœuvres sont à l'origine de plusieurs mouvements verticaux et angulaires du véhicule. D'une manière générale, les principaux rôles de la suspension sont définis à travers deux critères : le confort et la tenue de route [Anh-11].

I.2.1. Le confort

Le but premier des suspensions automobiles est d'atténuer les perturbations causées par les imperfections de la route et idéalement d'éliminer les vibrations néfastes pour le véhicule et pour les passagers afin d'assurer un meilleur confort et bien-être des passagers dans le véhicule. Selon l'accélération à laquelle est soumis le passager, ce dernier peut ressentir des malaises. Par exemple, à certaines fréquences, une sensation de malaise due aux vibrations de certains organes du corps humain peut être ressentie. De plus, l'allongement de la durée d'exposition aux vibrations augmente la sensibilité du corps humain [Aur-14].

I.2.2. La tenue de route

Sur un véhicule, la suspension doit assurer la continuité du contact roue/chaussée malgré les défauts de la route. La tenue de route représente la stabilité d'un véhicule, elle est relative à la capacité du véhicule à suivre la trajectoire que le conducteur souhaite lui imposer. Pour obtenir cela, il faut que les efforts moteurs, directionnels ou de freinage soient correctement transmis. C'est le pneu qui génère les forces longitudinales et latérales nécessaires aux changements et aux corrections de trajectoire. Cette force varie en fonction des paramètres suivants [Pac-02] :

- le glissement qui correspond à la différence entre la vitesse de déplacement longitudinale du véhicule et la vitesse de rotation de la roue rapporté (en la multipliant par le rayon de la roue) au niveau de la surface de contact.
- l'angle de carrossage qui désigne l'angle formé par le plan de roulement de la roue avec la verticale (voir. figure I.1.a)
- l'angle de dérive qui est la variation de la trajectoire du véhicule due à la déformation transversale du pneu quand il est soumis à l'action d'une force latérale lors d'un virage. C'est l'angle formé par le plan de la roue et la tangente à la trajectoire réelle du pneu (voir. figure I.1.b)

- la force normale ou la force verticale, elle correspond à la composante verticale de la force appliquée à la surface de contact entre le pneu et la route.

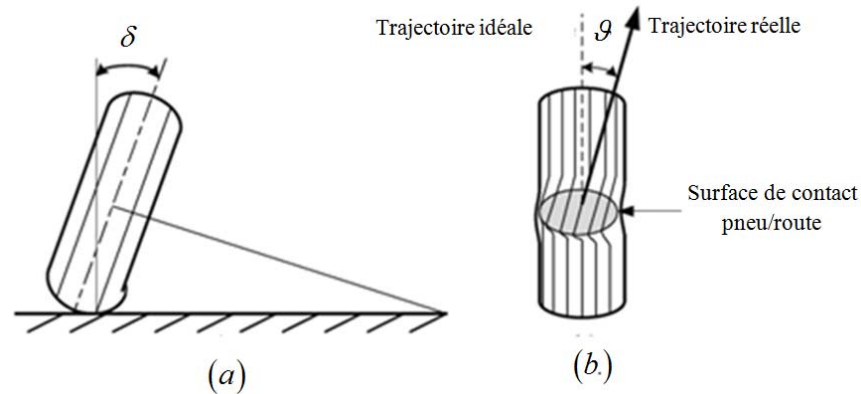


Figure I-1: Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)

Le glissement et l'angle de dérive sont contrôlés par le conducteur afin de diriger le véhicule. L'angle de carrossage varie selon la géométrie de la suspension, mais la force générée par le pneu varie largement en fonction de la force normale. Pour assurer un effort constant entre la route et le pneu, la suspension doit réduire les variations de la force normale appliquée sur le pneu, ce dernier est généralement modélisé par un ressort linéaire de très grande raideur couplé parallèlement à un amortisseur.

I.3. LES COMPOSANTS D'UNE SUSPENSION

De nombreux composants sont implantés dans la suspension, ces éléments possèdent des rôles différents mais surtout complémentaires. Les principaux sont listés ci-dessous [Mos-12],[Faw-17].

L'amortisseur est l'élément central de la suspension automobile ; il sert à dissiper l'énergie cinétique due aux mouvements du châssis. Il en existe plusieurs

géométries et conceptions. Son type de fonctionnement permet de déterminer la nature de la suspension. La technologie hydraulique est la plus utilisée, dans ce cas la force d'amortissement est due à la perte de charge hydraulique à l'intérieur de l'amortisseur et son expression dépend principalement de la vitesse. Dans les autres types de suspensions, la force dépend d'autres variables qui peuvent être de nature électrique.

Le ressort monté précontraint et en parallèle avec l'amortisseur, sert à absorber les chocs grâce à sa déformation élastique. Il restitue l'énergie accumulée lors de sa compression permettant à la suspension de regagner continuellement sa position d'équilibre initiale.

Le pneu est monté sur une jante, il a pour fonction première l'adhérence mais il joue aussi un rôle comparable à l'amortisseur en se déformant. C'est un composant essentiel dans la maîtrise du comportement d'un véhicule. Il transmet les forces longitudinales nécessaires à l'accélération et au freinage ainsi que les forces latérales permettant de tourner.

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.

I.4. LES PRINCIPAUX TYPES DE SUSPENSION AUTOMOBILE

Le dessin d'une suspension automobile est dicté par des facteurs aussi variés que le segment du véhicule (déterminant notamment la place disponible pour implanter la suspension), son positionnement (typé confort ou plutôt sportif, véhicule tout chemin,...) et la culture du constructeur (à l'image des

marques attachées à la transmission de puissance aux roues avant, aux roues arrière ou aux 4 roues).

I.4.1. Suspension type MacPherson

La suspension pseudo MacPherson est le schéma de suspension le plus fréquemment utilisé pour l'essieu avant, notamment pour les citadines et les voitures compactes. Elle tient son nom de l'ingénieur américain Earle S. MacPherson qui proposa le schéma de suspension originel à la fin des années 40 sur la Ford Vedette, un modèle destiné au marché français fabriqué dans l'usine de Poissy. Elle fut ensuite popularisée sur les Ford Zephyr et Consul [Hus-10][Ale-05][Moh-97][Bel-15].



Figure I-2: Suspension type MacPherson

La suspension de type McPherson représente un bon compromis car, si elle nécessite de l'espace sur le plan vertical, elle reste très compacte sur les autres plans.

I.4.2. Suspension à double triangulation

La suspension à double triangulation est couramment utilisée en compétition, sur des modèles sportifs (Lamborghini Aventador, McLaren 650S,...) ou dans un tout autre domaine, en tout-terrain (Range Rover, Toyota Land Cruiser). Elle se compose d'un triangle supérieur et d'un triangle inférieur (2 points d'attache côté châssis, un point d'attache côté moyeu) pour guider la roue [Hus-10][Ale-05][Moh-97][Bel-15].



Figure I-3: Suspension type double triangulation

I.4.3. Suspension multi-bras

La suspension multi-bras est généralement constituée de 5 bras pour bloquer indépendamment chacun des degrés de libertés de la roue. Seul le déplacement vertical est géré par l'amortisseur. La mise au point de cette suspension est relativement complexe, les masses non suspendues sont relativement importantes et l'encombrement est assez conséquent.

De fait, les suspensions multi-bras ne sont généralement utilisées que par les berlines routières tant à l'avant qu'à l'arrière. Concernant les voitures compactes, seules quelques modèles comptent une suspension multi-bras et à l'arrière seulement (Volkswagen Golf dont la puissance est supérieure à 120 chevaux, Ford Focus) [Hus-10][Ale-05][Moh-97][Bel-15].

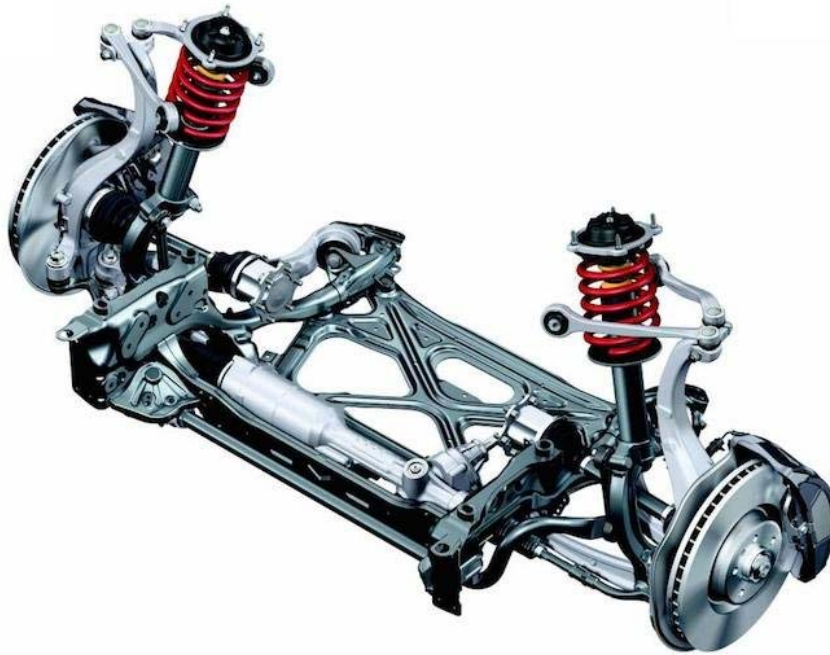


Figure I-4: Suspension type multi-bras

I.4.4. Essieu arrière déformable ou de torsion

L'essieu arrière de torsion est le dispositif le plus couramment sur les berlines compactes traction. Il s'agit d'une suspension semi-indépendante. Les roues d'un même essieu sont reliées entre elles par une barre transversale.



Figure I-5: Suspension à essieu arrière déformable

Cette barre est déformable dans une certaine mesure et permet donc une indépendance relative des mouvements de chaque roue [Hus-10][Ale-05][Moh-97][Bel-15].

I.4.5. Suspension adaptative

Une suspension adaptative permet d'adapter tout ou partie des caractéristiques de la suspension au profil de la route ou aux envies du conducteur. Dans la plupart des cas, elles gardent des schémas de suspension classique, à la différence près que l'amortisseur est spécifique: sa courbe d'amortissement est variable.



Figure I-6: Suspension adaptative

Il existe principalement deux technologies pour adapter en continu le taux d'amortissement: une régulation du laminage d'huile par vanne (Opel Flexride, Volkswagen DCC) ou le changement de viscosité de l'huile, chargée en particules magnétiques (Audi Magnetic Ride, Range Rover Adaptive Dynamics) [Hus-10][Ale-05][Moh-97][Bel-15].

I.4.6. Suspension active

Utilisée principalement sur les véhicules haut de gamme (Audi Q7, Mercedes Airmatic) et auparavant par Citroën, une suspension active permet d'adapter les caractéristiques de la suspension par apport d'énergie (pompe à huile, compresseur d'air). Cet apport d'énergie permet par exemple de maintenir la caisse de manière horizontale (quelle que soit le chargement du véhicule ou sa phase d'évolution - accélération, freinage, courbe,...) ou de moduler la hauteur du véhicule. Il s'agit donc d'une suspension adaptative aux possibilités bien élargies.



Figure I-7: Suspension active

L'évolution finale de ce type de suspension est d'anticiper les aspérités de la route pour adapter les caractéristiques de la suspension: c'est le cas de Mercedes avec le Magic Body Control. Le constructeur allemand a couplé la suspension à une caméra qui lit le profil de la route. Jusqu'à une vitesse de 130 km/h, le véhicule est capable d'anticiper les aspérités de la route pour adapter en conséquence les propriétés de la suspension pneumatique Airmatic [Hus-10][Ale-05][Moh-97][Bel-15].

I.5. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN AMORTISSEUR

L'amortisseur est l'une des pièces maîtresses du système de suspension du véhicule. Il y en a quatre par voiture et fonctionne, généralement, en duo avec le ressort de suspension. Si le ressort sert à maintenir les roues de la voiture en contact avec le sol, l'amortisseur, lui, sert, comme son nom l'indique, à amortir les mouvements du véhicule. Ensemble, ils assurent le confort à bord de la

voiture et la bonne tenue de route de cette dernière. Les quatre amortisseurs permettent également à la voiture de rester en équilibre lors des accélérations, des freinages, des virages ou lorsque le véhicule subit des petits chocs (route abîmée, nids de poule, bosses). En résumé, l'amortisseur sert à freiner l'action du ressort. Il stabilise les mouvements de la suspension et jugule les mouvements vifs du ressort. Il peut, selon la situation, se comprimer ou se détendre [Dam-01].

L'amortisseur se présente sous la forme d'un vérin rempli d'huile dans lequel se déplace un piston perforé. La taille de l'ouverture du piston ainsi que la viscosité de l'huile vont déterminer la fermeté de l'amortisseur.

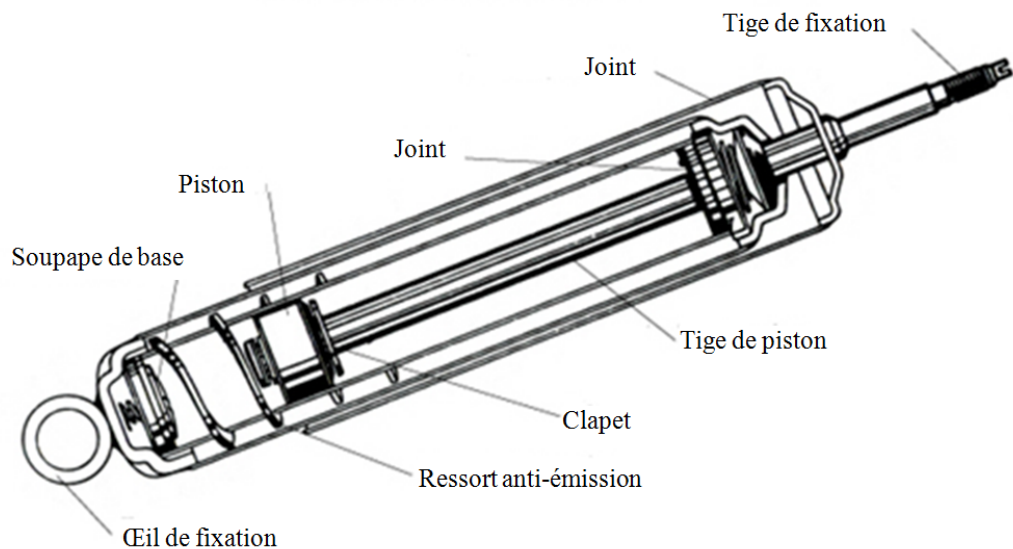


Figure I-8: Composition d'un amortisseur

Le fonctionnement des amortisseurs est plutôt simple à assimiler :

Lorsqu'il se comprime, le piston se déplace dans un cylindre rempli d'huile (on peut alors dire à ce moment-là qu'il est divisé en deux chambres : le dessous du cylindre et le dessus). Sous la poussée du piston, l'huile se transfère dans le cylindre d'une chambre à l'autre. Lorsque l'amortisseur se détend, le piston remonte tandis que l'huile au dessus du piston redescend. L'avantage du piston

est d'éviter tout phénomène de retour brusque lorsque le véhicule subi des chocs. Le transfert de l'huile d'une chambre à l'autre est limité par le piston, qui permet d'absorber les chocs.

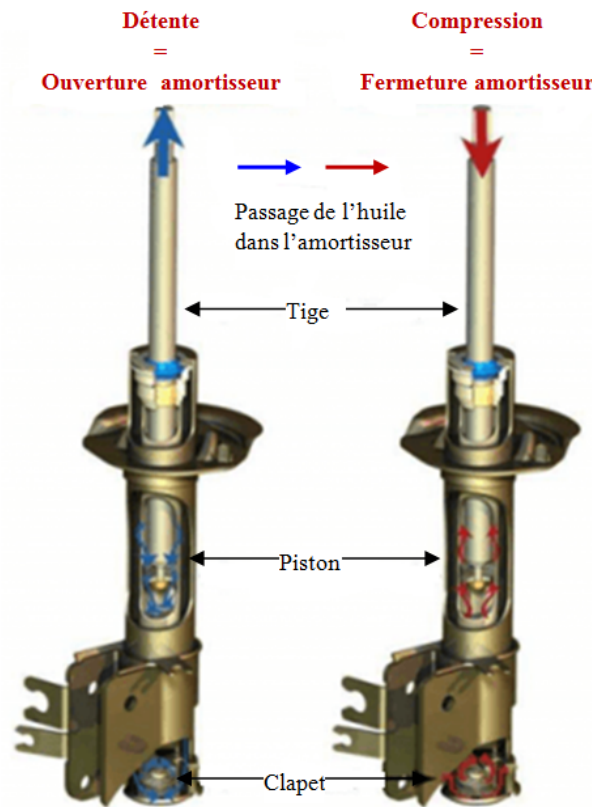


Figure I-9: Phase détente/compression d'un amortisseur

I.6. CLASSIFICATION DES SUSPENSIONS

I.6.1. Suspension passive

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. La valeur de dumping C_s du

l'amortisseur passif est déterminée par la surface totale de l'orifice (le nombre de trou) dans la tête de piston.

