

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Batna 2-Mostapha Ben Boulaïd



Faculté de Technologie

Département d'Électrotechnique



Thèse

Préparée au sein du (Laboratoire des systèmes de Traction Electrique de Batna (LSTEB))

Présentée pour l'obtention du titre de :

Présentée pour l'obtention du diplôme de

Doctorat en sciences en Electrotechnique

Option : AUTOMATIQUE

Sous le Thème

Contrôle Robuste pour Système ABS (freinage)

Présent par :

LATRECHE SADJIA

Soutenue le :..... /..... /.....

Devant le jury composé de :

Mr. NACERI Farid	Professeur	Univ. Batna 2	Président
Mr. BENAGGOUNE Saïd	Professeur	Univ. Batna 2	Rapporteur
Mr. AMEDDAH Djamel-Eddine	M.C.A	Univ. Batna 2	Co-Rapporteur
Mr. AGGOUNE Lakhdar	M.C.A	Univ-Sétif 1	Examineur
Mme. BEHIIH Khalissa	M.C.A	Univ-Sétif 1	Examinatrice
Mr. BOUCHAMA Ziyad	M.C.A	Univ-B.B. A	Examineur
Mr. BELKACEM Sebti	Professeur	Univ. Batna 2	Invité

Année universitaire 2021/2022

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

REMERCIEMENTS

*Louange à **DIEU** qui nous a donné la foi, le courage et la patience de parvenir à finir ce modeste travail.*

J'adresse tout d'abord mes vifs remerciements à mes deux encadreurs :

*J'adresse mes vifs remerciements à **BENAGGOUNE Saïd**, professeur à l'université **Batna 2** et directeur de cette thèse pour la confiance qu'il m'accordée. Je tiens à lui exprime ma plus profonde reconnaissance d'avoir dirigé mon travail, et enthousiasme qu'il m'a manifestés pour la réalisation de cette thèse et aussi pour sa collaboration ainsi que ses conseils qu'il n'a jamais manqué de m'apporter.*

*Monsieur **AMMEDAH Djamel-Eddine**, maitre de conférence à l'université de **Batna 2** de m'avoir Co-encadré pour cette thèse, pour la confiance qu'il m'a accordée et pour son soutien.*

*Monsieur **Pr. NACERI Farid**, Professeur à l'université de **Batna 2** d'avoir accepté de juger mon travail et de présider le jury.*

***Mme BEHIH Khalissa**, maitre de conférences à l'université de **Sétif 1**.*

*Monsieur **BOUCHAMA Ziyad**, maitre de conférences à l'université de **Bordj Bou Arreridj**.*

*Monsieur **AGGOUNE Lakhdar**, maitre de conférences à l'université de **Sétif 1**.*

*Monsieur **BELKACEM Sebti**, Professeur à l'université de **Batna 2**.*

D'avoir bien voulu s'intéresser à mon travail et d'avoir accepté de le juger.

DEDICACE

A mon cher père décédé

A ma chère mère

A ma chère sœur décédée Assia

A mon mari

A mes enfants Mouaid, Ritedj, Zeineb

A mes frères et mes sœurs

A ma grande famille

A tous ce que j'aime.

Je dédie ce modeste travail.

TAVAUX RÉALISÉS

Le travail présenté dans cette thèse a donné lieu aux communications et publications suivantes :

Communications

[1]. S.Latreche, S.benaggoune « Robust fuzzy sliding mode control for the dynamic uncertain systems: Application to ABS System International conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics ICAAI Djelfa. Algeria, 29-30 Mars 2015.

[2]. S.Latreche, S.benaggoune “Design of a Controller Linear PID for the Wheels Slip Rate of ABS System” International Conference on Electronics and Electrical Engineering (IC3E’18) University of Bouira, Algeria, 12-13 November 2018

Publications

[1]. S.Latreche, S.benaggoune “Robust Wheel Slip for Vehicle Anti-lock Braking System with Fuzzy Sliding Mode Controller (FSMC)” Engineering, Technology & Applied Science Research, Vol. 10, No. 5, pp. 6368–6373, Oct. 2020.

TABLE DE MATIÈRE

Table de matière

Remerciements

Dédicace

Tavaux réalisées

<i>Table de matière</i>	II
<i>Liste des figures</i>	VII
<i>Liste des tableaux</i>	XI
<i>Liste des symboles</i>	XIII
INTRODUCTION GENERALE	2
ETAT DE L'ART : DE SYSTÈME DU FREINAGE ABS	
I.1. Introduction	8
I.2. Historique de l'ABS	9
I.3. Le principe du freinage	10
I.4. Le système de freinage classique (sans ABS)	12
I.5. Les différents types de frein	12
I.6. Les inconvénients du frein classique	13
I.7. Structure de l'ABS	15
I.8. Principe de fonctionnement de l'ABS	17
I.9 Description fonctionnelle des actionneurs d'ABS	19
I.9.1 Fonction d'actionneur HAB	19
I.9.2 Fonction d'actionneur EHB	20
I.10. Classification montage de système ABS	21
I.11. Conclusion	22
MODÉLISATION DYNAMIQUE DU VÉHICULE ET DE SYSTÈME DE FREINAGE ABS	
II.1. Introduction	25
II.2. La structure de véhicule	26
II.3. Classification des véhicules	28
II.3.1 Le véhicule électrique	28
II.3.2 Le véhicule électrique hybride	29
II.3.2.1 Architecture hybride série	29
II.3.2.2 Véhicule hybride parallèle	30
II.3.2.3 Architecture combinée (série/parallèle)	30
II.4. Forces du contact pneu/sol	31
II.4.1 Force verticale F_z	32

II.4.2. Force latéral F_y et angle de dérive α	33
II.4.2.1 Représentation non-linéaire	33
II.4.3. Force longitudinale F_x	34
II.4.4 Taux de glissement.....	35
II.5. Les moments agissant sur le pneumatique.....	36
II.5.1. Moment renversement M_x	36
II.5. 2. Moment de résistance au roulement M_w	37
II.5.3. Moment d'auto-alignement M_z	38
II.6. Coefficient de frottement (d'adhérence).....	39
II.7. Relation entre la force longitudinale et coefficient d'adhérence	41
II.8. Autres formules de modélisation des efforts pneumatiques	42
II.9. Modélisation dynamique du véhicule	44
II.9.1. Architecture globale	44
II.9.2. Le sous modèle « caisse »	46
II.9.3. Équations du mouvement de la caisse.....	47
II.9.4. Modèle du châssis	48
II.9.5. Modèle dynamique de quart de véhicule	50
II.9.6. Modèle dynamique à deux roues	52
II.9.7. Modèle à quatre roues (modèle complet)	54
II.10. Modèle de freinage ABS de laboratoire	57
II.10.1. Description	57
II.10.2. Modèle de simulation.....	58
II.11. Conclusion.....	61
<i>IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES ET CONTRÔLE DE SYSTÈME DU FREINAGE ABS</i>	
III. 1. Introduction	63
III.2. Algorithmes d'identification - cas d'un modèle à deux roues.....	64
III.2.1. Identification des paramètres géométriques	64
III.2.2 Identification des paramètres dynamique	67
III.3. Méthode d'identification	67
III.3.1. Méthode de Descente de gradient	67
III.3.2. Méthode d'identification algébrique.....	70
III.4. Contrôle de glissement de la roue	72
III.4.1. Contrôle de glissement des roues basé sur linéarisation Feedback d'ABS	74
III.4.2. Conception de contrôleur de linéarisation par feedback (FBL) proposée.	74
III.4.3. Conception de contrôleur ABS de linéarisation de Feedback d'entrée/sortie	75
III.4.4. Analyse en boucle ouverte	77

III.4.5. Commande par retour d'état linéaire avec intégrateur	78
III.5. Boucle de Régulation du système ABS sans contrôleur.....	80
III.6. Simulation du système de freinage en mode (ABS).....	81
III.6.1. Analyse de stabilité en boucle fermée	81
III.6.2. Condition de rapidité.....	83
III.6.3. Condition de précision.....	83
III.6.4. Condition de robustesse.....	84
III.7. Conclusion.....	84
<i>INTRODUCTION AUX TECHNIQUES DE CONTRÔLE ROBUSTE NON LINÉAIRE</i>	
IV.1. Introduction.....	86
IV.2. Techniques de contrôle robuste.....	87
IV.2.1. Technique de la commande en mode glissant	87
IV.2.2. la commande à structure variable en mode glissant	87
IV.2.3. Condition d'existence du mode glissant	88
IV.2.4. Choix de la surface de commutation	89
IV.2.5. Expression analytique de la commande	90
IV.2.6. Phénomène de broutement (chattering)	91
IV.3. Approximation continue de la commande par régime glissant	92
IV.4. Concept général de la commande par mode glissant terminal	93
IV.4.1. Convergence en temps fini.....	93
IV.4.2. La commande par mode glissant terminal.....	94
IV.4.3. Description du système.....	94
IV.4.4. Conception de la surface de glissement	94
IV.4.5. Calcul de la commande.....	94
IV.5. Introduction à la théorie de la logique floue	96
IV.6. Historique de la logique flou.....	97
IV.7. Domaine d'application	97
IV.8. Principe de la commande par logique flou.....	98
IV.8.1. La fuzzification.....	98
IV.8.2. Base de règles d'un système flou.....	100
IV.8.3. Inférence flou	101
IV.8.4. Défuzzification	101
IV.9. La commande synergétique.....	102
IV.9.1. Principes de la commande synergétique	102
IV.9.2. Synthèse de la commande synergétique.....	102
IV.10. Commande Backstepping.....	104

IV.10.1. Principe de la commande Backstepping	105
IV.10.2. Synthèse de la commande Backstepping	105
IV.11. Conclusion	107
<i>CONTRÔLE ROBUSTE DE GLISSEMENT LONGITUDINAL D'UN SYSTÈME ABS PAR DIFFÉRENTES STRATÉGIES</i>	
V.1. Introduction	109
V.2. Objectif du contrôle	109
V.3. Régulateur mode glissant pour la commande de taux de glissement	110
V.4. Observateur mode glissant pour l'estimation de la vitesse du véhicule	114
V.4.1. Définition d'un observateur	114
V.4.2. Observabilité des systèmes non linéaire	114
V.4.3. Test de l'observateur mode glissant de la vitesse de véhicule	118
V.5. Résultat de simulation par l'approche mode glissant	119
V.6. Régulateur mode glissant flou (FSMC) pour le contrôle de taux du glissement	122
V.6.1. Résultats de simulation par l'approche mode glissant flou(SMC)	124
V.7. Contrôle du système de freinage antiblocage ABS à base de contrôle synergétique	126
V.8. Comparaison des résultats	127
V.9. Conclusion	128
<i>CONCLUSION GÉNÉRALE</i>	
Conclusion Generale	131
<i>BIBLIOGRAPHIES</i>	
<i>Bibliographies</i>	133
<i>Annexes</i>	142
<i>RÉSUMÉ</i>	

LISTE DES FIGURES

Liste des figures

CHAPITRE. I. ETAT DE L'ART : DE SYSTÈME DU FREINAGE ABS

Figure I. 1. :ABS esp Clio-Renault 10
Figure I. 2. : Le mécanisme de système du freinage 11
Figure I. 3. :Système de freinage classique 12
Figure I. 4. : Frein à tambour 13
Figure I. 5. :Frein à disque 13
Figure I. 6. : Illustration de freinage sans et avec système ABS 14
Figure I. 7. : Les composants typiques de système ABS [52]..... 15
Figure I. 8. : Unité de commande électronique ECU [52] 16
Figure I. 9. : Modulateur de pression hydraulique [42] 16
Figure I. 10. : Capteur de vitesse de roue [42] 17
Figure I. 11. : Système de freinage hydraulique HAB [40] 19
Figure I. 12. : Système de freinage électromécanique EMB [40] 20
Figure I. 13. :Variante 4capteurs- 4 canaux 21
Figure I. 14. :Dispositif 3capteurs- 3 canaux 22
Figure I. 15. :Dispositif 3capteurs- 2 canaux 22

CHAPITRE. II. MODÉLISATION DYNAMIQUE DU VÉHICULE ET DE SYSTÈME DE FREINAGE ABS

Figure II. 1. :Les organes du véhicule intervenant dans la liaison au sol 26
Figure II. 2. : Caisse de véhicule 27
Figure II. 3. :Différents type de pneu..... 27
Figure II. 4. :La suspension de véhicule 28
Figure II. 5. :Schéma d'architecture hybride série..... 29
Figure II. 6. :Schéma d'architecture hybride parallèle..... 30
Figure II. 7. :Schéma d'architecture hybride série-parallèle..... 30
Figure II. 8. :Forces et moments du pneumatique [47]..... 31
Figure II. 9. : Représentation des forces verticales 32
Figure II. 10. : La force pneumatique latérale F_y 34
Figure II. 11. : Illustration des angles du pneumatique : (a) : vue de face de l'angle de carrossage γ ;
(b) : vue de dessus de l'angle de dérive α 35
Figure II. 12. : Vitesse d'un pneumatique..... 35
Figure II. 13. :Le taux de glissement longitudinale dans le cas freinage et le cas d'accélération..... 36
Figure II. 14. :Moment de renversement M_x du pneumatique [37]..... 37
Figure II. 15. :Moment de résistance au roulement 38
Figure II. 16. : Moment d'auto-alignement M_z du pneumatique [48]..... 39
Figure II. 17. :La courbe de la fonction $\mu(\lambda)$ dans différentes conditions routière 40
Figure II. 18. :Courbe produite avec la « formule magique » avec l'illustration des différents paramètres [63]..... 41
Figure II. 19. : Courbe caractéristique selon modèle Pacejka pour des variations B C et D E..... 42
Figure II. 20. : Architecture du modèle de véhicule utilisé pour contrôle de l'ABS 45

Figure II. 21. : Dynamique de la caisse par rapport au sol	46
Figure II. 22. :Dynamique de châssis du véhicule	49
Figure II. 23. : Modèle de quart de véhicule.....	50
Figure II. 24. :Modèle à double coin (à deux roues) [40]	52
Figure II. 25. : Modele à quatre roues (modele complet)	55
Figure II. 26. : Structure de modele du laboratoireINTECO [63].....	58
Figure II. 27. : Forces et couples agissant sur la configuration du laboratoire ABS	60

CHAPITRE .III . IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES ET CONTRÔLE DE SYSTÈME DU FREINAGE ABS

Figure III. 1. :La géométrie de modèle à deux roues	64
Figure III. 2. :Bilan des forces sur les différentes configurations.....	65
Figure III. 3. :Le bilan des forces sur la pente	66
Figure III. 4. : Diagramme fonctionnel de la descente de gradient	68
Figure III. 5. : Schéma du module “Freinage ABS”	73
Figure III. 6. : Schéma du module “Module de contrôle”	73
Figure III. 7. : Variation du coefficient d’adhérence en fonction du glissement	77
Figure III. 8. : Evolution des différentes vitesses en boucle ouverte	78
Figure III. 9. : Variation de glissement en boucle ouverte	78
Figure III. 10. : Schéma bloc de la commande linéaire avec intégrateur	80
Figure III. 11. : Schémas synoptique de dynamiques du véhicule.	80
Figure III. 12. : Résultat de simulation du système de freinage en mode ABS sans contrôleur.....	81
Figure III. 13. : Système de contrôle de roue en boucle fermée avec un contrôleur	81
Figure III. 14. :Diagramme de Bode pour la réponse en fréquence associée à $H\lambda(s)$ pour différentes valeurs de vitesses	83

CHAPITRE. IV. INTRODUCTION AUX TECHNIQUES DE CONTRÔLE ROBUSTE NON LINÉAIRE

Figure IV. 1. :Trajectoire d’état dans le plan de phase	88
Figure IV. 2. : Représentation de la commande équivalente	91
Figure IV. 3. : Phénomène de broutement (Chattering).....	92
Figure IV. 4. :Fonction « sat (s) »	93
Figure IV. 5. :Représentation du système flou.....	98
Figure IV. 6. : Exemple sur la fonction d’appartenance	99
Figure IV. 7. : Différentes formes pour les fonctions d'appartenance.....	100
Figure IV. 8. : Orientation vers une variété de deux variables x_1, x_2	103
Figure IV. 9. : Schéma du principe de la commande Backstepping	106

CHAPITRE. V. CONTRÔLE ROBUSTE DE GLISSEMENT LONGITUDINAL D'UN SYSTÈME ABS PAR DIFFÉRENTES STRATÉGIES

Figure V. 1. : Modèle d'une seule roue en cas de freinage 110
Figure V. 2. : Modèle simplifié du véhicule en cas de freinage 111
Figure V. 3. : Schéma fonctionnelle d'un observateur 114
Figure V. 4. : Schéma fonctionnel d'un observateur mode glissant..... 117
Figure V. 5. : La réponse d'observation de vitesse en freinage 118
Figure V. 6. : Résultat de simulation pour une route asphalte sec $\mu=0.85$ 120
Figure V. 7. : Résultat de simulation pour une route humide $\mu=0,56$ 121
Figure V. 8. : Boucle fermée du contrôleur FSMC pour le système **ABS** 122
Figure V. 9. : Contrôleur **FSMC** simulant le modèle de système **ABS** 124
Figure V. 10. : Vitesse de véhicule et vitesse de roue avec contrôleur **FSMC** 125
Figure V. 11. : Taux de glissement longitudinal avec contrôleur **FSMC** 125
Figure V. 12. : Couple de freinage avec contrôleur **FSMC** 125
Figure V. 13. : Résultat de simulation par la commande synergétique **SC** 127

ANNEXES

Figure A. 1. : Schéma électrique (ABS Bosch 5.3)..... 142
Figure A. 2. : schéma hydraulique de circuit de freinage avec ESP 143
Figure B. 1. : Le système de contrôle flou..... 144
Figure B.2. : Editeur de fonction d'appartenance d'entrée/sortie..... 144
Figure B.3. : Editeur des règles linguistiques 144
Figure B. 4. : Observation de la surface 145
Figure B. 5. : Observation des règles..... 145

LISTE DES

TABLEAUX

Liste des tableaux

CHAPITRE. I. ÉTAT DE L'ART : DE SYSTÈME DU FREINAGE ABS

Tableau I. 1: Différents actionneurs de système du freinage ABS	21
--	----

CHAPITRE. II. MODÉLISATION DYNAMIQUE DU VÉHICULE ET DE SYSTÈME DE FREINAGE ABS

Tableau II. 1: Paramètres de coefficient de frottement.....	40
--	----

Tableau II. 2: Paramètres de frottement pneu-route.	40
---	----

Tableau II. 3: Présentation des paramètres nominaux du modèle de laboratoire ABS.....	61
--	----

CHAPITRE. V. CONTRÔLE ROBUSTE DE GLISSEMENT LONGITUDINAL D'UN SYSTÈME ABS PAR DIFFÉRENTES STRATÉGIES

Tableau V. 1: Règles du contrôleur logique flou	123
--	-----

Tableau V. 2: Performance de différents contrôleurs dans une route sec $\mu=0.85$	128
--	-----

Tableau V. 3: Les avantages et les inconvénients de différents contrôleurs.....	128
--	-----

LISTE DES

SYMBOLES

Liste des symboles*Nomenclature* m_v : Masse de véhicule (kg) m_s : Masse suspendue du véhicule (kg) m_r : masse de roue (kg) m_c : masse de châssis (kg) V_v : La vitesse de translation du centre du pneumatique (m/s) ω_v : Vitesse angulaire de véhicule (rad/s) ω_r : Vitesse angulaire de roue (rad/s) F_z : La force verticale appliquée sur le véhicule (N) F_x : Force Longitudinale du pneu (N) F_y : Force latérale (N) α :Angle d'inclinaison de la route (déviation) (Rad) M_x : Moment de renversement (N.m) M_y : Moment de résistance au roulement (N.m) M_z : Moment d'auto-alignement (N.m) M_w : Moment de résistance au roulement (N.m) T_b : Couple de freinage(N.m) T_t : Couple généré par le glissement entre la roue et la surface de la route (N.m) R_r : Le rayon de roue (m) J_r : Inertie de la rotation des roues (kg.m²) λ :Taux de glissement $\mu(\lambda)$:coefficient de frottement g : Centre de gravité (m/s²) B_v : Le coefficient du frottement visqueux du véhicule B_r : Le coefficient du frottement visqueux de la roue

γ : Angle de carrossage (Rad)

φ_x : Angle de glissement de roue (Rad)

F_n : La force normale appliquée sur la roue (N)

ϕ : Angle de roulis (rad)

ψ : Angle de lacet (Rad)

φ : Angle de tangage (Rad)

δ_f : Angle de braquage des roues avant (rad)

δ_r : Angle de braquage des roues arrière (rad)

u : Vitesse longitudinale du CG (m/s)

v_r : Vitesse latérale du CG du véhicule (m/s)

v_l : Vitesse de lacet (rad/s)

v_p : Vitesse de roulis (rad/s)

F_{xfi}, F_{xri} : Les forces longitudinales exercés sur chaque roues (N)

F_{yfi}, F_{yri} : Les forces latérales exercés sur chaque roues (N)

e : la distance de l'axe de roulis au centre de gravité de la masse suspendue (m)

K_ϕ : Coefficient de ressort du mouvement de roulis

C_ϕ : Coefficient d'atténuation du mouvement de roulis

$2P_f$: Voie avant de véhicule (m)

$2P_r$: Voie arrière de véhicule (m)

a_f, a_r : les distances entre le train avant et le train arrière et le centre de gravité du véhicule (m)

Acronymes universel

ABS: Système Anti-blockage (anti-lock braking system)

IAA : internationale automobile Ausstellung

ABV : Automatiser Blockier verhinderer

BMW : Bayerische Motoren Werke

ECU : Unité de commande électronique

ECC : Unité de charge de la conduite

BBW: Freinage par file (Braking by wire)

ESP : Programme de stabilité électronique (Electronic Stability Program)

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Depuis quelques années, il y a un effort continu de la part des industriels et des chercheurs sur le développement de nouvelles structures et de systèmes de sécurité active permettant d'améliorer les performances du véhicule en termes de stabilité et de tenue de route [1]-[2]-[3]-[4].

