



MEMOIRE

DE FIN D'ETUDES POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN

Automatique et Systèmes

THEME

**Commande d'un Système de Suspension
d'un Véhicule**

Présenté par le binôme :

- DOUAIFIA Mohamed
- BOUHELAL Abderraouf

Soutenu publiquement, le (12/06/2024), devant le jury:

- DJARI Abdelhamid	MCA	Président
- YOUSFI Laatra	MCA	Encadreur
- AOUCHE Abdelaziz	MCA	Co-encadreur
- LEMITA Abdallah	MCB	Examineur

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

A decorative floral element consisting of a central flower with several petals and leaves, positioned at the top left of the calligraphic text.

REMERCIEMENT

Sincères remerciements à Dieu Tout-Puissant pour nous avoir donné le courage, la volonté et la patience de terminer ce travail avec intégrité.

Nous souhaitons également exprimer nos profondes gratitude envers notre encadreur, **Dr. Yousfi Laatra** Et **Dr. Aouiche Abdelaziz**, pour ses précieux conseils et son assistance. Sa disponibilité et son écoute attentive ont été inestimables pendant la réalisation de ce mémoire.

Nos remerciements vont également aux membres du jury **Dr. Djari Abdelhamid** Et **Dr. Lemita Abdallah** qui ont accepté d'évaluer ce travail avec diligence.

Nous tenons à remercier sincèrement **Dr. Chouaib Souaidia**, dont l'aide et la contribution ont été essentielles à l'élaboration de ce mémoire. Sa collaboration précieuse, son soutien constant et ses encouragements ont eu une grande valeur pour nous.

Nous souhaitons exprimer notre gratitude envers la Faculté des Sciences et de la Technologie, en particulier le Département de génie électrique, pour la qualité et la richesse de leur enseignement. Leur engagement envers une formation actualisée est remarquable.

DÉDICACES

Je dédie ce travail aux deux plus chères personnes au monde qui

Sont mes parents, pour tous leurs amours, encouragements,

Conseil, sacrifices, patiences et confiance.

A mes frères et mes sœurs. A toute ma famille sans oublier mes

Chers amis.

RÉSUMÉ

Ce mémoire se concentre sur la modélisation et le contrôle de la suspension d'un véhicule, étant donné le rôle crucial de la suspension dans le fonctionnement des véhicules. Au cours des décennies, les technologies de suspension ont évolué de manière significative, avec différents types de suspensions : passive, semi-active et active, notamment le modèle quart de véhicule, reconnu comme la méthode la plus efficace pour évaluer la stabilité des véhicules. Des modèles mathématiques ont été développés pour les systèmes de suspensions passive et active dans le cadre du quart de véhicule. Alors que les suspensions passives ne répondent pas aux critères de tenue de route et de confort des passagers, les suspensions actives offrent cette possibilité. Ainsi, les techniques de contrôle étudiées dans cette recherche, telles que le contrôleur linéaire quadratique (LQR) et le contrôleur proportionnel-intégral-dérivé (PID), ont été synthétisées et appliquées au système de suspension active d'un véhicule. Une modélisation MATLAB/Simulink a été réalisée pour différents profils routiers afin de comparer les performances des différents systèmes de suspension : passive, PID et LQR. Les résultats ont montré que le contrôleur LQR offre un meilleur confort de conduite en réduisant l'erreur quadratique moyenne (RMS) et les vibrations.

Mots clés : système de suspension, suspension passive, suspension active, MATLAB/Simulink, Régulateurs.

ABSTRACT

This dissertation focuses on the modeling and control of vehicle suspension, given the crucial role suspension plays in vehicle operation. Over the decades, suspension technologies have evolved significantly, with different types of suspension: passive, semi-active and active, including the quarter-vehicle model, recognized as the most effective method for assessing vehicle stability. Mathematical models have been developed for both passive and active suspension systems within the framework of the quarter-vehicle model. While passive suspensions do not meet the criteria of roadholding and passenger comfort, active suspensions do. Thus, the control techniques studied in this research, such as the linear quadratic controller (LQR) and the proportional-integral-derivative

(PID) controller, were synthesized and applied to a vehicle's active suspension system. MATLAB/Simulink modeling was carried out for different road profiles to compare the performance of the different suspension systems: passive, PID and LQR. The results showed that the LQR controller offers improved ride comfort by reducing root mean square (RMS) error and vibration.

Keywords: suspension system, passive suspension, active suspension, MATLAB/Simulink, Controllers.

الملخص

تركز هذه المذكرة على النمذجة والتحكم في تعليق السيارة، نظرا للدور الحاسم للتعليق في تشغيل المركبات. على مر العقود، تطورت تقنيات التعليق بشكل كبير، مع أنواع مختلفة من التعليق: السلبي وشبه النشط والنشط، بما في ذلك طراز السيارة الربع، والذي يعرف بأنه الطريقة الأكثر فعالية لتقييم استقرار السيارة. تم تطوير نماذج رياضية لأنظمة التعليق السلبي والنشط في سياق ربع السيارة. في حين أن نظام التعليق السلبي لا يفي بمعايير التحكم وراحة الركاب، فإن نظام التعليق النشط يوفر هذا الاحتمال. وهكذا، تم تصنيع تقنيات التحكم التي تمت دراستها في هذا البحث، مثل وحدة التحكم التربيعية الخطية (LQR) ووحدة التحكم في المشتقات النسبية التكاملية (PID)، وتطبيقها على نظام التعليق النشط للمركبة. تم إجراء نمذجة MATLAB / Simulink لملفات تعريف الطرق المختلفة لمقارنة أداء أنظمة التعليق المختلفة: السلبي، PID، وLQR. أظهرت النتائج أن وحدة التحكم LQR توفر راحة أفضل في الركوب عن طريق تقليل متوسط الجذر للخطأ التربيعي (RMS) والاهتزاز.

الكلمات المفتاحية: نظام التعليق، التعليق السلبي، التعليق النشط، MATLAB / Simulink، وحدات التحكم.

LISTE DES TABLEAU

Tableau 1.1: Comparaison des performances des classes de suspension	10
Tableau 2.1 : Paramètres et valeurs du modèle de suspension de quart de véhicule	24
Tableau 3.1 : Différents profils de route pour tester le système de suspension active d'un modèle de quart de véhicule	31
Tableau 3.2 : comparaison des réponses de système d'un contrôleur PID et LQR entre suspension passive et active	36
Tableau 3.3 : Erreur RMS du système de suspension active pour un modèle de quart de roue	37

LISE DES FIGURES

Figure 1.1 : système de suspension Classique	5
Figure 1.2 : principaux rôles du système de suspension de véhicule	6
Figure 1.3 : Les différents types de suspension	8
Figure 1.4 : Exemples de suspension traditionnelles	11
Figure 1.5 : Sphère de suspension hydropneumatique	12
Figure 1.6 : Principe de fonctionnement de la suspension hydropneumatique	12
Figure 1.7 : Amortisseur d'une suspension hydropneumatiques	13
Figure 1.8 : moteur linéaire électromagnétique de suspension BOSSE	14
Figure 1.9 : Architecture de la suspension BOSSE	14
Figure 2.1 : Modèle de quart de véhicule général (a) et modèle de quart de véhicule simplifié (b) dans lequel on assimile la roue à un corps parfaitement rigide en contact permanent avec le sol	18
Figure 2.2 : le système de suspension passive quart de véhicule	19
Figure 2.3 : le système de suspension active quart de véhicule	21
Figure 2.4 : L'organigramme de l'exécution des programmes MATLAB	24
Figure 2.5 : schéma fonctionnel du système de contrôle LQR	27
Figure 3.1 : Réponses à la profile de route trouée du contrôleur PID Comparaison avec le contrôleur LQR	32
Figure 3.2 : Réponses à la profile de route sinusoïdale du contrôleur PID Comparaison avec le contrôleur LQR	33
Figure 3.3 : Réponses à la profile de route variable du contrôleur PID Comparaison avec le contrôleur LQR	34
Figure 3.4 : Réponses à la profile de route rampe du contrôleur PID Comparaison avec le contrôleur LQR	35

TABLE DES MATIERES

Remerciement	i
Dédicacés	ii
Résumé	iii
Liste des tableau	iv
Liste des figure	v
Table de matière	vi
Introduction général	1
Chapitre 01 : généralité sur le système de suspension des véhicules	
1.1 Introduction	4
1.2 Définition Et Rôle De La Suspension	4
a. Définition	4
b. Les Principaux Rôles De La Suspension	5
1.3 Les Composants D'une Suspension	6
a. L'amortisseur	6
b. Le Ressort	7
c. Le Pneu	7
1.4 Classes Des Systèmes De Suspension	8
1.4.1 Suspension Passive	8
1.4.2 Suspension Semi-Active	8
1.4.3 Suspension Active	9
1.5 Comparaison Des Performances Des Trois Classes De Suspension	9
1.6 L'architecture De Suspension	10
1.6.1 Les Architectures De Suspension Traditionnelles	10
1.6.2. Les Architectures De Suspension Complexes	13
1.7 Types De Suspension	15
1.7.1 Le Macpherson	15
1.7.2 La Double Triangulation	15
1.7.3 Multi-Bras	15
1.7.4 L'essieu De Torsion	16
1.8 Conclusion	16

Chapitre 02 : Modélisation de système de suspension véhicule

2.1 Introduction	17
2.2 Modélisations De Système Suspension De Véhicule	17
1. Système De Suspension Passive	19
2. Système De Suspension Active	21
a) Equation Du Mouvement	21
b) Equation D'espace D'état	22
2.3 Programmation Matlab Et Modélisation Simulink	23
2.4 La Commande D'un Système De Suspension Active	24
2.4.1 Méthode De Régulation Par Un Contrôleur PID	24
2.4.2 Méthode De Régulateur Linéaire Quadratique (LQR)	25
2.5 Conclusion	28

Chapitre 03 : Commande d'un système suspension modèle quart de véhicule

3.1 Introduction	29
3.2 Critères De Confort Et De Tenue De Route	29
a) Critère De Tenue De Route	30
b) Critère De Confort	30
3.3 Simulation Et Les Résultats	31
1) Profile de Route Trouée	32
2) Profile De Route Sinusoïdal	33
3) Profile De Route Variable	34
4) Profile De Route Rampe	35
3.4 Interprétation Des Résultats	37
3.5 Conclusions	39
Conclusion général	40
Références	42

INTRODUCTION GENERALE

Le système de suspension d'un véhicule est une composante complexe en raison de sa structure comprenant de nombreux éléments. Son rôle essentiel est d'assurer la sécurité en absorbant les vibrations des roues causées par les routes accidentées, puis en les atténuant avant qu'elles ne se propagent aux essieux. Ainsi, la fonction principale de ce système est de limiter les chocs et les vibrations susceptibles de survenir pendant la conduite [1]. Il est essentiel d'utiliser une suspension de haute qualité. Les actions du conducteur (position du volant, pression sur les pédales...) et les conditions de circulation (état de la route, adhérence...) ont un impact sur ce système. [2].

Au fil des années récentes, les efforts de recherche et développement visant à améliorer les systèmes de suspension afin de satisfaire les demandes des clients et de respecter les réglementations ont progressé rapidement. De la mécanique traditionnelle aux technologies électroniques sophistiquées, le progrès de la suspension a été marqué par l'innovation et l'amélioration. [3], où l'on retrouve la suspension passive qui stocke de l'énergie à l'aide d'un ressort et la libère grâce à un amortisseur. Ses réglages sont généralement ajustés et choisis pour atteindre un équilibre spécifique entre le confort de conduite, la capacité de charge et les performances routières. En revanche, la suspension active est capable d'accumuler, de dissiper et d'injecter de l'énergie dans le système. [4]. Deux méthodes de contrôle ont été sélectionnées pour contrôler ce système de suspension. La première consiste à utiliser des régulateurs proportionnels, intégraux et dérivés (PID). Nous avons comparé le système de suspension passive d'un modèle quart de véhicule avec le système de suspension active en utilisant un contrôleur PID qui est soumis à l'excitation des profils de la route. Ensuite, nous avons effectué des simulations sous MATLAB/Simulink. [5].

Pour gérer le système de suspension active du modèle de quart de voiture, nous allons utiliser la commande LQR comme deuxième méthode de contrôle. LQR est un algorithme d'amélioration qui sélectionne une entrée de commande idéale pour réduire une fonction de coût en prenant en compte à la fois les performances du système et la consommation d'énergie. Cette méthode a déjà prouvé son efficacité dans les systèmes de surveillance des véhicules. Afin de débiter l'application de l'approche (LQR), il est essentiel de déterminer les variables d'état qui

décrivent la dynamique du système. Les variables continuent ou discretent en fonction de la nécessité de prendre en considération les délais entre les entrées et les sorties du système contrôlé. La prochaine étape consiste à établir une fonction de coût à diminuer pour trouver une solution optimale pour gérer ce système spécifique non linéaire. La sélection des paramètres à inclure dans les algorithmes LQR consiste à évaluer les poids associés à divers aspects, tels que les besoins de stabilité par rapport aux besoins de consommation d'énergie. Finalement, la troisième phase consiste à résoudre les équations dérivées de la linéarisation autour des points de fonctionnement souhaités, en utilisant des techniques numériques comme la descente de gradient. [6]. Cette étude examine la complexité de la dynamique des systèmes de suspension et examine différentes approches pour optimiser les performances des véhicules dans différentes situations.

À l'époque, les fabricants d'automobiles avaient opté pour la suspension passive. De plus, un nouveau type de suspension est apparu à l'échelle mondiale, notamment la suspension semi-active et la suspension active. Cette génération a considérablement surpassé l'ancienne en ce qui concerne la sécurité et le confort. [7]. Qu'est-ce qui distingue ces différents types de suspensions, leurs principes, leurs méthodes de contrôle, leurs bénéfices et leurs caractéristiques ?

Le présent mémoire s'articule autour de trois chapitres :

Le premier chapitre représente un état de l'art qui définit les notions de base de la suspension de véhicule telles que ; le rôle et les classes de suspension et qui mentionne aussi les différentes architectures et les types du système de suspension.

Le deuxième chapitre est consacré à la modélisation mathématique du système de suspension des deux types passive et active pour le cas d'un quart de véhicule. Celle-ci sera utilisée pour modéliser le système de suspension en MATLAB et pour la synthèse de régulateurs PID et LQR, afin de spécifier les performances de confort vibratoire, de la tenue de route du véhicule et du compromis confort/sécurité

Le dernier chapitre est destiné à l'interprétation des résultats de simulation obtenus afin de pouvoir faire une comparaison entre la suspension passive et la suspension active. En plus, une comparaison de point de vue performances entre les deux types de régulateurs PID et LQR est effectuée.