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 [Faw-17].

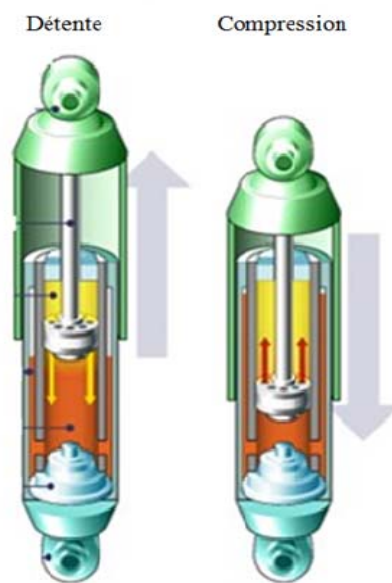


Figure I-10: Amortisseur passive

I.6.2. Suspension semi-active

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. 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) [Faw-17].



Figure I-11: Exemples d'amortisseurs semi-actifs électrovanne électro-hydraulique (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 [Faw-17].

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 [Faw-17].

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 [Faw-17].

I.6.3. 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 :

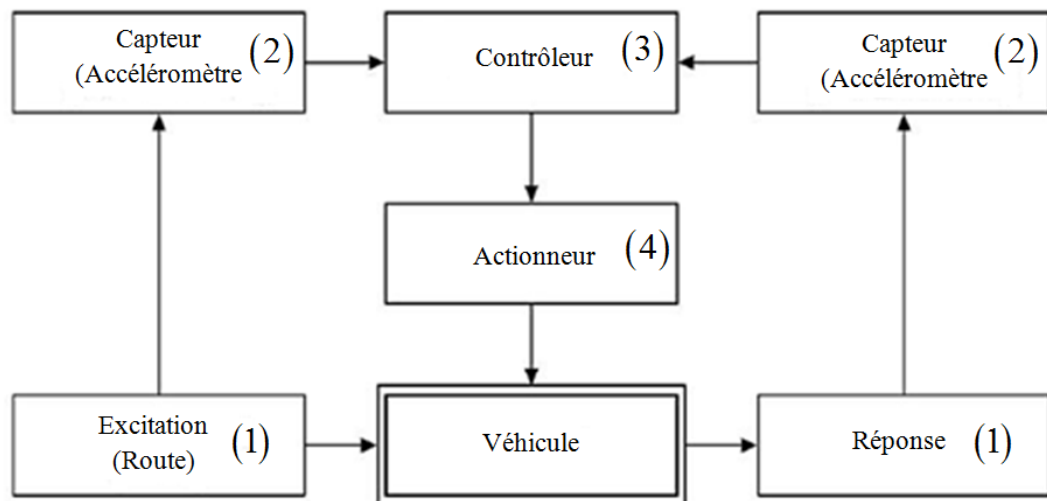


Figure I-12: Schéma synoptique d'une suspension active

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 convenable 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 [Faw-17].

Plus récemment la suspension développée par Bose Linear Electromagnetic Suspension associe un moteur électromagnétique linéaire ainsi qu'un amplificateur de puissance à chaque roue [Faw-17].

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 [Faw-17].

I.7. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons tout d'abord présenté les principales notions liées au domaine des suspensions dans le monde de l'automobile. Le but essentiel est d'améliorer le confort de conduite et maintenir le contact entre les roues et le sol malgré ses irrégularités : condition indispensable à la tenue de route. Cependant l'amélioration de l'une des fonctions de la suspension ne va pas sans détériorer l'autre, l'objectif est d'avoir une suspension optimale tant sur la stabilité et le confort du véhicule que sur la tenue de route. Les différentes architectures et géométries ont été aussi montrées. Par la suite, nous avons introduit les différents types de suspension automobile à savoir les suspensions passives, actives et semi-actives.

CHAPITRE II: MODELISATION MATHEMATIQUE DE SUSPENSIONS DU VEHICULE

II.1. INTRODUCTION

Le véhicule est un système complexe qui a des comportements fortement non linéaires dans des situations de conduite critiques. Il est composé par plusieurs sous systèmes comme le moteur, la chaîne de transmission, le système de direction, les suspensions, les roues, les pneus . . .etc.

En ce qui concerne le système mécanique des suspensions, les modèles présentés dans ce chapitre sont :

- le modèle de « quart de véhicule » prend en compte uniquement les mouvements verticaux de la caisse et de la masse suspendue [Jea-19];
- le modèle « bicyclette » considère les mouvements verticaux des masses suspendues à l'avant et à l'arrière du véhicule, et les mouvements de rotation de tangage de déplacement vertical de la caisse [Jea-19];

Ces deux classes de modèles sont souvent linéaires (les éléments de la suspension tels que le ressort et l'amortisseur sont considérés comme tels) et ne prennent pas en compte la géométrie des suspensions.

II.2. MODELE DE QUART DU VEHICULE

Le modèle de quart du véhicule est souvent utilisé lorsque la modélisation de la suspension est envisagée. Le comportement vertical d'un véhicule peut être étudié de manière simplifiée avec ce modèle. La précision du modèle est étonnamment proche des modèles demi-véhicule ou véhicule complet. Le seul inconvénient de ce modèle est que le tangage et les mouvements de roulis du corps ne peuvent pas être étudiés. Le modèle du quart du véhicule peut être représenté essentiellement par quatre éléments [Sal-09]:

1. La masse suspendue qui représente le châssis.
2. La masse non suspendue qui prend en compte les masses d'éléments tels que la roue, le frein, l'étrier, etc.

3. Le ressort comme élément élastique.
4. Amortisseur comme élément dissipatif.

Les deux effets des éléments élastiques et dissipatifs sont supposés être additifs. Les autres hypothèses formulées sont les suivantes:

1. Le pneu est modélisé par un ressort linéaire.
2. Le ressort de suspension et les forces d'amortissement sont considérés comme linéaires.
3. Le facteur d'amortissement des pneus est supposé être nul.
4. De petits déplacements sont supposés autour du point de charge nominal. En d'autres termes, les perturbations de la route sont suffisamment petites pour ne pas causer de non-linéarité au système de suspension. En plus de cela, le seul apport au système est la perturbation de la route.
5. Le pneu est toujours en contact avec la route.

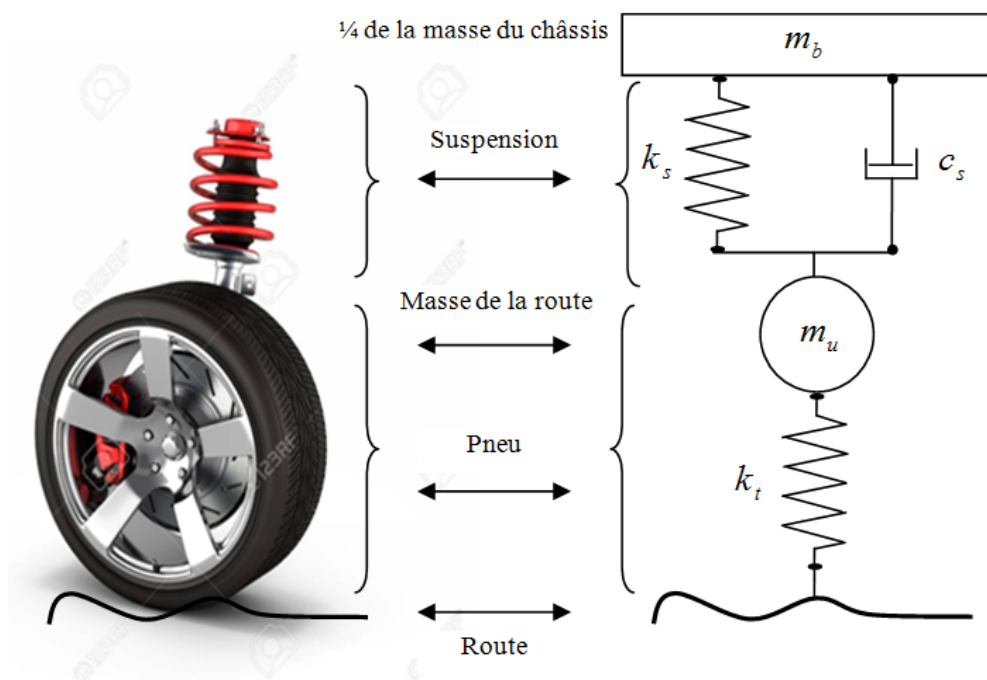


Figure II-1: Modèle de la suspension d'un quart de véhicule (2 DDL)

II.2.1. Modélisation de suspension d'un quart de véhicule

II.2.1.1. Le cas d'une suspension passive

La suspension standard (passive) sera utilisée comme référence pour évaluer les performances du système de suspension proposé. La configuration de suspension standard est représentée par la figure II.2. Une suspension passive est généralement équipée d'un ressort et un amortisseur. Le ressort est défini par sa caractéristique Force/Position. Il fournit une force qui dépend de l'écart de position entre la caisse et la roue. La force développée par l'amortisseur dépend de sa caractéristique Force/Vitesse.

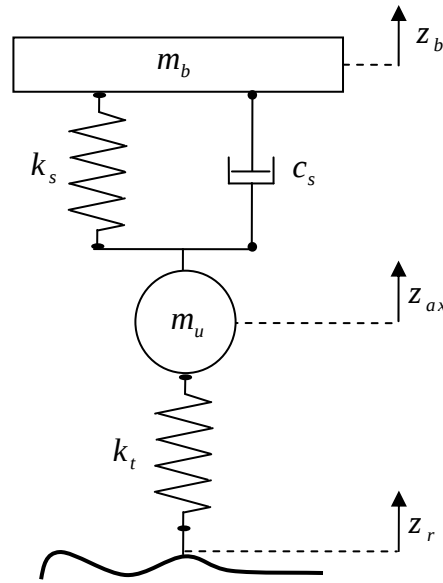


Figure II-2: Modèle de suspension passif d'un quart de véhicule

Les équations de mouvement de la suspension standard sont représentées par l'équation :

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_b = -k_s (z_b - z_{ax}) - c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_{ax}) \\ m_u \ddot{z}_{ax} = k_s (z_b - z_{ax}) + c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_{ax}) - k_t (z_{ax} - z_r) \end{cases} \quad \text{II-1}$$

II.2.1.1. Le cas d'une suspension semi-active

Une suspension semi-active est généralement constituée d'un élément passif, assimilable à un ressort, et d'un amortisseur semi actif. Ce dernier est 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. Mais contrairement à un amortisseur passif, cette force est modulable, d'où le nom « semi-active ». Le coefficient d'amortissement peut être piloté dans certaine plage.

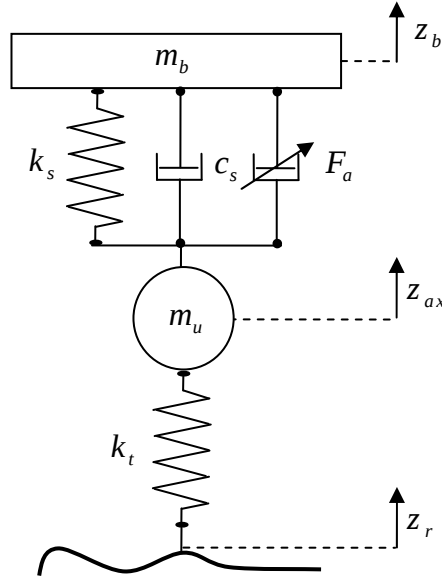


Figure II-3: Modèle de suspension semi-active d'un quart de véhicule

Les équations de mouvement de la suspension semi-active sont représentées par l'équation (II.2).

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_b = -k_s (z_b - z_{ax}) - c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_{ax}) + F_a \\ m_u \ddot{z}_{ax} = k_s (z_b - z_{ax}) + c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_{ax}) - k_t (z_{ax} - z_r) - F_a \end{cases} \quad \text{II-2}$$

Avec F_a est la force produite par l'actionneur.

II.3. MODELE DE SUSPENSION D'UN DEMI-VEHICULE

Les modèles de quart du véhicule ne peuvent être utilisés que pour étudier le comportement vertical du véhicule. En plus du mouvement vertical, les mouvements de roulis et de tangage peuvent être étudiés en utilisant les modèles de demi-véhicule. En d'autres termes, les modèles de demi-véhicule contiennent des mouvements de roulis et de tangage. Ils sont construits en connectant les modèles de deux-quarts avec une carrosserie de véhicule.

II.3.1. Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension passive

Ce système de suspension se compose de masses non suspendues modélisant l'essieu avant et arrière. La masse totale du véhicule, y compris le châssis, est modélisée comme une masse non suspendue reposant sur les essieux comme sur la figure (II.4).

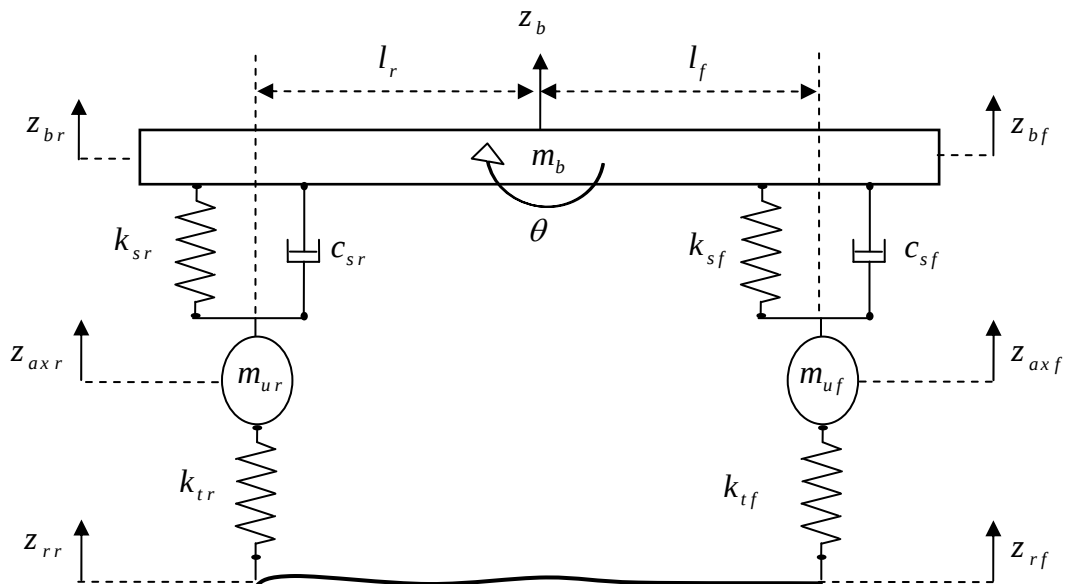


Figure II-4: Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension passive

Les équations de mouvement de ce modèle sont représentées par l'équation (II.3).

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_b = -k_{sf} (z_{bf} - z_{axf}) - c_{sf} (\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) - k_{sr} (z_{br} - z_{axr}) - c_{sr} (\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr}) \\ m_{uf} \ddot{z}_{axf} = k_{sf} (z_{bf} - z_{axf}) + c_{sf} (\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) - k_{tf} (z_{axf} - z_{rf}) \\ m_{ur} \ddot{z}_{axr} = k_{sr} (z_{br} - z_{axr}) + c_{sr} (\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr}) - k_{tr} (z_{axr} - z_{rr}) \\ I_\theta \ddot{\theta} = l_r (-k_{sr} (z_{br} - z_{axr}) - c_{sr} (\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr})) - l_f (-k_{sf} (z_{bf} - z_{axf}) - c_{sf} (\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf})) \end{cases} \quad \text{II-3}$$

Où les relations géométriques sont :

$$\begin{cases} \theta = \frac{(z_{bf} - z_{br})}{l_f + l_r} \\ z_b = \frac{(l_f z_{br} + l_r z_{bf})}{l_f + l_r} \end{cases} \quad \text{II-4}$$

II.3.2. Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension semi-active

Ce système de suspension se compose d'une roue avant et d'une roue arrière. Ce dernier est illustré sur la figure II.5.