Certains systèmes sont déjà sur le marché et intégrés dans la plupart des véhicules de tourisme. Le but ultime reste toujours de fabriquer des véhicules faciles à conduire avec une sécurité "absolue". Dans ce sens, certains travaux ont été développés dans la littérature [5], [6]-[7]. La plupart des travaux utilisent les techniques de contrôle avancées pour élaborer de nouvelle génération de systèmes de sécurité active. Notre travail rentre dans ce cadre.

Le système de freinage antiblocage (ABS) est l'une des caractéristiques de sécurité des véhicules routiers de nos jours. Il s'agit d'un système électronique conçu pour améliorer le contrôle du véhicule pendant freinage en surveillant et en contrôlant le glissement des roues en appliquant et en retirant alternativement la force de freinage sous la pleine pression de la pédale de frein. Il peut également réduire la distance d'arrêt sur les routes mouillées et glissantes limiter ainsi le patinage des roues et éliminer le blocage. Garder la roulette autour d'une valeur optimale, peut également améliorer la stabilité et contrôle du véhicule pendant le freinage. Cependant, en raison de la dynamique de freinage très non linéaire et de l'incertitude des conditions routières, la vitesse du véhicule, la pression des pneus, la température des pneus, angle de braquage et d'autres paramètres, il s'agit d'une tâche très difficile à contrôler ces incertitudes. Il est également difficile d'obtenir un modèle précis d'ABS à cause de ces incertitudes. Par conséquent. Cette situation conduit à la nécessité de concevoir des contrôleurs robustes et fiables aptes de gérer ces incertitudes.

Dans la conception des systèmes automatiques, nous cherchons toujours à améliorer les performances dynamiques du système. Les algorithmes de commande classiques tel que contrôleur à action proportionnelle intégrale dérivateur (PID) peuvent s'avérer suffisants si les exigences sur la précision et les performances des systèmes ne sont pas trop strictes. Dans le cas contraire et particulièrement lorsque la partie commandée est soumise à de fortes non linéarités et à des variations temporelles, il est nécessaire de concevoir des techniques de contrôle pour assurer la robustesse du processus face aux incertitudes des paramètres et leurs variations. Parmi ces techniques, on trouve la commande par logique floue, mode glissant les

réseaux de neurones, la commande à structure variable CSV [8]-[9], la commande synergétique, commande Backsetpping....etc.

Le contrôle en mode glissant (SMC), une technique de contrôle robuste bien connue pour résoudre des problèmes tels que les perturbations externes, les incertitudes de paramètres et la dynamique non modélisée. Il s'agit de définir une surface dite de glissement en fonction des états du système pour rendre attractif. La commande globale synthétisée se compose de deux termes le premier permet au système de s'approcher de la surface, le second terme permet de le maintenir et le faire glisser le long de celle-ci. L'approche (SMC) a été proposée pour le contrôle de système de freinage ABS [10]-[11].

Utilisation de contrôleur mode glissant (SMC) en raison de sa robustesse aux incertitudes structurelles et des perturbations externes [12]-[13]-[14]. Cependant, cette loi de commande présente quelques inconvénients qui peuvent être résumés en deux points. Le premier consiste à ramener la fonction signe dans la loi de commande pour assurer le passage de la phase d'approche à celle du glissement. Cela peut provoquer des phénomènes de broutement qui incluent des variations brusques et rapides du signal de commande, qui peuvent exciter les hautes fréquences du processus et les endommager. Le second inconvénient est le besoin d'informations précises sur l'évolution du système dans l'espace d'état et les bornes supérieures des incertitudes et des perturbations. Afin de réduire ou d'éliminer le phénomène de réticence, de nombreuses solutions ont été proposées [15]-[16]-[17]-[18]-[19], comme la solution de couche limite, connue aussi par le nom « boundary layer solution »[17], qui permet d'atténuer fortement le phénomène de broutement, en trouvant un compromis entre l'importance du broutement et les performances attendues du système comme la précision et la robustesse. Une nouvelle solution basée sur la théorie du mode glissant d'ordre supérieur conduit à des lois de commande toujours relativement simples et permet de réduire le phénomène de réticence, tout en maintenant les performances du système [20]-[21]-[22]-[23]. Pour le deuxième inconvénient, où la nature incertaine des systèmes non linéaires rend difficile si ce n'est impossible de disposer d'une description analytique de la dynamique du système, une solution à ce problème peut être envisagée à partir d'une représentation du comportement du procédé non linéaire ou de la loi de commande par un modèle flou où les relations entre les entrées, les sorties et les états sont exprimés par des règles floues [24].

La logique floue a été largement utilisée dans la littérature en raison de sa capacité à résoudre les problèmes de modélisation et de contrôle des systèmes non linéaires, elle permet également d'une part d'exploiter efficacement l'expertise humaine à travers les différentes

informations linguistiques et, d'autre part d'utiliser des techniques issues du contrôle des systèmes linéaires comme la contrôle adaptatif ou les techniques de robustification.

Cependant, les systèmes flous sont composés par des règles, dans les quelles les connaissances utilisées pour construire ces règles est d'une nature incertaine. Cette incertitude conduit alors à des règles dont les prémisses ou les conséquences sont incertaines, ce qui donne des fonctions d'appartenance incertaines.

Plusieurs approches ont été focalisées sur la combinaison des modes glissants avec la contrôle flou où la dynamique du système incertain est approximée à l'aide d'un système flou [25]-[26]-[27]-[28]-[29]. L'idée principale est basée sur l'approximation de la dynamique du système par des systèmes flous, et l'utilisation de la théorie des systèmes à structure variable (CSV) pour la synthèse de la commande [30]-[31]-[32]-[33]. La stabilité du système en boucle fermée et les lois d'adaptation sont également déduites de l'étude de stabilité au sens de Lyapunov. Afin d'éliminer le phénomène de broutement, l'introduction d'une bande de transition autour de la surface de glissement qui permet de transformer la fonction signe en saturation.

On le voit dans la littérature que les (SMC) sont très largement utilisés pour le contrôle (ABS) car ils sont insensibles aux variations de paramètres et capables de rejeter complètement les perturbations [34].

Pour accélérer la convergence, plusieurs auteurs ont fait recours à la convergence en temps fini en développant le (SMCT) ou mode glissant terminal. En effet, cette méthode permet de réaliser de hautes performances tant en précision qu'en temps fini de convergence.

Dans ce travail, nous proposons d'élaborer un contrôleur de convergence asymptotique combinant le mode glissant (SMC) avec un contrôleur flou pour les systèmes de freinage (ABS) afin d'obtenir une convergence rapide et avec une meilleure précision.

Face à ces effets indésirables, la théorie du contrôle synergétique (SC) est considérée comme une approche de conception de contrôle non linéaire très puissante. Sa facilité de mise en œuvre en pratique [35]-[36]-[37], met en avant cette approche de contrôle relativement nouvelle. Le contrôle synergétique n'a évolué que ces dernières années, similaire dans son approche conceptuelle au contrôle par mode glissant, elle en diffère dans le fait que la commande y est toujours continue. Nous proposons d'élaborer un contrôleur de synergétique pour le système de freinage (ABS) afin d'obtenir une convergence rapide et avec une meilleure précision.

La présente thèse de s'articuler sur cinq chapitres :

Le premier chapitre expose une connaissance de base sur les systèmes de freinage (ABS), comme leur histoire leur structure, leur principe de fonctionnement, classification de système de freinage ABS, les différents montages de système (ABS).

Le deuxième chapitre consiste dans un premier temps d'éclaircir la structure mécanique de véhicule, une description générale des caractéristiques élémentaires du pneu, puis introduit les principaux des forces et moments agissant sur le pneumatique. Et dans un deuxième temps nous discutons sur le taux de glissement et coefficient d'adhérence l'effet de ce coefficient sur la force longitudinale, en suite nous montrons les différents modèles dynamiques de véhicules, par la fin nous déroulons le modèle dynamique qui sera utilisé pour développer les lois des contrôles de système de freinage (ABS).

Le troisième chapitre dans ce chapitre nous exposerons des méthodes d'identification paramétrique la première est la méthode de descente de gradient algébrique la deuxième approche est identification algébrique, ensuite dans ce même chapitre, nous consacrons au contrôle du glissement des roues au mode ABS, est consacré au contrôle longitudinal du véhicule avec retour d'état, et analyse de stabilité en boucle ouverte et en boucle fermée.

Le quatrième chapitre consacré à la présentation d'un concept général aux techniques de contrôle non linéaires, dans la première partie nous exposons la technique du mode glissant, ainsi des éléments théoriques nécessaires à la compréhension du mode de glissement sont introduits. Nous abordons également les conditions d'existence du mode de glissement ainsi que les différentes méthodes qui permettent sa détermination. La deuxième partie traite aussi la commande par mode glissant terminal a été proposée dans laquelle une nouvelle conception de la surface de glissement. La commande par logique floue a été proposée dans la troisième partie, nous avons commencé par une introduction à la logique floue. Les principes de base de la commande par logique floue. Nous présentons aussi par La conception d'un contrôleur synergétique, nous exposons également la commande Backstepping.

Le cinquième chapitre ce dernier chapitre est consacré au contrôle de glissement des roues , par trois différentes stratégies robuste et non linéaire , la première stratégie est un contrôleur de mode glissant, la seconde est la combinaison de la logique floue et du mode glissant pour assurer la robustesse du système en boucle fermée, et éliminer le phénomène de broutement introduit par le contrôle en mode glissant classique , la troisième stratégie la commande

synergétique car est une technique de contrôle robuste et donne de bonnes performances de précision et de stabilité avec une réponse en temps fini plus rapide et sans phénomène de broutement.

Une comparaison à été faite entre les différents résultats des contrôleurs obtenus dont nous avons abordées est présentée.

Enfin, nous terminerons par une conclusion générale qui résume les résultats obtenus et qui dégage les éléments essentiels et les principales perspectives de nos travaux de recherche.

CHAPITRE .I.

ETAT DE L'ART : DE SYSTÈME DU FREINAGE ABS

Chapitre .I.

Etat de l'art : de système du freinage (ABS)

I.1.Introduction

Un système de freinage antiblocage (ABS) est un système de sécurité automobile qui permet aux roues d'un véhicule automobile de maintenir un contact de traction avec la surface de la route en fonction du freinage, empêchant ainsi le blocage des roues (arrêt de la rotation)

C'est un système automatisé qui utilise les principes du freinage à seuil et du freinage par cadence, qui étaient pratiqués par des conducteurs compétents avec des systèmes de freinage de la génération précédente. Il le fait à un rythme beaucoup plus rapide et avec un meilleur contrôle qu'un conducteur pourrait gérer [28].

Dans ce chapitre nous exposons une brève historique du système ABS, ensuite principe de fonctionnement du système freinage classique (sans ABS), ainsi le système ABS et les différents composants du système, et principe de fonctionnement de système ABS, description fonctionnelle de différents actionneurs d'ABS, par la fin classification des systèmes ABS et les différents montages de système de freinage (ABS).

I.2. Historique de l'ABS

L'historique des systèmes ABS a commencé en 1908 lorsque le premier contrôleur anti-dérapiage pour frein hydraulique a été conçu pour les trains [39]. pendant et après la Seconde Guerre Mondiale, les systèmes ABS ont attiré une nouvelle prééminence avec leur mise en œuvre sur les freins d'avions [40].

En 1946, avec le développement de l'Hydro-aire Hytrol Mark la société Crane à prendre les devants en introduisant un frein anti-dérapiage industriel, afin d'éviter le risque l'éclatement des pneus sur le béton et le risque de patinage. Dans les années 1950, les avions militaires et commerciaux ont été généralement installés des dispositifs mécaniques anti-dérapiages [41]-[42].

En 1954 Ford a utilisé le premier système ABS dans industrie automobile. Ce constructeur automobile a fourni un système d'antiblocage de l'avionneur français comme une option pour la voiture Lincoln Continental MK II [40]. Cependant, il convient de noter que les premiers brevets concernant les dispositifs de prévention d'antiblocages pour les voitures ont été introduits au début en 1930 [43] en Europe, le brevet [44] a été publié en 1932, tandis qu'aux Etats-Unis un similaire brevet [45] a été déposé en 1936. A la fin des années 1950, le laboratoire de recherche britannique RRL a tenté d'adapter un dispositif antiblocage de l'avion de Dunlop appelé « Maxaret » sur la voiture 1950 Morris 6. Ensuite, le Maxaret a été officiellement installé sur la voiture de sport Jensen FF [46]. A la fin des années 1960 et début des années 1970, plusieurs constructeurs automobiles tels que Ford, Chrysler et General Motors ont proposé différents freins ABS pour leurs véhicules [47]. Etant donné que ces premiers systèmes ABS pour automobiles étaient basés sur l'électronique analogique, et sur des modulateurs hydrauliques actionnés par la pression.

En Europe, au milieu et à la fin des années 1970 l'électronique numérique avec des circuits intégrés et des microprocesseurs ont été adaptées pour ABS [47], le premier système de contrôle électronique pour l'ABS, nommé *Tekline* a été mis sur le marché par Teldix (une filiale de Telefunken et Bendix Corporation).

En 1975, Bosch a acquis Teldix puis en 1978 a introduit le premier système ABS entièrement électronique à multi-canal à quatre roues pour la voiture Mercedes-Benz S-Class [48], commençant ainsi la propagation de la technique ABS dans le domaine de l'automobile. Le moderne ABS avait commencé.

Dans les années 1980, les fondateurs d'automobiles ont mis en place une dizaine de systèmes ABS [49]. Ces systèmes sont différents dans leurs configurations de matériel, ainsi

que dans leurs stratégies de contrôle. Aujourd'hui l'ABS est un équipement standard pour les voitures dans l'Union Européenne, aux États-Unis et au Japon [48], la recherche et le développement de l'ABS sont loin d'être terminés. Chaque innovation technologique sur les actionneurs de freinage ou dans les capteurs disponibles demande une restructuration significative des systèmes ABS. En particulier, l'avènement des véhicules électriques, par exemple les véhicules électriques avec moteur-roue, est susceptible de déclencher une préconception complète des stratégies de l'ABS.

En 1988 Bosch présente l'ABS 2E.

En 1995 apparaisse de l'ABS 5.

À mesure que des statistiques d'accidents plus complètes sont devenues disponibles au fil des ans, la contribution de l'ABS à la sécurité routière est désormais incontestable et a déjà sauvé des milliers de vies au fil des ans. Dans l'Union européenne, toutes les voitures particulières nécessitent l'ABS comme équipement standard depuis 2007, ainsi que d'autres dispositifs de sécurité. Cette mesure sera étendue aux motos en 2016.



Figure I. 1. ABS esp Clio-Renault

I.3. Le principe du freinage

Le mot freinage suppose l'existence, au préalable, d'un mouvement. Aussi la fonction principale d'un frein est de ralentir, voire d'immobiliser un système mécanique en mouvement. Il est le premier organe de sécurité sur les véhicules automobiles.

Le principe de freinage repose sur la transformation de l'énergie cinétique en énergie thermique par le biais d'actions qui peuvent être de nature magnétiques ou électromagnétiques, on parle alors de freinage à distance ou de nature mécanique où le contact entre les corps est souvent utilisé [49]. Le freinage mécanique est le plus couramment utilisé sur les véhicules

automobiles. Il est basé sur un phénomène physique encore peu appréhendé, qui est le frottement. L'étude de ce dernier fait appel à plusieurs domaines, notamment la tribologie et la mécanique du contact qui sont des domaines de la physique les plus complexes. L'efficacité d'un système de freinage mécanique est liée à la capacité de ses constituants d'assurer un frottement suffisamment important et de pouvoir dissiper rapidement la chaleur afin d'éviter la surchauffe de l'ensemble du mécanisme. La Figure (I.2) représente le mécanisme de système de freinage.