On terminera ce mémoire par une conclusion générale qui englobe un bilan des résultats trouvés.

Généralités sur les systèmes de suspension des véhicules

01

1.1 INTRODUCTION

Les systèmes de suspension jouent un rôle essentiel dans le fonctionnement et les performances des véhicules automobiles. Ils sont responsables de maintenir la stabilité du véhicule, d'assurer un confort de conduite optimal et de garantir une adhérence optimale des pneus sur la route. Au fil des décennies, les technologies de suspension ont connu une évolution significative, passant des simples ressorts et amortisseurs aux systèmes sophistiqués à suspension active [8].

Ce chapitre donne des généralités sur les systèmes de suspensions des véhicules. Nous commençons par une définition du système de suspension et ses différents rôles. Nous introduisons ensuite les différents composants, les classes et les architectures principales de ce système

1.2. DEFINITION ET ROLE DE LA SUSPENSION

1.2.1. Définition

L'ensemble qui relie la roue à la caisse est appelé suspension (**Figure 1.1.b**). Elle transporte le véhicule, garantit la connexion entre les pneus et le sol, et protège le châssis des perturbations causées à l'interface entre les roues et le sol. Il a pour fonction de garantir la bonne circulation et le bien-être des passagers en supprimant les fréquences de vibrations indésirables.

Les déplacements des centres de roue par rapport à la caisse en suivant l'axe vertical sont appelés débattement.

La suspension est représentée par un système qui comprend un ressort de raideur k_i , un amortisseur de coefficient d'amortissement (ou coefficient de frottement visqueux) F_{vi} et un frottement sec F_{si} . La suspension est illustrée par (**Figure 1.1.a**).

La barre anti-roulis est une structure élastique qui permet de renforcer la rigidité en roulis de la suspension du véhicule en couplant les débattements des roues d'un même train (**Figure 1.1.c**). Ce système peut produire des couples qui s'opposent à la rotation du véhicule [9].

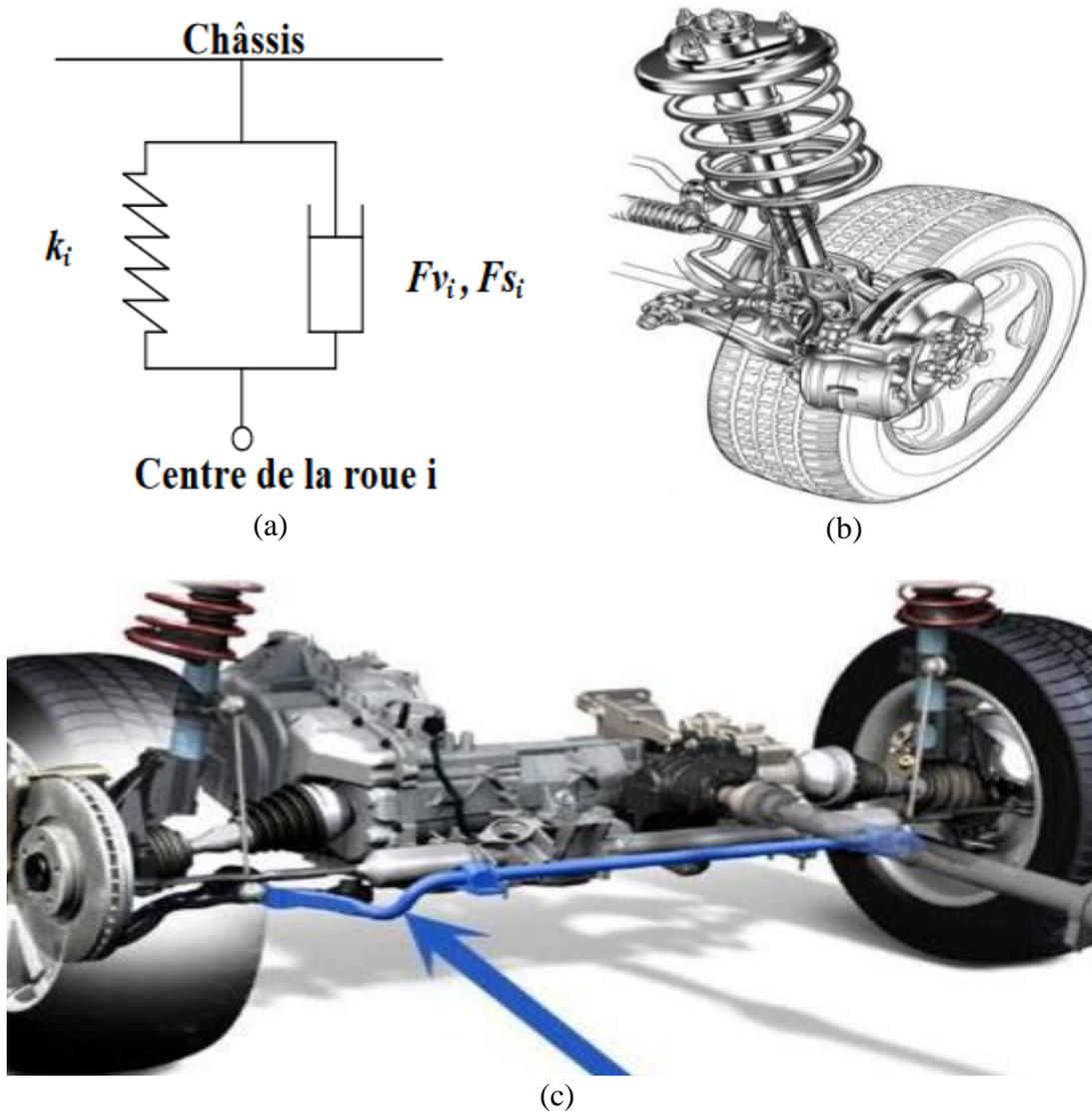


Figure 1.1: Système de suspension d'un véhicule [9]

1.2.2. Les principaux rôles de la suspension

Les fonctionnements principaux du système de suspension (**Figure 1.2**) sont le soutien et la stabilisation d'un véhicule tout en absorbant les chocs et les vibrations de la route. Ce système est crucial pour améliorer la tenue de route du véhicule et le confort des passagers. Il comprend généralement des ressorts, des amortisseurs et divers éléments qui fonctionnent ensemble pour maintenir la hauteur du véhicule, absorber les irrégularités de la surface de la route et garantir une adhérence optimale des pneus. Les systèmes de suspension peuvent varier en complexité et en conception en fonction du type de véhicule et de son utilisation prévue.

D'une manière générale, les principaux rôles de la suspension sont définis à travers deux critères : le confort de la conduite et la tenue de route (ou sécurité).

Confort: les suspensions absorbent les vibrations du véhicule dues à l'état irrégulier de la route (diminution de l'usure et du risque de rupture) grâce aux amortisseurs, aux roulements ou butée de suspension et aux barres antirollis.

Sécurité (tenue de route): les systèmes de suspension permettent d'améliorer la tenue de route en maintenant les roues en contact avec la route en toutes circonstances (accélération, freinage et braquage) [10].

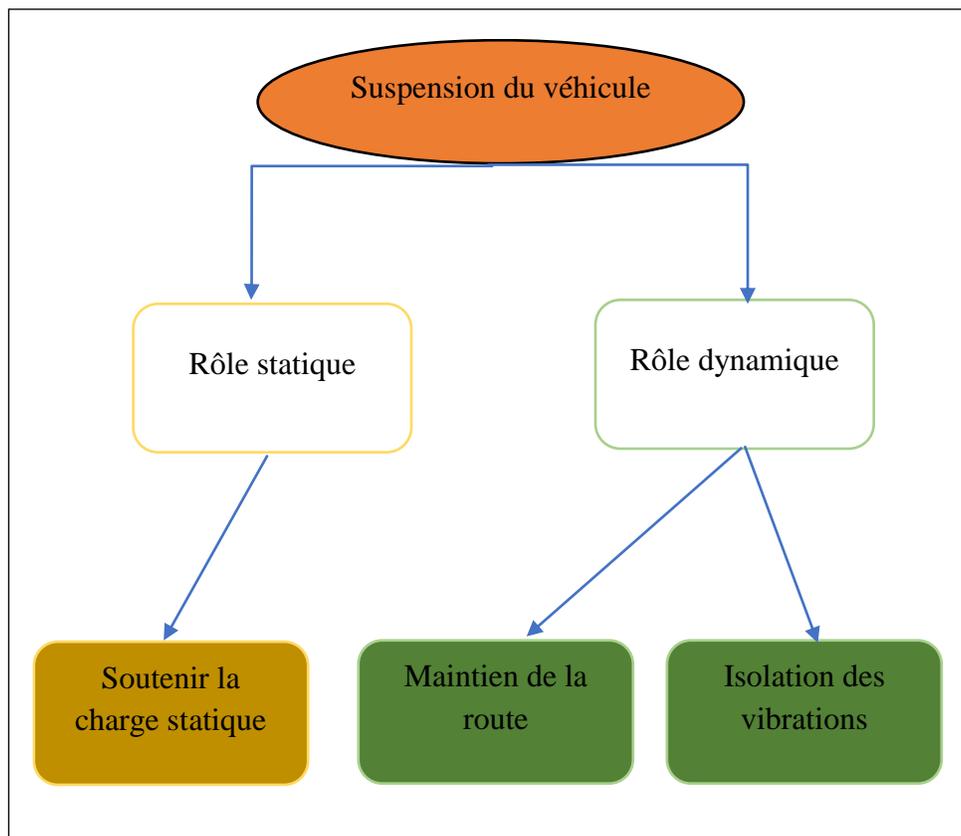


Figure 1.2: Principaux rôles du système de suspension de véhicule [10]

1.3. LES COMPOSANTS D'UNE SUSPENSION

La suspension est équipée de nombreux composants, chacun ayant des fonctions distinctes mais complémentaires. Les principaux éléments sont énumérés ci-dessous :

1.3.1. L'amortisseur

L'amortisseur représente le pivot central de la suspension automobile, chargé de dissiper l'énergie cinétique résultant des mouvements du châssis. Sa diversité de géométries et de conceptions contribue

à déterminer le caractère de la suspension. La technologie hydraulique demeure la plus courante, où la force d'amortissement est générée par la perte de charge hydraulique à l'intérieur de l'amortisseur, son expression étant principalement liée à la vitesse. Dans d'autres configurations de suspensions, la force d'amortissement peut dépendre de variables d'origine électrique ou autre [4].

1.3.2. Le ressort

Le ressort, positionné en précontrainte et en parallèle avec l'amortisseur, assume la fonction d'absorber les chocs en vertu de sa capacité de déformation élastique. Il restitue l'énergie emmagasinée lors de sa compression, facilitant ainsi le retour continu de la suspension à sa position d'équilibre initiale [11].

1.3.3. Le pneu

Le pneumatique, fixé sur une jante, remplit principalement la fonction d'assurer l'adhérence, mais il assume également un rôle similaire à celui de l'amortisseur en se déformant. Il représente un composant indispensable dans la régulation du comportement d'un véhicule, étant chargé de transmettre les forces longitudinales requises pour l'accélération et le freinage, ainsi que les forces latérales nécessaires pour la manœuvre de direction.

Divers composants sont responsables de l'interconnexion entre la suspension et le châssis, ainsi que de la transmission de mouvement aux roues, par exemple le moyeu, qui constitue la partie centrale de la roue traversée par l'essieu. L'essieu, quant à lui, représente une barre transversale qui soutient la carrosserie du véhicule. Des éléments en matériau caoutchouté, également appelés brushings, sont positionnés aux points de fixation des amortisseurs afin d'atténuer les vibrations acoustiques [11].

1.4. CLASSES DES SYSTEMES DE SUSPENSION

Les systèmes de suspension sont classés comme systèmes de suspension passifs, semi-actifs et actifs (**Figure 1.3**) en fonction de l'alimentation externe du système et ou d'une bande passante de contrôle [12].

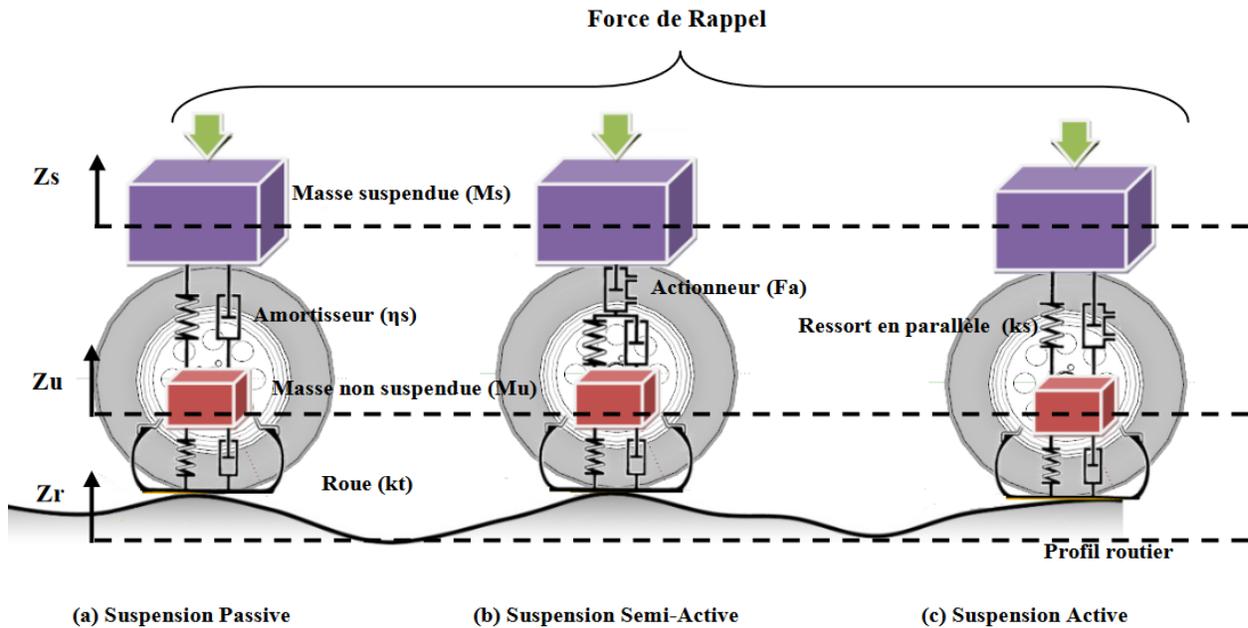


Figure 1.3: Les différents types de suspension [12]

1.4.1. Suspension Passive

Comme indiqué sur (**Figure 1.3.a**), la suspension passive peut être considérée comme un ressort (k_s) en parallèle avec un amortisseur (η_s) placé à chaque côté du véhicule. Les caractéristiques des amortisseurs utilisés dans une suspension passive sont définies de manière permanente. Le coefficient d'amortissement est déterminé en fonction d'un compromis traditionnel entre le confort de conduite et la stabilité du véhicule. Un faible coefficient d'amortissement rendra la conduite plus agréable, mais rendra également le véhicule moins stable. Les virages serrés sont un problème de sécurité grave pour un véhicule avec une suspension légèrement amortie car il ne pourra pas tenir la route. Un coefficient d'amortissement élevé améliore la tenue de route du véhicule, mais améliore également le confort de conduite. Par conséquent, les nouvelles formes de suspensions du véhicule visent à équilibrer le confort de conduite et la stabilité [12].