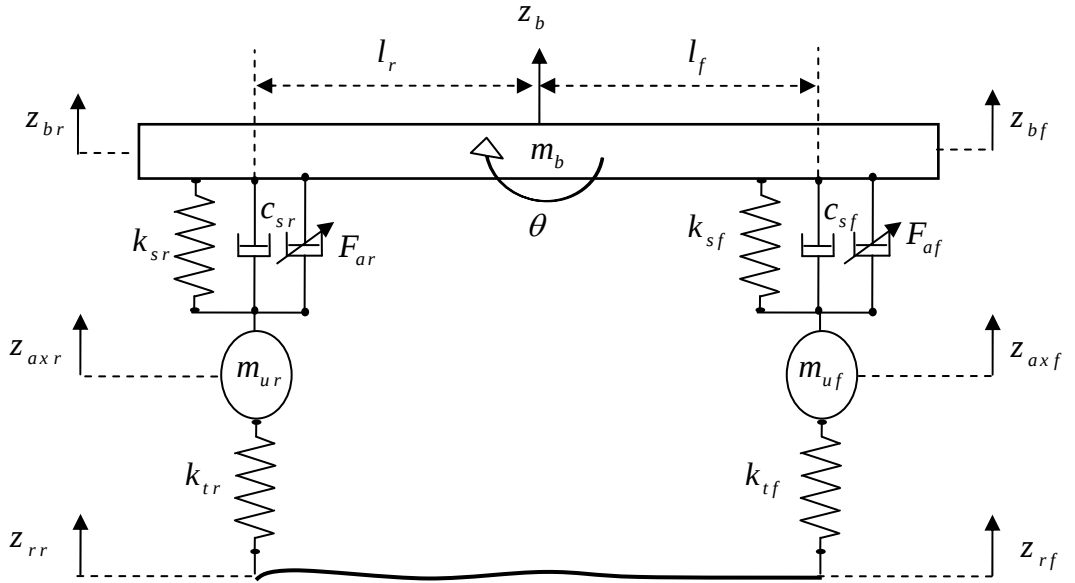


Figure II-5: Modèle de demi-véhicule orientée en tangage de suspension semi-active

Les équations de mouvement de ce modèle sont représentées par l'équation (II.5).

$$\begin{aligned}
 m_b \ddot{z}_b &= -k_{sf} (z_{bf} - z_{axf}) - c_{sf} (\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) + F_{af} - k_{sr} (z_{br} - z_{axr}) - c_{sr} (\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr}) + F_{ar} \\
 m_{uf} \ddot{z}_{axf} &= k_{sf} (z_{bf} - z_{axf}) + c_{sf} (\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) - F_{af} - k_{tf} (z_{axf} - z_{rf}) \\
 m_{ur} \ddot{z}_{axr} &= k_{sr} (z_{br} - z_{axr}) + c_{sr} (\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr}) - F_{ar} - k_{tr} (z_{axr} - z_{rr}) \\
 I_\theta \ddot{\theta} &= l_r (-k_{sr} (z_{br} - z_{axr}) - c_{sr} (\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr}) + F_{ar}) - l_f (-k_{sf} (z_{bf} - z_{axf}) - c_{sf} (\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) + F_{af})
 \end{aligned} \tag{II-5}$$

II.4. II CRITERES DE CONFORT ET DE TENUE DE ROUTE

On peut introduire deux critères qui permettent de « juger » de la qualité d'une suspension. Une bonne suspension doit permettre au véhicule de suivre les ondulations de la route afin d'assurer une bonne manœuvrabilité du véhicule ; en ce qui concerne le confort des passagers, une bonne suspension est sensée isoler au maximum les passagers des perturbations verticales issues de la route (entrées sol). Ces deux critères sont souvent représentés par des fonctions de transfert typiques. [AME][Sam-06][Seo-11].

II.4.1. Critère de tenue de route

Afin de garantir une bonne tenue de route, la suspension doit assurer le contact de la roue sur le sol : elle doit transmettre les entrées sol le plus longtemps possible. D'un point de vue analytique, cela correspond à une fonction de transfert du type :

$$\frac{z_{ax}}{z_r} \approx 1 \quad \text{ou} \quad \frac{z_{ax} - z_r}{z_r} \approx 0 \tag{II-6}$$

II.4.2. Critère de confort

Une suspension idéalement confortable isole les occupants du véhicule des entrées sol : aucune perturbation de la route ne remonte jusqu'à la caisse. D'un point de vue analytique, ce critère de confort est représenté par l'accélération de la caisse :

$$\frac{\ddot{z}_b}{z_r} \approx 0 \quad \text{II-7}$$

En réalité, ce critère peut être considéré avec l'approche suivante : la caisse doit suivre les ondulations basse fréquence de la route (un dos d'âne, par exemple), mais filtrer toutes les perturbations de moyenne ou haute fréquences. On peut alors juger de ce critère en analysant la fonction de transfert suivante :

$$\frac{z_b}{z_r} \approx 1 \quad \text{II-8}$$

Elle devra prendre des valeurs proches de 1 à basse fréquence (la caisse suit la route) et les plus faibles possibles pour les moyennes et hautes fréquences.

II.5. PARAMETRES DU VEHICULE ET CONDITIONS ROUTIERES D'ENTREE

II.5.1. Paramètre de véhicule

Dans la présente étude, les paramètres équivalents pour le modèle quart et de demi du véhicule sont tirés de [Ale-05]. Ces derniers sont mentionnés dans le tableau 1 et le tableau 2 respectivement.

Tableau II-1: Spécifications du véhicule « modèle de quart du véhicule »

Paramètre	Valeur
m_b : Masse suspendue	338.5 (kg)
m_u : Masses non suspendues	59 (kg)
k_t : Rigidité des pneus	190000 (N/m)
k_s : Rigidité de la suspension	15000 (N/ m)
c_s : Amortissement de la suspension	450 * & 1070 ** (N/(m/sec))

Tableau II-2: Spécifications du véhicule « modèle de demi -véhicule »

Paramètre	Valeur
m_b : Masse suspendue	677 (kg)
m_{uf} / m_{ur} : Masses non suspendues	59 (kg)
k_{tf} / k_{tr} : Rigidité des pneus	190000 (N/m)
k_{sf} / k_{sr} : Rigidité de la suspension	15000 (N/ m)
c_{sf} / c_{sr} : Amortissement de la suspension	450 * & 1070 ** (N/(m/sec))
I_θ : Moment d'inertie de l'axe de tangage	1406.895 (kg-m ²)
l_f : Pneu avant - C.G. (Distance)	1,784 (m)
l_r : Pneu arrière - C.G. (Distance)	1,633 (m)

II.5.2. Profile de la route

L'étude dynamique et vibratoire d'un véhicule excité par la rugosité de la route, est généralement définie comme un domaine vibratoire complexe. La figure (II.6) résume le cercle de la source d'excitation jusqu'à la réponse. La rugosité de la route est une caractéristique importante, car elle affecte non seulement la qualité de roulement, mais aussi elle peut causer des dommages matériels sur les différents organes mécaniques, en particulier dans la partie de la suspension. [Pun-17]-[He-08].

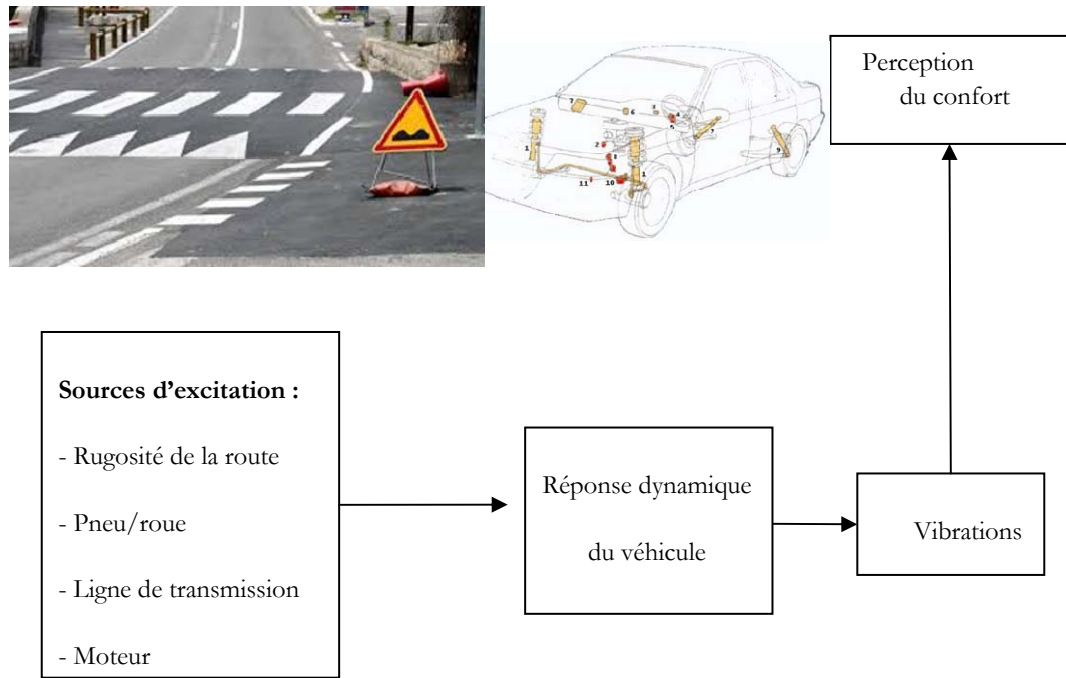


Figure II-6: Source d'excitation

II.5.2.1. Ralentisseur de type dos d'âne

On suppose que le véhicule avance avec une vitesse constante V_c dans la direction x horizontale. On s'intéresse au comportement du véhicule lorsque celui-ci passe un ralentisseur de type dos d'âne dont le profil est représenté sur la figure (II.7) et dont l'équation vaut [Pun-17]-[He-08]:

$$z_c(x) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{V_c}{d_b} t \right) \right) & \text{si } x_0 \leq t \leq \left(\frac{d_b}{V_c} + x_0 \right) \\ 0 & \text{Autrement} \end{cases} \quad \text{II-9}$$

Où $h=0.04m$ représente la hauteur du ralentisseur et $d_b=1m$ sa longueur.

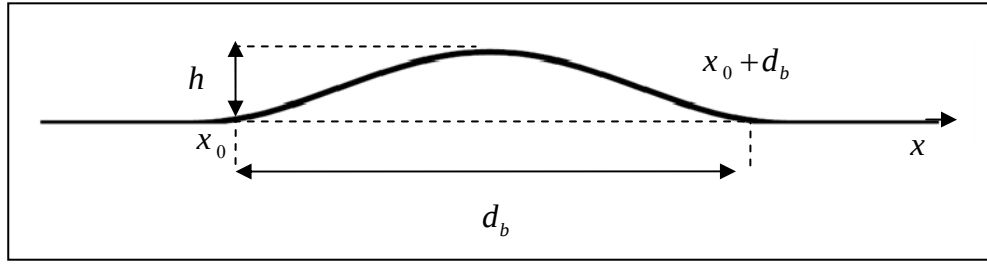


Figure II-7: Profil du ralentisseur de type dos d'âne

II.5.2.2. Profil de route aléatoire

L'excitation externe au système de suspension peut également être simulée sous la forme d'un profil de route aléatoire conformément à la norme ISO 8608. L'ISO 8608 décrit une méthode uniforme de rapport et d'analyse des données de profil de surface vertical mesurées à partir de divers scénarios tels que les rues, les routes, les autoroutes et les terrains hors route. La norme fournit la méthodologie pour déterminer la qualité de la route en fonction de la densité spectrale de puissance (PSD) mesurée pour le profil de la route.

Les profils routiers aléatoires sont classés de très bon à très mauvais en fonction du caractère aléatoire de la route, mesuré en termes de densité spectrale de puissance (PSD) par l'Organisation internationale de normalisation (ISO). Ces profils sont régis par l'équation. (II.10) [Pun-17]-[He-08].

$$z_r(t) = -2\pi V_c n_0 z_r(t) + \sqrt{G_q(\Omega_0) V_c} w(t) \quad \text{II-10}$$

Avec $G_q(\Omega_0) = 4^b \times 10^{-6} m^3 / (\text{cycle} / \text{min})$ est le coefficient de rugosité, $w(t)$ est le signal de bruit blanc et $n_0 = 1 \text{ rad} \cdot m^{-1}$ est la fréquence spatiale.

Le tableau II.3 représente selon la norme ISO les valeurs pour plusieurs routes classées de qualité très bonne à disqualifié [Pun-17]-[He-08].

Tableau II-3: Descripteurs ISO du profil superficiel de la route

Catégorie de route	Classe « b »
Très bonne	1
Bonne	2
Moyenne	3
Satisfaisant	4
Disqualifié	5

La figure (II.8) indique le profil de la route aux roues du véhicule avec temporisation selon l'équation (II.10) pour la route de classe $b=5$ avec une vitesse de 3,6 km / h.

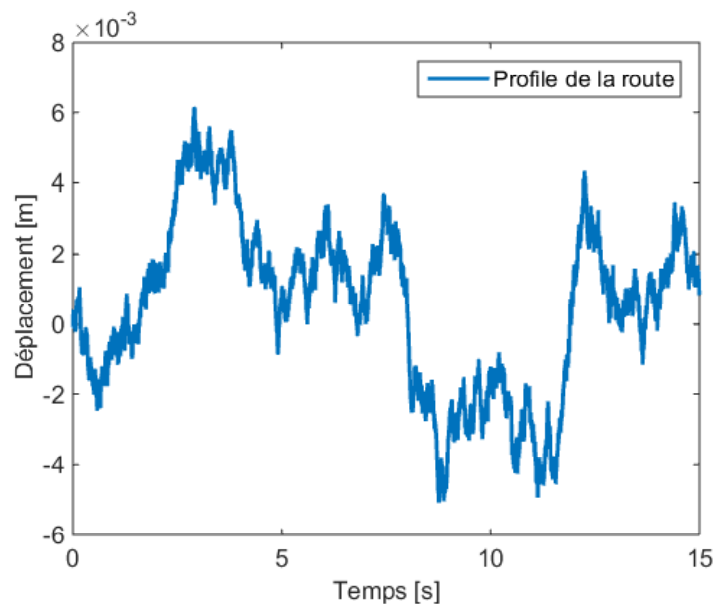


Figure II-8: Profil routier de classe « b=4 »

II.6. CONCLUSION

Dans ce chapitre on a réalisé des formules pour résoudre le problème dynamique de la suspension semi-active d'un quart et d'un demi de véhicule, ces derniers seront résolus dans le dernier chapitre par un simulateur afin de trouver

les réponses du système pour établir une stratégie de contrôle adaptative. A la fin de chapitre nous avons introduis deux critères qui permettent de juger la qualité de la suspension.

CHAPITRE – III : SHYNTHESE DES LOIS DE COMMANDE

III.1. INTRODUCTION

Les lois de commande classique du type PID peuvent être insuffisantes car elles ne sont pas robustes surtout lorsque les exigences sur la précision et autres caractéristiques dynamiques du système sont strictes [Abd-15]. On doit faire appel à des lois de commande insensibles aux variations des paramètres et aux perturbations. Durant ces dernières années, les chercheurs trouvent plusieurs commandes développées pour assurer le confort de conduite des passagers.

L'objectif de ce chapitre est de définir l'architecture des asservissements permettant d'assurer le confort de conduite des passagers en isolant la cabine des diverses perturbations de la route. Ceci en combinant deux techniques de commande le mode glissant et la logique floue.

III.2. COMMANDE PAR MODE GLISSANT

La commande par mode glissant a largement prouvé son efficacité à travers plusieurs études théoriques, ses principaux domaines d'application sont la robotique et la commande des moteurs électriques. L'avantage que procure une telle commande, qui la rend aussi importante, est sa robustesse vis-à-vis des perturbations et des incertitudes du modèle.

Elle consiste à définir une surface dite de glissement, la poursuite de la trajectoire désirée se fait en deux phases : l'approche et le glissement. Ainsi, la commande utilisée dans ce cas se compose de deux parties : la première permettant l'approche jusqu'à l'arrivée à la surface, et la deuxième permet le maintien et le glissement le long de cette surface [Mer-15],[Mer-16].

La conception de la commande par mode glissant passe par trois étapes :

- Choix d'une surface de glissement.
- Établissement des conditions d'existence du mode de glissement.

➤ Le calcul de la commande.

III.2.1. Choix d'une surface de glissement

Si y_i est une sortie à commander, la surface est définie par l'expression suivante :

$$S_i(x) = \left(\lambda \frac{d}{dt} + 1 \right)^{r-1} \tilde{y} \quad \text{III-1}$$

Avec $\tilde{Y} = Y_i - Y_{id}$, λ est une constante positive, r est le degré relatif au nombre qu'il faut dériver la sortie pour apparaitre la commande et Y_{id} est la valeur désirée de Y_i .

III.2.2. Établissement des conditions d'existence du mode de glissement

Il s'agit de définir une fonction scalaire $V_i(x)$ positive pour chaque sortie Y_i et de construire une loi de commande telle que cette fonction décroît $V_i(x) \leq 0$ et on consécquence garantir la stabilité de la fonction $V_i(x)$.

Si on choisit comme fonction de Lyapunov :

$$V_i(x) = \frac{1}{2} S_i^2(x) \quad \text{III-2}$$

Sa dérivée est :

$$\dot{V}_i(x) = S_i(x) \dot{S}_i(x) \quad \text{III-3}$$

Pour que le carré de la distance S_i^2 vers la surface de commutation associée diminue continuellement dans le temps et ainsi obliger les trajectoires du système à commuter autour de cette surface en se rapprochant vers elle, il faut que :

$$S_i(x) \dot{S}_i(x) \leq 0 \quad \text{III-4}$$

En plus de cela, le choix de la surface $S_i(x)$ doit garantir l'attraction de la variable à contrôler vers la référence, ce qui justifie le choix de la surface $S_i(x)$.