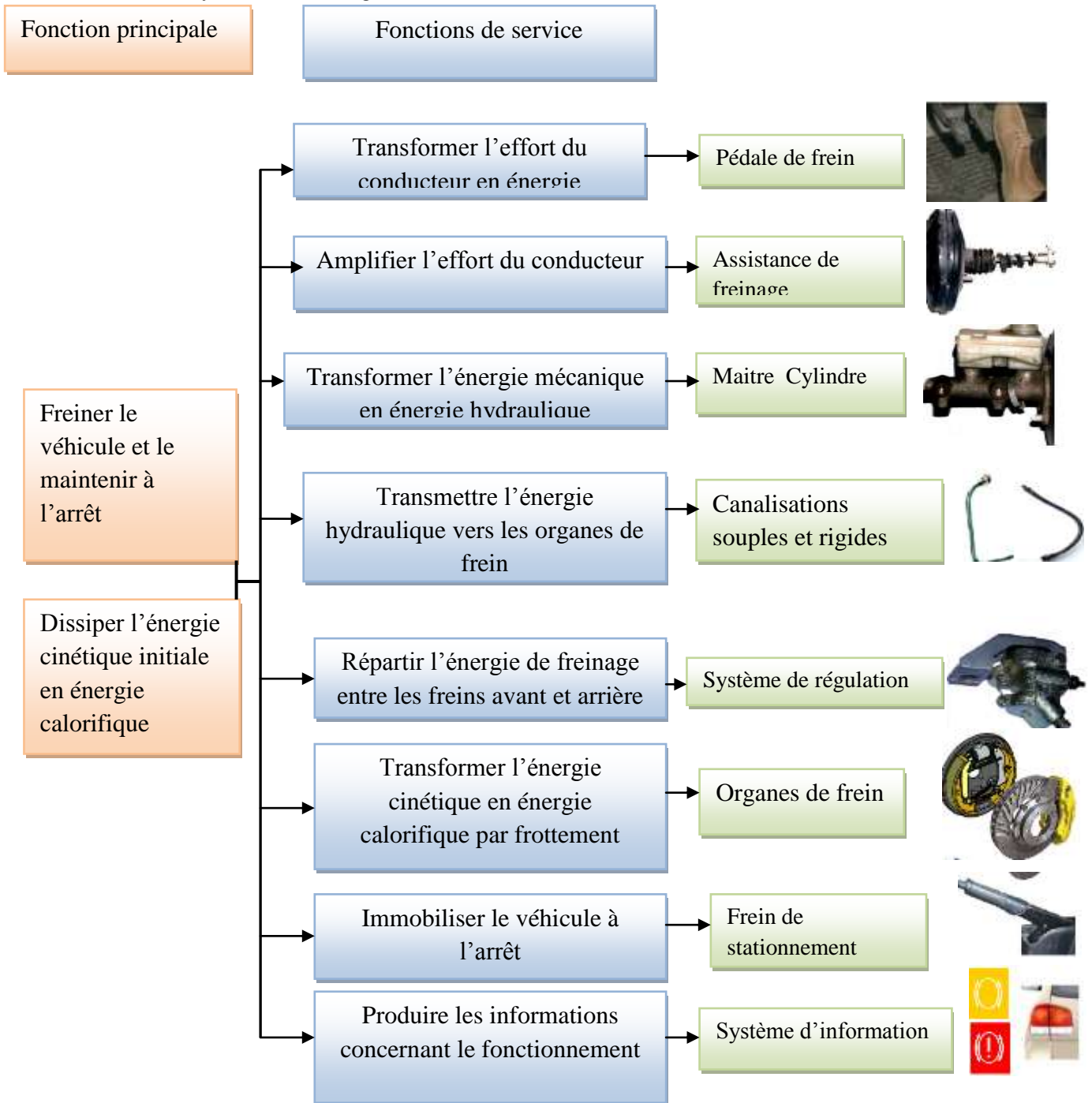


Figure I. 2. Le mécanisme de système du freinage

I.4. Le système de freinage classique (sans ABS)

Quand le conducteur appuie sur la pédale de frein il actionne le maître-cylindre qui est un système piston cylindre rempli d'huile provenant d'un réservoir d'huile spécial frein, alors il est créé une pression a la sortie du maître-cylindre [50].

Cette pression est transmise aux freins (tambour ou disque) par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique Figure (I.3).

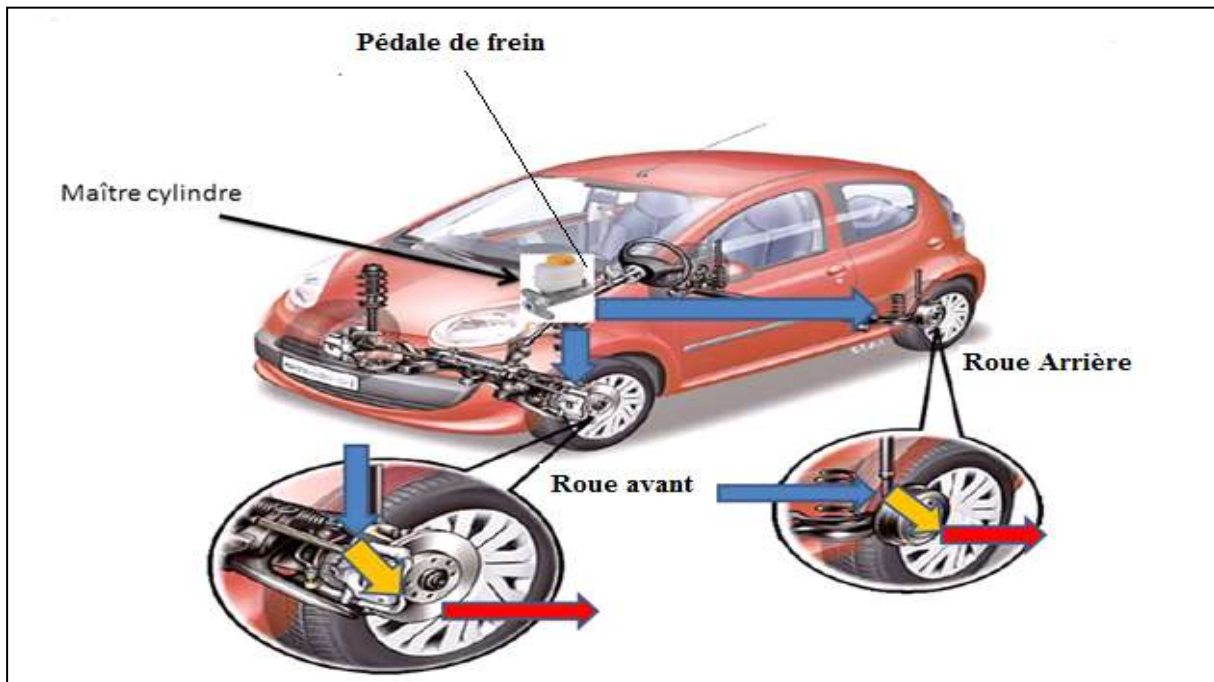


Figure I. 3. Système de freinage classique

I.5. Les différents types de frein

En mécanique automobile il existe deux types de freins : les freins à tambour et les freins à disque.

➤ Frein à tambour

Le frein à tambour est constitué d'un cylindre au sein duquel des mâchoires munies de garnitures s'écartent pour réaliser le freinage, et d'un système de compensation d'usure. L'écartement est réalisé grâce à une came [50]. Les mâchoires reviennent en position grâce à un ressort.



Figure I. 4. Frein à tambour

➤ **Frein à disque**

Le **frein à disque** est un système de freinage performant pour les véhicules munis de roues en contact avec le sol : automobile, avion, train, vélo tout terrain, etc. et pour diverses machines réclamant des freins performants et durables.

Ce système transforme l'énergie cinétique du véhicule en chaleur.



Figure I. 5. Frein à disque

I.6. Les inconvénients du frein classique

Problèmes surgissant lors d'un freinage de secours dans le système de freinage classique
Quand le conducteur actionne trop fortement la pédale de frein de son véhicule à la suite d'un danger, les roues se bloquent. Cela provoque :

- La perte de la stabilité directionnelle et le dérapage du véhicule.
- La perte de la dirigeabilité du véhicule
- L'augmentation de la distance de freinage
- L'usure des pneumatiques

Pour remédier aux inconvénients du frein classique, le frein ABS il est inventé (1977 en Allemagne par Bosch) [50].

Le frein ABS répond aux problèmes précédents par:

- La régulation de freinage doit prendre en compte extrêmement rapidement les variations d'adhérence de la chaussée. Par exemple, sur une route sèche avec des plaques de verglas par endroits, la durée d'un blocage éventuel des roues doit être suffisamment courte pour que la stabilité et la maniabilité.
- En phase de freinage ABS, la stabilité du véhicule et la dirigeabilité doivent être assurées, aussi bien lors d'une montée lente de la pression de freinage jusqu'au blocage, que lors d'une montée de pression brutale pour un freinage d'urgence.
- La régulation de freinage doit fonctionner sur toute la plage de variation de vitesse du véhicule.
- La diminution du risque d'accident.
- Lors d'un freinage en virage avec une vitesse du véhicule ne dépassant pas la vitesse limite en virage, la stabilité et la maniabilité doivent être conservées, la distance de freinage réduite au minimum ce qui permet d'éviter les collisions.

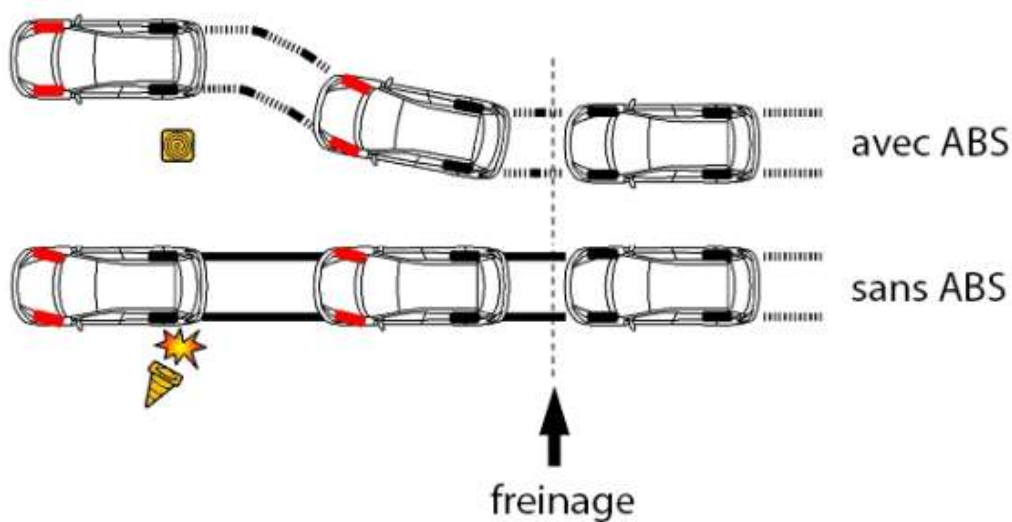


Figure I. 6. Illustration de freinage sans et avec système ABS

I.7. Structure de l'ABS

En fonction des configurations matérielles, on peut distinguer trois différents catégorie d'architectures ABS : le système de frein à commande entièrement hydraulique (HAB), le système de freins à commande électro-hydraulique(EHB) et le système de freins à commande électromécanique (EMB).Le système le plus utiliser pour les voitures commerciales est système ABS entièrement hydraulique (HAB) [51].

La structure de système ABS est illustrée par la Figure (I.7).

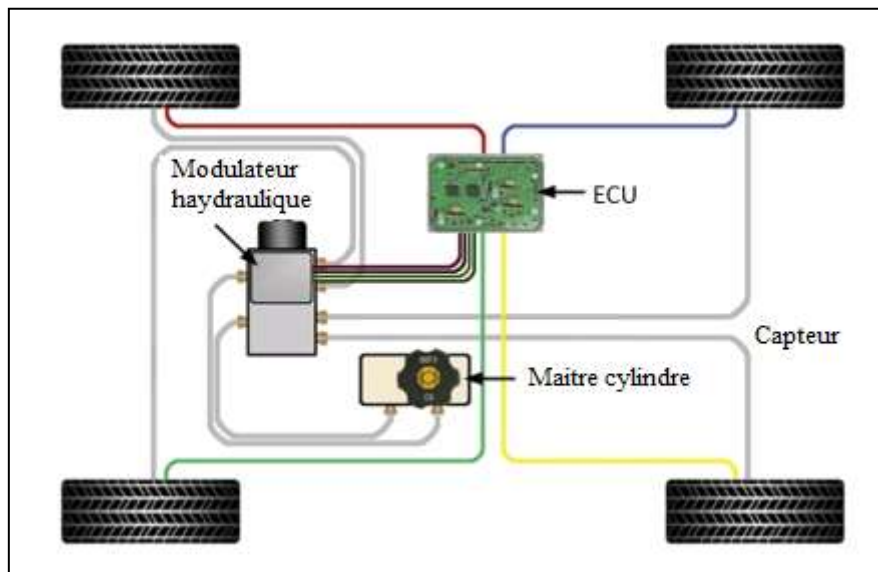


Figure I. 7. Les composants typiques de système ABS [52].

Le système de freinage hydraulique est constitué des composants essentiels suivants :

➤ **Unité de commande électronique**

Habituellement à base de microprocesseur, c'est le composant central qui reçoit, filtre et amplifie le signal des capteurs et effectue les calculs nécessaires pour l'estimation de la vitesse du véhicule et du patinage des roues. L'unité commande électronique (**ECE**) envoie alors un signal au modulateur hydraulique selon l'algorithme de contrôle implémenté.

Dans certains véhicules, chaque système à son propre calculateur, cependant, les créateurs installent souvent une unité qui traite tous les éléments du système de sécurité actif (stabilité directionnelle, ABS, anti patinage, etc.).



Figure I. 8. Unité de commande électronique ECU [52]

➤ **Modulateur de pression hydraulique**

Le modulateur de pression hydraulique est un dispositif électro-hydraulique pour réduire, maintenir et restaurer la pression des freins de roue en manipulant les électrovannes du système de freinage hydraulique. L'unité hydraulique actionne les freins en augmentant la pression hydraulique ou en contournant la force de la pédale pour réduire la puissance de freinage.



Figure I. 9. Modulateur de pression hydraulique

➤ **Capteurs de vitesse des roues**

Le dispositif permettant de déterminer la vitesse des roues est composé d'une roue dentée montée sur l'axe de chaque roue contrôlée et d'un capteur de vitesse posé de façon à ce que son extrémité soit contre la roue dentée. Le capteur envoie continuellement l'information relative à la vitesse de la roue au boîtier électronique de commande une tension finale proportionnelle à la vitesse de la roue. Une bague de serrage tient le capteur en place au niveau de la roue dentée.



Figure I. 10. Capteur de vitesse de roue.

➤ **Maitre cylindre**

Le maître cylindre transforme l'effort du conducteur sur la pédale de frein en une pression hydraulique. La pression hydraulique fournie par le maître cylindre est transmise aux roues avant et arrière du véhicule par des canalisations rigides et souples (flexibles de frein). Il alimente les différents systèmes de frein tels que les freins à disques ou les freins à tambour. Il existe deux types :

1. Maître cylindre simple est un circuit à trou de dilatation : il se compose d'un réservoir de compensation fixé sur un corps en fonte dans lequel se déplace un piston muni d'une coupelle d'étanchéité. Ce système fonctionne avec un seul circuit pour les différentes roues. Compte tenue de l'évolution des véhicules en matière de sécurité et de performance, le maître cylindre simple ne se retrouve que sur d'anciens véhicules.

2. Maître cylindre tandem à double circuits : il se compose d'un réservoir de compensation fixé sur un corps en fonte dans lequel se déplacent deux pistons munis de coupelles d'étanchéité. Lors du freinage, les deux pistons se déplacent : le premier est directement commandé par la tige de poussée (pédale de frein). C'est ce qu'on appelle le circuit primaire. Le deuxième piston est commandé par un ressort et la pression hydraulique est engendrée par le premier piston, c'est le circuit secondaire. Les coupelles d'étanchéité obstruent les trous de dilatation et la pression hydraulique monte dans les deux circuits.

I.8. Principe de fonctionnement de l'ABS

La fonction première du système ABS est de prévenir le blocage des roues lors d'un freinage d'urgence. Ces principaux avantages sont une meilleure stabilité et un meilleur

contrôle du glissement longitudinal des roues du véhicule lors d'un freinage dans toutes les conditions d'adhérences sur routes humides, meubles,...etc.

Classiquement, le principe de fonctionnement du système de freinage antiblocage (ABS) est divisé en 3 étapes essentielles :

Etape1 : Blocage des roues - l'ECU envoie un signal pour activer le système : Il convient de considérer que l'ensemble du processus est contrôlé par des algorithmes intégrés dans le logiciel de l'unité de contrôle [51]. La fiabilité du système réside dans le fait qu'il se déclenche avant même que les roues ne perdent leur adhérence. Un analogue qui ne fonctionne que sur la base de données sur la rotation des roues aurait une structure et un principe de fonctionnement plus simples. Cependant, un tel système ne fonctionnerait pas mieux que les premiers modèles de Gabriel Voisin .Pour cette raison, l'ABS ne répond pas aux changements de vitesse des roues, mais à la force de la pédale de frein. En d'autres termes, le système est déclenché à l'avance, comme pour avertir d'un possible dérapage, déterminant à la fois la vitesse de rotation des roues et la force d'appui sur la pédale. L'unité de commande calcule le glissement possible et actif l'actionneur.

Etape2 : Actionnement de l'actionneur - le bloc hydraulique modifie la pression dans le système, ce qui déverrouille les roues. Le système fonctionne selon le principe suivant. Dès qu'une urgence survient (le conducteur a appuyé brusquement sur la pédale de frein, mais les roues ne sont pas encore bloquées), l'hydro-modulateur reçoit un signal du boîtier de commande et ferme deux vannes (entrée et sortie). Cela stabilise la pression de la ligne.

L'actionneur fait alors pulser le liquide de frein. Dans ce mode, l'hydro-modulateur peut soit fournir un démarrage lent de la roue, soit augmenter / diminuer indépendamment la pression du liquide de frein. Ces processus dépendent de la modification du système.

Etape 3 : Désactivation du système lorsque la rotation des roues est restituée.

Lorsque l'ABS est déclenché, le conducteur le ressent immédiatement par la pulsation fréquente, qui est également transmise à la pédale. Que le système soit actif ou non, vous pouvez le savoir par la caresse sur le bouton d'activation. Le principe même de fonctionnement du système répète l'habileté des automobilistes expérimentés, mais il le fait beaucoup plus rapidement - environ 20 fois par seconde.

I.9 Description fonctionnelle des actionneurs d'ABS

I.9.1. Fonction d'actionneur HAB

Les ABS disponibles sur la plupart des voitures particulières sont équipés d'actionneurs hydrauliques (HAB: freins à commande hydraulique) à dynamique discrète. De tels systèmes sont illustrés à la Figure (I.11).

Dans ces systèmes, la pression exercée par le conducteur sur la pédale est transmise au système hydraulique via une vanne de construction voir également la Figure (I.11), qui communique avec le cylindre de frein. De plus, le système hydraulique a une deuxième soupape, la soupape de décharge, qui peut décharger la pression et qui est connecté à un accumulateur basse pression. Une pompe complète le système global. La force de freinage agit sur le cylindre de roue, qui le transmet aux plaquettes et, enfin, aux disques de frein. Selon ses caractéristiques physiques, l'actionneur HAB n'est capable que de fournir trois actions de contrôle différentes. Augmenter la pression de freinage: dans ce cas la vanne de construction est ouverte et la décharge fermée. Tenez le frein pression: dans ce cas, les deux vannes sont fermées et diminuent la pression de freinage: dans ce cas la vanne de construction est fermée et la décharge ouverte.

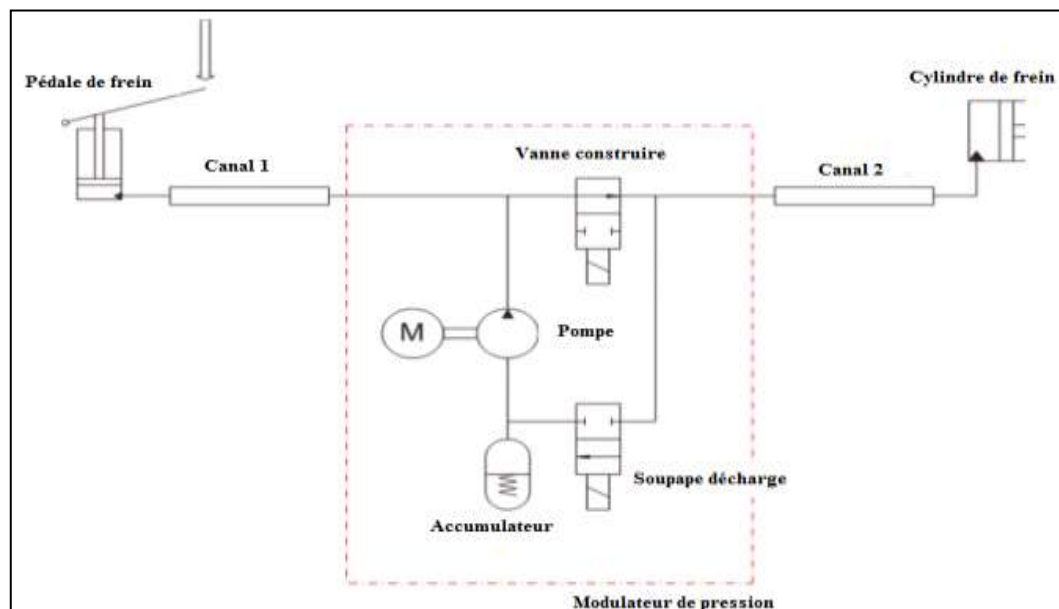


Figure I. 11. Système de freinage hydraulique HAB [40]

Les actions d'augmentation et de diminution de la pression sont physiquement limitées par la limite de vitesse de l'actionneur k , qui définit les performances de l'actionneur. Selon cette

description, la dynamique du couple de freinage pour le HAB l'actionneur sera décrite comme :

$$\frac{dT_b}{dt} = u \quad (\text{I.1})$$

Avec $u = \{-k, 0, k\}$. Selon la valeur de la variable de contrôle u , on modélise les trois actions possibles de l'actionneur, c'est-à-dire que $u = -k$ correspond au diminuer l'action de commande, $u = 0$ correspond à l'action de commande de maintien et $u = k$ correspond à l'action de commande d'augmentation. La limite de débit $k \in R$ est un paramètre connu. Sa valeur nominale sera fixée à 5 kN / s [40].