1.4.2. Suspension Semi-Active

Comme indiqué à (**Figure 1.3.b**), les amortisseurs passifs sont remplacés par des amortisseurs capables de modifier leurs caractéristiques d'amortissement dans les suspensions semi-actives. Ce

type d'amortisseur est connu sous le nom d'amortisseur semi-actif. Ils ont une alimentation externe pour ajuster leur niveau d'amortissement. Le niveau d'amortissement est déterminé par l'algorithme de contrôle en fonction des informations reçues des capteurs par le contrôleur. La puissance nécessaire pour réguler le niveau d'amortissement d'un amortisseur semi-actif est beaucoup plus faible que celle nécessaire pour fonctionner d'une suspension active. Les suspensions semi-actives représentent un compromis entre les suspensions passives et actives, offrant un coût intermédiaire. Bien qu'elles soient plus onéreuses que les suspensions passives, leur prix reste nettement inférieur à celui des suspensions actives. Cette caractéristique les rend de plus en plus attractives pour les véhicules utilitaires, où le rapport coût-efficacité est crucial [12].

1.4.3. Suspension Active

Dans les systèmes de suspension active, un actionneur est positionné entre la roue et la carrosserie du véhicule, conformément à l'illustration présentée dans (**Figure 1.3.c**). Cette disposition offre l'avantage notable d'un actionneur de force capable de générer une force dans toutes les directions, indépendamment de la vitesse relative à laquelle elle est appliquée, contrairement à un amortisseur passif qui se limite à dissiper l'énergie. Un contrôleur habilement conçu pour la suspension active est en mesure d'établir un équilibre entre le confort de conduite et la stabilité du véhicule par rapport aux systèmes de suspension passifs. Les suspensions actives sont particulièrement efficaces pour réduire le tangage et le roulis du véhicule.

L'avancement des technologies informatiques, notamment des ordinateurs et microprocesseurs, a considérablement facilité la mise en œuvre pratique de la suspension active dans l'industrie automobile. Cette technologie vise à éliminer le roulis et les variations de tangage rencontrées dans de multiples situations de conduite, telles que les virages, l'accélération et le freinage. En permettant aux pneus de rester perpendiculaires à la route lors des virages, la suspension active permet aux constructeurs automobiles d'atteindre un niveau supérieur de qualité de conduite et de stabilité, offrant ainsi des niveaux d'adhérence et de contrôle considérablement accrus. Un ordinateur embarqué analyse les mouvements du châssis à l'aide de capteurs répartis à divers emplacements du véhicule, puis utilise des données traitées par des méthodes de contrôle pour réguler les actions de la suspension [12].

1.5 COMPARAISON DES PERFORMANCES DES TROIS CLASSES DE SUSPENSION

Une comparaison entre les trois types de classes du système de suspension du point de vue performances est présentée par le **Tableau 1.1**.

Tableau 1.1: Comparaison des performances des classes de suspension [13]

Classe du système de suspension	Suspension passive	Suspension semi-active	Suspension active
L'élément d'amortissement	Amortisseur ordinaire	Amortisseur ajustable	Un système hydraulique/servo-moteur
L'action principale	Coefficient d'amortissement fixe	Amortissement réglable instantanément	Force entre châssis/ roue réglable
La méthode de contrôle	Rien	Automatique Electronique hydraulique	Electronique Magnétique Hydraulique
La bande passante	Inconnu	Plus de 20Hz	Moins de 15 Hz
La consommation d'énergie	Zéro	Très petite	Grande
Caractéristique de la dynamique verticale	Non	Moyenne	Bon
Caractéristique de la dynamique latérale	Non	Moyenne	Bon
Les coûts	Plus bas	Moyenne	Plus haut

1.6. L'ARCHITECTURE DE SUSPENSION

La totalité des systèmes de suspension utilisés dans les véhicules de tourisme peut être divisée en deux catégories, en fonction de la présence ou de l'absence d'un ensemble passif de ressorts-amortisseurs par quart de véhicule. Le premier type est désigné comme étant l'architecture "traditionnelle" de suspension. Ainsi, toutes les configurations de suspensions automobiles qui ne correspondent pas à ce modèle sont regroupées sous le terme d'architectures "complexes" de suspension [14].

1.6.1. Les architectures de suspension traditionnelles

Actuellement, le recours au ressort à lames demeure fréquent, bien qu'il soit principalement associé aux véhicules tout-terrain, notamment ceux à usage militaire, ainsi qu'aux véhicules utilitaires. Depuis l'avènement de l'automobile, diverses solutions de suspensions dites traditionnelles ont été développées. Parmi celles-ci, on peut citer les suspensions à bras tirés illustrées dans (**Figure 1.4.a**) ou les suspensions de type MacPherson ou pseudo MacPherson comme illustré dans (**Figure 1.4.b**), parmi les plus répandues. Ces configurations de suspension sont généralement équipées d'un ressort hélicoïdal et d'un amortisseur disposé concentriquement sur la jambe de force [14].

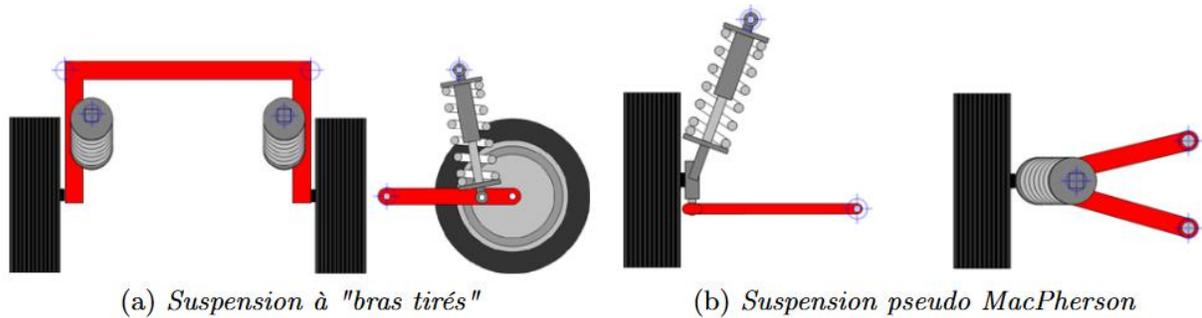


Figure 1.4 : Exemples de suspensions traditionnelles [14]

Ces dernières configurations sont largement répandues dans la flotte des véhicules de tourisme en raison de leur simplicité de mise en œuvre et de leur coût moindre. D'autres technologies de suspension dites traditionnelles sont également disponibles, telles que la suspension hydropneumatique mono-sphère, illustrée dans (**Figure 1.5**) et conçue par Paul Magnès en 1954. La première application de cette technologie a été observée sur la Citroën Traction, mais c'est avec l'introduction de la Citroën DS au salon de l'automobile de Genève en 1955 que ce système a été largement développé en série. Le concept vise à substituer le ressort utilisé dans les suspensions mécaniques traditionnelles par deux fluides distincts : un liquide (initialement de l'huile végétale, puis minérale) et un gaz (de l'azote), séparés par une membrane. Le gaz fonctionne comme l'élément élastique de la suspension, avec sa pression qui varie en fonction de la charge du véhicule. Le liquide, étant incompressible, assure la liaison entre les composants mécaniques des essieux et le gaz. Chaque roue est équipée d'un ensemble comme illustré dans (**Figure 1.6**) comprenant un bras de suspension et un piston solidaire de ce bras qui se déplace dans un cylindre, agissant sur le liquide pour comprimer le gaz contenu dans la sphère et possédant une masse constante. L'amortissement est réalisé par le laminage du liquide à travers des clapets, formés par des orifices disposés entre le cylindre et la sphère, comme indique (**Figure 1.7**) [14].

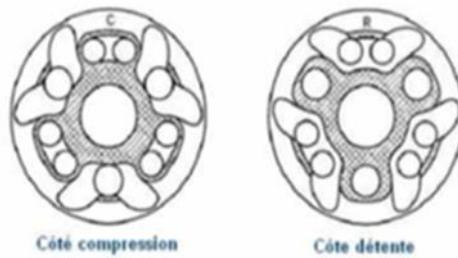
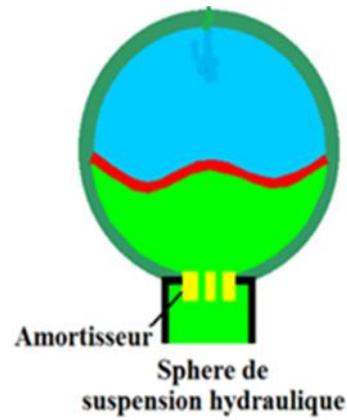


Figure 1.5: Sphere de suspension hydropneumatique [14]



Figure 1.6 : suspension hydropneumatique [14]

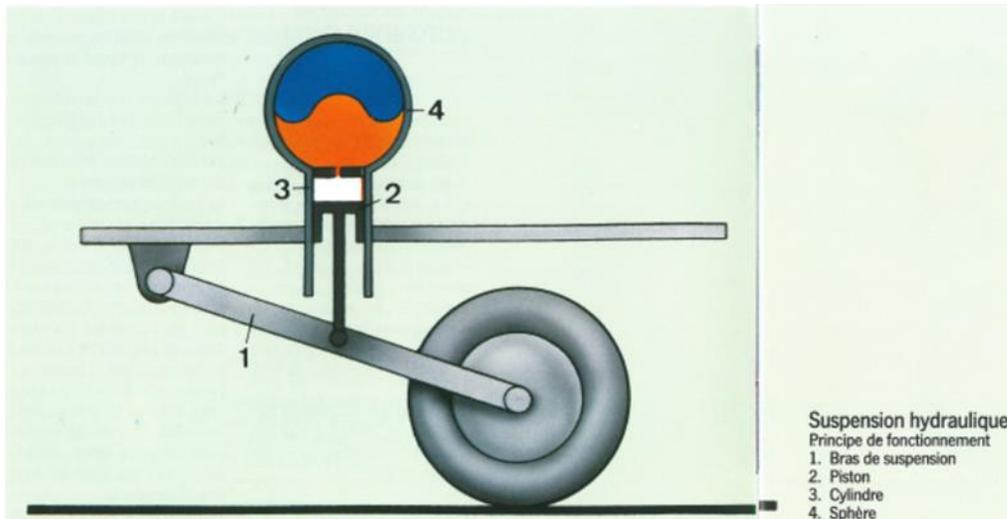


Figure 1.7 : principe de fonctionnement d'une suspension hydropneumatique [14]

1.6.2. Les architectures de suspension complexes

L'émergence de la mécatronique dans les années 1980 a marqué le début de la mise en lumière des premières architectures de suspension complexes.

Parmi les diverses solutions complexes conçues pour améliorer le confort et la sécurité des passagers à bord d'un véhicule de tourisme, figure la suspension BOSE, élaborée à partir des années 1980. Cette suspension repose sur l'utilisation d'un actionneur électromagnétique afin de contrer les perturbations, qu'elles émanent de la route ou du conducteur. Le Dr. Amar Bose a conduit une étude sur plusieurs décennies visant à déterminer analytiquement les performances optimales qu'une suspension peut atteindre, indépendamment des limitations des solutions technologiques actuelles.

À cet effet, il a proposé un système comprenant un moteur linéaire électromagnétique et un amplificateur de puissance disposé à chaque roue, comme illustré dans (Figure 1.8). Ce dispositif est contrôlé par un ensemble d'algorithmes de commande. Le moteur électromagnétique est constitué d'un vérin électrique qui assure le rôle de suspension en influençant le débattement de la suspension, éliminant ainsi le besoin de ressorts et d'amortisseurs traditionnels [14].

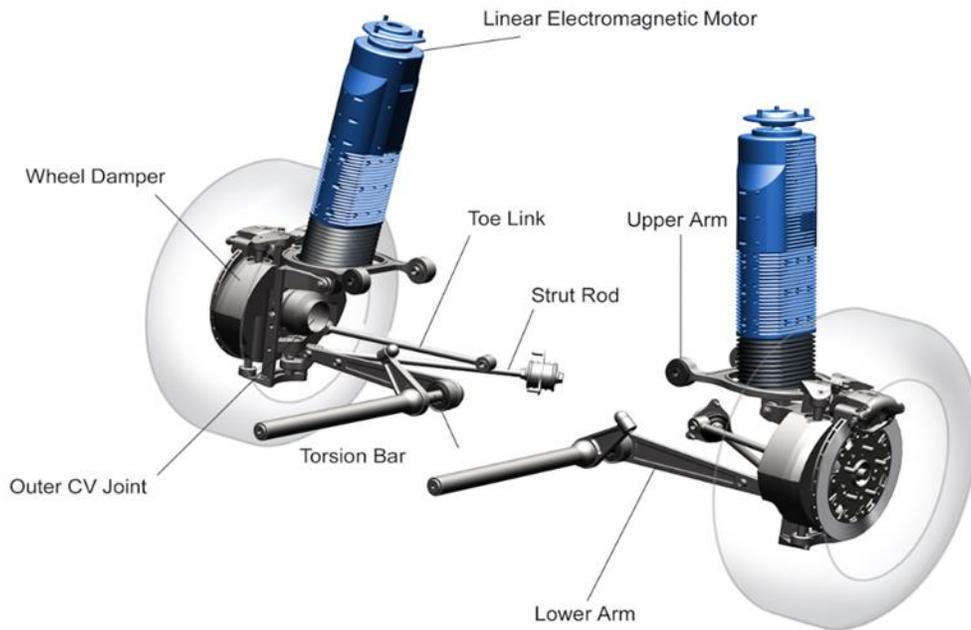


Figure 1.8 : Moteur linéaire électromagnétique de suspension *BOSSE* [14]

Comme illustré dans (**Figure 1.9**), chaque roue du véhicule est équipée de ce dispositif, ce qui autorise une action indépendante sur chaque roue.