III.2.3. Le calcul de la commande

Une fois la surface de glissement est choisie, ainsi que le critère de convergence, il reste à déterminer la commande nécessaire pour attirer la variable à régler vers la surface, ensuite vers son point d'équilibre, en maintenant la condition d'existence du mode glissant. Donc la commande totale est définie par l'expression suivante :

$$U = U_{eq} + U_{rob} \operatorname{sgn}(S_i(x)) \quad \text{III-5}$$

U_{eq} correspond à la commande équivalente proposée par Filipov et Utkin. Elle sert à maintenir la variable à contrôler sur la surface de glissement $S_i(x) = 0$

U_{rob} , Si les états des systèmes n'ont pas atteint la surface de glissement, la commande équivalente doit être renforcée par une autre commande dite robuste [Mer-16].

Pour garantir l'attractivité de la variable à contrôler vers la surface, il doit satisfaire la condition $S_i(x) \dot{S}_i(x) \leq 0$.

Cependant, les performances de la CMG sont obtenues au prix de certains inconvénients : l'apparition du phénomène de chattering ou broutement provoqué par la partie discontinue de la commande qui peut avoir un effet néfaste sur les actionneurs; le système est soumis à chaque instant à une commande élevée afin d'assurer sa convergence vers l'état désiré et ceci n'est pas souhaitable. Parmi les solutions proposées à ces problèmes on peut citer la commande par mode glissant à bande limite qui consiste à remplacer la fonction de commutation par une fonction de saturation.

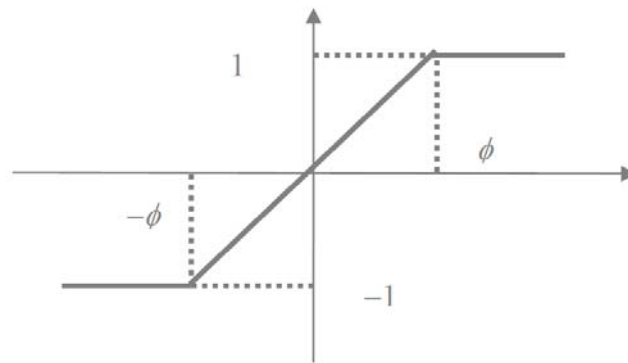


Figure III-1: Représentation de la fonction Saturation

$$\text{sat}(S_i(x)) = \begin{cases} +1 \rightarrow S_i > \phi \\ \phi^{-1}S \rightarrow |S_i| \leq \phi \\ -1 \rightarrow S_i < -\phi \end{cases} \quad \text{III-6}$$

III.3. LA COMMANDE PAR LOGIQUE FLOUE

La logique floue suscite actuellement un fervent intérêt de la part des chercheurs, des ingénieurs et des industriels, mais plus généralement de la part de tous ceux qui éprouvent le besoin de formaliser des méthodes empiriques, de généraliser les modes de raisonnement naturels, d'automatiser la prise de décision dans leur domaine et de construire des systèmes artificiels capables d'effectuer les tâche habituellement prises en charge par les humains.

Les démarches fondamentales de l'activité industrielle et économique, telles que la conception des produits, la gestion des systèmes ou la prise de décision, posent des problèmes de complexité croissante. Face à cette difficulté, les approches numériques, pourtant bien développées se sont avérées d'une efficacité limitée. Zadeh a fait le lien entre les ensembles flous et la modélisation non probabiliste de l'incertitude grâce à la théorie des possibilités, dans laquelle les fonctions d'appartenance des ensembles flous servent à représenter les idées de valeur incomplètement spécifiée et mal connue. Les ensembles flous et la théorie des possibilités sont à la base d'une méthodologie de représentation et d'utilisation de connaissances imprécises, vagues et incertaines que Zadeh appelle

«théorie du raisonnement approché » et qui est plus connue sous le vocable de « logique floue» [Mer-16].

Les travaux de Lotfi Zadeh dans les années soixante sur la théorie des ensembles flous et la logique floue, à l'université de Berkeley ont jeté les bases de la commande floue actuelle. Ces travaux ont mis un certain temps avant d'être acceptés par la communauté de l'automatique et l'industrie. En effet la logique floue, de part ses aptitudes pluridisciplinaires (utilisée dans des domaines aussi variés que la gestion de base de données, les systèmes experts, le traitement du signal, la classification de données, la commande de systèmes automatiques), s'est attirée les critiques des scientifiques qui se sentaient attaqués sur leurs positions, il fallait attendre les années quatre-vingts dix pour que ces nouvelles théories soit acceptées et utilisées d'une manière générale.

En revanche, dans le domaine de la commande, la première application de la logique floue a été réalisée par Mamdani en 1974. Depuis 1987, date la première application utilisant la logique floue, le métro de Sendai, l'utilisation des techniques de commande floue n'a cessé de s'accroître [Mer-16].

La logique floue est une extension de la logique booléenne créée par Lotfi Zadeh en 1965 en se basant sur sa théorie mathématique des ensembles flous, qui est une généralisation de la théorie des ensembles classiques. En introduisant la notion de degré dans la vérification d'une condition, nous permettons à une condition d'être dans un autre état que vrai ou faux. La logique floue confère ainsi une flexibilité très appréciable aux raisonnements qui l'utilisent, ce qui rend possible la prise en compte des imprécisions et des incertitudes.

III.3.1. Les différentes parties de la commande floue

Un contrôleur flou est un système à base de connaissances particulier, utilisant un raisonnement en profondeur limité, dans une procédure de chaînage avant règles (activation des règles par les prémisses). On peut distinguer plusieurs

étapes dans le traitement des règles. Un schéma représentatif peut être le suivant :
(Figure III.2) [Ama-00][Mia-01][Hun-00].

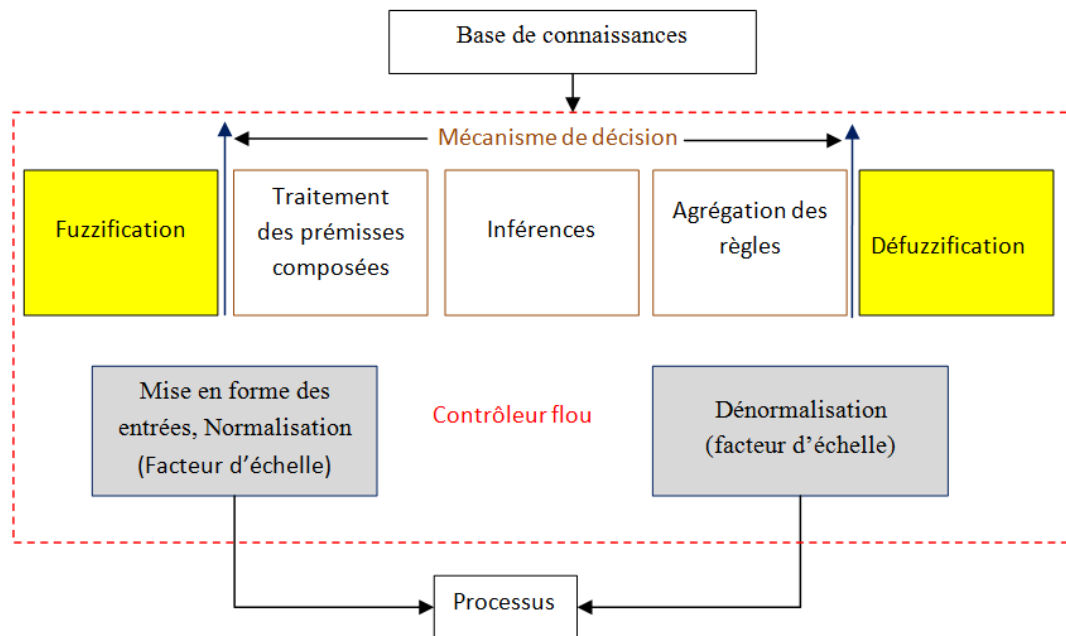


Figure III-2: Représentation des différentes parties de la commande en logique floue

La base de règle contient les règles de la forme :

Si X_1 est A_1 et X_2 est A_2 ... et X_n et A_n Alors Y est B

Ou :

X_1 , $X_2, \dots, X_n$ et Y sont des grandeurs physiques caractéristiques du système et du problème de commande. A_1 , A_2 , ..., A_n et B sont des labels linguistiques.

Suivant la nature de B on parlera de :

- Règles à conclusion symbolique (contrôleur de type Mamdani) : B est une valeur linguistique. Exemple : Si l'erreur est « Négatif Moyen » et la variation de l'erreur est « Positif Petit » Alors la commande est « Négatif Petit »
- Règles à conclusion algébrique (contrôleur de Sugeno) : B est une valeur numérique (singleton) ou une équation mathématique bien précise (non floue). Exemple : Si l'erreur est « Négatif Moyen » et

la variation de l'erreur est « Positif Petit » Alors la commande est - 0.3. Lorsque B est une valeur numérique on parle de règles de Takagi-Sugeno « d'ordre zéro », sinon, de règles à conclusion polynomiale.

On distingue classiquement trois parties dans la structure d'un contrôleur flou : la fuzzification, le mécanisme de décision et la défuzzification.

- La fuzzification est l'étape qui permet de transformer une grandeur mesurée sur le processus en un ensemble flou.
- Le mécanisme de décision permet de calculer les ensembles flous associés à la commande.
- La défuzzification est l'étape qui permet de transformer l'ensemble flou, obtenu par le calcul précédent, en une grandeur de commande à appliquer au processus.

Les opérations de normalisation et de dénormalisation sont des étapes optionnelles.

III.3.1.1. Mise en forme des entrées, normalisation

Cette première étape permet le traitement des variables d'entrées du contrôleur flou, par exemple, calcul de l'erreur et des variations d'erreurs. L'utilisation de domaines normalisés (univers de discours compris entre -1 et 1) nécessite une transformation d'échelle transformant les grandeurs physiques des entrées en des valeurs normalisées appartenant à l'intervalle [-1,1].

III.3.1.2. Fuzzification

C'est l'opération de projection des variables physiques réelles sur des ensembles flous caractérisant les valeurs linguistiques prises par ces variables. Le choix de la forme des fonctions d'appartenance (triangulaires, trapézoïdales, exponentielles, gaussiennes,...) est arbitraire. Les formes triangulaires facilitent la programmation ce qui explique qu'elles soient le plus fréquemment utilisées.

Quant au nombre de fonctions d'appartenance, il est généralement impair car elles se répartissent autour de zéro.

III.3.1.3. Traitement des prémisses composées

En général, les prémisses des règles vont comporter plusieurs clauses liées par des connecteurs « ET », « OU » et « NON ». Dans la pratique, pour les opérations de conjonction et de disjonction, on a souvent recours, parmi les normes et conormes triangulaires, aux opérateurs min et max. Quant à la négation $\bar{A}$ d'un ensemble flou A , elle est caractérisée par :

$$\mu_{\bar{A}}(x) = 1 - \mu_A(x) \quad \text{III-7}$$

III.3.1.4. Inférence floue

Elle repose sur l'utilisation d'un opérateur d'implication permettant d'évaluer le degré de vérité d'une règle R de la forme « Si X est A et X est B Alors Y est C ». En d'autres termes, cet opérateur quantifie la force de la liaison entre la prémisse et la conclusion de la règle. Les opérateurs les plus courants en commande sont de type conjonctif :

- L'implication de Mamdani (1974) :

$$\mu_R(X, Y) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad \text{III-8}$$

- L'implication de Larsen (1980) :

$$\mu_R(x, y) = \mu_A(x) \mu_B(x) \quad \text{III-9}$$

III.3.1.5. Agrégation des règles

Selon le type de l'implication, classique ou conjonctive, l'opérateur utilisé pour agréger les règles est de type conjonctif ou disjonctif. Ainsi, en commande, l'implication étant généralement de type conjonctif, cela revient à considérer que les règles sont liées par un opérateur OU. En pratique, on utilise l'opérateur max :

$$\mu_B(y) = \max_{i=1\dots N} (\mu B(y)) \quad \text{III-10}$$

III.3.1.6. Défuzzification

La défuzzification consiste à transformer l'ensemble flou résultant de l'agrégation des règles en une grandeur de commande précise. Là aussi il existe plusieurs méthodes [Mer-16], parmi lesquelles :

- La méthode de la hauteur,
- Le premier des maximas,
- Le dernier des maximas,
- La moyenne des maximas,
- Le centre de gravité,
- Le centre des aires,
- Le centre de la plus grande surface,
- Le centre des maximas.

Les méthodes de défuzzification les plus utilisées en commande floue sont le centre de gravité, le centre des aires et le centre des maximas.

III.3.1.7. Dénormalisation

Cette dernière étape transforme les valeurs normalisées des variables de commande en des valeurs appartenant à leur domaine physique respectif.

III.4. LA COMMANDE PAR MODE GLISSANT FLOU

Bien qu'un contrôleur flou s'avère semblable à un contrôleur par mode glissant modifié, l'idée principale de la commande par mode glissant flou est de combiner ou intégrer la commande floue et la commande par mode glissant de manière à exploiter les avantages des deux techniques. Le principe de base est d'équiper un contrôleur par mode glissant par des possibilités de manipuler

l'information qualitative par une linguistique floue. L'avantage direct d'une telle commande est que la logique floue peut éliminer l'effet du broutement par la construction des couches à frontière floues qui remplacent les surfaces de commutation du mode glissant. Une autre approche consiste à concevoir des systèmes de commande flous et d'ajouter un contrôleur par mode glissant pour garantir la stabilité et améliorer la robustesse du système en boucle fermée.

L'avantage important de la commande par mode glissant flou est que le problème d'analyse et de stabilité des systèmes en boucle fermée peut être abordé dans le cadre de la commande par mode glissant, et les techniques développées pour la commande par mode glissant peuvent être appliquées.

On peut dire aussi que l'objectif de la synthèse d'une loi de commande par mode glissant est la compensation de l'erreur d'approximation floue entre le système non linéaire et le système flou supposé disponible [Mer-16].

III.5. CONCEPTION DES CONTROLEURS

Dans ce travail, on propose des techniques de commande intelligentes qui permettent d'assurer le confort de conduite des passagers en isolant la cabine des diverses perturbations de la route en utilisant la commande par logique floue et une technique de commande hybride composée de la logique floue et le mode glissant (fuzzy sliding mode control). La Figure (III.3) présente une reformulation unifiée de système proposé.

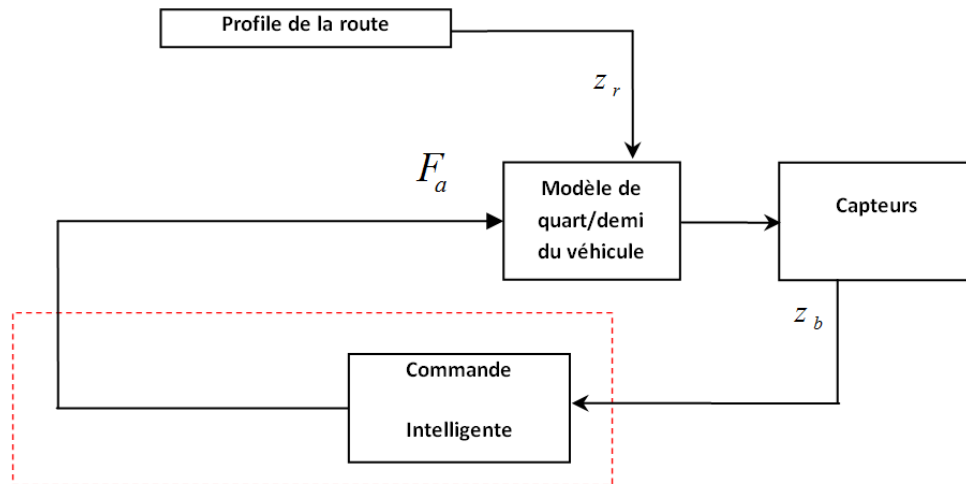


Figure III-3: Système proposé pour la simulation

III.5.1. Contrôle par logique floue

Le premier contrôleur proposé est le contrôleur flou. Le déplacement de châssis (z_b) et la vitesse de déplacement de châssis ($\dot{z}_b$) sont les entrées du contrôleur flou, la variable de sortie est la force de l'actionneur de suspension (F_a), la Figure.III.4 montre les fonctions d'appartenance normalisées pour la fuzzification des entrées et la défuzzification de la sortie du contrôleur. Le déplacement de châssis (z_b) et la vitesse de déplacement de châssis ($\dot{z}_b$) ont les variables linguistiques $\in \{NG, NM, Z, PM, PG\}$, respectivement. Pour la force appliquée par l'actionneur (F_a), les fonctions d'appartenance sont définies par cinq fonctions triangulaires comme il est illustré dans la Figure.III.4. La variable de sortie a les étiquettes $\in \{NG, NM, Z, PM, PG\}$. La base de règles utilisée dans le système de suspension actif peut être représentée par le tableau (III.1) avec des termes flous dérivés en modélisant les connaissances et l'expérience du concepteur.