I.9.2. Fonction d'actionneur EHB

La nouvelle génération de systèmes de commande de freinage sera basée soit sur freins électro-hydrauliques ou électromécaniques; ce dernier sera la technologie utilisée dans les futurs systèmes de freinage par fil (BBW) [40].

Dans les EHB, un retour d'effort est fourni au niveau de la pédale de frein (de manière à les conducteurs ressentent la pression qu'ils exercent) et un signal électrique mesuré via un capteur de position est transmis à un groupe hydraulique doté d'une électronique unité de commande (ECU), physiquement connectée à l'étrier (c'est-à-dire, le système fait du corps de frein externe). Les EMB se caractérisent par un système de composants électriques secs qui remplace les actionneurs conventionnels par unités à moteur électrique voir également la Figure (I.12).



Figure I. 12. Système de freinage électromécanique EMB [40]

Le Tableau (I.1) représente la comparaison entre s les différents actionneurs de l'ABS

Tableau I. 1:Différents actionneurs de système du freinage ABS

Comparaison	HAB	EHB	EMB
-Technologie	Hydraulique	Electro-hydraulique	Electromécanique
-Force modulation	Discret (On/off)	Continu	Continu
-Ergonomie	Vibration de pédale	Aucune vibration	Aucune vibration
-Problèmes environnementaux	Huile toxiques	Huile toxique	Pas de huile

I.10. Classification montage de système ABS

Il existe quatre formes d'ABS, basées sur la configuration du circuit de freinage, configuration du groupe moto propulseur et exigences fonctionnelles du véhicule [53]. Ces variantes sont encore différenciées en fonction du nombre de canaux de commande et capteurs de vitesse de roue. Les quatre variantes sont brièvement décrites comme

- La forme à 4 capteurs à 4 canaux existe, cette forme permet un contrôle indépendant de la pression de freinage sur les quatre roues individuelles par les quatre canaux hydrauliques, la Figure (I.13) présente la forme de 4 capteurs-4 canaux

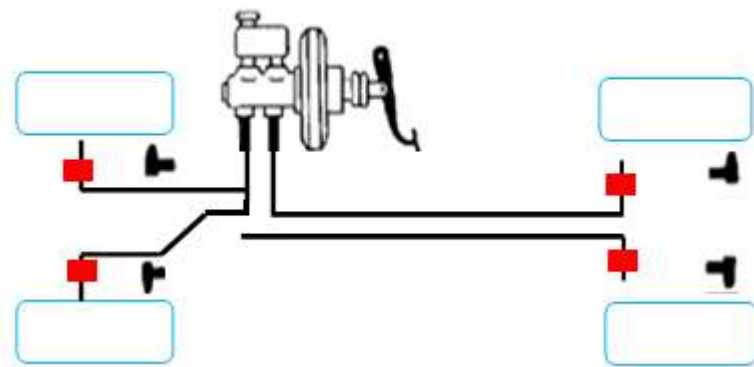


Figure I. 13. La forme 4capteurs- 4 canaux

- Dans la forme 3 canaux 3 capteurs, un seul capteur est utilisé pour les deux roues arrière. Ce capteur est monté dans le différentiel pour mesurer les différences de vitesse de roue et un seul canal hydraulique est utilisé pour contrôler la pression de

freinage arrière. Il s'agit notamment des petits véhicules utilitaires et des camions. la Figure (I.14) montre le dispositif 3 capteurs-3 canaux.

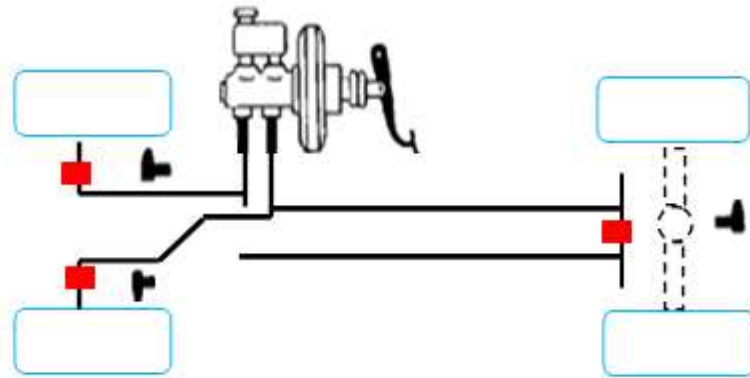


Figure I. 14. La forme 3 capteurs- 3 canaux

- La forme rare avant à 2 canaux et 3 capteurs était supprimé en raison de ça fonctionnalité limitée. Ceux-ci se composent d'un capteur de vitesse sur le différentiel de l'essieu arrière et d'un seul canal de commande sans pompe de retour. Ceux-ci empêchent la roue arrière de blocage mais pas les roues avant, ce qui est un inconvénient

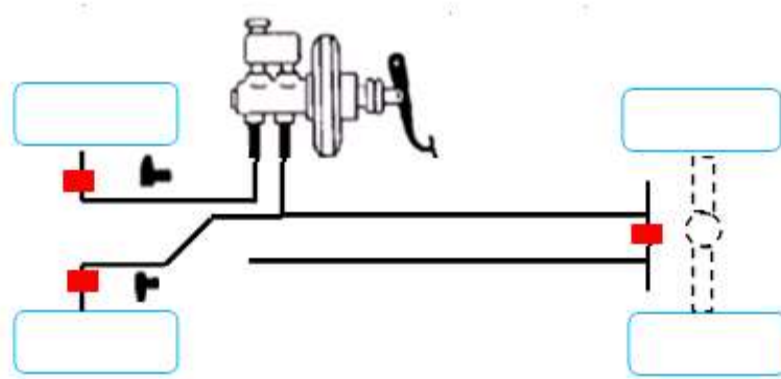


Figure I. 15. La forme 3 capteurs- 2 canaux

I.11. Conclusion

Freins ABS sont conçus pour vous aider à arrêter de mieux, ce qu'ils font en empêchant le blocage des roues en place. Freins ABS fonctionnent le mieux sur les surfaces glissantes, car ils fournissent votre véhicule avec la distance d'arrêt la plus courte.

Freins ABS ont été connus pour fournir aux conducteurs un faux sentiment de sécurité et de leur faire croire qu'ils ont plus de contrôle alors qu'ils font réellement. Freins ABS vous donner plus de contrôle sur votre voiture, mais vous n'avez pas encore le contrôle sur les autres conducteurs ou des objets.

CHAPITRE .II.

MODÉLISATION DYNAMIQUE DU VÉHICULE ET DE SYSTÈME DE FREINAGE ABS

Chapitre. II.

Modélisation dynamique du véhicule et De système de freinage (ABS)

II.1. Introduction

L'objectif de cette thèse est de développer des stratégies de contrôle le glissement des roues de système de freinage ABS en présence de certains types des incertitudes internes ou externes (type de revêtement routier, la pression des pneus, la masse de véhicule, changement de vitesse de véhicule,...). Cela nécessite la connaissance d'un modèle mathématique représentant la dynamique du système étudié.

Depuis quelques années, la recherche dans le domaine des transports routiers et notamment l'automobile fait l'objet d'une attention particulière et intéresse de plus en plus de chercheurs et d'industriels [55]-[56]-[57]. Plusieurs programmes de recherche ont été lancés au niveau national comme au niveau international. Leurs objectifs consistent à développer des nouveaux systèmes d'aide à la conduite et à garantir au conducteur et aux passagers la plus grande sécurité et le plus de confort possible.

Ce chapitre aborde dans un premier temps la structure mécanique de véhicule, nous présentons un bref vu sur la classification des véhicules, puis introduit les principaux des forces et moments agissant sur le pneumatique. Par la suite nous discutons sur le taux de glissement et coefficient d'adhérence l'effet de ce coefficient sur la force longitudinale, ensuite nous montrons les différents modèles dynamiques de véhicules, nous présentons le modèle dynamique qui sera utilisé pour développer les lois des contrôles de système de freinage (ABS).

II.2. La structure de véhicule

Le véhicule routier proprement dit est un système mécanique très complexe qui présente de fortes caractéristiques non linéaires. Le lien entre la masse suspendue du véhicule et les essieux, tels que les ressorts ou les amortisseurs, sont à l'origine de ces non linéarités. Son comportement dynamique est en fait une réponse à des excitations de différentes natures parmi lesquelles nous pouvons citer les commandes de l'Entité en Charge de la Conduite (ECC), les effets de l'aérodynamique, des perturbations, l'interaction pneumatique/chaussée et les manœuvres du conducteur qui se traduisent par des actions d'accélération, de freinage ou de braquage des roues (Freinage au mode ABS).

Le véhicule automobile est une structure mécanique composée de plusieurs éléments : la caisse, les roues pneumatiques et le mécanisme de suspension [54]-[55].

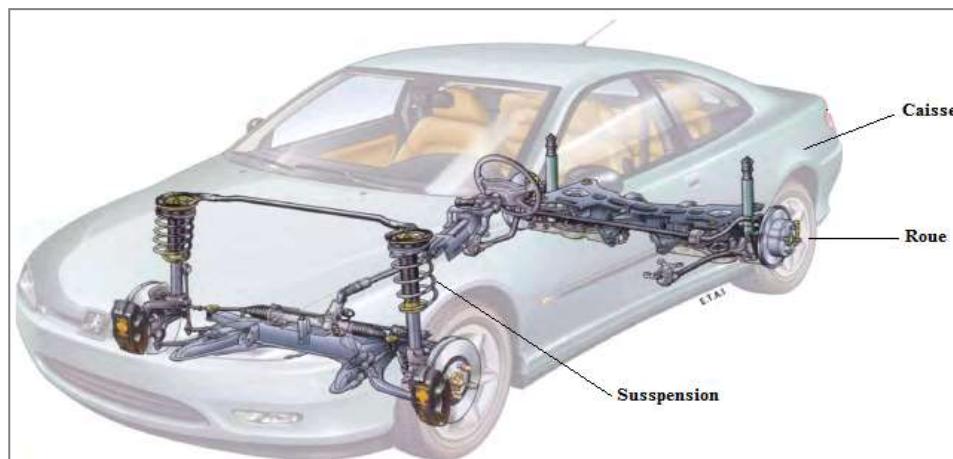


Figure II. 1. Les organes du véhicule intervenant dans la liaison au sol

➤ Caisse

La caisse est composée du châssis et de la carrosserie. Elle est considérée comme un corps rigide ou plutôt comme une masse suspendue dont chaque extrémité est reliée à une roue à travers un système de suspension.

Par hypothèse le repère du véhicule est confondu à celui de la caisse ce qui explique que le mouvement du véhicule soit en partie défini par le mouvement de translation et de rotation de la caisse.



Figure II. 2. Caisse de véhicule

➤ **La roue pneumatique**

Un pneumatique est un tyroïde viscoélastique dont le comportement est fortement non-linéaire. Il est la seule interface entre le véhicule et la route. Dans les véhicules routiers, toutes les forces appliquées sur le véhicule, à l'exception des forces aérodynamiques, sont générées dans la zone de contact pneu/route. Ces forces déterminent la façon dont le véhicule tourne, accélère, et freine. [56].

Un pneumatique a trois fonctions principales :

- Il supporte la charge verticale,
- il développe les forces longitudinales en cas d'accélération et de freinage,
- il développe les forces latérales dans un virage.

Il existe plusieurs types de pneus qui répondent à des conditions d'utilisation et des caractéristiques désirées Figure (II.3).



Figure.II.3. Différents type de pneu.

➤ Le mécanisme de suspension

Le système de suspension est constitué d'une combinaison ressort-amortisseur placée au niveau de chaque roue. Le rôle de la suspension est d'isoler le véhicule de la route, et de maintenir les roues en contact avec le sol de telle manière que les irrégularités de la route et les mouvements de la caisse en pompage, tangage et roulis n'affectent pas le contrôle de direction et de stabilité. [57]-[58].

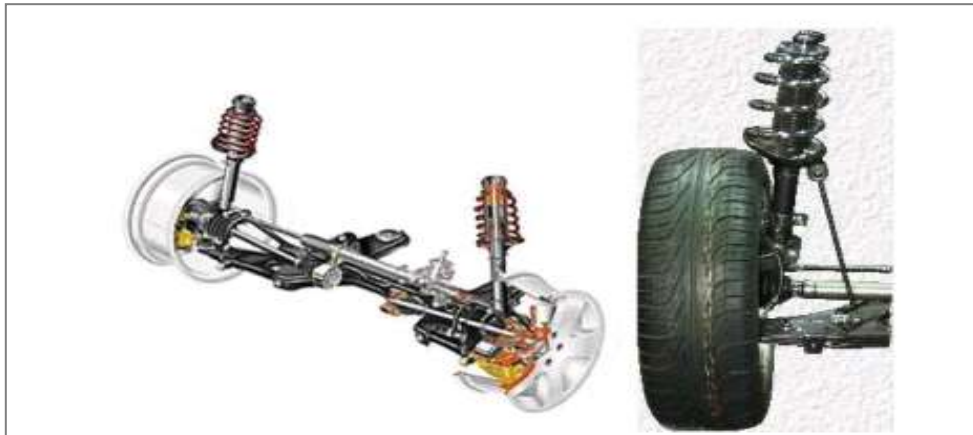


Figure.II.4. La suspension de véhicule

II.3. Classification des véhicules

Le secteur des transports d'aujourd'hui dépend presque entièrement des carburants conventionnels d'origine pétrolière. Dans le cadre de la transition vers un système énergétique durable et écologique, l'électrification des véhicules peut contribuer à la fois à réduire de la dépendance au pétrole et à la diminution des émissions de polluants et de gaz à effet de serre.

L'énergie hybride est largement considérée comme une technique prometteuse tandis que véhicule hybride thermique-électrique font l'objet d'importants travaux de recherche scientifique et de développement industriel.

II.3.1. Le véhicule électrique

Le véhicule électrique qui propulsé par un moteur électrique et fonctionne exclusivement à l'énergie électrique. Par contre aux véhicules à essence, la force motrice est transmise aux roues par un ou plusieurs moteurs électriques, selon la solution de transmission choisie.

Le système de propulsion électrique a une architecture très simple. Il se compose d'un actionneur électrique, un dispositif de transmission, et des roues.

II.3.2 Le véhicule électrique hybride

Les véhicules hybrides sont constitués par deux systèmes de traction : les modèles actuels combinent un moteur thermique classique (essence ou diesel) avec un moteur électrique muni d'une batterie. A tout moment les véhicules hybrides peuvent choisir le mode le plus adapté aux conditions de circulation pour minimiser la consommation de carburant pendant un trajet et améliorer les performances du véhicule et le confort de conduite. Ce choix peut être réalisé manuellement par le conducteur ou automatiquement par une stratégie de gestion énergétique embarquée [59].

Si le moteur thermique doit fournir une puissance supérieure à la puissance de traction pour fonctionner avec un rendement optimal, l'excès d'énergie sera récupéré par le moteur en mode générateur, et emmagasiné dans les batteries pour une utilisation ultérieure. Cette fonctionnalité est également appelée le mode « régénération » dans certains ouvrages [59].

L'architecture de la chaîne de traction d'un véhicule hybride est plus complexe que celle des véhicules conventionnels. Trois catégories d'architectures sont disponibles pour l'entraînement hybride : série, parallèle et combinée.

II.3.2.1 Architecture hybride série

La technologie série sépare complètement la production d'énergie et son utilisation pour l'entraînement des roues. Le véhicule est propulsé entièrement par le moteur électrique Figure (II.5), et le moteur thermique fournit l'énergie électrique. Cette énergie est emmagasinée ou utilisée instantanément pour entraîner un ou plusieurs moteurs électriques qui fournissent la puissance nécessaire pour propulser le véhicule. Il n'y a aucune liaison mécanique entre les deux moteurs [59].

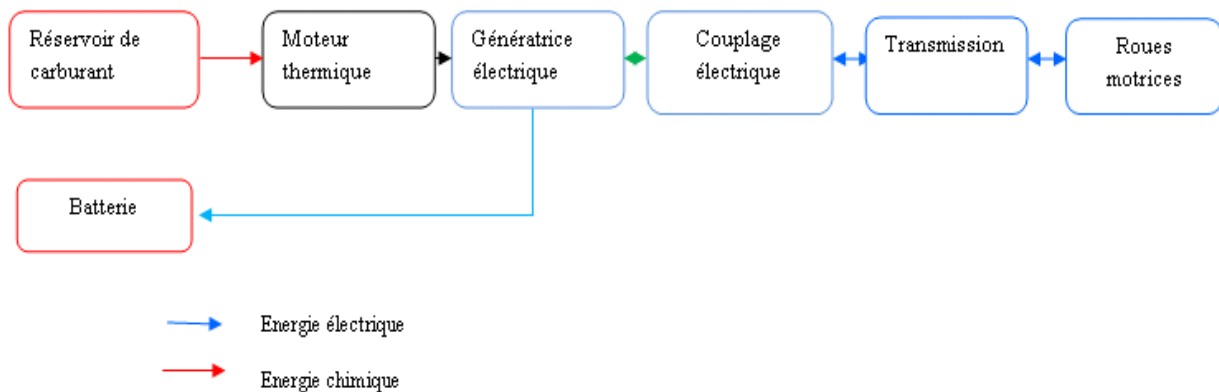


Figure.II.5. Schéma d'architecture hybride série

II.3.2.2 Véhicule hybride parallèle

Dans cette configuration, le véhicule est équipé d'une double propulsion thermique et électrique (Figure II.6.). Les avantages du système parallèle sont que deux entraînements peuvent être combinés ou superposés, la propulsion est électrique et/ou thermique. Le moteur thermique est utilisé pour la conduite à haute vitesse, et le système électrique est utilisé complément pour les accélérations, la récupération et éventuellement sur les côtes et au démarrage.

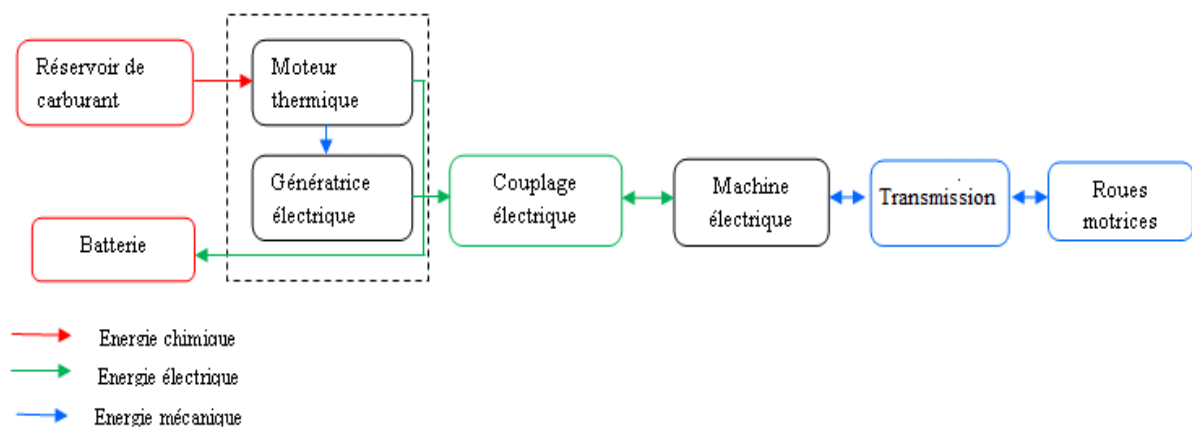


Figure.II.6. Schéma d'architecture hybride parallèle

II.3.2.3 Architecture combinée (série/parallèle)

L'architecture combinée, également connue sous le nom d'hybride série-parallèle ou hybride avec dérivation de puissance, peut réaliser une synergie basée sur les avantages de la structure série-parallèle. Le moteur thermique fonctionne au meilleur rendement et peut assurer lui-même la propulsion. Comme la montre la Figure(II.7), cette configuration est plus complexe, avec trois systèmes énergétiques et plusieurs couplages électriques et mécaniques possibles entre ces systèmes [60], ce qui augmente le besoin de stratégies appropriées de gestion de l'énergie.