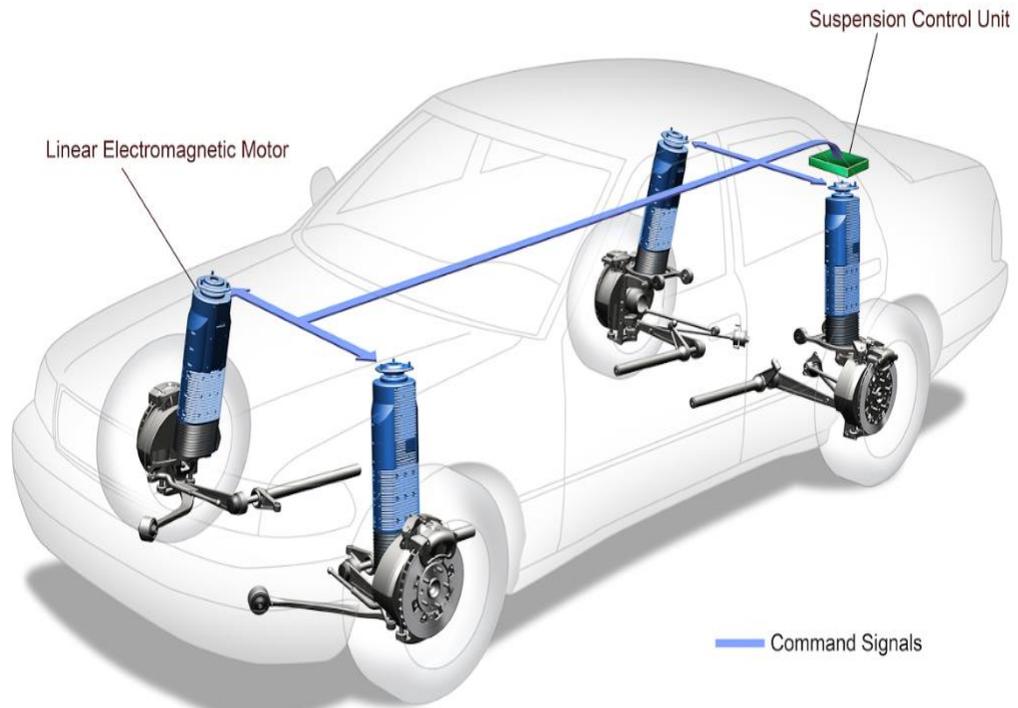


Figure 1.9: Architecture de la suspension BOSSE [14]

1.7. TYPES DE SUSPENSION

La suspension automobile joue un rôle fondamental dans la dynamique de conduite d'un véhicule, exerçant une double fonction. D'une part, elle vise à diriger la roue afin d'optimiser le contact entre celle-ci et la chaussée, favorisant ainsi la motricité et l'adhérence. D'autre part, la suspension est chargée de filtrer efficacement les irrégularités de la route, contribuant ainsi au confort des passagers du véhicule.

Selon les deux grandes parties d'architectures citées précédemment, on peut aussi répartir ces architectures en plusieurs types de configurations qui sont citées dans cette section [15].

1.7.1. Le MacPherson

La configuration de suspension pseudo MacPherson représente le schéma de suspension prédominant adopté pour l'essieu avant, particulièrement répandu dans les segments des véhicules citadins et compacts. Cette conception tire son appellation de l'ingénieur américain Earle S. MacPherson, qui a élaboré le schéma de suspension initial à la fin des années 1940 pour la Ford Vedette, un modèle spécifiquement conçu pour le marché français. Bien que le schéma de suspension susmentionné soit moins fréquemment adopté de nos jours, le concept sous-jacent a été amélioré en intégrant un triangle inférieur, ce qui permet un meilleur contrôle de la direction de la roue. Étant donné les contraintes d'espace dans le compartiment moteur, la suspension de type McPherson représente un compromis avantageux. Bien qu'elle exige un espace vertical, elle demeure compacte sur d'autres axes, ce qui en fait une solution pratique [15].

1.7.2. La double triangulation

La suspension à double triangulation est fréquemment employée dans divers contextes, que ce soit en compétition automobile sur des véhicules sportifs tels que la Lamborghini Aventador et la McLaren 650S, ou dans des applications tout-terrain comme le Range Rover et le Toyota Land Cruiser. Cette configuration comprend un triangle supérieur et un triangle inférieur, chacun doté de deux points d'attache côté châssis et d'un point d'attache côté moyeu, assurant ainsi un guidage optimal de la roue [15].

1.7.3. Multi-bras

La suspension multi-bras est typiquement composée de cinq bras, chacun étant conçu pour contrôler indépendamment les différents degrés de liberté de la roue. L'amortissement ne gère que le déplacement vertical. La conception de cette suspension est relativement complexe en raison de la

présence de masses non suspendues significatives et de l'encombrement conséquent qu'elle implique. En conséquence, les suspensions multi-bras sont principalement utilisées sur les berlines routières, à la fois à l'avant et à l'arrière. Dans le cas des voitures compactes, seuls quelques modèles disposent d'une suspension multi-bras, et ce, généralement à l'arrière uniquement, comme c'est le cas pour la Volkswagen Golf dont la puissance excède les 120 chevaux et la Ford Focus [15].

1.7.4. L'essieu de torsion

L'essieu arrière de torsion est fréquemment adopté sur les berlines compactes à traction, représentant ainsi le dispositif prédominant dans cette catégorie. Cette configuration constitue une suspension semi-indépendante où les roues d'un même essieu sont reliées par une barre transversale déformable dans une certaine mesure, permettant ainsi une relative indépendance des mouvements de chaque roue. Malgré le fait que ce système soit souvent perçu comme moins sophistiqué qu'un train arrière multi-bras, il offre de multiples avantages, notamment en termes d'encombrement réduit, de masse contenue et de coût de production modéré. Il convient de souligner que ce type de suspension peut permettre d'atteindre des performances remarquables, comme en témoignent des modèles tels que la Peugeot 308 et la Renault Mégane RS [15].

1.8. CONCLUSION

Ce chapitre a été consacré à des généralités sur les systèmes de suspensions. Nous avons donné une définition du système de suspension et ses principaux rôles entre confort et sécurité. En plus, nous avons introduit les différentes parties constitutives de ce système, les trois types du système de suspension et ses différentes architectures avec explication.

Dans le chapitre suivant, nous allons introduire les équations mathématiques qui décrivent le fonctionnement d'un système de suspension. Le modèle trouvé sera validé par une simulation dans l'environnement Matlab/Simulink.

Modélisation et simulation du système de suspension d'un véhicule

02

2.1. Introduction

Les modèles mathématiques, basés sur des paramètres tels que la masse du véhicule, la rigidité des ressorts et l'amortissement, fournissent une base théorique pour prédire et optimiser les caractéristiques de conduite et de confort. Cette approche intégrée offre une méthodologie complète pour concevoir et améliorer les systèmes de suspension des véhicules, contribuant ainsi à accroître la sécurité, le confort et la maniabilité sur la route [16].

2.2. MODELISATION DU SYSTEME DE SUSPENSION DE VEHICULE

La plupart des recherches portant sur les suspensions adoptent un modèle de quart de véhicule à deux degrés de liberté, tel que schématisé dans (**Figure 2.1**). Ce modèle permet de capturer le comportement vertical global de l'ensemble constitué de la caisse, de la roue et du pneumatique, indépendamment de la technologie de suspension employée. Il est composé d'une masse suspendue qui, via la suspension, repose sur la masse non suspendue (la roue), qui à son tour est en contact avec le sol grâce au pneumatique (**Figure 2.1.a**). La masse suspendue représente un quart de la masse totale du véhicule. La suspension proprement dite est symbolisée par un ressort monté en parallèle avec un amortisseur. La roue est également représentée par un ensemble ressort-amortisseur en parallèle, avec des valeurs de raideur et de coefficient d'amortissement nettement supérieures à ceux de la suspension. Dans l'ensemble, ce modèle est adéquat pour des analyses préliminaires des suspensions. Un modèle plus simple, également utilisé dans la littérature, est le modèle de quart de véhicule à un seul degré de liberté.

Dans ce cas, la masse suspendue est directement reliée au sol via la suspension. Ce modèle peut suffire si seul le confort des passagers est pris en compte, et non la tenue de route, car le mode oscillant dû à la caisse est alors dominant pour le confort. Les équations mathématiques régissant le mouvement des masses suspendues peuvent être déduites en appliquant les principes généraux de la dynamique.

Les postulats sous-tendant la modélisation d'un quart du véhicule se résument comme suit:

- Le pneu est représenté comme un ressort linéaire sans amortissement, et aucun mouvement de rotation n'est considéré dans la roue et la carrosserie.
- Le comportement du ressort et de l'amortisseur est caractérisé par une linéarité.
- Le pneu maintient un contact permanent avec la surface de la route, et l'effet de frottement est négligé, ce qui implique que tout amortissement structural résiduel n'est pas pris en compte dans la modélisation du véhicule [11].

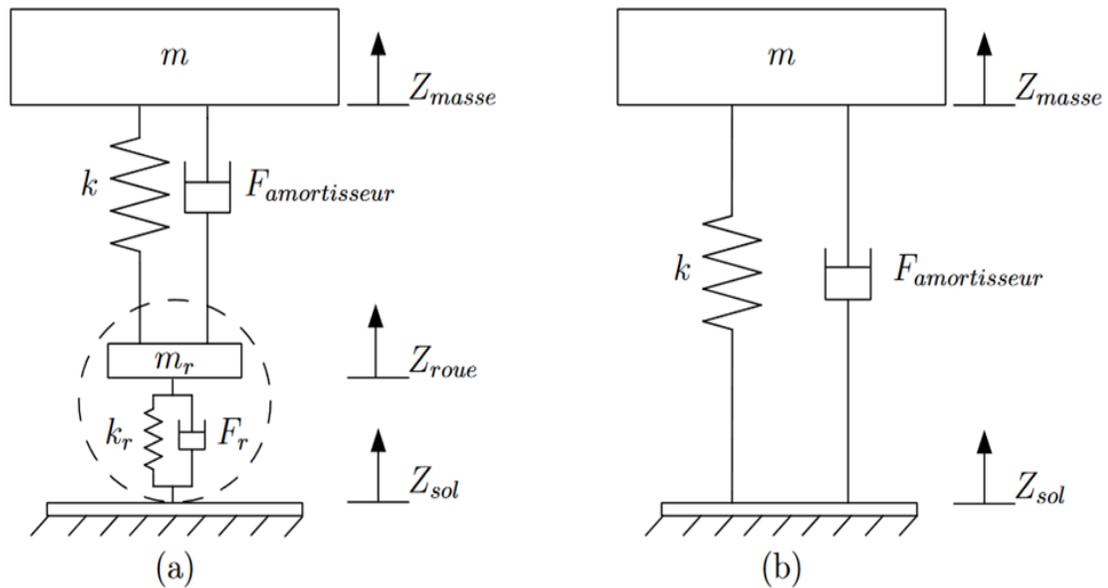


Figure 2.1: Modèle de quart de véhicule général (a) et modèle de quart de véhicule simplifié (b) dans lequel on assimile la roue à un corps parfaitement rigide en contact permanent avec le sol [11]

Le modèle quart de véhicule d'une suspension est décrit par [11]:

$$m_{caisse} = k(z_{roue} - z_{caisse}) + F_{amortisseur} \quad (2.1)$$

$$m_{roue} = k(z_{caisse} - z_{roue}) - F_{amortisseur} + k_r(z_{sol} - z_{roue}) + F_r \quad (2.2)$$

Avec :

m_c et m_r : respectivement la masse de la caisse et de la roue.

k : La raideur du ressort de la suspension.

k_r : la raideur équivalente du pneumatique.

F_r : Est la force d'amortissement équivalente du pneumatique.

Le modèle quart de véhicule désigne une représentation équivalente à un quart d'une automobile (ou de tout véhicule à quatre roues) [17].

Essentiellement, ce modèle se compose d'une roue définie par un ressort dans le schéma, ainsi qu'une masse suspendue. Le dispositif de suspension est représenté par un système d'amortissement simple à ressort. **Figure 2.2** montre le modèle quart de véhicule [18].

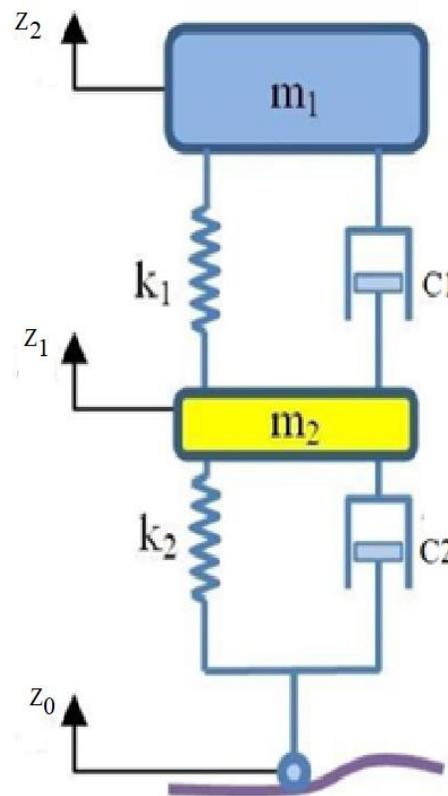


Figure 2.2: le système de suspension passive quart de véhicule [19]

1. Système de suspension passive

m_1 : Masse suspendue en Kg.

m_2 : Masse non suspendue en Kg.

k_1 : Rigidité du ressort de la carrosserie en N/m.

k_2 : Rigidité du pneu en N/m.

c_1, c_2 : amortisseur, Ns/m.