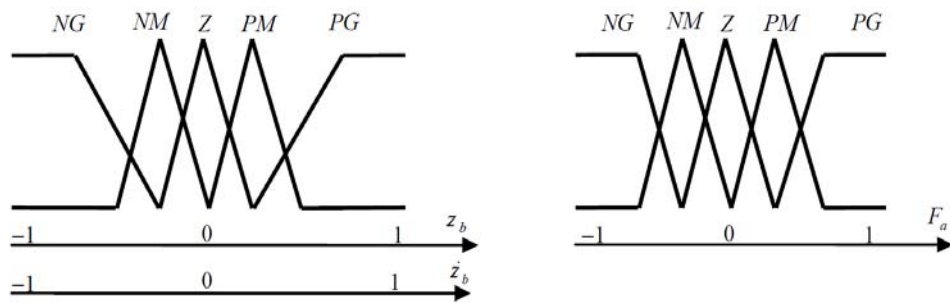


Figure III-4: Les fonctions d'appartenance normalisées pour fuzzification des entrées de contrôleur et défuzzification de la sortie du contrôleur flou

Tableau III-1: Les règles floues

$z_b / \dot{z}_b$	NG	NG	Z	PG	PG
NG	PG	PG	PM	NM	NM
NM	PM	PM	Z	NM	NM
Z	Z	PM	Z	NM	NM
PM	NM	NM	NM	NM	NM
PG	NG	NM	NG	NM	NG

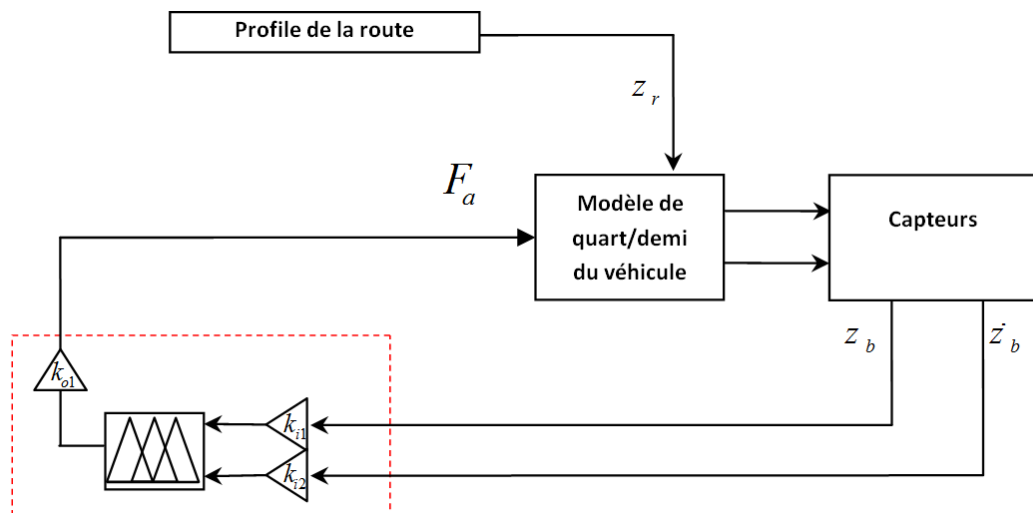


Figure III-5: Système de principe de la commande d'une suspension semi-active par logique floue

III.5.2. Contrôleur à mode glissant flou

Pour réduire la complexité du contrôleur flou et rendre l'ensemble du système de contrôle plus robuste et adaptable, une technique basée sur la

commande par mode glissant flou est proposée dans ce travail, la surface de glissement (s), et sa dérivée ($\dot{s}$) sont choisies comme des entrées pour le contrôleur flou au lieu de l'erreur et sa dérivée comme d'habitude. L'information fournie par le capteur (z_b), est supposé comme une erreur pour calculer la surface de glissement [Mer-15].

$$e_r = z_b \quad \text{III-11}$$

La surface de glissement est donnée par :

$$s = e_r + \frac{de_r}{dt} \quad \text{III-12}$$

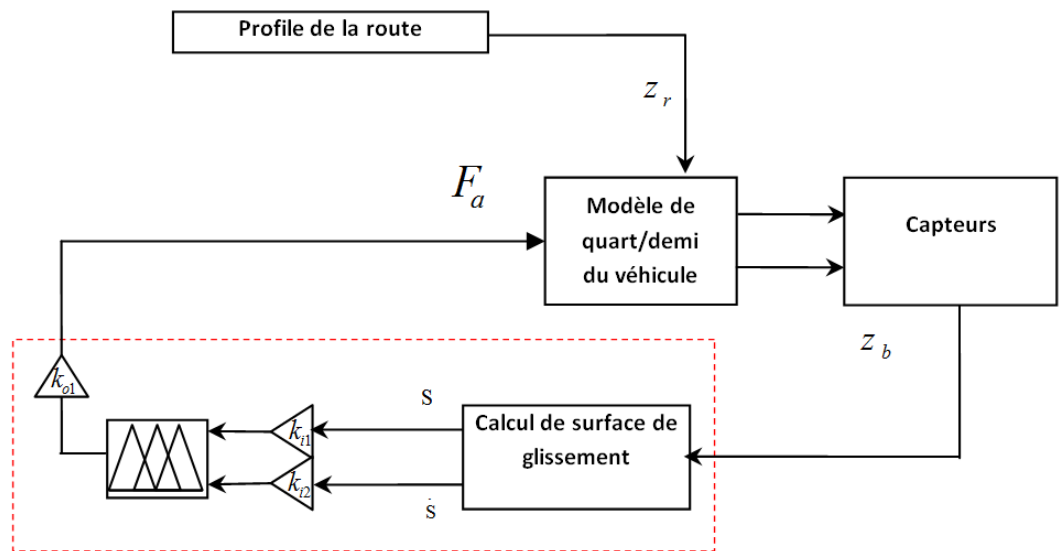


Figure III-6: Schéma de principe de contrôleur mode glissant flou

La fonction de commutation est fuzzifiée, comme il est illustré sur la Figure (III.7). Ce type de format de règle efficacement ajoute une couche limite au système.

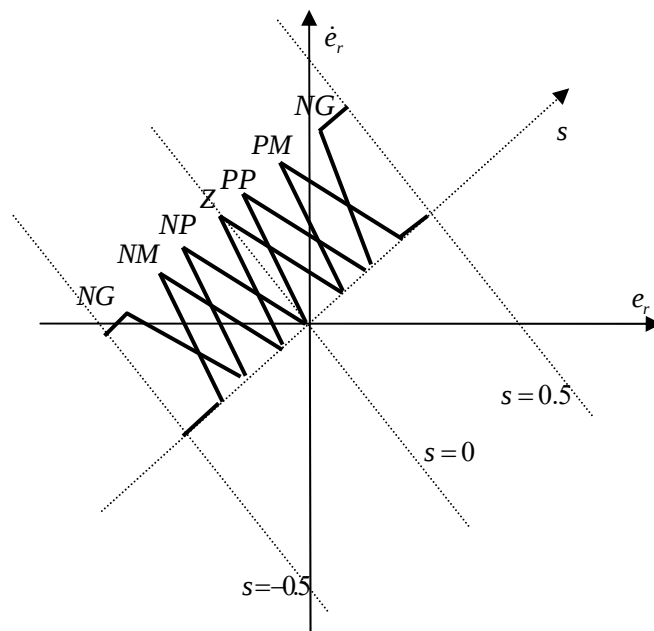


Figure III-7: La fuzzification de la fonction de commutation pour un contrôleur mode glissement flou

La fonction de commutation (s) et la variation dans le temps de la fonction de commutation ($\dot{s}$) sont les entrées du contrôleur flou, la sortie est la force appliquée par l'actionneur semi-active, la Figure (III.8) montre les fonctions d'appartenance normalisées pour la fuzzification des entrées du contrôleur et défuzzification de la sortie du contrôleur. Les variables linguistiques des entrées de contrôleur flou $\in \{NG, NM, NP, Z, PP, PM, PG\}$, respectivement. Il n'y a qu'une seule sortie floue (F_a), a les étiquettes $\in \{NG, NM, NP, ZO, PP, PM, PG\}$. Les règles de contrôle floues jouent un rôle important dans le contrôleur flou. Pour que le système soit asymptotiquement stable, on peut utiliser un régulateur flou dont la table de règles est donnée par le Tableau III.2.

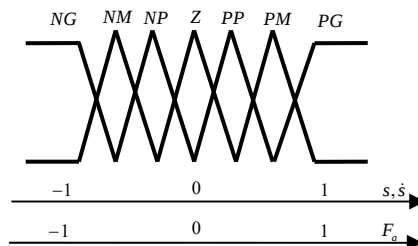


Figure III-8: les fonctions d'appartenance normalisées pour fuzzification des entrées de contrôleur et défuzzification de la sortie du contrôleur flou.

Tableau III-2: les règles floues

$S / \dot{S}$	NG	NM	NP	Z	PS	PM	PG
NG	PG	PG	PG	PG	PM	PP	Z
NM	PG	PG	PG	PM	PP	Z	NP
NP	PG	PG	PM	PP	Z	NP	NM
Z	PG	PM	PP	Z	NP	NM	NG
PP	PM	PP	Z	NP	NM	NG	NG
PM	PP	Z	NP	NM	NG	NG	NG
PG	Z	NP	NM	NG	NG	NG	NG

III.6. CONCLUSION

Ce chapitre porte sur le développement des stratégies intelligentes de contrôle des systèmes des suspensions pour l'amélioration de stabilité et la sécurité d'un véhicule. La combinaison entre la commande floue et la commande par mode glissant nous a permis d'exploiter les avantages des deux techniques.

SIMULATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS

IV.1. INTRODUCTION

La détermination des modèles mathématique des modèles d'un quart et demi du véhicule nous a permis de trouver les équations avec lesquelles nous pouvons commencer la deuxième tâche de notre projet qui est la simulation, menant à l'évaluation de la commande proposée.

Pour être capable de comparer entre les systèmes de suspension, et juger ce qui est mieux, il faut établir des normes et des standards d'évaluation. Ces standards doivent être fondés sur des évaluations subjectives.

Pour un système de suspension, il y a beaucoup d'aspects que la vibration affecte les passagers, tels que l'accélération, l'amplitude, la fréquence et la direction d'action. Parmi eux, les principales raisons pour lesquelles la vibration dérange les passagers est l'accélération et l'amplitude.

Donc, dans cette étude, trois normes d'évaluation ont été choisies:

- Le déplacement vertical du châssis
- La tenue de route.
- Le confort.

IV.2. SIMULATION ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS

Dans les travaux cités dans la bibliographie, l'efficacité et la faisabilité des lois de commande synthétisées peuvent être vérifiées par des tests sur des véhicules prototypes ou sur des simulateurs, ce qui n'a pas été disponible pour nous.

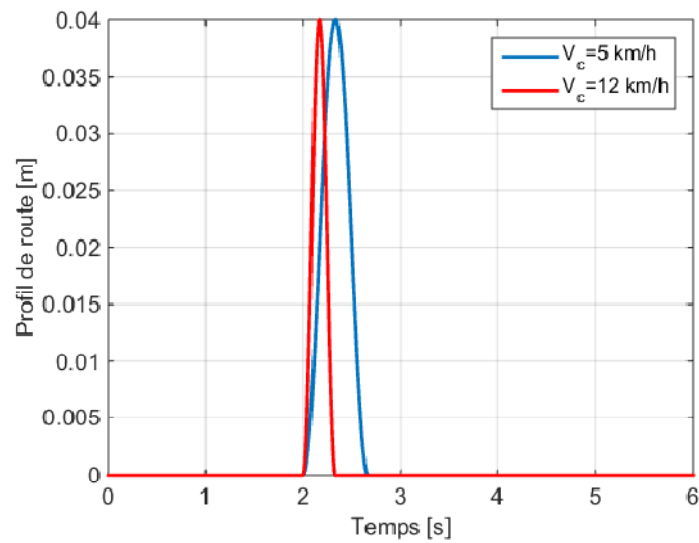


Figure IV-1: Profile de route : (Ralentisseur de type dos d'âne)

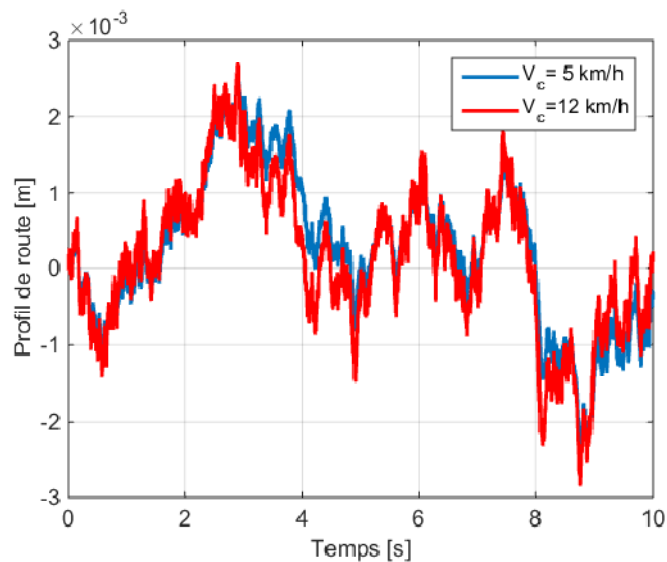


Figure IV-2: Profil routier aléatoire

Des séries de simulation sur le logiciel Matlab/Simulink sont présentées pour montrer l'efficacité et la fiabilité des techniques de commande proposées. Tous les tests figurant dans ces séries de simulation sont réalisés sur deux pistes. La première piste contient un ralentisseur de type dos d'âne (figure IV.1) et la deuxième piste a un profil routier aléatoire (figure IV.2).

IV.2.1. Modèle de quart du véhicule

Différentes méthodes ont déjà été étudiées dans le chapitre précédent pour concevoir un contrôleur de suspension semi-active. Pour comparer leurs performances, leurs avantages et leurs inconvénients, une suspension semi-active est développée avec chaque stratégie de contrôle.

IV.2.1.1. Situations d'essai

La route est sèche, horizontale, le véhicule roule avec une vitesse initiale constante. Deux scénarii sont étudiés, à savoir :

- scénario 1 : passage du véhicule par un ralentisseur de type dos d'âne ;
- scénario 2 : passage de véhicule par une piste a un profil routier aléatoire ;

IV.2.1.1.1. Scénario 1 :

Le scénario de cette première situation d'essai est le suivant :

- de $t = 2$ s à 2.7 s, le véhicule passe par un ralentisseur de type dos d'âne de largeur (1 m) et de hauteur (4 cm) ;

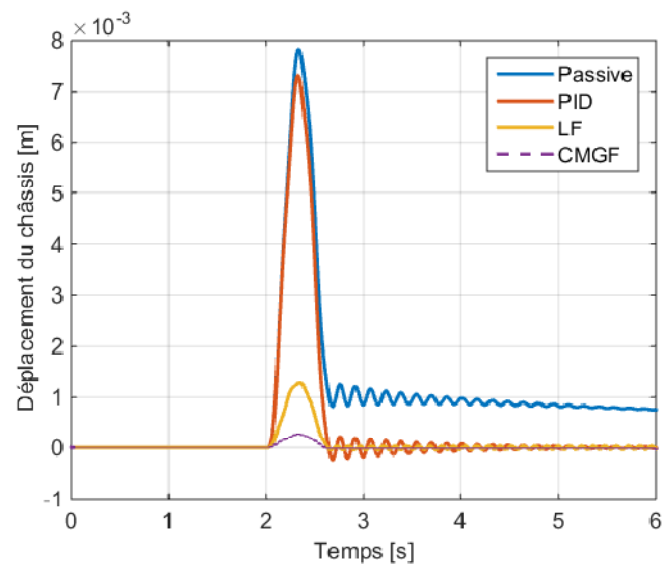


Figure IV-3: Déplacement de châssis ($V_c=5$ km/h)

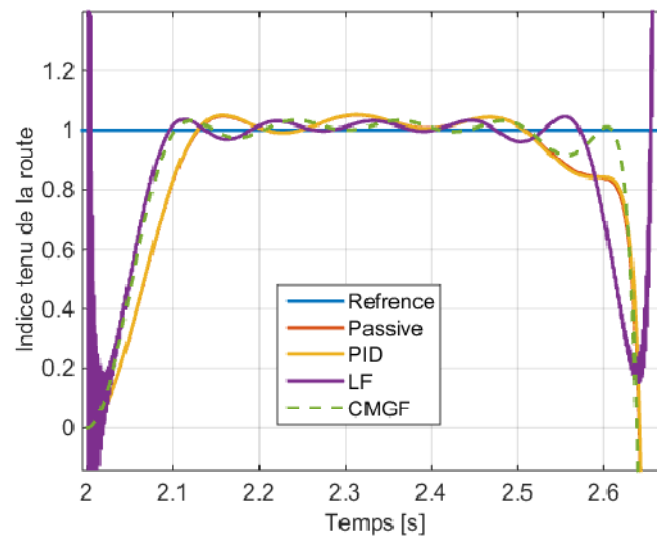


Figure IV-4 : Indice de tenu de route ($V_c=5$ km/h)