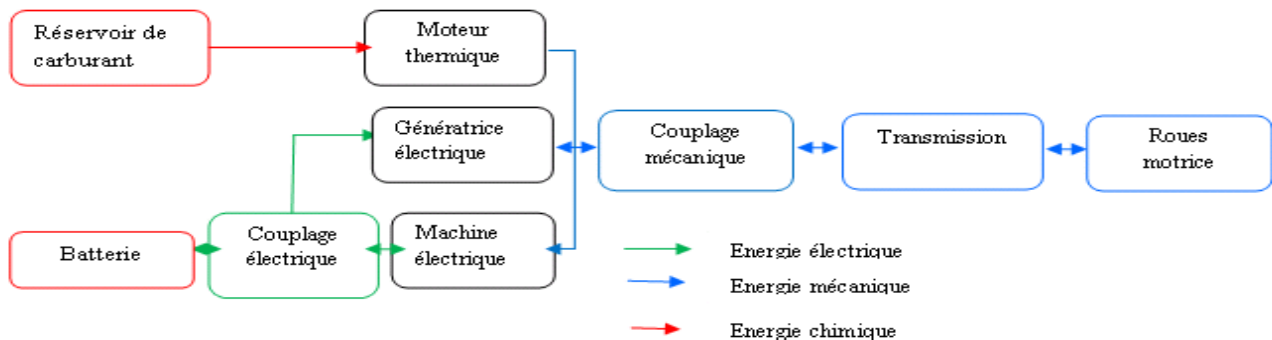


Figure.II.7. Schéma d'architecture hybride série-parallèle

Avant d'aborder l'étude de la dynamique d'un véhicule, une étape primordiale consiste à faire le bilan des différents moments et forces agissant sur le pneu, les principaux forces et moments.

II.4. Forces du contact pneu/sol

Pour décrire l'interaction pneu/roue, nous attachons le système de coordonnées cartésiennes au centre O de la zone de contact [57]. Sur un sol considéré plan et horizontal, l'axe des x est l'intersection entre le plan du pneumatique (réduit à un disque) et le sol. L'axe des z est perpendiculaire au sol et opposé à la direction de l'accélération gravitationnelle « g ». L'axe des y complète le système de coordonnées direct suivant la règle de la main droite.

L'angle de carrossage γ est l'angle entre le plan du pneumatique et le plan vertical (xOz).

L'angle de dérive α est l'angle entre le vecteur de vitesse du pneumatique v et l'axe des x . Ces deux angles sont mieux illustrés dans la vue de dessus et la vue de face dans la Figure (II.8). Le point d'application des forces est situé au centre O .

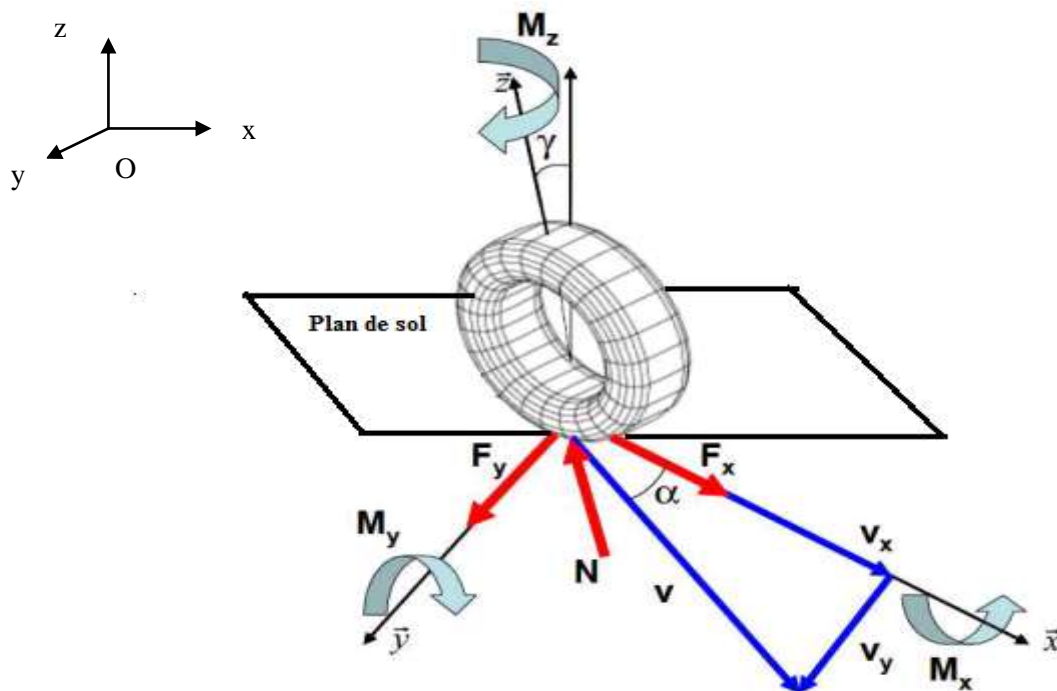


Figure.II.8. Forces et moments du pneumatique [47].

La réaction entre le pneu/roue est décrite par trois forces et trois moments [46]:

- Force verticale F_z —————> Moment d'auto-alignement $M_z(OZ)$
- Force horizontale F_x —————> Moment de renversement $M_x(OX)$
- Force latérale F_y —————> Moment de résistance au roulement $M_y(OY)$

II.4.1 Force verticale F_z

La force verticale ou la charge normale d'un pneu, provient d'une grande partie du poids du véhicule. Elle est influencée par [58]. Les demi-empattements avant et arrière (donc indirectement la position du centre de gravité),

- L'accélération longitudinale,
- les forces aérodynamiques,
- l'inclinaison de la route.

Les forces verticales entre les deux pneumatiques et sa répartition dépendent principalement de la masse du véhicule, des paramètres géométriques et de l'accélération longitudinale. La variation de la répartition de la force verticale entre les deux pneus est généralement appelée équilibrage de charge statique et transfert de charge en dynamique [57]. Les forces verticales sont illustrées dans la Figure (II.9) et sont définies par les équations suivantes :

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{M(b_M g - h_M a_x)}{p} \\ F_{zr} = \frac{M(l_M g + h_M a_x)}{p} \end{cases} \quad (\text{II.1})$$

Avec l_M et b_M sont les distances entre le centre de gravité du véhicule et le point de contact sol-pneu avant et sol-pneu arrière respectivement, p est l'empattement, m_v est la masse du véhicule et h_M est la hauteur du centre de gravité du véhicule par rapport au sol.

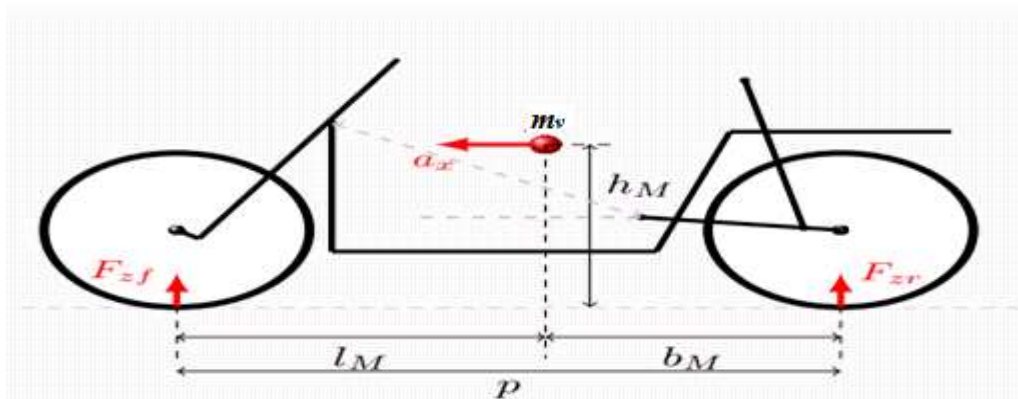


Figure.II.9. Représentation des forces verticales

On constate qu'en absence d'accélération longitudinale, les forces verticales nominales sont : $F_{zf} = M \left(\frac{b_M g}{p} \right)$ et $F_{zr} = M \left(\frac{l_M g}{p} \right)$. La variation de la force verticale à cause de l'accélération longitudinale est proportionnelle à la hauteur du centre de gravité et inversement proportionnelle à l'empattement p .

II.4.2. Force latéral F_y et angle de dérive α

La force latérale F_y agit sur la chaussée dans une direction perpendiculaire à celle de la force longitudinale F_x , cette force générée par le pneu dépend de l'angle de glissement latéral et de l'angle de carrossage. Par conséquent l'angle de carrossage γ est directement lié à celui du roulis, et l'angle de roulis qui peut atteindre une amplitude importante (plus de 50 degrés), le glissement latéral α est défini comme dans la Figure. (II.10.a). Le véhicule tourne en raison de cette force [55]. En appliquant une petite force verticale et constante sur le pneu.

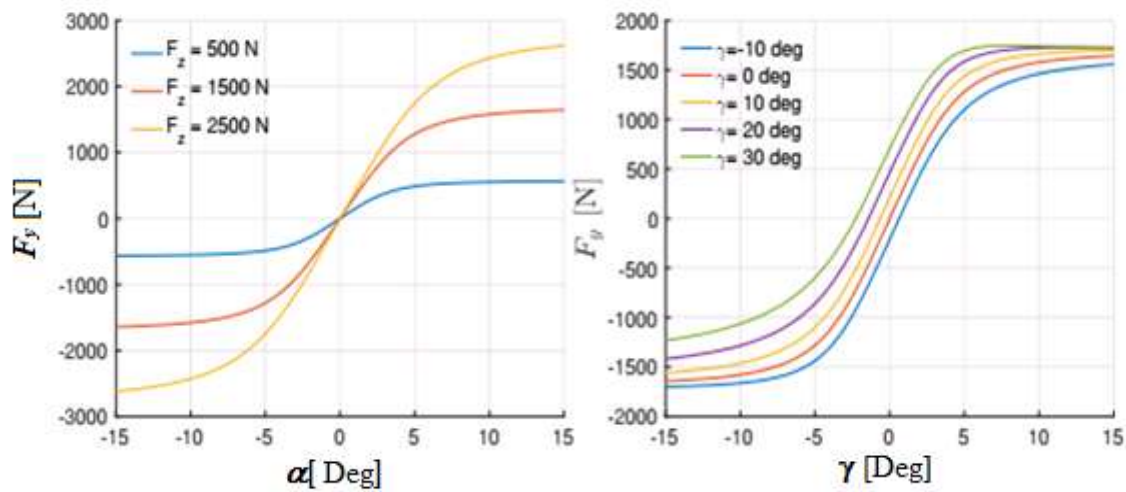
Poussé latéralement avec une petite force, le pneu se déforme et se déplace légèrement latéralement. La déformation augmente avec la force appliquée. Avec grande force, il commence à glisser. Une fois qu'il a commencé à glisser, la force latérale devient presque constante. Ils 'agit d'un comportement non-linéaire modélisé par plusieurs modèles dont [61], [62].

II.4.2.1 Représentation non-linéaire

Lorsque le glissement longitudinal est nul, $\lambda=0$, alors la force longitudinale est également nulle et F_y ne dépend que de la force verticale. Le couplage entre la composante due à l'angle de glissement α et celle due à l'angle de carrossage γ peut être exprimé par l'équation suivante :

$$F_y = D_y \sin \left[C_\alpha \operatorname{atan} \left(B_\alpha \alpha - E_\alpha \left(B_\alpha \alpha - \operatorname{atan} \left(B_\alpha \alpha \right) \right) \right) \right] + \left[C_\gamma \operatorname{atan} \left(B_\gamma \gamma - E_\gamma \left(B_\gamma \gamma - \operatorname{atan} \left(B_\gamma \gamma \right) \right) \right) \right]$$

La Figure (II.10.a) montre l'allure de la force latérale F_y en fonction de l'angle de dérive α sans l'angle de carrossage $\gamma = 0^\circ$. Elle montre également l'effet de la charge verticale F_z sur la force latérale. La Figure. (II.10.b) montre l'influence de l'angle de carrossage sur la force latérale



a) Force latérale F_y avec $F_{z0}=1$ KN, $\gamma=0^\circ$ b) Force latérale F_y avec $F_{z0}=1,5$ KN, $\gamma=0^\circ$

Figure.II.10. La force pneumatique latérale F_y

II.4.3. Force longitudinale F_x

La force longitudinale F_x est une force de frottement qui s'exerce entre la route et le pneumatique. Cette force est affectée par les facteurs suivant:

- le glissement longitudinal λ ,
- la force verticale F_z ,
- le coefficient d'adhérence $\mu(\lambda)$ entre pneu/route.

Dans la Figure (II.12) , la vitesse longitudinale de véhicule du centre de masse est V_v . La vitesse linéaire du pneumatique est $\omega_r * R_r$ avec ω_r la vitesse angulaire (rad/s) et R_r le rayon effectif (m), ont peut proposer des méthodes pour calculer ce rayon, [57]-[58]-[53].

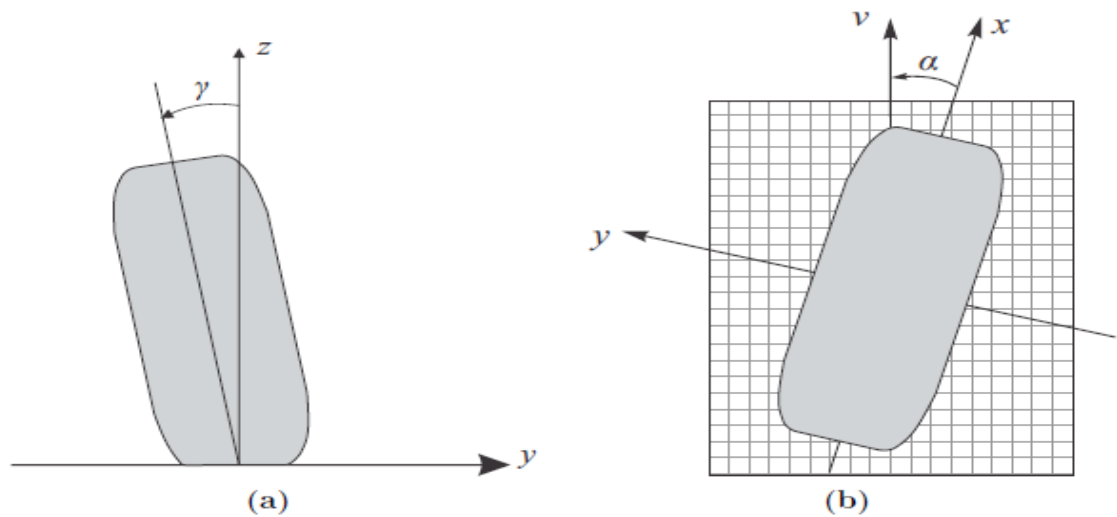


Figure.II.11. Illustration des angles du pneumatique : (a) : vue de face de l'angle de carrossage γ ; (b) : vue de dessus de l'angle de dérive α



Figure.II.12. Vitesse d'un pneumatique

II.4.4 Taux de glissement

Lors de l'accélération ou du freinage, le pneu subit un cisaillement à travers la surface de contact, en raison de cette tension, la vitesse longitudinale du point de contact est supérieure à la vitesse tangentielle du pneu en cas d'accélération et est plus faible en cas de freinage. Cette différence produit un glissement longitudinal λ_i exprimé par :

$$\lambda_i = \frac{V_v - \omega_i R_i}{\max(V_v, \omega_i R_i)} \quad (\text{II.2})$$

Où V_v est la vitesse longitudinale du véhicule, ω_i est la vitesse de rotation du pneu avant (pour $i = f$) ou arrière (pour $i = r$) et R_i est le rayon du pneu correspondant

Pour $\lambda = 0$ aucune force longitudinale ne peut être transmise au sol, tandis que pour $\lambda = 1$ (c'est-à-dire avec blocage des roues), la perte de force longitudinale atteint à 20-30% par rapport à la valeur maximale [54].

Le taux de glissement du pneumatique en phase de freinage est :

$$\lambda_i = \frac{V_v - \omega_i R_i}{V_v} \quad (\text{II.3})$$

Le taux de glissement du pneumatique en phase d'accélération est :

$$\lambda_i = \frac{\omega_i R_i - V_v}{\omega_i R_i} \quad (\text{II.4})$$

La Figure (II.13) montre l'allure de taux de glissement dans le cas freinage et le cas d'accélération

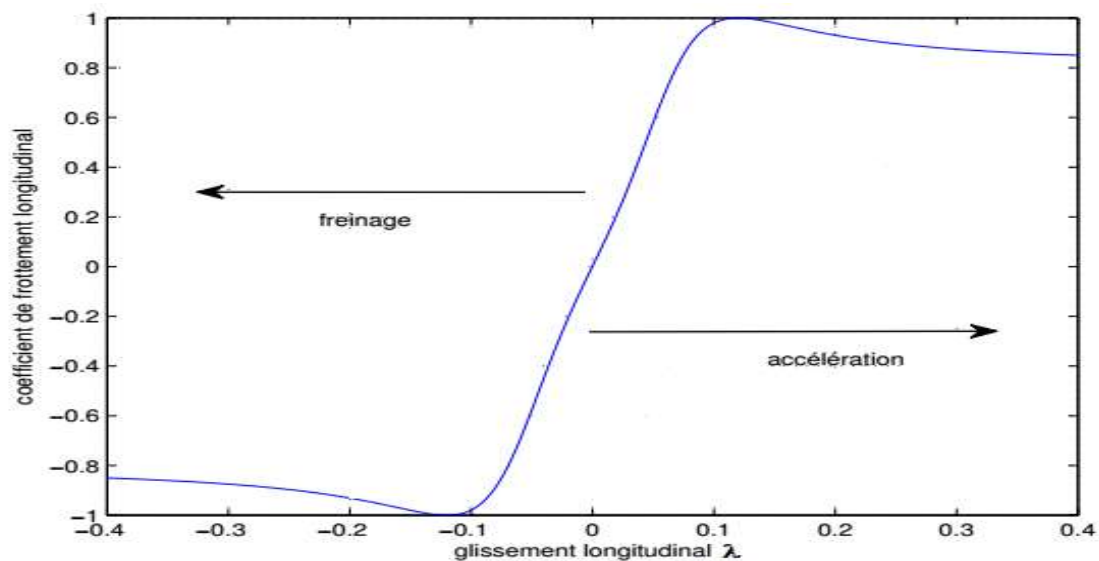


Figure.II.13. Le taux de glissement longitudinal dans le cas de freinage et le cas d'accélération

II.5. Les moments agissant sur le pneumatique

II.5.1. Moment renversement M_x

Lorsque la force de réaction de la route sur le pneu F_{zR} (orienté vers le haut) est incompatible avec la charge verticale F_z (orienté vers le bas) un moment de renversement autour de l'axe x est apparaît, comme illustré dans la Figure(II.14). Pour maintenir

l'équilibre, les deux forces doivent être égales. Le point d'action de F_{zR} est situé au centre de la zone de contact et est déplacé de centre du pneumatique. Cette distance est due à la déformation latérale de ce dernier provoquée par l'application d'un effort latéral.