À partir de la **Figure 2.2** on distingue 4 forces appliquée qui est [19][1]:

$$F_{k1} = k_1(Z_1 - Z_0) \quad (2.3)$$

$$F_{c1} = C_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_0) \quad (2.4)$$

$$F_{c2} = c_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \quad (2.5)$$

$$F_{k2} = k_2(Z_2 - Z_1) \quad (2.6)$$

On applique la 2^{ème} loi de newton, on trouve [19][1]:

$$F = m * a \quad (2.7)$$

$$m_1 \ddot{Z}_1 + f_{k1} + F_{c1} = 0 \quad (2.8)$$

$$m_2 \ddot{Z}_2 - F_{k1} - F_{c1} + F_{k2} + F_{c2} = 0 \quad (2.9)$$

Les équations des mouvements pour un modèle de quart de véhicule s'écrivent de la manière suivante [19], [1]:

$$m_1 \ddot{Z}_1 + c_1 C_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_0) + k_1(Z_1 - Z_0) = 0 \quad (2.10)$$

$$m_2 \ddot{Z}_2 - c_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_0) - k_1(Z_1 - Z_0) + k_2(Z_2 - Z_1) + c_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) = 0 \quad (2.11)$$

D'après ces équations (2.9) et (2.10), on trouve :

$$\ddot{x}_1 = -\frac{1}{m_1} [c_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) + k_1(Z_1 - Z_2)] \quad (2.12)$$

$$\ddot{x}_2 = -\frac{1}{m_2} [-c_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) - k_1(Z_1 - Z_2) + k_2(Z_2 - Z_1) + c_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)] \quad (2.13)$$

L'équation du mouvement (2.12) et (2.13) peut être exprimée sous forme matricielle [19], [1]:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c_1 & c_1 \\ c_1 & (-c_1 - c_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Z}_1 \\ \dot{Z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -k_1 & k_1 \\ k_1 & (-k_1 - k_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_2 & 0 \\ 0 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_0 \\ \dot{Z}_0 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

2.2 Système de suspension active

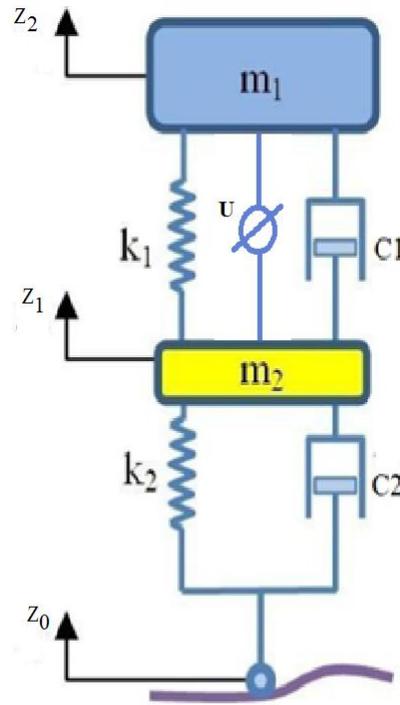


Figure 2.3: Le système de suspension active quart de véhicule [19]

a) Equation du mouvement

À partir de la Figure 2.3, on distingue 4 forces appliquée qui sont [20]:

$$F_{k1} = K_1(Z_1 - Z_0) \quad (2.15)$$

$$F_{k2} = k_2(z_2 - z_1) \quad (2.16)$$

$$F_{C2} = C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (2.17)$$

$$F_{C1} = C(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) \quad (2.18)$$

On applique la 2^{ème} loi de newton on trouve [20] :

$$F = m * a \quad (2.19)$$

$$m_1 z_1 - F_{k1} + F_{c1} + U = 0 \quad (2.20)$$

$$m_2 z_2 - F_{k1} - F_c - U - F_{k2} = 0 \quad (2.21)$$

L'équation dynamique de la masse non suspendue et non suspendue pour un modèle de quart de véhicule s'écrit de la manière suivante [20] :

$$m_1 \ddot{Z}_1 = k_2(Z_2 - Z_1) + C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) - K_1(Z_2 - Z_0) - C_1(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_0) - U \quad (2.22)$$

$$m_2 \ddot{Z}_2 = -k_2(Z_2 - Z_1) - C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + U \quad (2.23)$$

D'après l'équation (2.21) on trouve [20]

$$\ddot{Z}_1 = \frac{K_2}{m_1}(Z_2 - Z_1) + \frac{C_2}{m_1}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) - \frac{K_1}{m_1}(Z_2 - Z_0) - \frac{C_1}{m_1}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_0) - \frac{U}{m_1} \quad (2.24)$$

D'après l'équations (2.22) on trouve [20]

$$\ddot{Z}_2 = -\frac{K_2}{m_2}(Z_2 - Z_1) - \frac{C_2}{m_1}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + \frac{U}{m_2} \quad (2.25)$$

b) Equation dans l'espace d'état

Une autre méthode de modélisation du système de suspension avec le logiciel Matlab est l'utilisation de la forme générale du modèle espace-état [1]:

$$\dot{Z} = AZ + BF + GZ_0 \quad (2.26)$$

$$Y = CZ + DF + EZ_r \quad (2.27)$$

Ce qui donne la forme d'espace d'état suivante :

$$\begin{cases} Z_1 = \dot{Z}_2 \\ Z_2 + Z_2 \\ Z_3 = \dot{Z}_1 \\ Z_4 = Z_1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{Z}_1 = -\frac{C_2}{m_2}Z_1 - \frac{K_2}{m_2}Z_2 + \frac{C_2}{m_2}Z_3 + \frac{K_2}{m_2}Z_4 + \frac{U}{m_2} \\ \dot{Z}_2 = Z_1 \\ \dot{Z}_3 = \frac{C_2}{m_1}Z_1 - \frac{K_2}{m_1}Z_2 - \frac{C_2 + C_1}{m_1}Z_3 - \frac{K_2 + K_1}{m_1}Z_4 + \frac{K_1}{m_1}Z_1 + \frac{C_1}{m_1}\dot{Z}_1 - \frac{U}{m_1} \\ \dot{Z}_4 = Z_3 \end{cases} \quad (2.28)$$

L'équation d'état pour la variable Z_3 devient : si nous supposons que la vitesse verticale causée par le profil de la route Z_0 est très faible (négligée)

$$\dot{Z}_3 = \frac{C_2}{m_1}Z_1 + \frac{K_2}{m_1}Z_2 - \frac{c_2 + c_1}{m_1}Z_3 - \frac{K_2 + k_1}{m_1}Z_4 + \frac{K_1}{m_1}Z_0 + \frac{K_1}{m_1}Z_0 + \frac{U}{m_u} \quad (2.29)$$

Par conséquent, l'équation de l'état et de la sortie est la suivante :

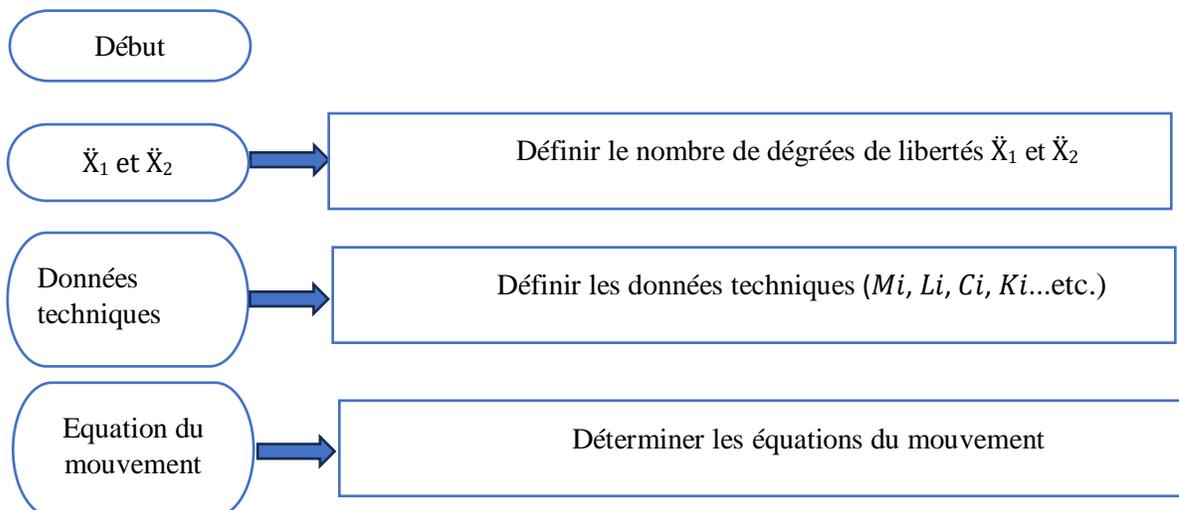
$$\begin{bmatrix} \dot{Z}_1 \\ \dot{Z}_2 \\ \dot{Z}_3 \\ \dot{Z}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_2}{m_2} & \frac{-k_2}{m_2} & \frac{C_2}{m_2} & \frac{K_2}{m_2} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{C_1}{m_1} & \frac{K_1}{m_1} & \frac{C_2 - C_1}{m_1} & \frac{k_2 - k_1}{m_1} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \\ Z_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_2} \\ 0 \\ -1 \\ \frac{1}{m_1} \end{bmatrix} U + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_1}{m_1} \\ 0 \end{bmatrix} Z_1 \quad (2.30)$$

$$y = \begin{bmatrix} Z_2 \\ \dot{Z}_2 \\ \ddot{Z}_2 \\ Z_2 - Z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-C_2}{m_2} & \frac{-K_2}{m_2} & \frac{C_2}{m_2} & \frac{K_2}{m_2} \\ 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \\ Z_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} U + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} Z_0 \quad (2.31)$$

2.3. Programmation Matlab et modélisation simulink

Pour parvenir à une modélisation précise des équations de mouvement pour le modèle de suspension du quart de véhicule, il est impératif de disposer d'un outil efficace pour accélérer les procédures numériques. Les équations de mouvement doivent être adaptées à des formats plus appropriés afin de faciliter leur simulation, notamment en recourant à des techniques telles que la transformation en fonction d'équation de transfert et l'équation de l'espace d'état, comme indiqué dans la partie numérique. Des simulations numériques spécifiques ont été élaborées pour les systèmes de suspension afin d'adresser ces exigences.

L'organigramme de l'exécution des programmes MATLAB (**Figure 2.4**) présente les différentes étapes suivies pour modéliser le système suspension.



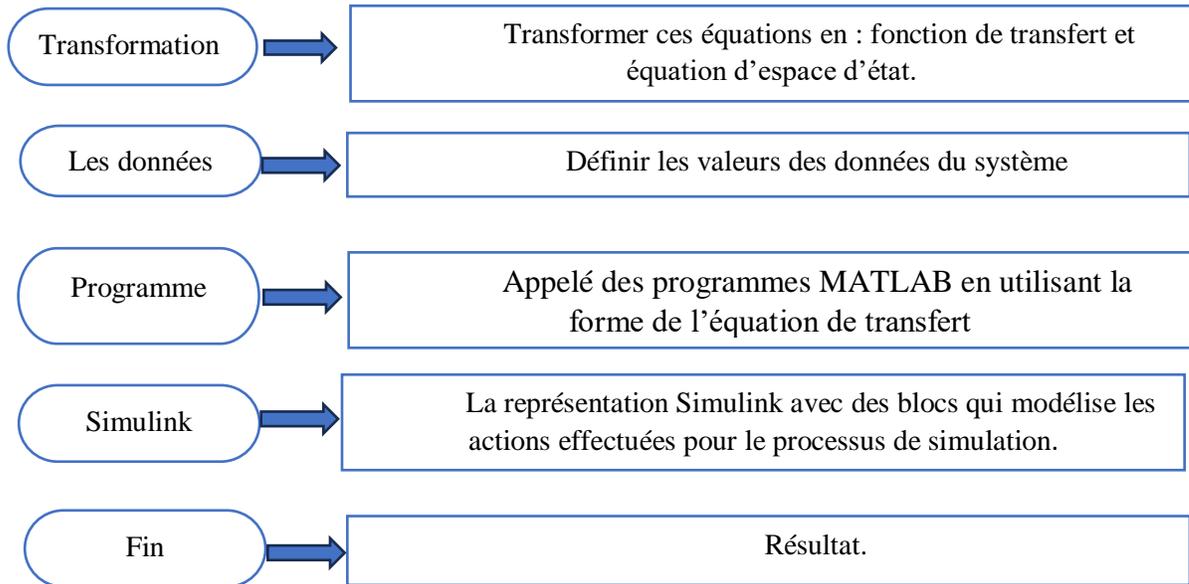


Figure 2.4 : L'organigramme de l'exécution des programmes MATLAB

Pour la simulation sous MATLAB du système de suspension, nous avons utilisé les valeurs des paramètres de l'équation du mouvement qui sont représentés dans le **Tableau 2.1**. En utilisant l'équation du transfert que nous avons simulé en utilisant une commande MATLAB, cela nous a permis de représenter les équations (2.37) et (2.38) comme les montrent les figures 2.5 et 2.6.

Tableau 2.1 : Paramètres et valeurs du modèle de suspension quart de véhicule [6]

Variables	Valeurs	Unités
M_1	972.2	Kg
M_2	113.6	Kg
K_1	42.719	N/m
K_2	101.115	N/m
C_1	1.095	N.s /m
C_2	14.6	N.s /m

2.4. La commande d'un système de suspension active

2.4.1. Méthode de régulation par un contrôleur PID

Les régulateurs proportionnels, intégraux et dérivés (PID) ont été largement utilisés dans les applications de contrôle industriel pendant une longue période. Malgré leur présence de longue date, la prépondérance des applications industrielles continue à s'appuyer sur les régulateurs PID. Cette adoption généralisée des régulateurs PID dans l'industrie peut être attribuée à leur simplicité inhérente et à la possibilité d'un réajustement en temps réel [21].

Le nom "contrôleur PID" dérive de la composition de sa sortie en trois termes distincts : le terme proportionnel, le terme intégral et le terme dérivé. Chaque terme est fonction de la valeur d'erreur $e(t) = r(t) - y(t)$, qui représente la différence entre l'entrée $y(t)$ et la sortie du système $r(t)$ [5].

Le contrôleur PID a la forme suivante [5]:

$$U(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t)dt + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.32)$$

Où

K_p , K_i et K_d sont respectivement les paramètres P, I et D. K_i et K_d peuvent également s'écrire comme suit [21]:

$$K_i = K_p * T_i \quad (2.33)$$

$$K_d = K_p * \frac{1}{T_d} \quad (2.34)$$

Où T_i et T_d sont respectivement le temps de réinitialisation et le temps de dérivation. Ces termes déterminent le type de réponse du système [21].