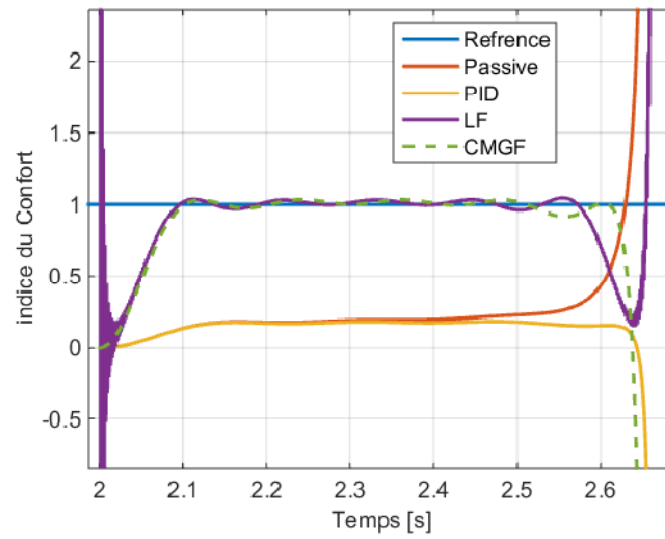


Figure IV-5: Indice de confort ($V_c=5$ km/h)

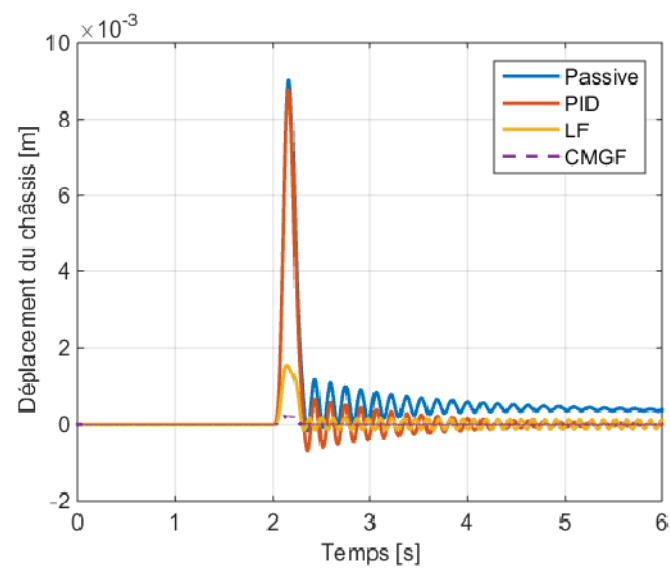


Figure IV-6: Déplacement de châssis ($V_c=12$ km/h)

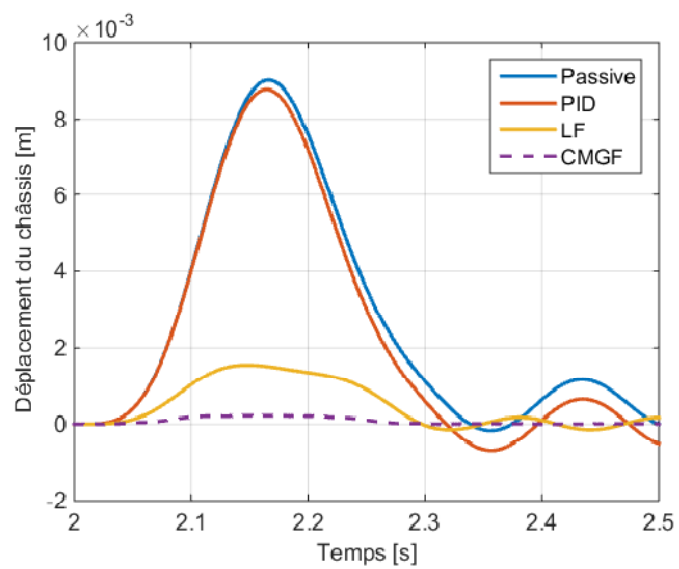


Figure IV-7: Zoom de déplacement de châssis ($V_c=12$ km/h)

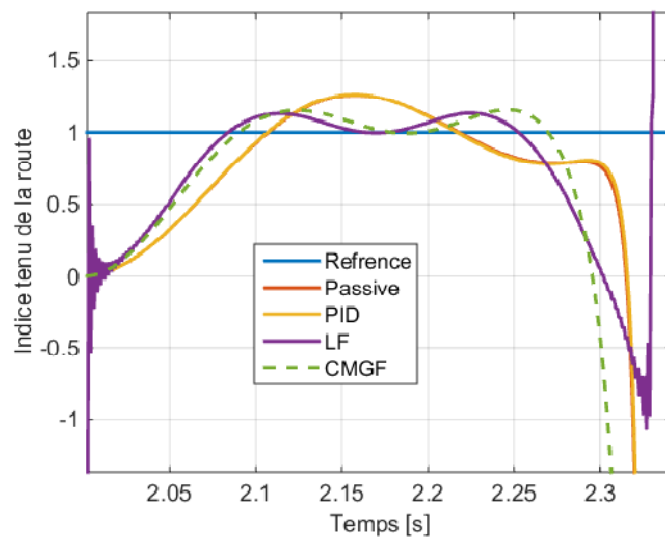


Figure IV-8: Indice de tenu de route ($V_c=12$ km/h)

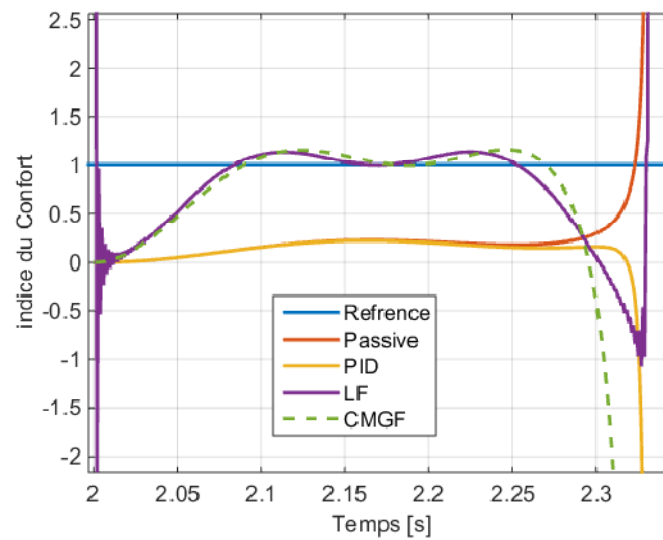


Figure IV-9: Indice de confort ($V_c=12$ km/h)

Dans ce scénario, le véhicule passe par un ralentisseur de type dos d'âne avec une vitesse de 5 km/h. D'après la figure (IV-3) en utilisant une suspension passive, on remarque que le signal de sortie (Déplacement de châssis) a un grand dépassement et il prend un certain temps pour qu'il soit stable, par contre l'utilisation d'une suspension semi-active contrôlée soit par le contrôleur PID, logique floue ou la commande par logique floue donnent des bonnes performances.

Avec l'argumentation de vitesse à 12 km/h (voir figure IV-6) le contrôle par le PID devient insuffisant, les deux contrôleurs (logique floue et la commande par mode glissant floue donnent des bonnes performances.

En terme de tenue de route la suspension passive et les trois suspensions semi-active contrôlées par les trois techniques de commande PID, LF et CMGF respectivement donnent des résultats suffisantes (Voir figures IV-4 et IV-8).

En terme de confort la suspension passive et la suspension semi-active contrôlée par le PID présentent des insuffisances, par contre, les suspensions

semi-active contrôlées par la logique floue et la commande par mode glissant floue donnent des bonnes performances (Voir figures IV-5 et IV-9).

IV.2.1.1.2. Scénario 2 :

Le scénario de cette deuxième situation d'essai est le suivant :

- de $t = 0$ s à 6 s, le véhicule passe par une piste a un profil routier aléatoire avec une vitesse de 60 km/h ;

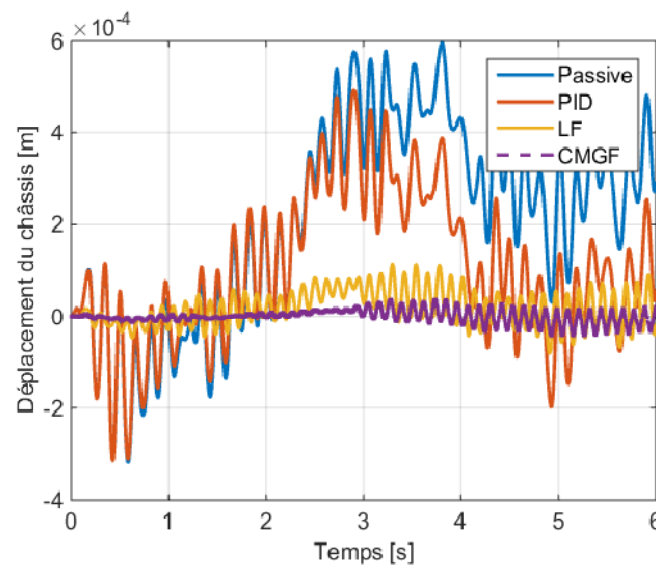


Figure IV-10: Déplacement de châssis ($V_c=60$ km/h)

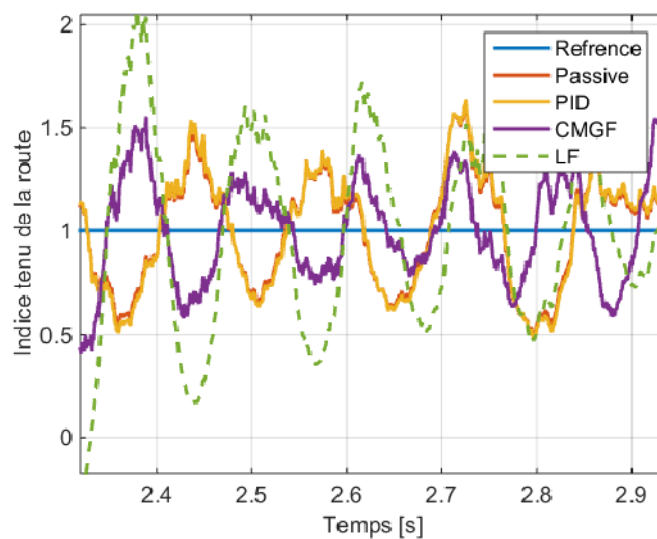


Figure IV-11: Indice de tenu de route ($V_c=60$ km/h)

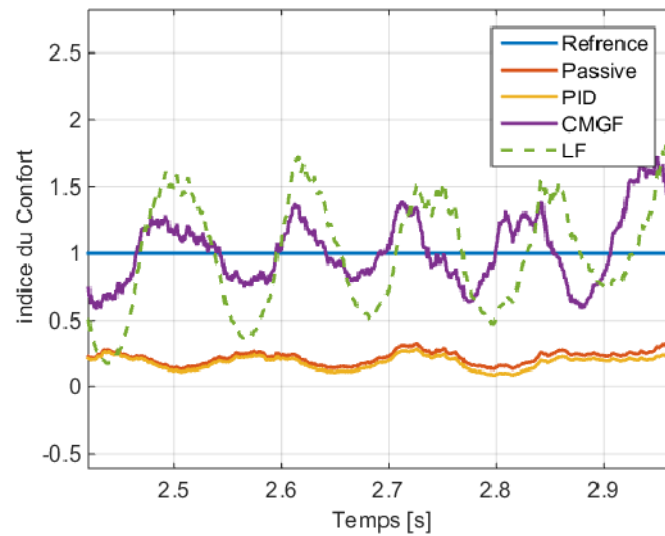


Figure IV-12: indice de confort ($V_c=60$ km/h)

Dans ce scénario, le véhicule traverse une piste à un profile routier aléatoire avec une vitesse de 60 km/h. D'après les figures (IV-10,11 et 12), on remarque qu'en termes de déplacement de châssis, tenue de route et de confort la suspension semi-active contrôlée par la CMGF est la plus performante.

IV.2.2. Modèle de demi du véhicule

Les calculs de simulations ont été effectués dans le domaine temporel sous environnement Matlab. Les réponses temporelles du châssis muni de suspensions passive et semi-active, sont représentées pour une excitation du véhicule du type sinusoïdale (figure IV-13) et aléatoire (figure IV-14).

On suppose que le véhicule se déplace à une vitesse linéaire constante au moment où elle franchit la bosse. En considérant t_d , le retard temporel entre la roue avant et arrière, t_d peut être calculé en utilisant l'équation suivante :

$$t_d = (l_f + l_r) / V_c$$

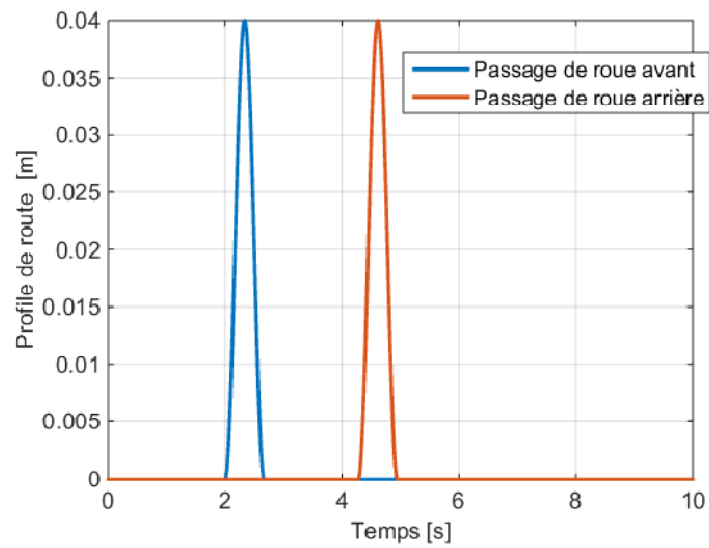


Figure IV-13: Profile de route : (Ralentisseur de type dos d'âne)

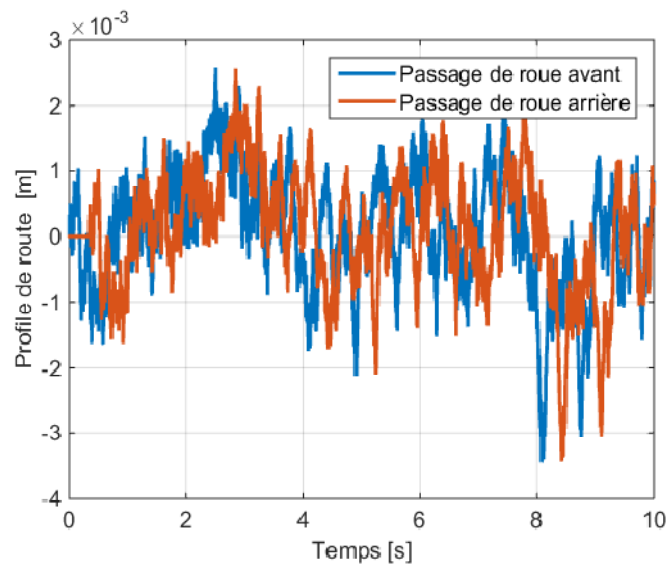


Figure IV-14: Profil routier aléatoire

IV.2.2.1. Situations d'essai

La route est sèche, horizontale, le véhicule roule avec une vitesse initiale constante. Deux scénarii sont étudiés, à savoir :

- scénario 1 : passage du véhicule par un ralentisseur de type dos d'âne ;

— scénario 2 : passage de véhicule par une piste a un profil routier aléatoire ;

IV.2.2.1.1. Scénario 1 :

Le scénario de cette première situation d'essai est le suivant :

- Le véhicule passe par un ralentisseur de type dos d'âne ou les deux roues arrières franchis le dos d'âne.