La valeur du moment de renversement est égale à $F_z \times \varepsilon$ (N.m). Si le pneu roule dans une ligne droite avec $\alpha = \gamma = 0$, M_x est négligeable et est principalement en raison des défauts. Sinon, une force latérale F_{zR} sera générée entraînant une déformation et déplacement de la zone de contact. L'augmentant de moment affecte le transfert de charge latéral, pour les gros pneus cet effet peut devenir plus important [55].

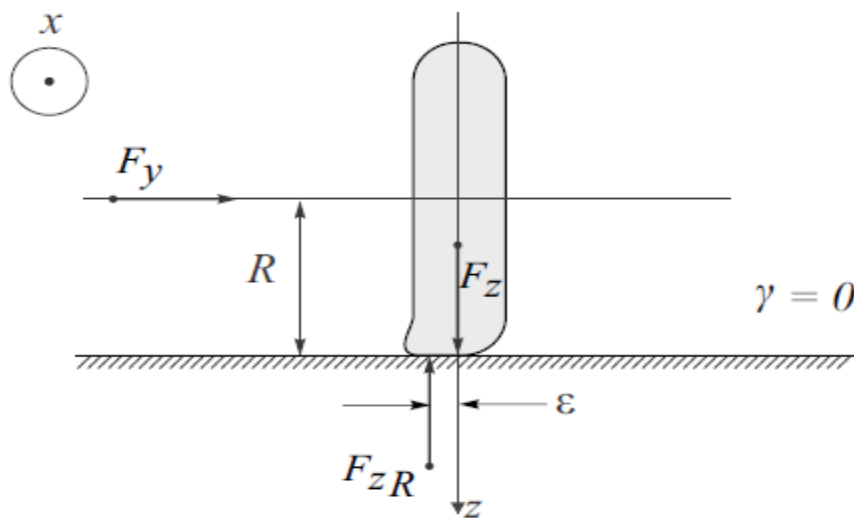


Figure.II.14. Moment de renversement M_x du pneumatique [37].

II.5. 2. Moment de résistance au roulement M_w

Le moment de résistance au roulement M_w est la résistance au mouvement d'avancement vers l'avant d'un pneu en roulement libre avec presque aucun glissement longitudinal. Une fois que le pneu commence à rouler vers l'avant il y aura une résistance au roulement, accompagné d'une faible vitesse sur une route dure, c'est la principale résistance au mouvement du véhicule. Il a également un effet indésirable. La majeure partie de l'énergie transférée au pneu roulant est convertie en chaleur l'usant, ce que réduit sa flexibilité, et peut donc devenir un facteur limitant sa performance [55]-[56]. Les moments de renversement M_x et de résistance au roulement M_w sont des mouvements du véhicule et sont d'habitude négligés [56].

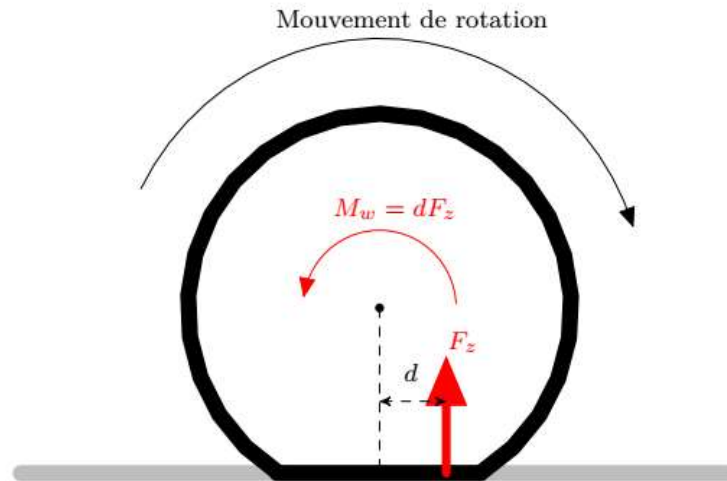


Figure.II.15. Moment de résistance au roulement

La différence entre le rayon effectif et le rayon du pneumatique fixe fait que la force de contact verticale résultante se déplace vers l'avant par rapport au centre d'appui du pneumatique par une distance d , voir Figure (II.15). Ce déplacement longitudinal est appelé paramètre de friction de roulement et le moment de résistance qu'il produit est égal à :

$$M_w = d.F_z \quad (\text{II.5})$$

Une formule empirique a été proposée pour calculer le moment de résistance au roulement [58]. La formule tient compte de la pression du pneu et la vitesse longitudinale de véhicule comme suit :

$$M_w = \begin{cases} R_r.F_z \left(0.0085 + \frac{0.018}{P} + \frac{1,59 * 10^{-6}}{P} V_v^2 \right) & \text{pour les vitesses inférieures à } 165 \text{ km/h} \\ R_r.F_z \left(\frac{0.018}{P} + \frac{2,91 * 10^{-6}}{P} V_v^2 \right) & \text{pour les vitesses supérieures à } 165 \text{ km/h} \end{cases}$$

La vitesse longitudinale est exprimée en km/h et la pression des pneus en bar .

II.5.3. Moment d'auto-alignement M_x

Le moment d'auto-alignement tendance à faire tourner le pneumatique autour de son axe Z et aligner l'axe X avec la direction du vecteur de vitesse V_x . A ce moment il ya toujours une tendance à réduire l'angle de dérive α . Ceci est dû au déplacement de la force latérale derrière le centre de la zone de contact O de a_{xa} , la Figure (II.16) présente le moment auto-alignement. Ce déplacement a_{xa} augmente jusqu'à un maximum avec un petit angle de dérive α , et puis diminue jusqu'à valeur zéro voire négative avec les grands angles [37].

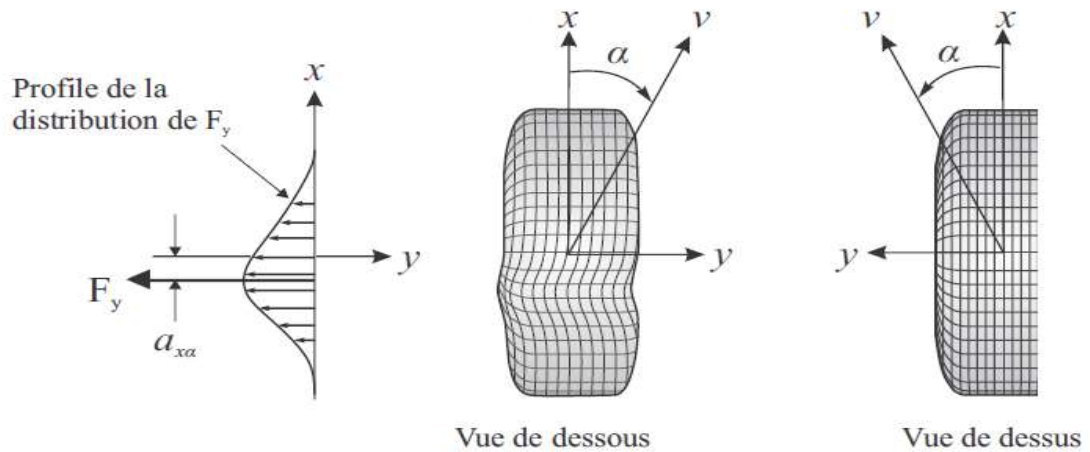


Figure.II.16. Moment d'auto-alignement M_z du pneumatique [48].

II.6. Coefficient de frottement (d'adhérence)

Le coefficient de friction est la caractéristique de pneu noté $\mu(\lambda)$ qu'il s'agit d'un paramètre non linéaire, et qu'il est adapté à différentes conditions routières.

Le modèle de friction Pacejka est très détaillé [63]-[64]-[65], c'est la description de friction pneu-route la plus couramment utilisée dans les simulateurs de véhicules utilitaires.

Par conséquent, étant donné qu'aucun des contrôleurs proposés ne sera conçu en supposant la connaissance de la valeur actuelle de la charge verticale, de la même manière, ils peuvent gérer des valeurs non nulles de α . Quant au modèle de frottement, Nous considérons le modèle Burckhardt Friction [64], en raison de la formule la plus simple. Il donne la valeur du coefficient de frottement en tant que fonction de la vitesse linéaire de véhicule et du taux de glissement, le coefficient longitudinal à la forme suivante:

$$\mu(\lambda, V_v) = \left[C_1 (1 - e^{-C_2 \cdot \lambda}) \cdot C_3 \cdot \lambda \right] \cdot e^{-C_4 \cdot \lambda \cdot V_v} \quad (\text{II.6})$$

Où C_1 est la valeur maximale de la courbe de frottement, C_2 est la forme de la courbe de frottement, C_3 est la différence de la courbe de frottement entre la valeur maximale et la valeur à $\lambda = 1$; et C_4 est la valeur caractéristique d'humidité.

En modifiant les valeurs des paramètres C_1 - C_4 , de nombreuses conditions de frottement différentes peuvent être modélisées.

Les paramètres pour différentes surfaces routières sont listés dans le (Tableau. II. 1)

Tableau II. 1 Paramètres de coefficient de frottement

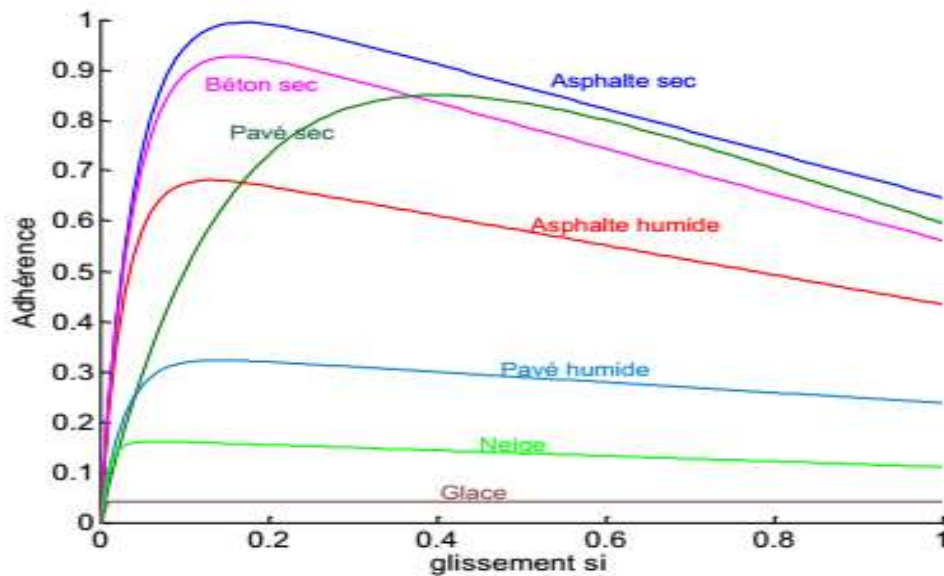
Surface de route	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
Sec	1,029	17.16	0.523	0.03
Humidité	1.1973	25.168	0.5373	0.03
Neige	1.1946	94.129	0.0646	0.03

Le (Tableau II.2) offre une liste des valeurs prises par μ pour différents états de la chaussée [55].

Tableau II. 2 Paramètres de frottement pneu-route.

Type de chaussée	Coefficient d'adhérence maximale μ
Sèche	0,9-1,2
Moulée	0,5-0,89
Enneigée	0,2-0,49
Glacé	0,01-0,19

Sur la Figure (II.17), les formes du coefficient d'effort de freinage pour différentes conditions routières avec une vitesse du véhicule de 10 m /s sont affichées

**Figure.II.17.** La courbe de la fonction $\mu(\lambda)$ dans différentes conditions routière

II.7. Relation entre la force longitudinale et coefficient d'adhérence

Nous supposons qu'il existe une relation proportionnelle entre la force normale et la force longitudinale, pour obtenir une description longitudinale de la force pneu-route.

$$F_x(t) = \mu(\lambda) F_z(t) \quad (\text{II.7})$$

La force longitudinale du pneu F_x est une fonction non linéaire de la charge normale, du coefficient d'adhérence de la route et le glissement longitudinal et l'angle de glissement du pneu décrit par la célèbre formule magique [64].

$$F_x(t) = D \sin(C \tan^{-1}(B \cdot \varphi_x)) + S_V \quad (\text{II.8})$$

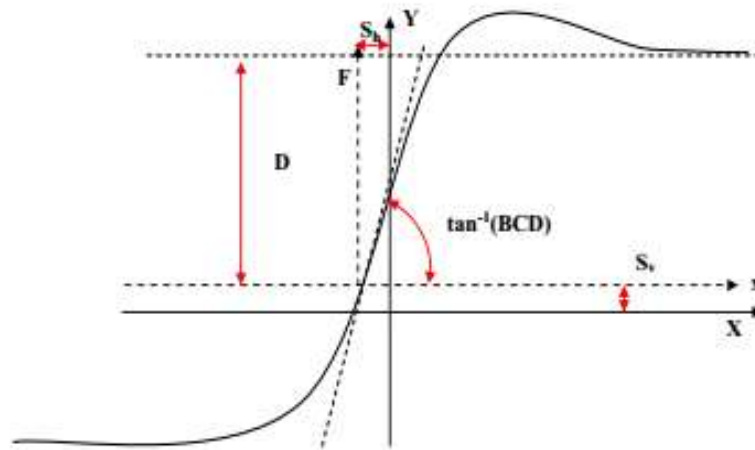


Figure.II.18. Courbe produit avec la « formule magique » avec l'illustration des différents paramètres [63]

$$\varphi_x = (1 - E)(1 + S_h) + \frac{E}{B} \tan^{-1}(B(\lambda + S_h)) \quad (\text{II.9})$$

B : Facteur de raideur

C : Facteur de forme

D : facteur de courbure

S_h : décalage horizontal

S_v : Décalage à l'origine en verticale

Le coefficient BCD représente la tangente à l'origine. Il est équivalent à la rigidité d'adhérence latérale ou longitudinale du pneumatique. La Figure (II.19) montre la forme des réponses du modèle de Pacejka [63] en fonction des paramètres de pneu donné.

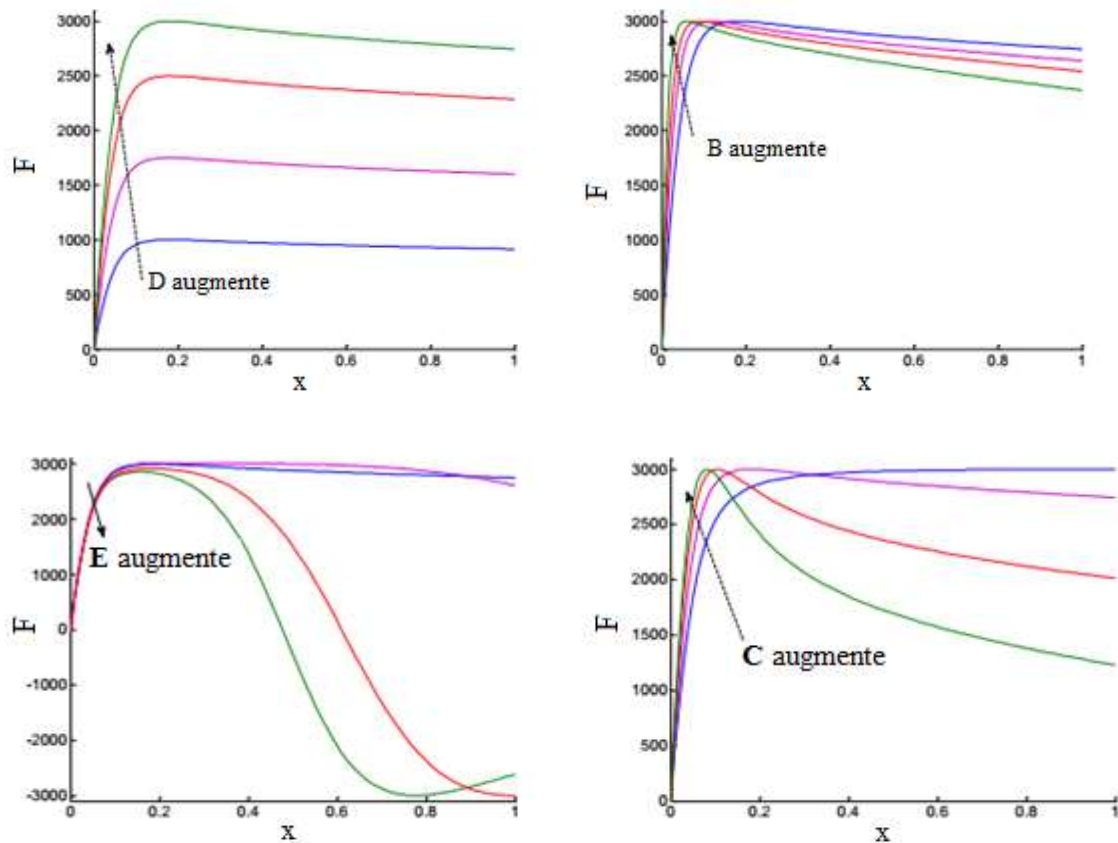


Figure.II.19. Courbe caractéristiques selon le modèle Pacejka pour des variations B C et D E

II.8. Autres formules de modélisation des efforts pneumatiques

La formule magique de Pacejka proposée précédemment est un modèle expérimental paramétré des efforts pneumatiques. De plus, il existe d'autres modèles analytiques utilisées pour modéliser les forces dans les littératures. Parmi ces modèles, nous avons cité :

a) **Modèle de Dugoff** : dans ce modèle, nous considérons un coefficient de frottement fixe et on introduit un paramètre pour le couplage entre les forces longitudinales et latérales [61]. Ce modèle à moins de paramètres que la formule de Pacejka et est plus

pratique à utiliser. Dans le cas d'un mouvement latéral pur, la formule simplifiée du modèle de Dugoff pour les automobiles est donnée par :

$$F_{y_i} = -C_{i\alpha} \tan \alpha_i f(x_i) \quad (\text{II.10})$$

Avec $C_{i\alpha}$:est la rigidité de dérivé et $f(x_i)$ est donnée par :

$$f(x_i) = \begin{cases} (2-x_i).x_i & \text{si } x_i < 1 \\ 1 & \text{si } x_i > 1 \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

$$x_i = \frac{\mu F_z}{2.C_{i\alpha} |\tan \alpha_i|} \quad (\text{II.12})$$

Dans la formule ci-dessus, μ représente le coefficient d'adhérence de la route. Ce modèle simplifié néglige l'effet des forces longitudinales. Considérer ce dernier se traduira par un modèle relativement plus complexe mais il est néanmoins plus simple que le modèle de Pacejka.

b) Modèle de Gim : il s'agit d'un modèle qui calcule les forces à partir de la distribution de pression sur la surface de contact entre pneu-sol, [66]-[67]. D'un point de vue numérique, ce modèle est plus compliqué en raison du grand nombre des paramètres requis. Les informations détaillées de la formule mathématique de ce modèle [67].

c) Modèle de Kiencke : le modèle mise en œuvre deux étapes. Tout d'abord, le coefficient de frottement μ_{ki} est calculé par le modèle de Burckhardt étendu [52]. Ce dernier s'écrit en fonction du coefficient de glissement global (longitudinal/latéral) K_{gi} comme suit :

$$\mu_{\lambda_i} = C_1(1 - e^{C_2 \lambda_{gi}}) - C_3 K_{gi} e^{\lambda_{gi} C_4 V_v} (1 - C_5 F_z^2) \quad (\text{II.13})$$

$$\lambda_{gi} = \sqrt{\lambda_i^2 + \lambda_{yi}} \quad (\text{II.14})$$

λ_{yi} : est un coefficient de glissement latéral faisant intervenir le glissement longitudinal comme suit :

$$\lambda_{yi} = \begin{cases} (1 - \lambda_i) \tan \alpha_i & \text{Accélération} \\ \tan \alpha_i & \text{Décélération} \end{cases} \quad (\text{II.15})$$

Les paramètres C_1 , C_2 et C_3 dépendent de l'état de la route, C_4 est un coefficient qui dépend de la vitesse maximale et C_5 est un coefficient qui dépend de la force verticale maximale supportée par le pneu.