On effectuera une simulation en utilisant le modèle mathématique du quart de véhicule avec le logiciel MATLAB/SIMULINK. Cette simulation permettra d'évaluer les performances du système de suspension active en ce qui concerne la qualité de conduite et la maniabilité du véhicule.

2.4.2. Méthode de régulateur linéaire quadratique (LQR)

Le contrôleur linéaire quadratique (LQR), parmi les approches de contrôle les plus répandues, est fréquemment employée dans de nombreuses études pour réguler les systèmes de

suspension. L'approche LQR sera mise en œuvre dans le but de mener une comparaison. Dans cette partie on a présenté l'application de l'approche de contrôleur LQR au système de suspension étudié [22].

Pour élaborer un système de commande stable fondé sur des critères de performance quadratiques, il est pertinent de prendre en considération la formulation du système comme suit:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.35)$$

Où

x : Vecteur d'état (vecteur n).

u : Vecteur de contrôle (vecteur r).

$A = n * n$: Matrice constante.

$B = n * r$: Matrice constante.

Prenons en considération un régulateur de rétroaction à variable d'état appliqué au système tel qu'énoncé ci-dessous [23]:

$$U(t) = -Kx(t) \quad (2.36)$$

Lors de l'élaboration de systèmes de contrôle, il est fréquent de chercher à déterminer le vecteur de commande $U(t)$ de manière à minimiser un critère de performance spécifié. Le critère de performance quadratique est formulé comme suit [22]

$$J_{LQR} = \int L(x, u) dt \quad (2.37)$$

$L(x, u)$: est une fonction quadratique ou une fonction hermitienne de x et u , conduisant à une loi de contrôle linéaire.

L'optimisation implique de trouver l'entrée de commande U qui réduit le niveau de performance. La valeur de l'indice de performance J correspond à la demande de la caractéristique de performance et à la limitation de l'entrée du moniteur. On peut définir le contrôleur optimal d'un système spécifique comme la conception du contrôleur qui réduit au minimum l'indice de performance suivant [23]:

$$J_{LQR} = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (2.38)$$

Q : est une matrice définie positive (ou semi-définie positive).

R : matrice hermitienne ou symétrique réelle.

Le schéma fonctionnel de la configuration optimale est illustré dans (**Figure 2.5**)

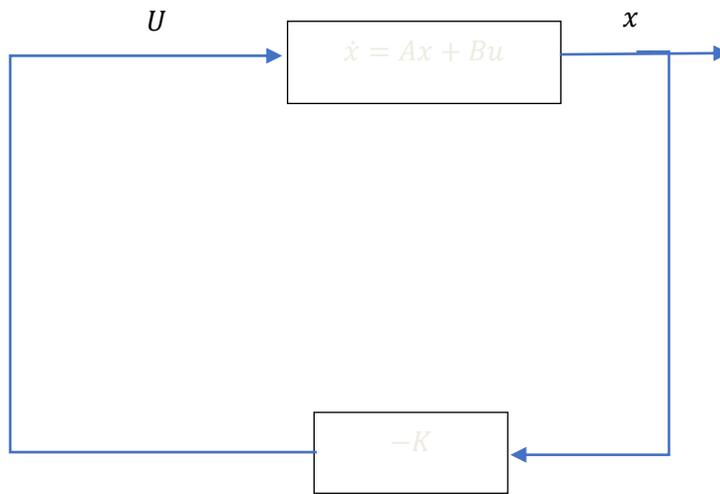


Figure 2.5 : Schéma fonctionnel du système de contrôle LQR [23]

La matrice K est représentée par [11]:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (2.39)$$

La matrice P est la solution de l'équation de Riccati algébrique suivante:

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (2.40)$$

Alors le régulateur de rétroaction U

$$U(t) = -R^{-1} B^T P x(t) \quad (2.41)$$

Pour faire la comparaison entre la suspension passive et la suspension active à partir du contrôleur LQR, on utilise les matrices de pondérations suivantes [6]:

La matrice Q est :

$$Q = \begin{bmatrix} 10^{-2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10^{-5} & & 0 \\ 0 & 0 & 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^{-4} \end{bmatrix}$$

La matrice R est:

$$R = \begin{bmatrix} 0.001 & 0 \\ 0 & 0.10 \end{bmatrix}$$

La valeur du gain K trouvé après simulation est:

$$K = \begin{bmatrix} 0.0010 & -0.0002 & -0.0001 & 0.0010 \\ 0.2596 & -0.3737 & 0.0968 & 0.3772 \end{bmatrix}$$

2.5. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons présenté la modélisation mathématique d'un système de suspension passive et active d'un quart de véhicule. Nous nous sommes intéressés aux deux méthodes de commande du système de suspension active qui sont: la méthode de régulation par un contrôleur PID et la régulation par un contrôleur LQR.

Commande d'un système suspension modèle quart de véhicule

03

3.1 Introduction

Les véhicules (en particulier ceux à haut de gamme) ont progressivement été équipés de systèmes de suspension active afin d'améliorer le confort de roulement sur des routes de profil très variables. Sans le dispositif de suspension, les chocs engendrés par les accidents de la route sont transmis directement aux passagers et entraînent un sentiment de malaise. Dans les voitures équipées de suspension active, les amortisseurs sont réglés de manière active afin de réduire la transmission de choc aux passagers, ce qui améliore considérablement le confort de conduite [3].

3.2 Critères de confort et de tenue de route

Pour juger la qualité d'une suspension on dépend sur deux critères principaux :

- Une suspension adéquate doit permettre au véhicule de s'adapter aux ondulations de la route pour garantir une bonne maniabilité du véhicule.
- En ce qui concerne le bien-être des passagers, il est prévu qu'une suspension adéquate assure une isolation optimale des passagers des perturbations verticales provenant de la route (entrées au sol).

Les fonctions de transfert typiques sont souvent utilisées pour représenter ces deux critères. En réalité, les perturbations sinusoïdales des entrées sol peuvent être considérées comme des perturbations de fréquences variables : une même bosse, traversée à différentes vitesses, entraîne une entrée de fréquence différente mais d'amplitude en déplacement toujours constante. C'est pourquoi des réponses en fréquence sont utilisées [24].

a) Critère de tenue de route

Pour assurer une excellente tenue de route, la suspension doit maintenir le contact de la roue avec le sol : elle doit transmettre les vibrations du sol pendant une durée maximale. Sur le plan analytique, il s'agit d'une fonction de transfert de type [24] :

$$\frac{Z_{roue}}{Z_{route}} \approx 1 \text{ ou } \frac{Z_{roue} - Z_{route}}{Z_{route}} \approx 0 \quad (3.1)$$

b) Critère de confort

Une suspension idéalement conçue assure un isolement optimal des occupants du véhicule vis-à-vis des irrégularités du terrain, empêchant toute transmission des perturbations de la route jusqu'à la carrosserie. D'un point de vue analytique, cette dimension du confort se traduit par l'évaluation de l'accélération subie par la carrosserie.

$$\frac{\ddot{Z}_{caisse}}{Z_{route}} \approx 0 \quad (3.2)$$

En effet, ce paramètre pourrait être examiné à travers une perspective particulière : la nécessité pour la suspension de s'ajuster aux oscillations à basse fréquence de la route, telles que les dos d'âne, tout en atténuant les perturbations à moyenne ou haute fréquence. Une évaluation de ce critère pourrait être effectuée en analysant la fonction de transfert suivante

$$\frac{Z_{caisse}}{Z_{route}} \quad (3.3)$$

Il est impératif que cette fonction de transfert manifeste des valeurs approximativement égales à 1 à des fréquences basses (exprimant la capacité de la suspension à suivre les irrégularités de la route), tandis qu'elle devrait tendre vers des valeurs minimales aux fréquences moyennes et élevées.[24]

3.3 Simulation et les résultats

Tableau 3.1 : Différents profils de route pour tester le système de suspension active d'un modèle de quart de véhicule [6]

Profils de routes	Equation	Values
Route trouée	$R_p(t) = A \times \begin{cases} 1 & \text{for } t \geq 0 \\ 0 & \text{for } t < 0 \end{cases}$	A=1 cm
Profil de route sinusoïdal	$R_p(t) = A \times \sin(\omega t + \theta)$	A=1 cm
Profil de route variable	$R_p(t) = A \times [R_{p0}(t) - 2R_{p0}(t - 3) + 2R_{p0}(t - 6) - 2R_{p0}(t - 9)]$	A=1 cm
Profile de route rampe	$R_p(t) = A \times \begin{cases} 1 & \text{for } t \geq 0 \\ 0 & \text{for } t < 0 \end{cases}$	A=1 cm

Dans cette partie on va modéliser et présenter les différents résultats de simulation obtenus.

Nous avons simulé les types de profils de routes indiquées dans (**Tableau 3.1**)

1) Profile de route trouée

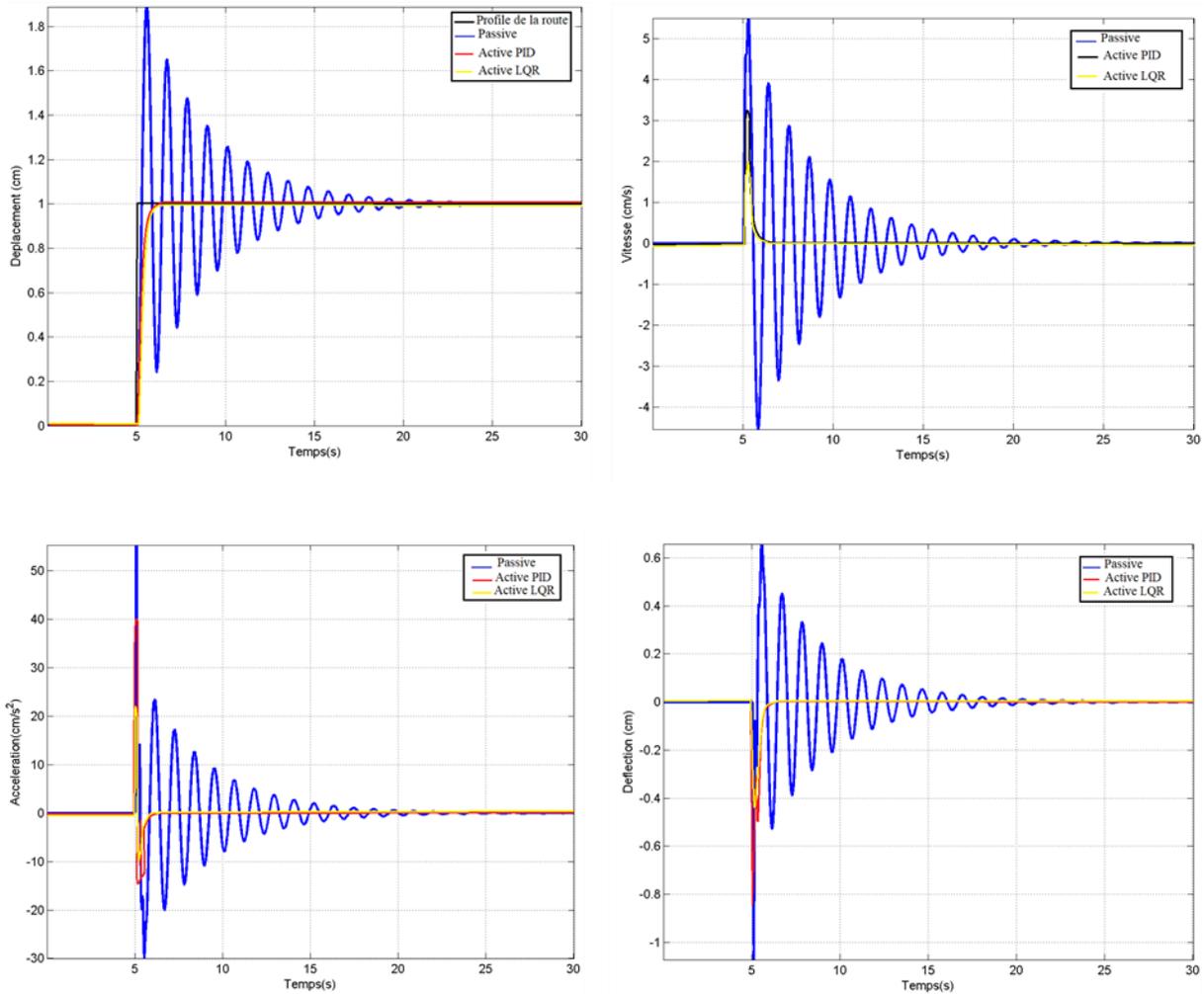


Figure 3.1 : Réponses à la profile de route trouée du contrôleur PID
Comparaison avec le contrôleur LQR

A partir de la (Figure 3.1) La suspension passive offre des pics de déplacement, vitesse, accélération et déflexion élevé et des oscillations prolongées suggèrent un manque d'amortissement et de contrôle face à la perturbation par contre le contrôleur PID active montre une amélioration des performances en réduisant les oscillations. Il stabilise le système plus rapidement que ce dernier. En outre, le contrôle LQR active excelle parmi les trois options en présentant un pic maximal et un retour rapide à la stabilité. Cela suggère que le contrôleur LQR offre une stratégie pour atténuer les impacts des perturbations routières.