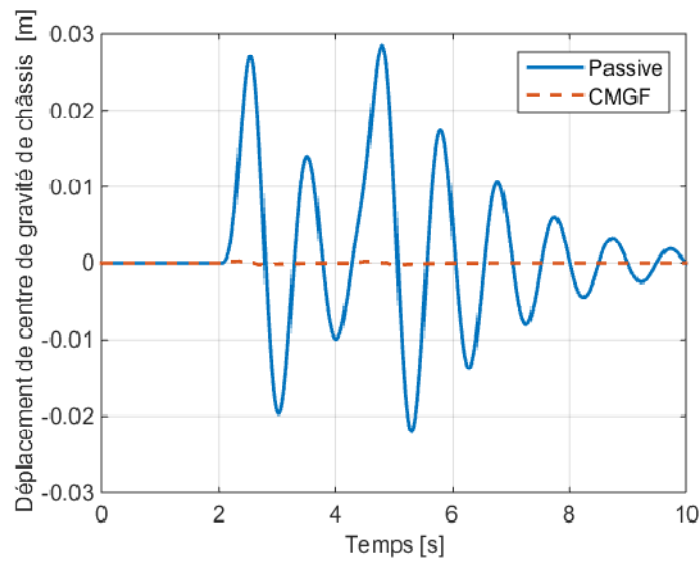


Figure IV-15: Déplacement de centre de gravité de châssis (Vc=5 km/h)

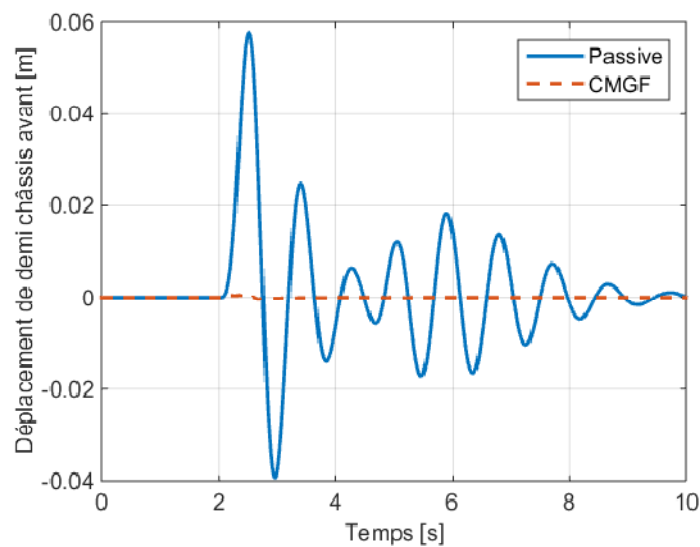


Figure IV-16: Déplacement de demi-châssis avant (Vc=5 km/h)

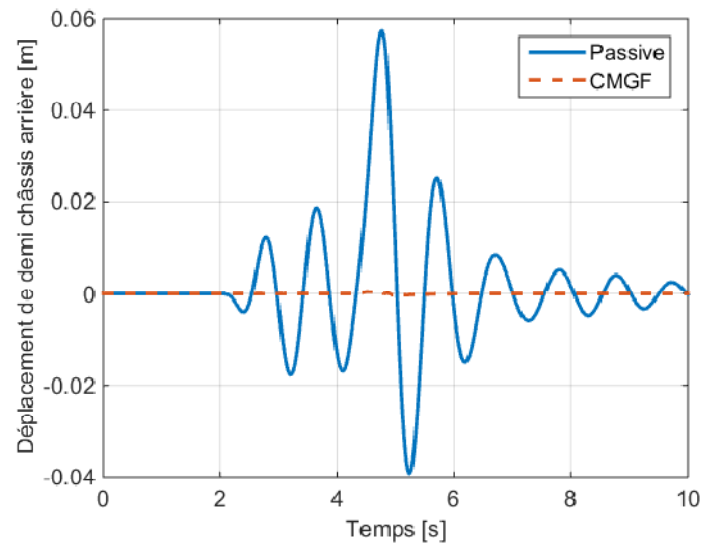


Figure IV-17: Déplacement de demi-châssis arrière ($V_c=5$ km/h)

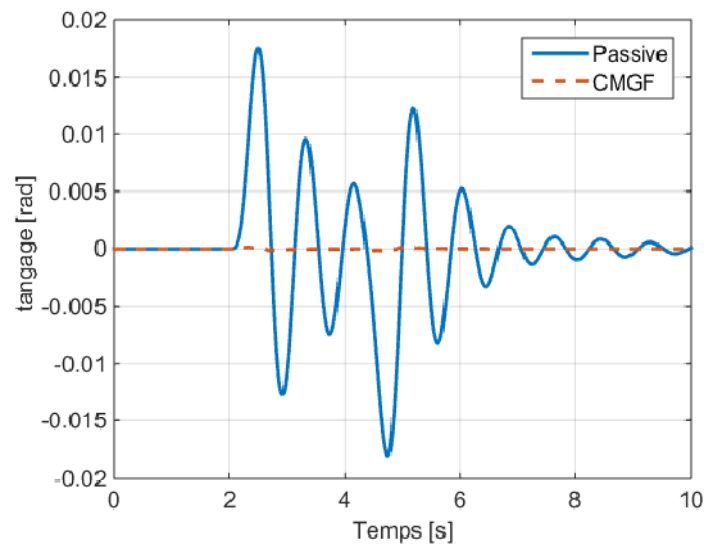


Figure IV-18: Angle de tangage châssis autour du centre de gravité ($V_c=5$ km/h)

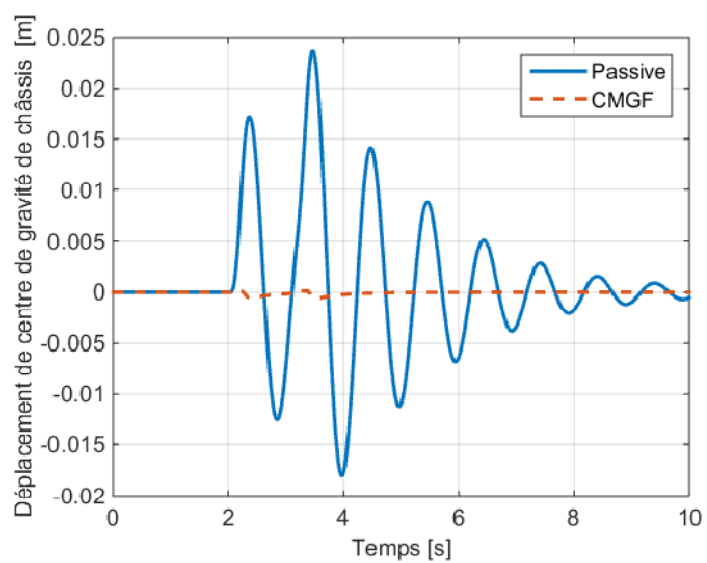


Figure IV-19: Déplacement de centre de gravité de châssis ($V_c=12$ km/h)

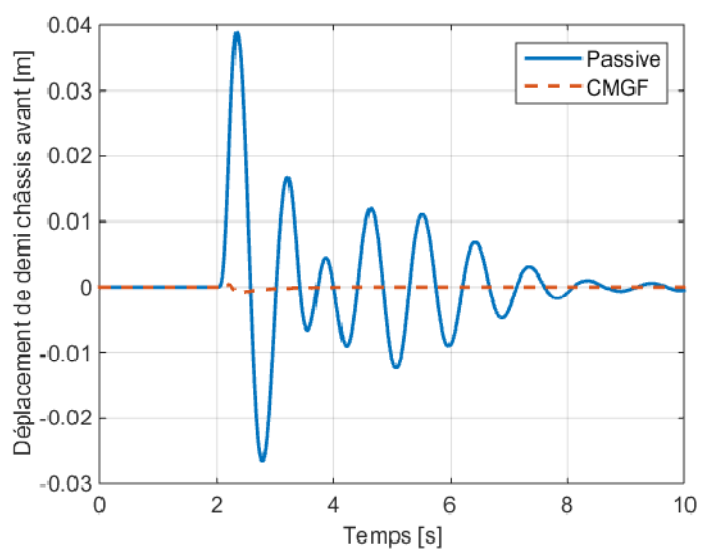


Figure IV-20: Déplacement de demi-châssis avant ($V_c=12$ km/h)

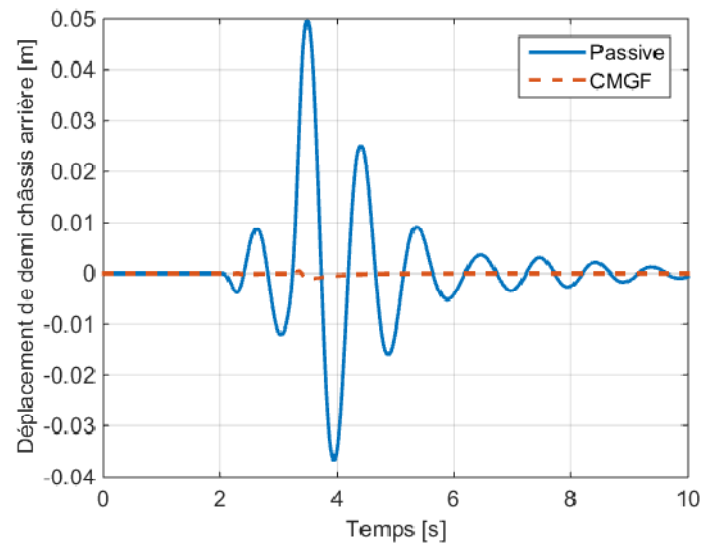


Figure IV-21: Déplacement de demi-châssis arrière ($V_c=12$ km/h)

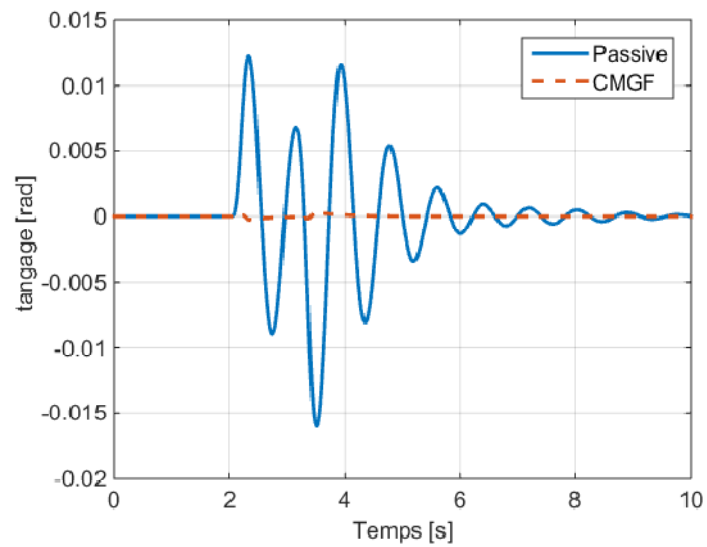


Figure IV-22: Angle de tangage châssis autour du centre de gravité ($V_c=12$ km/h)

IV.2.2.1.2. Scénario 2 :

Le scénario de cette première situation d'essai est le suivant :

- Le véhicule passe par une piste a un profil routier aléatoire ;

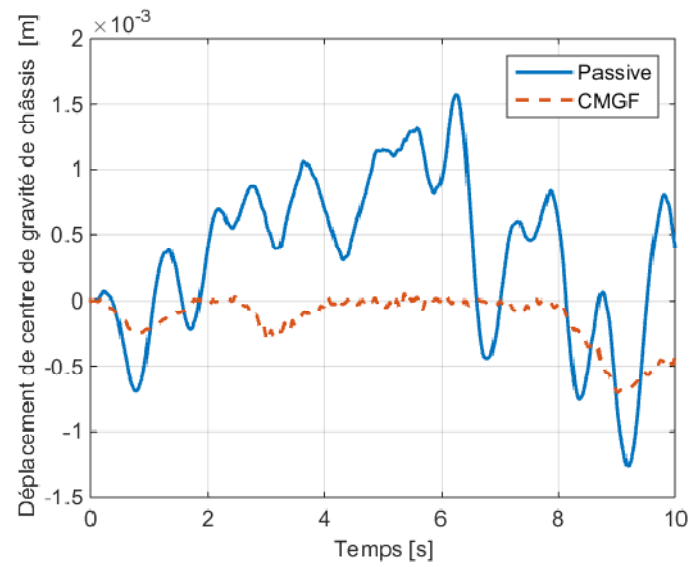


Figure IV-23: Déplacement de centre de gravité de châssis ($V_c=60$ km/h)

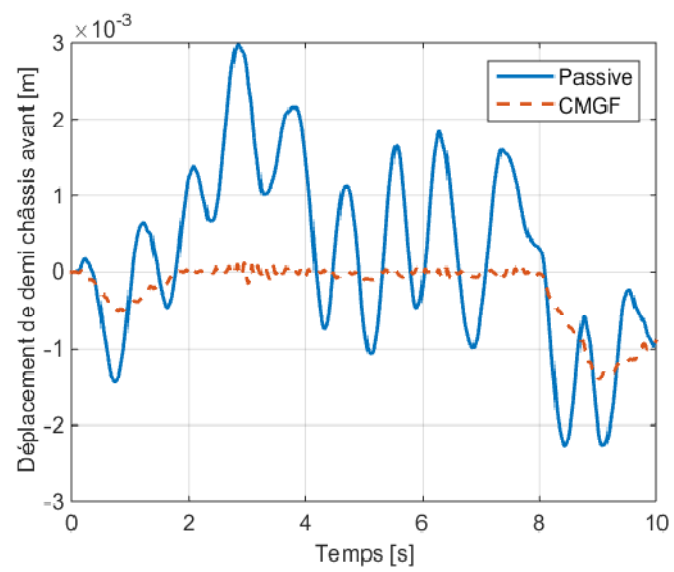


Figure IV-24: Déplacement de demi-châssis avant ($V_c=60$ km/h)

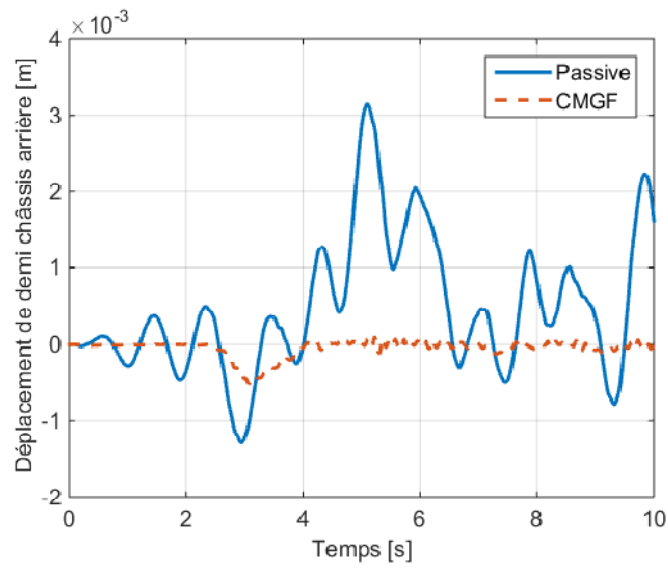


Figure IV-25: Déplacement de demi-châssis arrière ($V_c=60$ km/h)

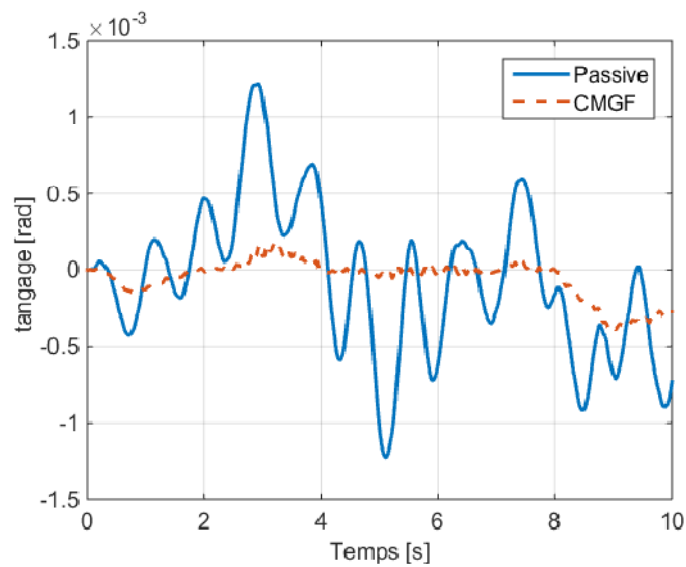


Figure IV-26: Angle de tangage châssis autour du centre de gravité ($V_c=60$ km/h)

Les courbes de réponses des figures IV-(15-19-23) en terme de déplacement vertical du centre gravité du châssis, tracées pour une suspension du véhicule du type passive et semi active à commande par mode glissant floue, montrent la réduction des déplacements vertical du centre gravité du châssis

obtenue par les deux suspensions semi actives sus mentionnées. Cette réduction est suivie d'un gain significatif en temps.

Les figures IV-(16-17-20-21-24-25) montrent les courbes de déplacement vertical du châssis des points de liaison A et B du châssis aux essieux. L'intérêt de ces réponses est d'analyser les chocs dynamiques que reçoit le châssis ou l'habitacle du véhicule à chaque passage des roues sur une bosse approximée par un signal temporel de type sinusoïdale ou aléatoire. On remarque qu'aux points A et B, la suspension semi active offre un meilleur filtrage des chocs dynamiques par rapport à la suspension passive.

La réduction des amplitudes des mouvements aux points de liaison A et B du châssis obtenue par la suspension semi active en particulier celle du type "CMGF", peut être expliquée par la réduction du mouvement de tangage châssis représenté par les figures IV-(18-22-26), où la variation transitoire de l'angle de tangage du châssis autour du centre de gravité G est représentée.