Une fois le coefficient de frottement calculé, les forces longitudinales et latérales sont décrites par [51] :

$$\begin{cases} F_{xi} = \mu_{\lambda i} \frac{F_{zi}}{\lambda_{gi}} (\lambda_{gi} \cos \alpha_i - C_{\mu} \lambda_{yi} \sin \alpha_i) \\ F_{yi} = \mu_{\lambda i} \frac{F_{zi}}{\lambda_{gi}} (C_{\mu} \lambda_{yi} \cos \alpha_i - \lambda_{gi} \sin \alpha_i) \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

Où C_{μ} représente un coefficient de pondération ayant des valeurs entre 0.90 et 0.95

II.9. Modélisation dynamique du véhicule

La modélisation des véhicules routiers pour le contrôle automatique a été largement étudiée (voir par exemple de Brossard) [69]-[56]-[70], des modèles de véhicule. Généralement, elle comprend plusieurs éléments (châssis, trains roulants, suspension, direction, moteur,...) prenant compte l'impact des forces du contact pneu/sol. La modélisation de tous ces éléments est très complexe de quoi exprimer le comportement d'un véhicule par des équations dynamiques. De plus la cinématique de certains éléments, en l'occurrence la suspension, peut beaucoup affecter cette dynamique. Pour simplifier la modélisation peut être réduite pour cibler une application bien définie. Souvent dans la littérature, le comportement d'un véhicule est décrit en deux parties : un mode latéral qui considère le mouvement latéral du véhicule sur la route, et un mode longitudinal gère la dynamique du véhicule par rapport au régime moteur (accélération et freinage). Dans cette section, nous allons montrer quelques modèles qui seront développés pour les lois de contrôle du système de freinage ABS.

II.9.1. Architecture globale

Afin de montrer l'ensemble du modèle de véhicule utilisé pour contrôle de système ABS, la Figure (II.20) montre l'architecte globale de véhicule utilisé pour contrôle de l'ABS. L'interaction avec l'environnement (comme la force aérodynamique) n'est pas représentée sur la figure (sauf pour le contact du pneu/route), mais sont bien prises en compte dans la modélisation

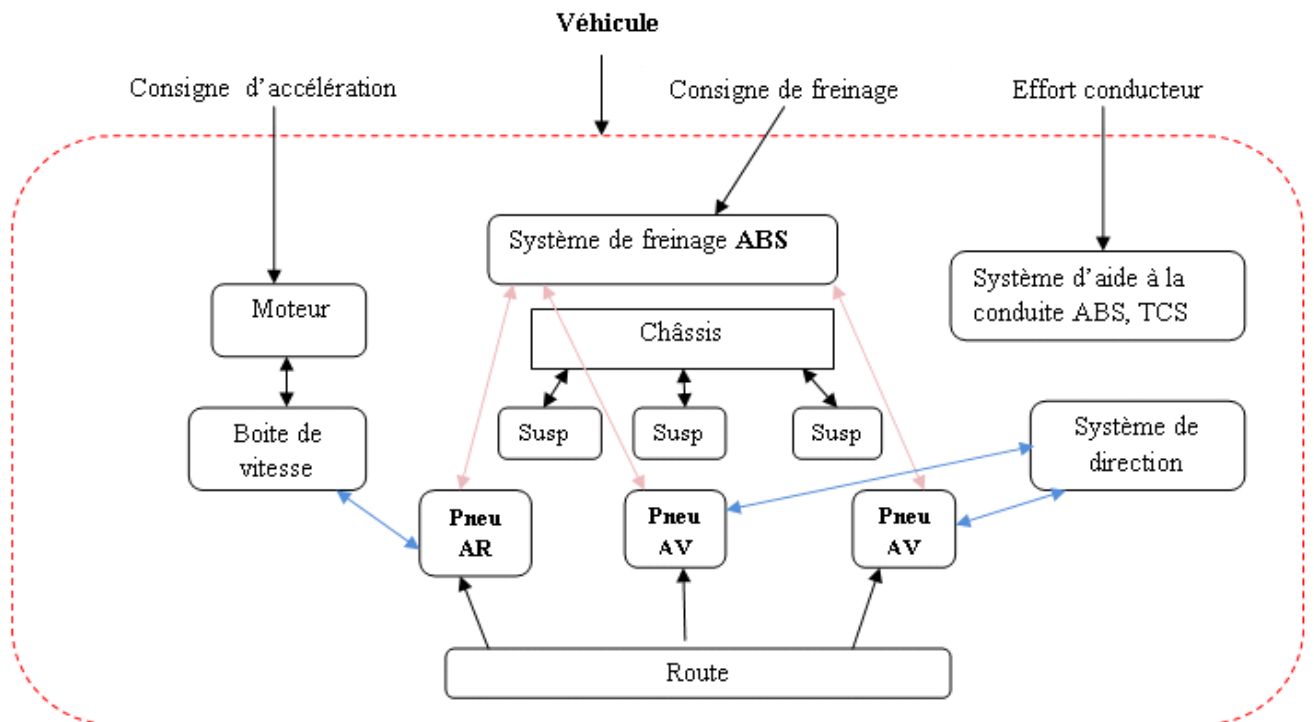


Figure.II.20. Architecture du modèle de véhicule utilisé pour contrôle de l'ABS

Trois paramètres sont ici pris en compte comme entrées de la modélisation dynamique :

- Le taux de glissement des roues $\lambda(t)$
- La charge normale appliquée sur la roue F_n
- En pratique, les angles de roulis, tangage, lacet ainsi que les angles de pneumatique sont petits. Nous faisons l'hypothèse des petits angles $\cos\alpha=1$ et $\sin\alpha=\alpha$,

Le modèle de Pacejka prend en compte l'angle de carrossage. Par souci de simplification, son influence n'est pas considérée dans la suite.

- Les sous-systèmes impliqués dans la dynamique longitudinale sont constitués du groupe moteur, du système de freinage, du groupe embrayage ou convertisseur de couple, de la transmission, des roues et du contact pneu/route, cette chaîne motrice permet au véhicule de démarrer la phase d'accélération, de freiner, d'arrêter et de redémarrer.
- La dynamique latérale du véhicule est contrôlée par quatre sous-ensembles : le volant, le système de direction, les roues directrices et le contact pneu/route. Ces éléments permettent au véhicule de se déplacer latéralement grâce aux actions du conducteur sur le volant, le conduire dans un virage et d'effectuer des changements de voie.

Le principe du système directeur est de permettre au conducteur de diriger les roues avec précision sans trop d'efforts.

➤ La suspension doit être utilisée comme un filtre pour éliminer les fréquences de vibrations indésirables afin d'assurer la bonne tenue de route et le confort des passagers. Quant aux amortisseurs, ils ont été utilisés pour supprimer les oscillations, les mécanismes de suspension les plus courants. Ils sont conçus pour permettre une configuration à roues indépendantes.

II.9.2. Le sous modèle « caisse »

Le véhicule automobile représenté sur la Figure (II.21), est un système complexe à six degrés de liberté formé par un ensemble de rotations et de translations de la carrosserie qui est considérée comme une masse suspendue. Le repère défini les différents mouvements du véhicule est le repère orthogonal direct $R (G, X, Y, Z)$ de la Figure II.21. L'origine de ce repère se situe au centre de gravité du véhicule. La translation sur l'axe G_x représente le déplacement longitudinal X du véhicule et le déplacement latéral Y se fait selon l'axe G_y . La translation sur l'axe G_z permet à la caisse du véhicule d'effectuer un mouvement vertical Z grâce à ses suspensions. De plus, les mouvements de la caisse par rapport aux trois axes sont :

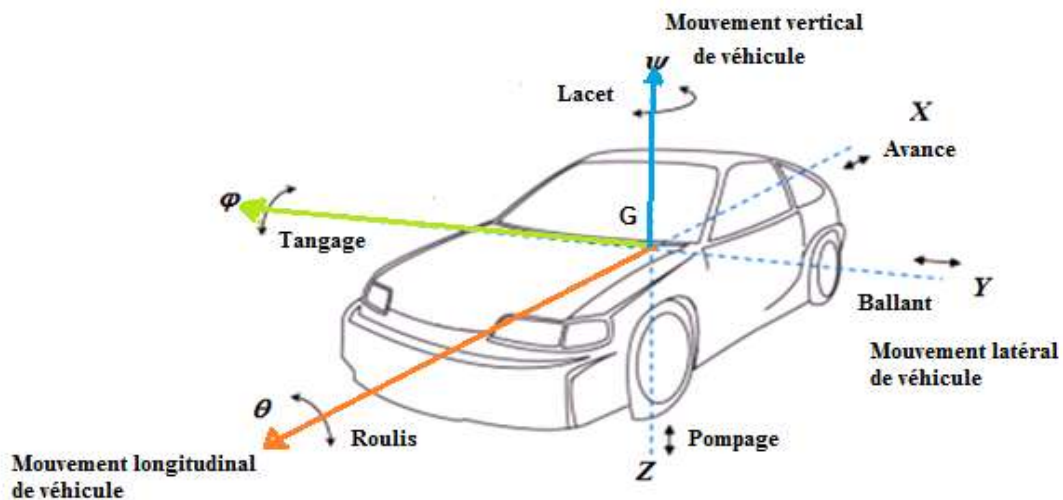


Figure.II.21. Dynamique de la caisse par rapport au sol

-Les mouvements de translation

- Le mouvement longitudinal suivant l'axe X (avance),
- Le mouvement latéral suivant l'axe Y (ballant)
- Le mouvement vertical suivant l'axe Z (pompage)

-Les mouvements de rotations

- Le roulis ϕ qui est dû à des oscillations autour de l'axe G_x , phénomène en particulier ressenti lorsque le véhicule se déplace dans un virage.
- Le tangage φ : qui est produit par des mouvements angulaires autour de l'axe G_y , phénomène qui intervient lors des phases d'accélération et de freinage.
- Le lacet ψ : qui est le mouvement de rotation autour de l'axe G_z .

II.9.3. Équations du mouvement de la caisse**➤ En translation :**

Les variables dynamiques qui définissent le mouvement de la caisse sont représentées par le vecteur d'état généralisé q :

$$q = [X, Y, Z, \phi, \varphi, \psi] \quad (\text{II.17})$$

Les équations de la dynamique sont obtenues en appliquant le principe fondamental de la dynamique tel que :

$$m_v = \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum F_x \\ \sum F_y \\ \sum F_z \end{bmatrix} \quad (\text{II.18})$$

Avec m_v est la masse du véhicule, \ddot{X} , \ddot{Y} , \ddot{Z} représentent respectivement les accélérations de roulis, de tangage et de lacet du véhicule dans le repère caisse.

$\sum F_x$, $\sum F_y$, $\sum F_z$: représentent respectivement la somme des forces qui agissent sur le véhicule dans les directions X, Y et Z.

➤ **En rotation :**

$$J = \begin{bmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum M_x \\ \sum M_y \\ \sum M_z \end{bmatrix} \quad (\text{II.19})$$

$\ddot{\phi}, \phi, \ddot{\psi}$ représentent respectivement les accélérations angulaires de rotation du véhicule dans les directions X, Y et Z,

$\sum M_x, \sum M_y$ et $\sum M_z$ représentent respectivement la somme des moments de rotation du véhicule autour des axes X, Y et Z.

Les hypothèses simplificatrices sont de nature diverse et interviennent au moment d'inertie du véhicule. En raison de la symétrie du véhicule dans le plan vertical-longitudinal, les moments d'inertie croisés (J_{xy}, J_{yx}) sont relativement faibles par rapport aux valeurs des moments dans les directions y et z.

II.9.4. Modèle du châssis

Un modèle assez complexe de la dynamique du châssis de véhicule automobile à huit degrés de liberté peut être envisagé. Il comprend la dynamique latérale et longitudinale. Les degrés de liberté associés à ce modèle sont : les deux vitesses longitudinale et latérale (u, v_r), la vitesse du lacet (v_l), la vitesse du roulis (v_p) et les vitesses de rotation des quatre roues ($\omega_{f1}, \omega_{f2}, \omega_{r1}, \omega_{r2}$).

Sur le modèle du véhicule de la Figure (II.22), a_f et a_r représentent la distance entre le centre de gravité et les deux axes avant et arrière. $2P_f$ et $2P_r$ pour avant (front) et pour arrière (rear) désignent respectivement la distance entre les roues avant et arrière.

Pour déterminer les équations du mouvement, il suffit d'écrire le principe fondamental de la dynamique appliqué au point G, est considéré comme un point fixe dans le repère véhicule R_v . En négligeant le tangage et la suspension, les équations de la dynamique peuvent

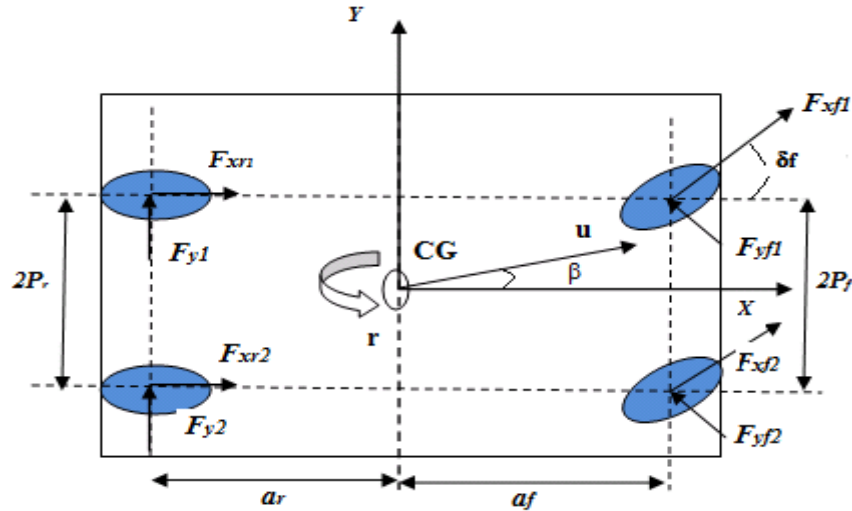


Figure.II.22. Dynamique de châssis du véhicule

S' écrire de la manière suivante :

- *Mouvement longitudinal :*

$$m_v(\dot{u} - v_r) = (F_{xf1} + F_{xf2})\cos(\delta_f) - (F_{yf1} + F_{yf2})\sin(\delta_f) + (F_{xr1} + F_{xr2}) \quad (\text{II.20})$$

- *Mouvement latéral:*

$$m_v(\dot{v}_r + u) = (F_{xf1} + F_{xf2})\sin(\delta_f) + (F_{yf1} + F_{yf2})\cos(\delta_f) + (F_{yr1} + F_{yr2}) \quad (\text{II.21})$$

- *Mouvement de lacet:*

$$J_z \dot{l} = a_f(F_{xf1} + F_{xf2})\sin(\delta_f) + a_f(F_{yf1} + F_{yf2})\cos(\delta_f) - a_r(F_{yr1} + F_{yr2}) + P_f(F_{xf1} - F_{xf2})\cos(\delta_f) + P_r(F_{xr2} - F_{xr1}) \quad (\text{II.22})$$

- *Mouvement de roulis :*

$$J_x \dot{p} = -m_s e(\dot{v}_r - u) + m_s g e \sin(\phi) + K_\phi \phi - C_\phi \dot{p} \quad (\text{II.23})$$

Ce modèle Figure (II.22) est l'un des plus utilisés pour l'étude de la dynamique latérale des véhicules [52]-[63]. Il permet d'étudier la stabilité du véhicule en virage en fonction de

potentiel d'adhérence, l'état dans lequel se trouvent le système et la commande de braquage appliquée à la roue. Le but est alors de définir la loi de commande nécessaire à appliquer au véhicule pour rester dans la zone de stabilité. Ce dernier est produit grâce au système de freinage (ABS) en appliquant des couples de freinage sur chaque roue d'amplitude différente, dans ce cas l'équation du mouvement du lacet devient :

$$J_z \dot{r} = 2a_f F_{yf} - 2a_r F_{yr} + M_z \quad (\text{II.24})$$

M_z : représente le moment autour du centre de gravité du véhicule (N.m)

II.9.5. Modèle dynamique de quart de véhicule

Pour la conception préliminaire et les tests des algorithmes de contrôle de freinage de système ABS, un modèle simple mais efficace connu sous le nom de modèle de quart de véhicule est généralement utilisé.

Le modèle est donné par l'ensemble d'équations suivant (voir également la Figure (II.23))

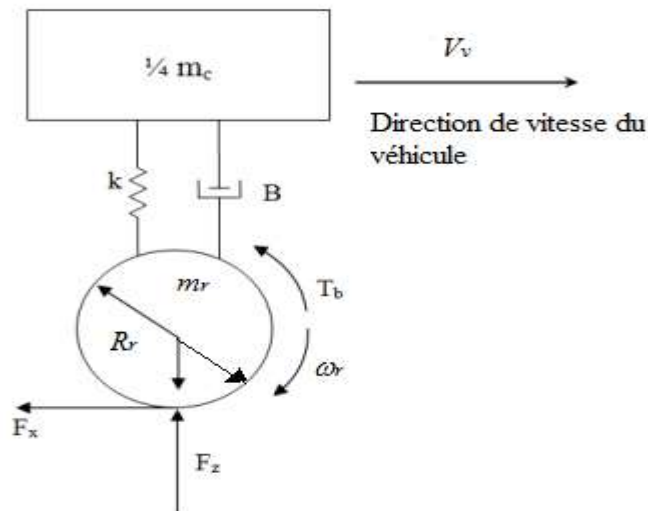


Figure.II.23. Modèle de quart de véhicule

La masse de véhicule dans le modèle de quart de véhicule :

$$m_v = m_r + \frac{1}{4} m_c \quad (\text{II.25})$$

L'équation dynamique du système ABS est le résultat de la loi de Newton appliquée aux roues et au véhicule [71], comme le montre la Figure (II.23). La dynamique du véhicule est déterminée par la somme totale des efforts appliqués au véhicule lors du freinage.

Considérant le cas où la route n'est pas plane et l'existence des frottements visqueux.

$$\sum F_i = m_v \times \dot{V}_i$$

Dans notre système l'équation devient :

$$\dot{V}_v = \frac{-I}{m_v} [F_x + B_v V_v + F_z] \quad (\text{II.26})$$

Où V_v indique la vitesse longitudinale du véhicule m_v la masse totale du quart de véhicule F_x la force longitudinal du pneu, F_z force verticale appliquer sur le véhicule, B_v est le coefficient du frottement visqueux de véhicule.

Selon l'équation du la somme de moment :

$$\sum_{i=1}^n M_i = \dot{\omega}_i \times J$$

$$\dot{\omega}_r(t) = \frac{I}{J_r} [-T_b + B_r \omega_r + R_r F_x] \quad (\text{II.27})$$

ω_r vitesse angulaire de la roue, T_b le couple de freinage, R_r le rayon de roue, et je J_r le moment d'inertie de la roue.

Lors du freinage, un couple de freinage T_b est appliquée à la roue, la vitesse de rotation de la roue diminue et le véhicule ralenti.

Les expressions du différents forces est données par les formules suivantes :

$$F_x(t) = \mu(\lambda) F_z \quad (\text{II.28})$$

$$F_z(t) = m_v g \cos(\alpha) \quad (\text{II.29})$$

$$T_r(t) = R_r F_x(t) \quad (\text{II.30})$$

II.9.6. Modèle dynamique à deux roues

Depuis les années 50 la dynamique latérale du véhicule à été étudiée. Segel [71] a développé en 1956 un modèle à trois degrés de liberté pour décrire les mouvements latéraux de dérive et du lacet [72]. La plupart des travaux antérieurs sur la dynamique latérale du véhicule ont utilisé le modèle 'bicyclette' qui ne considérait la vitesse latérale et du lacet [72]-[73].