2) Profil de route sinusoïdal

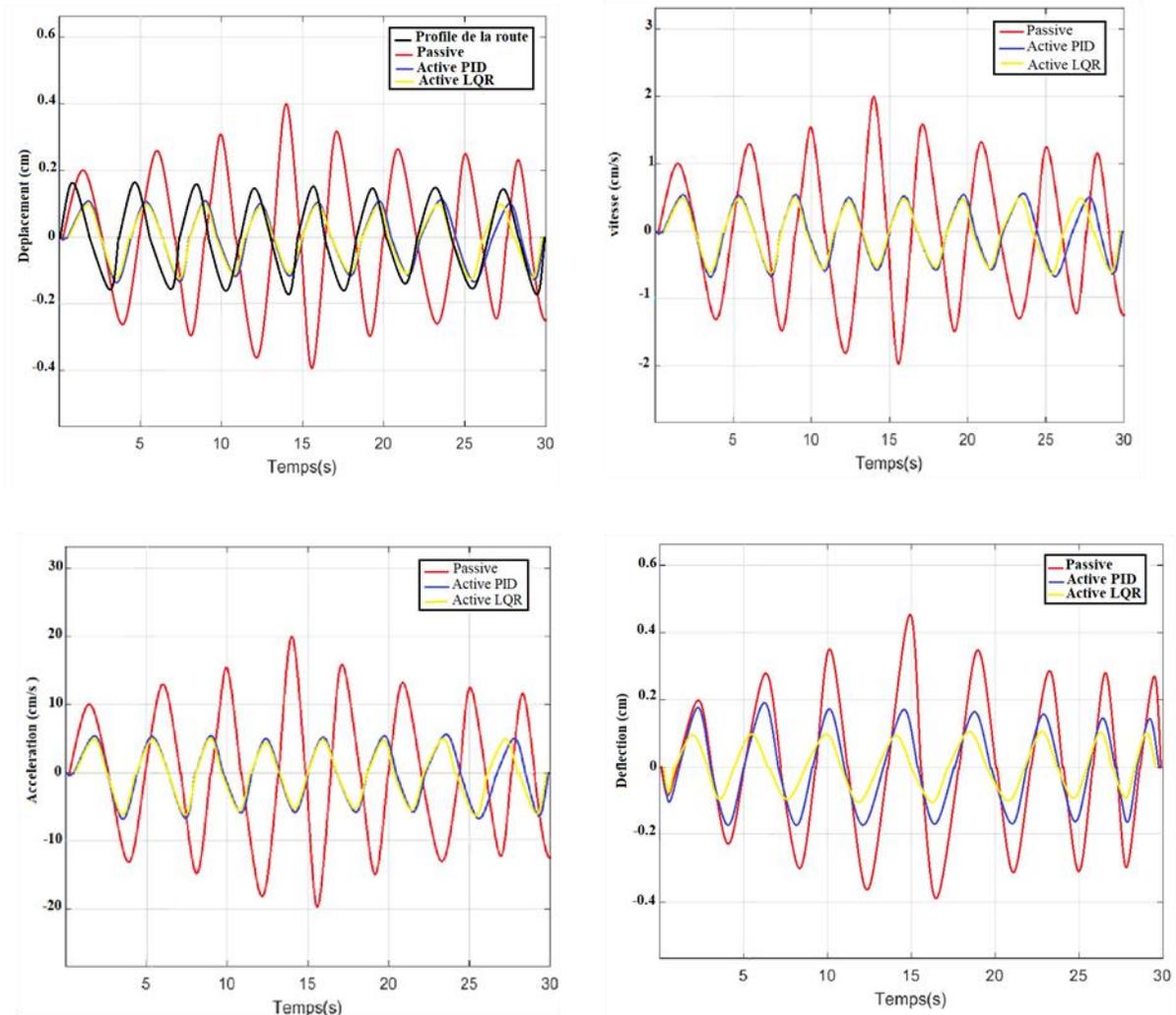


Figure 3.2 : Réponses à la profile de route sinusoïdale du contrôleur PID
 Comparaison avec le contrôleur LQR

La (**Figure 3.2**) montre que le système de suspension passive subit les oscillations avec une amplitude de mouvement important, ce qui laisse présager des difficultés à gérer les irrégularités de la chaussée et un certain inconfort pour les passagers. A l'inverse le contrôleurs PID active améliore les performances en minimisant les amplitudes d'oscillation, ce qui démontre une meilleure adaptabilité aux perturbations de la route. En outre, la commande LQR active affiche des performances avec des amplitudes d'oscillation et une adhérence précise aux contours de la route, ce qui témoigne d'une maniabilité et d'un confort exceptionnels pour les occupants.

3) Profil de route variable

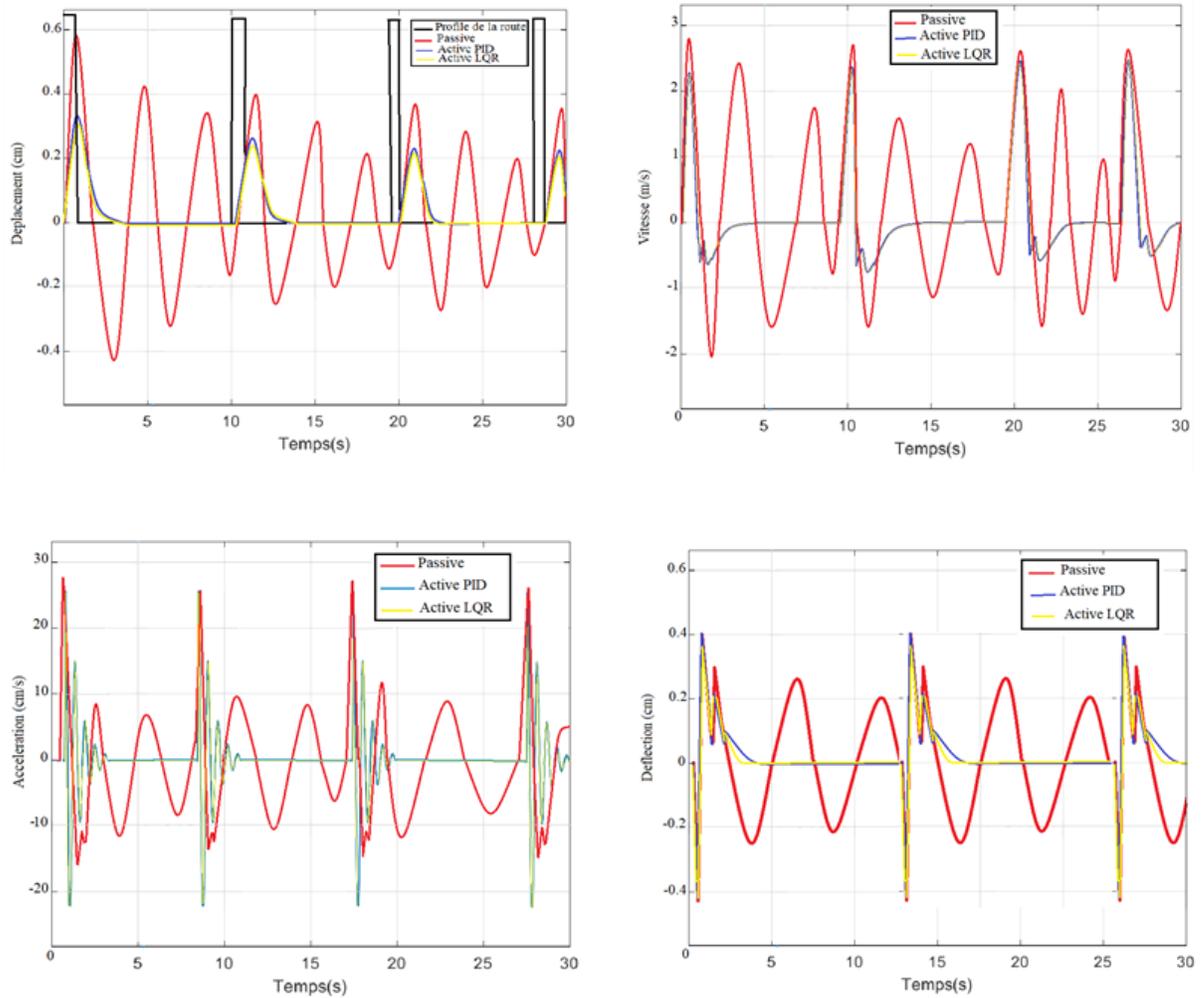


Figure 3.3 : Réponses à la profile de route variable du contrôleur PID Comparaison avec le contrôleur LQR

A partir de (**Figure 3.3**) Les systèmes de suspension passive montrent leurs performances lorsqu'ils sont confrontés à des oscillations et a des amplitudes de déplacement élevés, ce qui entraine une expérience de conduite cahoteuse et inconfortable sur les routes irrégulières. Le contrôleur PID active, améliore considérablement les performances en réduisant l'amplitude des oscillations et en améliorant le confort de conduite. Le contrôle active LQR offre les meilleures performances avec les amplitudes d'oscillation les plus faibles et la réponse la plus cohérente, ce qui suggère un plus grand confort de conduit et une maniabilité efficace sur les routes changeantes.

4) Profile de route rampe

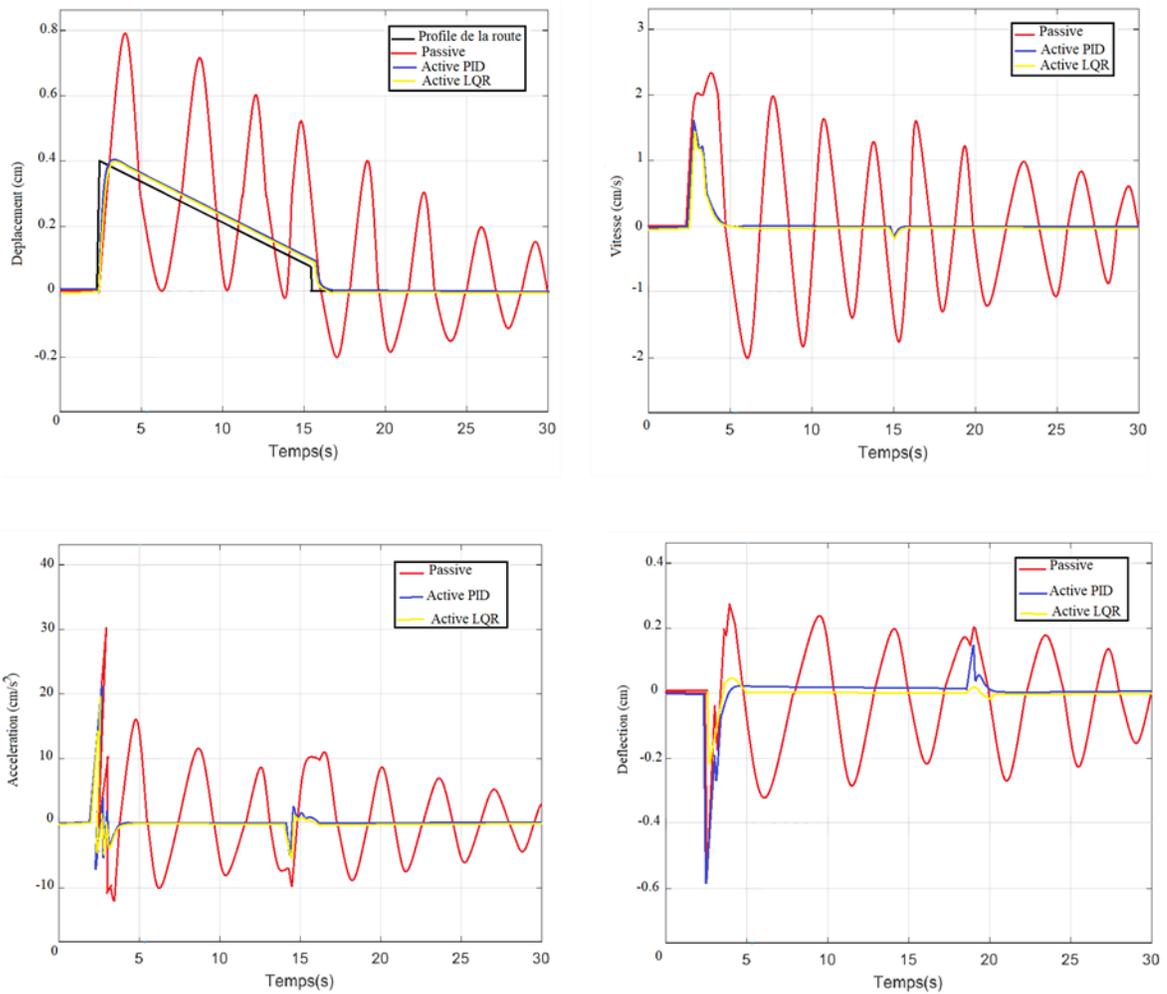


Figure 3.4 : Réponses à la profile de route rampe du contrôleur PID Comparaison avec le contrôleur LQR

La (**Figure 3.4**) montre que la déplacement, vitesse, accélération et déflexion oscille rapidement, ce qui suggère que le système de suspension passive n'amortit pas suffisamment les vibrations induites par le profil de la route en rampe. Les oscillations finissent par s'atténuer, mais il leur faut beaucoup de temps pour se stabiliser. En revanche, le contrôleur PID active réduit considérablement les oscillations de déplacement par rapport au système passif. Le contrôleur PID diminue l'amplitude des oscillations plus rapidement, ce qui se traduit par un meilleur amortissement et une stabilité plus rapide de

la carrosserie du véhicule après avoir heurté la rampe. Le contrôleur LQR réduit également de manière significative les oscillations. C'est un peu comme le contrôleur PID active. Le contrôleur LQR semble fonctionner un peu mieux que le contrôleur PID en termes de réduction du déplacement et de stabilisation de la carrosserie de véhicule plus rapidement et doucement.

Le tableau suivant (**Tableau 3.2**) présente la différence du temps de montée, stabilité et dépassement de chaque type de suspension ; passive et active.

Tableau 3.2 : comparaison des réponses de système d'un contrôleur PID et LQR entre suspension passive et active

Profile de route trouée	Méthode	Temps de montée (s)	Dépassement (%)
	Passive	1.91	81.1%
	Active PID	0.5	5%
	Active LQR	0.2	0.13%
Profile de route sinusoïdale	Méthode	Temps de montée (s)	Dépassement (%)
	Passive	1.95	84.3%
	Active PID	0.7	6.7%
	Active LQR	0.45	0.167%
Profile de route variable	Méthode	Temps de montée (s)	Dépassement (%)
	Passive	1.97	87.6%
	Active PID	0.8	7%
	Active LQR	0.358	0.146%
Profile de route rampe	Méthode	Temps de montée (s)	Dépassement (%)
	Passive	1.96	85.8%
	Active PID	0.6	7%
	Active LQR	0.421	0.1542%

- Le temps de montée évalue la vitesse avec laquelle le système atteint 90 % de sa valeur finale après une perturbation.

- Le dépassement représente la disparité entre le niveau maximal atteint par le système et le niveau final.

En résumé, la méthode Active LQR semble être la plus performante en termes de temps de montée court de 0.2(s), 0.45(s), 0.358(s) et 0.421(s) par rapport à la méthode Active PID de 0.5(s), 0.7(s) ,0.8(s) et 0.6(s) et de dépassement minimal pour la méthode Active LQR de 0.13%, 0.167%, 0.146% et 0.1542% par rapport a la méthode Active PID de 5%, 6%, 7% et 7%. Tandis que la méthode passive présente les valeurs les plus élevées pour ces caractéristiques de 1.91(s), 1.95(s),1.97(s) et 1,96(s) pour le temps de montée et 81.1%, 84.3%,87.6% et 85.8%pour le dépassement.