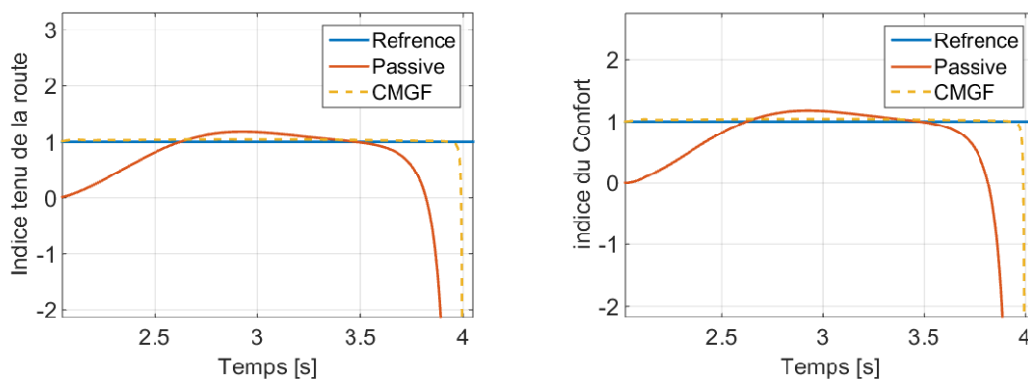


Figure IV-27: Indice de tenue de route/ Confort de la roue avant ($V_c=5\text{km/h}$)

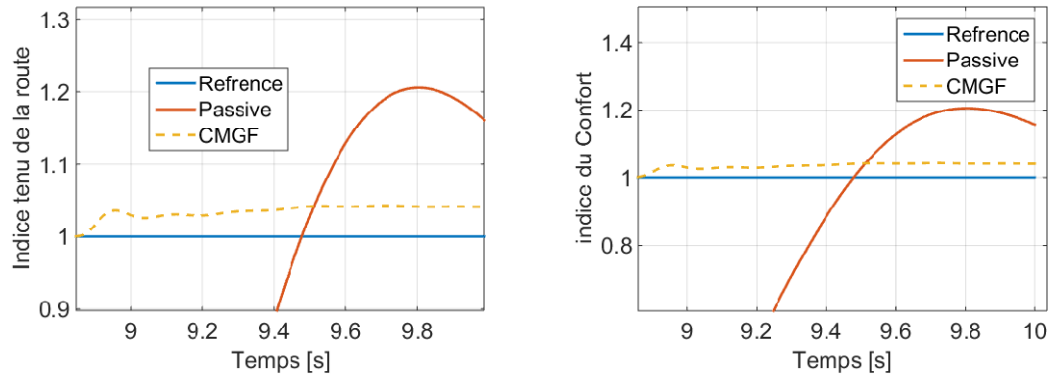


Figure IV-28: Indice de tenue de route/ Confort de la roue arrière ($V_c = 5 \text{ km/h}$)

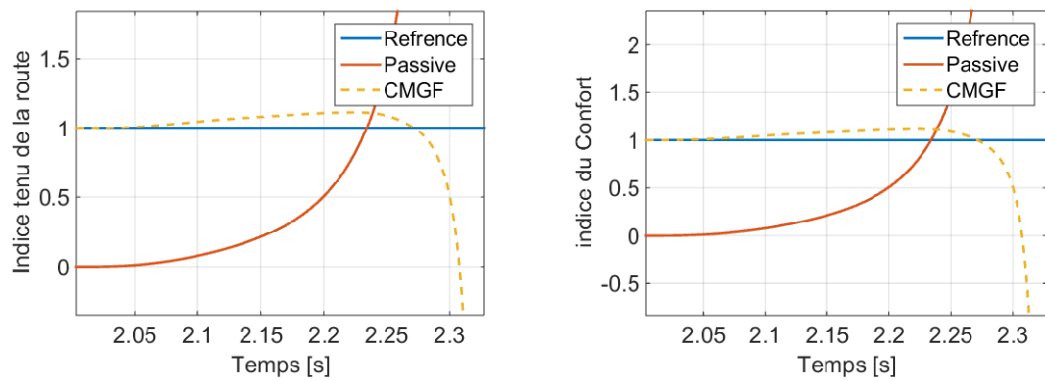


Figure IV-29: Indice de tenue de route/ Confort de la roue avant ($V_c = 12 \text{ km/h}$)

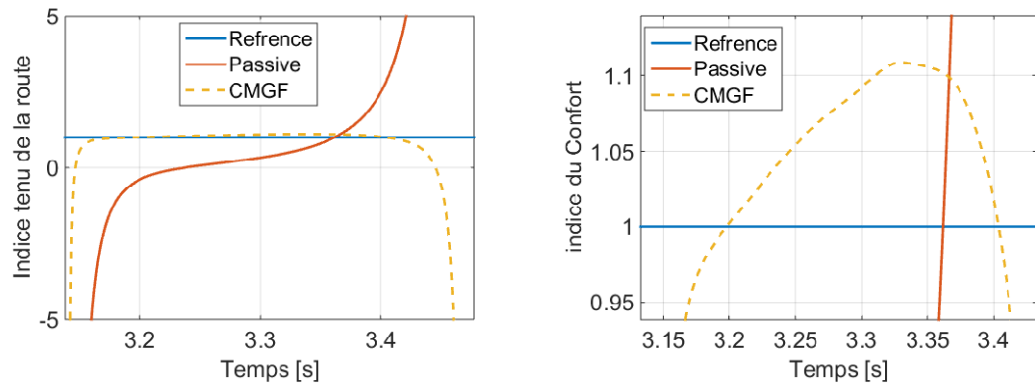


Figure IV-30: Indice de tenue de route/ Confort de la roue arrière ($V_c = 12 \text{ km/h}$)

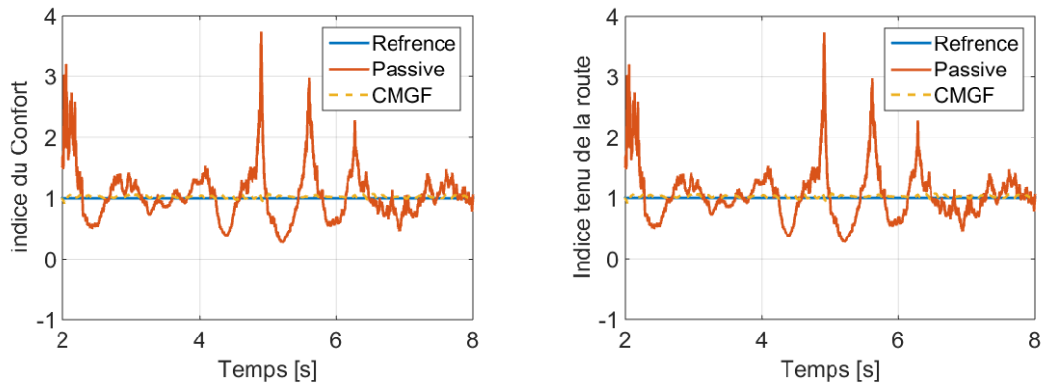


Figure IV-31: Indice de tenue de route/ Confort de la roue avant ($V_c=60$ km/h)

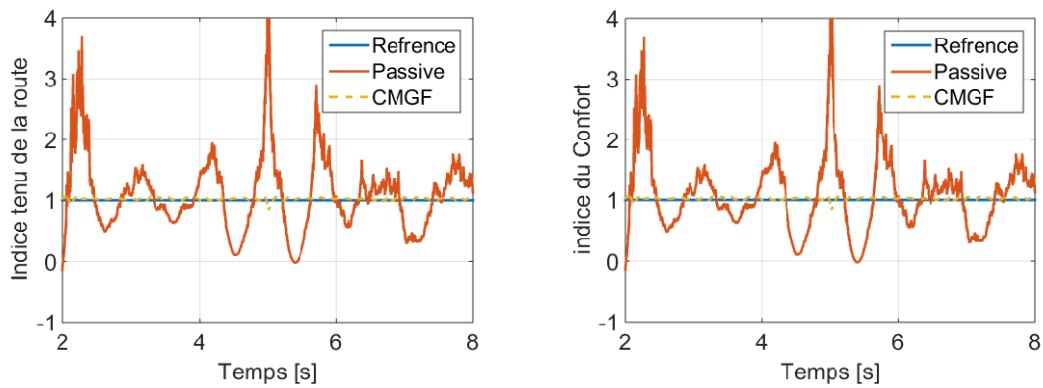


Figure IV-32: Indice de tenue de route/ Confort de la roue arrière ($V_c=60$ km/h)

D'après les figures IV-(27) à IV-(32), on remarque la commande par mode glissant floue (CMGF) assure la sécurité (tenue de route) et le confort des passagers.

IV.3. CONCLUSION

A l'aide de deux modèles du véhicule (un quart et demi) et de deux situations d'essais auxquelles sont associées à la fois des entrées du conducteur et de la route, ce chapitre met en évidence que :

- L'utilisation des systèmes de suspension semi-active dans l'amélioration du confort vibratoire des véhicules a donné de bons résultats qu'une suspension passive.
- Comparé à un amortisseur passif, un amortisseur actif contrôlé par «CMGF» offre de meilleures performances s'il est bien ajusté. Par rapport à une suspension semi active contrôlé par «LF»
- L'amélioration du confort vibratoire n'est obtenue qu'en termes d'accélération et de temps de réponse.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Le but principal de ces travaux de recherche était de développer des stratégies de contrôle pour une suspension semi-active d'automobile. Pour atteindre cet objectif, différents modèles ont été utilisés, ce qui a permis le développement de différents types de contrôleurs.

Le premier chapitre a présenté la revue de littérature sur les différents types des suspensions. Cette recherche a permis de préciser les différentes contraintes liées au domaine des suspensions automobiles.

Par la suite, les différents modèles de suspension ont été expliqués au deuxième chapitre. Le premier modèle représente un quart de véhicule à 2 degrés de liberté. Le modèle demi-véhicule longitudinal a été présenté. Il permet d'étudier le tangage absent du modèle quart de véhicule. A la fin de chapitre on a présenté les entrées du système et les critères de performance.

Dans le troisième chapitre, une revue de littérature a permis de définir les critères de performance et les différentes stratégies de contrôle applicables à la suspension active.

Les différentes stratégies de contrôle sont appliquées sur les deux modèles demi/quart de véhicule au quatrième chapitre. Le « PID » est une stratégie simple qui donne de bons résultats. Le contrôle par logique floue donne des résultats appréciables. Le contrôle par mode glissant floue offre des résultats supérieurs aux autres contrôleurs, mais son ordre élevé est une source de problèmes potentiels.

Les résultats obtenus semblent être satisfaisants et sont similaires à ceux obtenus par les travaux cités dans la bibliographie. Enfin, nous espérons que ce travail servira comme une contribution essentielle à la poursuite des recherches et des développements de l'approche prédictive, dans notre université.

BIBLIOGRAPHIE

VI.1. BIBLIOGRAPHIE GENERALE

- [Hus-10] Hussein S, Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnéto rhéologique pour l'automobile, Thèse doctorat, *l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*, 2010.
- [Ale-05] Alessandro Z, Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis, Thèse doctorat, *Institut National Polytechnique de Grenoble*, 2005.
- [Moh-97] Mohamed B, Etude et analyse de la suspension active et semi active des véhicules routiers, Thèse doctorat, *Faculté des Études Supérieures de l'université Laval QUÉBEC*, 1997.
- [Bel-15] Belkacem L, Contrôle semi actif d'une suspension d'un véhicule terrestre, mémoire Magister, *Université Mohamed Khider – Biskra*, 2015.
- [Mos-12] Mostepha S, Effet des sollicitations de la route sur les pièces de suspension en aluminium, Mémoire maîtrise en ingénierie, *université du québec*, 2012
- [Faw-17] Fawzi B, Mohamed B, Commande du système de suspension d'un véhicule, Mémoire Master, *Université Kasdi Merbah – Ouargla*, 2017.
- [Anh-11] Anh L, Approche LPV pour la commande robuste de la dynamique des véhicules : amélioration conjointe du confort et de la sécurité, Thèse doctorat, *Université de Grenoble*, 2011.
- [Aur-14] Aurore L, Etude de l'influence des suspensions de véhicule de tourisme sur le confort vibratoire, le comportement routier et les limites de fonctionnement : l'approche CRONE en matière de formalisation, d'analyse et de synthèse, *Université de Bordeaux*, 2014.
- [Dam-01] Damien S, Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles, Thèse doctorat, *Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG*, 2001.
- [Mer-15] Abdelkader M, Hartani K, Azeddine D, *A new shared control for lane keeping and road departure prevention*, Vehicle System Dynamics, DOI: 10.1080/00423114.2015.1115882, 2015

- [Mer-16] Merah A, Contribution à l'amélioration de la sécurité et la stabilité d'un véhicule électrique à l'aide des systèmes de contrôle latéral et longitudinal. Thèse de doctorat, *université de Saida* 2016.
- [Jea-19] Jean B, Vers une version alternative à la suspension CRONE Hydractive, Thèse doctorat, *Université de bordeaux*, 2019.
- [Sam-06] Samuel G, Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile, Mémoire de la maîtrise en ingénierie, *Université du quebec*, 2006.
- [Seo-11] Seong M. ChoiS, B. Choi, Kum-Gil S, Control Strategies for Vehicle Suspension System Featuring Magnetorheological (MR) Damper, Chapitre dans le livre, *Vibration Analysis and Control, New Trends and Developments*, *Francisco Beltran-Carbajal*, 2011
- [Ama-00] D'Amato FJ, Viassolo DE. Fuzzy control for active suspensions. *Mechatronics*, 2000;10(8):897–920.
- [Mia-01] Miao Y, Qu W, Qiu Y, Zhang L. An adaptive fuzzy controller for vehicle active suspension systems. *Automot Eng* 2001;23(1):9–12.
- [Hun-00] Huang SJ, Chao HC. Fuzzy logic controller for a vehicle active suspension system. *Proc Inst Mech Eng D: J Automob Eng* 2000;214(1):1–12.
- [Hun-03] Huang SJ, Lin WC. A self-organizing fuzzy controller for an active suspension, system., *J Vib Control* 2003;9(9):1023–40.
- [Abd-15] AbdEl-Nasser S. Ahmed, et al. PID controller of Active Suspension System for a Quarter car model, *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 8 (6) (2015), pp. 899-909.
- [Sal-09] M.M.M. Salem, A.A. Aly, Fuzzy control of a quarter-car suspension system *World Academy of Science, Engineering and Technology* 53 (2009), pp. 258-263
- [Pun-17] Puneet Gandhi, S Adarsh, K.I. Ramachandran, Performance Analysis of Half Car Suspension Model with 4 DOF using PID, LQR, FUZZY and ANFIS Controllers, *Procedia Computer Science*, 115, 2017, PP. 2-13.
- [He-08] L. He, G. Qin, Y. Zhang and L. Chen, "Non-stationary Random Vibration Analysis of Vehicle with Fractional Damping," *2008 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA)*, Hunan, 2008, pp. 150-157.

- [Pace-02] H.B. Pacejka, Tire and Vehicle Dynamics, *SAE International*, 2002.
- [AME] Site du projet AMESIM, Critères de confort et de tenue de route, 'Université Numérique Ingénierie et Technologie (UNIT)', 2010, <http://unit-amesim.insa-rouen.fr/co/index.html>

Résumé

L'objectif des travaux réalisés est de développer des stratégies de contrôle pour une suspension semi-active de véhicule automobile. Pour atteindre cet objectif, différents modèles analytiques ont été mis au point pour simuler la réponse de la suspension à différentes perturbations. Ces modèles comprennent les éléments passifs représentant le véhicule, les actionneurs et les différentes lois de contrôle étudiées. Au cours des travaux, les principales stratégies utilisées dans la littérature ont été évaluées afin de cibler les avantages et les inconvénients leur étant reliés. Les résultats obtenus montrent une amélioration appréciable de la performance pour un modèle de véhicule à quatre degrés de liberté.

Mots clefs : Suspension de véhicule, Modèle de quart /demi de véhicule, Logique floue, Commande par mode glissant floue. Contrôle des dynamiques verticales du véhicule.

Abstract

The objective of the work carried out is to develop control strategies for a semi-active vehicle suspension. To achieve this goal, different analytical models have been developed to simulate the response of the suspension to different disturbances. These models include the passive elements representing the vehicle, the actuators and the various control laws studied. During the work, the main strategies used in the literature were evaluated in order to target the advantages and disadvantages associated with them. The results obtained show an appreciable improvement in performance for a vehicle model with four degrees of freedom.

Keywords : Vehicle suspension, quarter car model, Half car model, Fuzzy logic, Fuzzy sliding mode control, Vertical vehicle dynamics control.

الملخص

الهدف من العمل المقدم هو تطوير استراتيجيات التحكم لتعليق السيارة شبه النشطة. لتحقيق هذا الهدف ، تم تطوير نماذج تحليلية مختلفة لمحاكاة استجابة التعليق للاضطرابات المختلفة. تتضمن هذه النماذج العناصر السلبية التي تمثل السيارة والمشغلات وقوانين التحكم المختلفة المدروسة. أثناء العمل ، تم تقييم الاستراتيجيات الرئيسية المستخدمة في الأدبيات من أجل استهداف المزايا والعيوب المرتبطة بها. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها تحسناً ملحوظاً في أداء طراز السيارة بأربع درجات من الحرية.

الكلمات المفتاحية: تعليق السيارة ، نموذج ربع / نصف السيارة ، منطق غامض ، التحكم في وضع الانزلاق الضبابي. التحكم في الديناميكيات العمودية للسيارة.