Les valeurs de l'erreur quadratique moyenne (RMS) sont employées dans le tableau (Tableau 3.3)

Tableau 3.3 : Erreur RMS du système de suspension active pour un modèle de quart de roue

<div style="text-align: center;"> Profile de la route </div> <div style="text-align: center;"> Méthode </div>	<div style="text-align: center;"> Profile de route trouée </div>	<div style="text-align: center;"> Profile de route sinusoïdal </div>	<div style="text-align: center;"> Profile de route variable </div>	<div style="text-align: center;"> Profile de route rampe </div>
Suspension Passive	$1.0044e^{+00}$	2.555	$3.480e^{-01}$	$5.251e^{-02}$
PID	$9.725e^{-01}$	$4.146e^{-01}$	$1.281e^{-01}$	$3.919e^{02}$
LQR	$9.649e^{-01}$	$9.725e^{-01}$	$1.143e^{-01}$	$3.873e^{-02}$

3.4 Interprétation des résultats

Les résultats obtenus dans (Figure 3.1) a (Figure 3.4) montre clairement les avantages de l'utilisation de systèmes de suspension active par rapport suspension passive pour faire face aux bosses de la route. Les contrôleurs PID et LQR améliorent tous deux le

confort de conduite en minimisant les mouvements du corps et les vibrations. Parmi les deux méthodes de contrôle utilisées, le LQR se distingue par ses performances, car il optimise la dynamique de la suspension pour améliorer la stabilité et le confort du véhicule.

A partir de (**Figure 3.1**), on a observé une augmentation de la masse non suspendue lors du déplacement positif de la suspension passive à 1,562 secondes et une diminution à environ 2,106 secondes au même moment. Dans les mêmes conditions routières, la masse non suspendue du système de suspension active se déplace vers la direction positive avec une largeur d'environ 1,015 cm pour le contrôleur active PID et 0,552 cm pour une suspension active contrôlée par le contrôleur LQR. Dans les mêmes conditions de conduite que celles présentées dans la figure (3.1), le système de suspension active affiche le plus faible déplacement et caractéristiques vibratoires. La vitesse et l'accélération montrent la stabilité de la voiture sur la surface de la route, de cette manière, les passagers et le conducteur profitent d'un confort accru en diminuant les vibrations de la route, et par rapport la déflexion le résultat de simulation présente dans figure 3.1 montre que la déflexion passive plus haut que le système de suspension active. La déflexion commence à 1,094 secondes et dure environ 1,542 secondes avant que la déflexion ne commence à s'adoucir pour revenir à la normale. La déflexion de contrôleur LQR est 0,1165 cm vers la direction positive et 0,3336 cm vers la direction négative.

Il en va de même pour les figures (3.2) à (3.4), qui démontrent également que la suspension active est réglée en utilisant LQR, ce qui permet d'obtenir de meilleurs résultats et d'obtenir une chute optimale des vibrations dans les différents profils de route.

En conclusion :

- Le système de suspension passive présente les oscillations d'amplitude les plus élevées dans les différentes sorties (déplacement, vitesse, accélération et déflexion), ce qui indique une faible réactivité aux variations des profils de la route.
- Le suivi est également amélioré par le contrôleur PID par rapport à la suspension passive, mais son efficacité est inférieure à celle du contrôleur LQR
- Les deux techniques de contrôle actif (PID et LQR) sont plus performantes que la suspension passive en termes d'amortissement et de stabilité.

- Le contrôleur LQR est un peu plus performant que le contrôleur PID, ce qui peut être attribué à l'optimal de l'approche LQR dans la gestion des systèmes d'espace d'état et la minimisation d'une fonction de coût.
- La capacité du système de suspension à suivre de près le profil de la route est essentiellement pour le confort de conduite. Le contrôleur LQR fait preuve d'une capacité de suivi supérieur, comme en témoigne un faible mouvement par rapport au profil de la route.

Finalement, les résultats de recherche démontrent que l'utilisation de la suspension active contrôlée par le LQR offre des résultats améliorés et une chute optimale des vibrations de la route, car nous avons testé différents types de routes afin de démontrer cette théorie. Le LQR est généralement plus précis et plus solide que la suspension passive ou le contrôle PID (proportionnel-intégral-dérivé), mais il requiert également une capacité informatique plus élevée. Le LQR est un algorithme puissant de contrôle qui offre des bénéfices par rapport à d'autres techniques de contrôle. Il est couramment employé dans le domaine de la robotique et de l'ingénierie de contrôle.

3.5 Conclusions

Au cours de ce chapitre, nous avons exposé et échangé les résultats de simulation sur la suspension passive et active du modèle quart de véhicule pour quatre perturbations différentes du profil de route. Notre attention a été portée sur l'impact direct de la route sur le confort des passagers. D'après ces simulations informatiques, il est évident que la suspension active PID et LQR présente une contribution et une supériorité en termes de performances dynamiques par rapport à la suspension passive.

CONCLUSION GENERAL

Les systèmes de suspension active sont des technologies automobiles de pointe dans le secteur industriel, offrant une conduite et une maniabilité améliorées. Ces dernières années, ils ont gagné en popularité en raison des multiples bénéfices qu'ils offrent par rapport aux systèmes de suspension passive classiques. Grâce aux suspensions actives, les performances sont améliorées, le roulis de la carrosserie est mieux contrôlé, la stabilité dans les virages est améliorée et l'expérience de conduite globale est plus douce. De plus, elles peuvent être adaptées aux conditions de conduite ou aux préférences particulières pour améliorer encore davantage l'expérience de conduite. Le système de suspension active d'un modèle de quart de voiture a été examiné dans cette étude, ce modèle étant défini par 2-DDL. Un système de suspension active est supervisé à l'aide de deux contrôleurs distincts : le PID et le LQR.

En raison de sa résistance aux perturbations externes, le contrôleur PID est fréquemment employé pour superviser les suspensions actives. Il est constitué de trois composantes : le gain proportionnel, qui modifie la sortie en fonction de l'ampleur de l'erreur ; le gain intégral, qui élimine les erreurs en régime permanent ; le gain dérivé, qui diminue les dépassements ou les oscillations en cas d'application d'une entrée progressive. Il est important de bien régler les paramètres afin d'éviter toute instabilité ou mauvaise performance causée par de mauvaises valeurs de réglage. Par ailleurs, le LQR offre une réponse dynamique efficace tout en préservant la stabilité grâce à un mécanisme de rétroaction centré sur des variables d'état plutôt que sur de simples signaux d'erreur, et en réduisant au minimum la vibration des routes. Grâce à cela, les temps de réponse sont accélérés sans compromettre la stabilité, cependant cette méthode demande une connaissance précise de la structure du modèle de l'usine, ce qui peut être coûteux si des informations précises ne sont pas disponibles sur le moment.

Dans notre étude, nous examinons la comparaison entre la suspension passive et la suspension active d'un modèle de voiture de quart avec différentes techniques. Nous essayerons ces systèmes sur cinq types de routes. Nous examinerons ces systèmes à l'aide de toutes les techniques en utilisant quatre types de routes.

On compare les différents types de contrôleurs pour le contrôle d'un système de suspension active et d'un système de suspension passive. Le LQR offre une stabilité accrue car il prend en considération toutes les entrées possibles provenant à la fois des sources de perturbation et des actionneurs, tandis que le PID ne prend en considération que certaines variables d'entrée telles que la magnitude du signal d'erreur, etc. De plus, le LQR permet un suivi plus précis car il peut obtenir des informations supplémentaires sur la dynamique de l'installation qui ne peuvent pas être facilement obtenues par d'autres méthodes.

Nous avons pour objectif de proposer des contrôleurs de force performants pour les systèmes de suspension active des véhicules. Peu de contrôleurs de suspension active ont été démontrés expérimentalement pour leur efficacité, car la majorité des études n'ont pas pris en compte la dynamique de l'actionneur. Les techniques de contrôle robuste adaptatif sont utilisées dans ce mémoire, car elles allient les bénéfices des techniques de contrôle robuste déterministe et des techniques de contrôle adaptatif tout en évitant de nombreux inconvénients. La conception initiale d'un contrôleur de force utilise les contrôleurs PID et LQR. Ensuite, les contrôleurs sont améliorés en termes de performances et de solidité grâce au mécanisme d'adaptation LQR. Finalement, on a développé une méthode modulaire visant à optimiser le processus d'identification du contrôleur. Ces progrès sont importants pour les motifs suivants. Il est essentiel d'étendre la rétroaction de sortie afin de diminuer le coût des capteurs. En cas d'incertitude non modélisée, la commande LQR permet de maintenir le système en stabilité tout en améliorant les performances lors des opérations de routine. Selon les données de la simulation d'un banc d'essai de quart de voiture, ces contrôleurs de force sont efficaces lorsqu'ils sont utilisés avec les lois de contrôle LQR.

Nous avons abordé les principales notions et les différents types de systèmes de suspension au chapitre 1.

Le modèle mathématique des systèmes de suspension et les approches PID et LQR sont présentés au chapitre 2.

Dans le chapitre 3, nous présentons les résultats du contrôle du système de suspension active pour un modèle de quart de voiture à travers les phases d'optimisation des paramètres du contrôleur PID et de calcul des paramètres du contrôleur LQR. Les résultats comparent la suspension passive à la suspension active.

Références

- [1] A. Florin and P. Liliana, “Pasive Suspension Modeling Using Matlab , Quarter Car Model , Input Signal Step Type,” *Teh. - New Technol. Prod. Mach. Manuf. Technol.*, no. 1224–029x, pp. 258–263, 2013.
- [2] A. ZIN, “Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis.,” *Trait. du Signal*, 2005, [Online]. Available: <http://hal.archives-ouvertes.fr/tel-00168419/>
- [3] F. D. E. Technologie, “Commande Optimale d ’ une Suspension Active d ’ un Véhicule”.
- [4] Abdolvahab Agharkakli, Ghobad Shafiei Sabet, and Armin Barouz, “Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile,” *Int. J. Eng. Trends Technol.*, vol. 31, no. 5, pp. 636–644, 2012, [Online]. Available: <http://www.internationaljournalsrsg.org>
- [5] A. Ahmed, S. A. Ahmed, N. M. Ghazaly, and G. T. A. el- Jaber, “PID controller of active suspension system for a quarter car model,” *Int. J. Adv. Eng. Technol.*, vol. 8, no. 6, pp. 899–909, 2015.
- [6] S. Automatic and I. Computer, “Doctoral of Automatique Modeling and control of nonlinear systems,” 2023.
- [7] Z. A. Karam and O. A. Awad, “Design of active fractional PID controller based on whale’s optimization algorithm for stabilizing a quarter vehicle suspension system,” *Period. Polytech. Electr. Eng. Comput. Sci.*, vol. 64, no. 3, pp. 247–263, 2020, doi: 10.3311/PPee.14904.
- [8] D. Sammier, “Sur la modélisation et la commande de suspensions de véhicules automobiles,” p. 234, 2001, [Online]. Available: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00198474/>
- [9] S. Maakaroun and S. M. Mod, “Mod ’ elisation et simulation dynamique d ’ un v ’ ehicule urbain innovant en utilisant le formalisme de la robotique To cite this version :

Modélisation et simulation dynamique d ' un véhicule urbain innovant en utilisant le formalisme de la robotique,” 2012.

[10] H. Termous, É. Doctorale, D. E. S. Sciences, P. Et, and H. Termous, “Hierarchical approach for the global chassis control of an electric vehicle To cite this version : HAL Id : tel-02977884 Spécialité : Automatique Approche Hiérarchisée pour le Contrôle Global du Châssis d ' un Véhicule Électrique,” 2020.

[11] H. Sleiman, H. Sleiman, S. De, and H. Sleiman, “Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnétorhéologique pour l ' automobile To cite this version : HAL Id : pastel-00502171 l ' École Nationale Supérieure d ' Arts et Métiers Spécialité « Génie électrique »,” 2010.

[12] R. Tunisienne, “Élaboration d'un modèle d'aide à la conception des mécanismes actifs de suspension des camions Poids Lourds selon une approche multicritères,” 2021.

[13] M. Q. Nguyen, “LPV approaches for modelling and control of vehicle dynamics : application to a small car pilot plant with ER dampers,” p. 221, 2017.

[14] Létévé A., “Etude 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,” 2014, [Online]. Available: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01140345>

[15] “types de suspension automobiles.” Accessed: Jan. 15, 2024. [Online]. Available: <https://www.guillaumedarding.fr/dossier-les-principaux-types-de-suspension-automobile-2883821.html>

[16] P. Boum, “Université du Québec à Rimouski Département de Mathématiques , d ' informatique et de génie . second passager .,” 2003.

[17] B. Chander, “Modelling and Analysis of Half Car Vehicle Suspension System Using Fuzzy Logic Controller,” 2009. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/305789872>

- [18] P. Sathishkumar, J. Jancirani, D. John, and S. Manikandan, "Mathematical modelling and simulation quarter car vehicle suspension," *IOSR J. Mech. Civ. Eng.*, vol. 3, no. 1, pp. 1280–1283, 2014, [Online]. Available: www.ijirset.com
- [19] I. Mihai and F. Andronic, "Behavior of a semi-active suspension system versus a passive suspension system on an uneven road surface," *Mechanika*, vol. 20, no. 1, pp. 64–69, 2014, doi: 10.5755/j01.mech.20.1.6591.
- [20] "Suspension : System Modeling Physical setup Entering equations in MATLAB We can generate the above transfer function models in MATLAB by entering the following commands in the," pp. 1–7.
- [21] A. Singh and A. Kaur, "Tuning Techniques of PID controller: A Review," *Int. J. Eng. Res. Appl.*, vol. 40, no. October, pp. 2248–9622, 2014.
- [22] R. Darus and Y. M. Sam, "Modeling and control active suspension system for a full car model," *Proc. 2009 5th Int. Colloq. Signal Process. Its Appl. CSPA 2009*, no. October, pp. 13–18, 2009, doi: 10.1109/CSPA.2009.5069178.
- [23] M. P. Nagarkar, G. J. Vikhe, K. R. Borole, and V. M. Nandedkar, "Active control of quarter-car suspension system using linear quadratic regulator," *Int. J. Automot. Mech. Eng.*, vol. 3, no. 1, pp. 364–372, 2011, doi: 10.15282/ijame.3.2011.11.0030.
- [24] "amesim." Accessed: Apr. 28, 2024. [Online]. Available: <http://unit-amesim.insa-rouen.fr/co/critere.html>