Comme son nom l'indique, le modèle ne comporte que deux roues. Le nombre de degrés de liberté considérés peut varier selon l'application.

Le modèle à double angle peut être considéré comme une vue latérale du véhicule, où les roues avant et arrières sont modélisées pour nos besoins, la caractéristique principale de ce modèle est qu'il permet de montrer les phénomènes de transfert de charge.

Dans ce type de modèle, le véhicule est considéré comme un corps rigide et on suppose chaque train n' a qui une seule roue, et projette les deux roues du train sur l'axe central du véhicule. Ce modèle est intéressant, car le nombre de degrés de liberté est réduit [40].

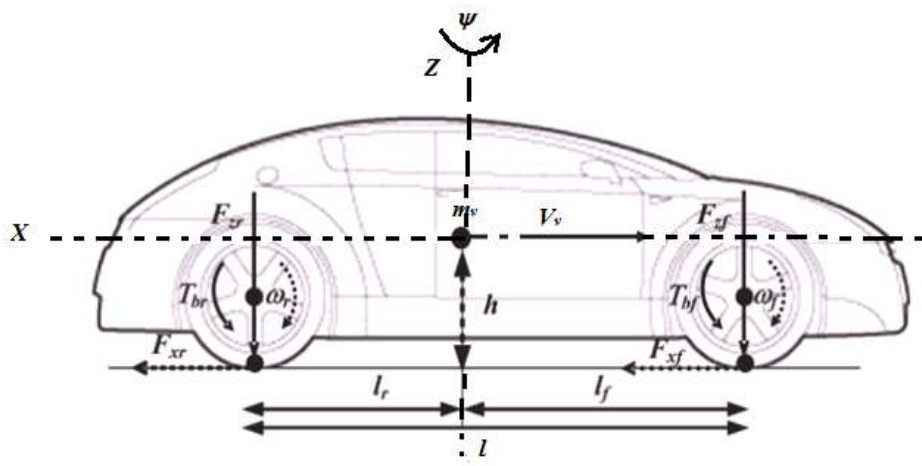


Figure II. 24 Modèle à double coin (à deux roues) [40]

Modèle est illustré à la Figure (II.24) où l'on suppose que le transfert de charge dynamique est proportionnel à la décélération du véhicule uniquement. C'est-à-dire que la dynamique du véhicule est décrite par l'ensemble d'équations suivant:

$$\begin{cases} J_r \dot{\omega}_f = R_f F_{xf} - T_{bf} \\ J_r \dot{\omega}_{rr} = R_r F_{xr} - T_{br} \\ m_v \dot{V}_v = -(F_{xf} + F_{xr}) \end{cases} \quad (\text{II.31})$$

Pour les forces longitudinales F_{xi} , $i = \{f, r\}$, nous utilisons le modèle de (II.31) et exprimons les forces de frottement pneu-route, pour compléter le modèle, il suffit de spécifier l'expression pour le charge verticale. Décrire les phénomènes de transfert de charge entre les avant et les arrière essieux, considérons le cas où le véhicule est soumis à une accélération \dot{V}_v constante. Dans ce cas, compte tenu de l'équilibre de la force et du couple à la projection du centre de gravité au sol avec des rotations considérées comme positives en sens horaire, donne :

$$\begin{cases} m_v g = F_{zf} + F_{zr} \\ m_v \dot{V}_v = -F_{zf} l_f + F_{zr} l_r \end{cases} \quad (\text{II.32})$$

l_f et l_r : sont les distances entre la projection du centre de gravité au sol et à l'avant et à l'arrière point de contact de la roue

h :est la hauteur du centre de masse à partir du sol.

Résoudre ces équations pour les rendements F_{zf} et F_{zr} :

$$\begin{cases} F_{zf} = W_f - \Delta F_z \dot{V}_v \\ F_{zr} = W_r - \Delta F_z \dot{V}_v \end{cases} \quad (\text{II.33})$$

Avec :

$$\begin{cases} W_f = \frac{m_v \cdot g \cdot l_f}{l} \\ W_r = \frac{m_v \cdot g \cdot l_r}{l} \end{cases} \quad (\text{II.34})$$

W_f, W_r : Sont les charges verticales statiques sur les roues avant et arrière

$$\Delta F_z = \frac{m_v \cdot h}{l} \quad (\text{II.35})$$

ΔF_z Le coefficient de la composante de transfert de charge dans (II.31) due à l'accélération du véhicule, qui est égale et opposée aux roues avant et arrière. Dans (II.30) et

(II.32), $l = l_f + l_r$ est l'empattement, h est la hauteur du centre de masse et g est l'accélération gravitationnelle. Notons enfin que \dot{V}_v est l'accélération du véhicule.

L'expression de l'évolution dans le temps de l'avant et de l'arrière patinage de la roue λ_i , $i = \{f, r\}$ est :

$$\dot{\lambda}_i = \frac{R_r}{V_v} \dot{\omega}_{ri} + \frac{R_r}{V_v^2} \dot{V}_v \quad (\text{II.36})$$

Et utiliser la relation :

$$\omega_{ri} = \frac{V_v}{R_r} (1 - \lambda_i) \quad (\text{II.37})$$

Avec la dynamique des roues dans l'équation (II.29). Cela conduit à l'ensemble des équations :

$$\begin{cases} \dot{\lambda}_f = \frac{R_r}{J} (\Psi_f(\lambda_f, \lambda_r) - T_{bf}) \\ \dot{\lambda}_r = \frac{R_r}{J} (\Psi_r(\lambda_f, \lambda_r) - T_{br}) \end{cases} \quad (\text{II.38})$$

Dans ce cas également, nous supposons que la dynamique longitudinale du véhicule est beaucoup plus lente que la dynamique de rotation des roues en raison de la différence d'inertie.

Notez que le modèle à double roues (coins) n'inclut pas la dynamique des suspensions, car la charge verticale est modélisée via la décélération du véhicule uniquement. Dans le cas général, si la dynamique des suspensions est prise en compte et modélisé comme un système d'amortisseur à ressort linéaire, généralement située à la fréquence du châssis, qui est inférieure à la plage de fréquences à laquelle la dynamique de roue agit. Le modèle proposé à double roue convient aux systèmes de commande de freinage dans la plupart des cas.

II.9.7. Modèle à quatre roues (modèle complet)

C'est un modèle complexe car il a plusieurs DDL (degrés de liberté). Le comportement du véhicule est décrit en termes de vitesse de lacet $\dot{\psi}$ et les mouvements longitudinal et latéral. Le mouvement de rotation de quatre roues selon Z_n n'est pas décrit. Les mouvements de roulis et de tangage sont négligés

La Figure (II.25) illustre les différents variables et paramètres liés à la dynamique plane du véhicule.

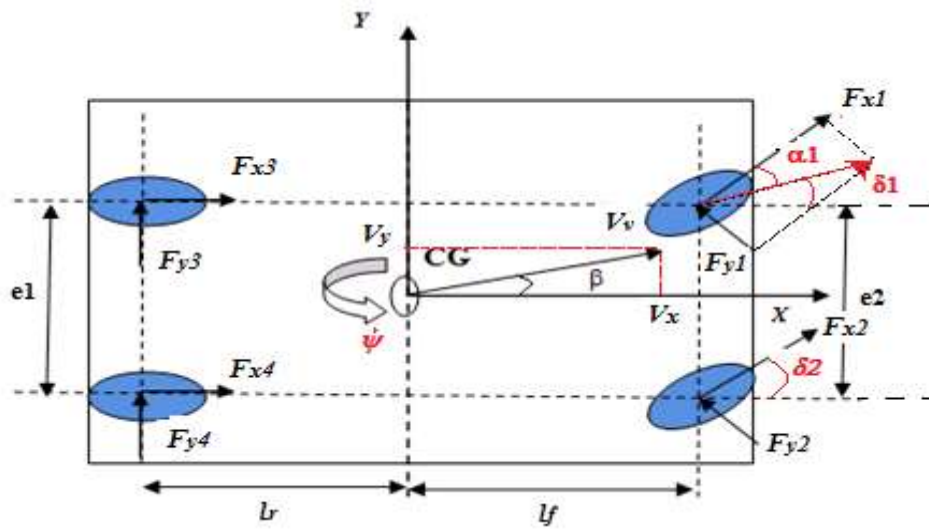


Figure II. 25 Modèle à quatre roues (modèle complet)

- La voie avant e_1 et la voie arrière e_2 sont égales : $e_1 = e_2 = e$,
- Les angles de braquage des roues avants sont égaux : $\delta_1 = \delta_2 = \delta$,
 - Les angles de braquage des roues arrières sont nuls : $\delta_3 = \delta_4 = 0$,
 - Les forces gravitationnelles et les forces dues à la résistance au roulement et au vent sont négligées.

m_v est la masse du véhicule en (kg), J_z est le moment d'inertie autour de l'axe des z en ($kg.m^2$), l_r et l_f sont les demi-empattements avant et arrière en (m) respectivement et $l = l_r + l_f$ (m). g est l'accélération gravitationnelle en (m/s^2)

En appliquant la deuxième loi de Newton sur la masse du véhicule autour de l'axe verticale passant par le centre de gravité, les équations de mouvements trouvées (en tenant en compte les simplifications et les hypothèses déjà mentionnée.

– **Mouvement longitudinale et latérale**

$$\dot{V}_v = \frac{1}{m_v} \left[\begin{array}{l} (F_{x1} + F_{x2}) \cos(\beta - \delta) + (F_{y1} + F_{y2}) \sin(\beta - \delta) \\ + (F_{x3} + F_{x4}) \cos(\beta) + (F_{y3} + F_{y4}) \sin \beta \end{array} \right] \quad (II.39)$$

Avec :

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m_v V_v} \left[\begin{aligned} & -((F_{x1} + F_{x2}) \sin(\beta - \delta) + (F_{y1} + F_{y2}) \sin(\beta - \delta) + \\ & (F_{y3} + F_{y4}) \cos \beta - (F_{x3} + F_{x4}) \sin \beta) - \dot{\psi} \end{aligned} \right] \quad (\text{II.40})$$

– **Mouvement de lacet**

$$\dot{\psi} = \frac{1}{J_z} \left[\begin{aligned} & l_f ((F_{y1} + F_{y2}) \cos(\delta) + (F_{x1} + F_{x2}) \sin(\delta) - \\ & l_r (F_{y1} + F_{y2}) + \left(\frac{e}{2} (F_{y1} - F_{y2}) \sin \delta + (F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta - (F_{x4} - F_{x3}) \right) \end{aligned} \right] \quad (\text{II.41})$$

$$M_{zi} = l_f \cos \delta (F_{x1} + F_{x2}) - l_f (F_{x3} + F_{x4}) + \frac{e}{2} (F_{x2} - F_{x1}) + \frac{e}{2} (F_{x4} - F_{x3}) - l_g f g y \quad (\text{II.42})$$

En peut plus simplifier (II.39) devient :

$$a_x = \frac{1}{m_v} \left(\left[\begin{aligned} & -(F_{y1} + F_{y2}) \sin(\delta) + (F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta + (F_{x3} + F_{x4}) \end{aligned} \right] \right) \quad (\text{II.43})$$

$$a_y = \frac{1}{m_v} \left(\left[\begin{aligned} & -(F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + (F_{y3} + F_{y4}) \end{aligned} \right] \right) \quad (\text{II.44})$$

$$\dot{V}_x = V_x \dot{\psi} + a_x \quad (\text{II.45})$$

$$\dot{V}_y = -V_y \dot{\psi} + a_y \quad (\text{II.46})$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (\text{II.47})$$

$$\alpha_1 = \delta - \arctan\left(\frac{V_v \sin \beta + l \dot{\psi}}{V_v \cos \beta - 0.5 e \dot{\psi}}\right) \quad (\text{II.48})$$

– **Mouvement de rotation des roues**

$$\begin{cases} J_r \dot{\omega}_{f1} = -R_r F_{x1} + T_{f1} \\ J_r \dot{\omega}_{f2} = -R_r F_{x2} + T_{f2} \\ J_r \dot{\omega}_{r1} = -R_r F_{x3} + T_{r1} \\ J_r \dot{\omega}_{r2} = -R_r F_{x4} + T_{r2} \end{cases} \quad (\text{II.49})$$

Où T_i avec $i = 1,2 \{f_i, r_i\}$, est la différence entre le couple d'accélération T_d et le couple du freinage T_b appliqué sur la roue i :

$$T_i = T_d + T_b \quad (\text{II.50})$$

Le vecteur d'état x de ce modèle est composé de la vitesse longitudinale, latérale et de lacet. Son vecteur d'entrées u est constitué de l'angle de braquage et des vitesses angulaires des quatre roues.

$$\begin{aligned} x &= [V_x, V_y, \psi] \\ u &= [\delta, \omega_{r1}, \omega_{r2}, \omega_{f1}, \omega_{f2}]^T \end{aligned} \quad (\text{II.51})$$

Cependant ce type de modèle n'est pas facile à utiliser en pratique. Tout d'abord, il est nécessaire de connaître les couples moteurs et de freinage appliqués à chaque roue. Ensuite, il doit connaître la hauteur du centre de gravité et de la position de l'axe de roulis.

II.10. Modèle de freinage ABS de laboratoire

II.10.1. Description

Le modèle dynamique le plus utilisé dans les applications de freinage , pour élaborer loi de contrôle c'est le modèle de laboratoire INTECO.

Le système de laboratoire INTECO composé de deux roues et il est entraîné par un moteur à courant continu. Il comporte trois encodeurs identiques mesurant les angles de rotation des deux roues et l'angle de déviation du levier de l'équilibre de la roue de voiture. Les encodeurs mesurent les mouvements avec une haute résolution égale à 4096 impulsions par rotation [63]. La Figure (II.26) représente la structure du modèle ABS de laboratoire INTECO [63]

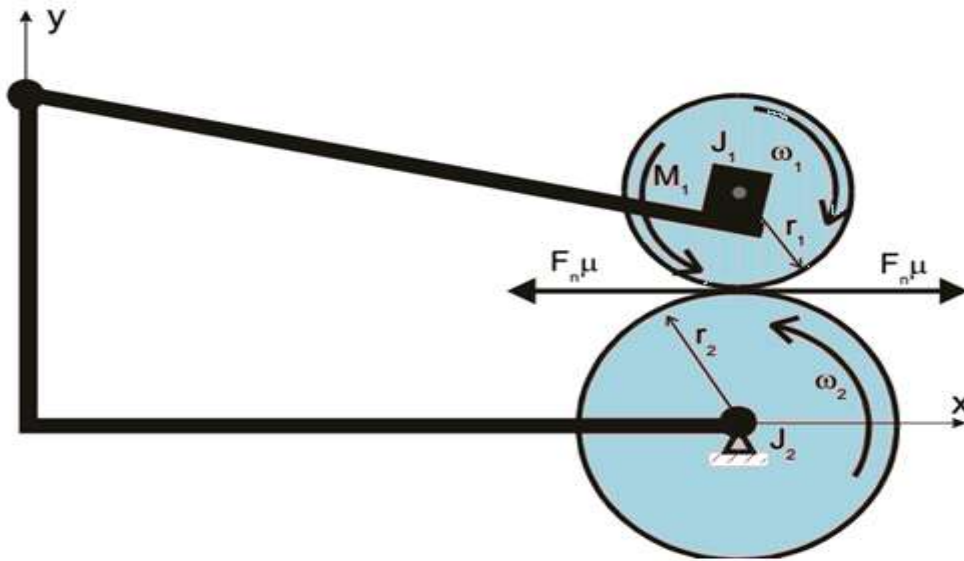


Figure II. 26 Structure de modèle du laboratoire INTECO [63]

La roue supérieure représente le mouvement de roue tandis que la roue inférieure présente le mouvement de véhicule. Le rayon de la roue supérieure est r_1 et le rayon de la roue inférieure est r_2 , tandis que ω_1 et ω_2 représentent respectivement la vitesse angulaire de la roue inférieure et la roue supérieure. Le frottement entre les deux roues est obtenu par la multiplication de la force normale F_n et le coefficient de frottement μ . Il existe trois couples agissant sur la roue supérieure : le couple de freinage, le couple de friction dans les roulements et le couple de frottement entre les roues. Deux couples agissent sur la roue inférieure; le couple de frottement dans les roulements entre les roues et couple de friction.

Le but principal du système de contrôle est d'éviter le blocage roue lors du freinage. C'est par le contrôle du glissement des roues. Il optimise le coefficient de friction entre le pneu de la roue et la route en contrôlant le glissement de la roue pour s'adapter à toutes les conditions de route (glace, neige, Boue, goudron humide, goudron sec, béton humide, béton sec, etc.),

II.10.2. Modèle de simulation

Afin de simuler le mouvement de freinage, nous utilisons le modèle de système ABS de laboratoire donné dans [64]

Soit ω_1 et ω_2 la vitesse angulaire de la roue supérieure et de la roue inférieure respectivement (représentant les routes) et λ le taux de glissement est défini par La différence relative entre la vitesse des deux roues.

Équations du mouvement Ils peuvent prendre les formes suivantes:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_1 = S(\lambda)(b_1 \omega_1 + b_2) + b_3 \omega_1 + b_4 + (b_5 S(\lambda) + b_6) s_1 M \\ \dot{\omega}_2 = S(\lambda)(b_2 \omega_1 + b_2) + b_2 \omega_2 + b_4 + (b_5 S(\omega_1, \omega_2)) s_1 M \end{cases} \quad (\text{II.52})$$

Avec :

$$S(\lambda) = \frac{s\mu(\lambda)}{L(\sin(\phi) - s\mu(\lambda)\cos(\phi))} \quad (\text{II.53})$$

$$\mu(\lambda) = \frac{c_4 - \lambda^p}{a - \lambda^p} + c_3 \lambda^3 + c_2 \lambda^2 + c_1 \lambda \quad (\text{II.54})$$

c_1, c_2, c_3, c_4 ; sont des constants

$$b_1 = \frac{r_2 d_1}{J_1}, b_2 = -\frac{s_1(M_1 + M_g)}{J_2}, b_3 = -\frac{d_2}{J_2}, b_4 = \frac{s_2 M_2}{J_2}$$

$$b_5 = -\frac{r_2}{J_2}, b_6 = \frac{s_2(M_2 + M_g)}{J_2}$$

En introduit des variables auxiliaires :

$$s = \text{sign}(r_2 \omega_2 - r_1 \omega_1), s_1 = \text{sign}(\omega_1), s_2 = \text{sign}(\omega_2) \quad (\text{II.55})$$

$$S(\lambda) = \frac{s\mu(\lambda)}{L(\sin(\phi) - s\mu(\lambda)\cos(\phi))} \quad (\text{II.56})$$

r_1 et r_2 : sont respectivement les rayons de la roue supérieure et la roue inférieure.

J_1 et J_2 : sont respectivement les moments d'inertie de la roue supérieure et la roue inférieure.

ϕ : est angle entre l'axe vertical du point de contact des deux roues et la droite entre ce point et le point A.

L : est la distance entre le point de contact des roues et l'axe de rotation du levier.

M_1 et M_2 : sont respectivement les frottements statiques de la roue supérieure et la roue inférieure.

M_g : est le couple absorber de choc gravitationnel et agissant sur le levier.

$\mu(\lambda)$: Est le coefficient de frottement entre les deux roues.

$d_1 d_2$: les coefficients de frottement visqueux des roues supérieures et inférieures.

Le taux de glissement pour cette structure pendant le freinage est défini par :

$$\lambda = \frac{r_2 \omega_2 - r_1 \omega_1}{r_2 \omega_2} \quad (\text{II.57})$$

Si $\lambda=0$ indique un roulement libre des deux roue à la même vitesse angulaire

Si $\lambda=1$ indique que la roue supérieur à cessé de tourner et un glissement est en cours, ce qui implique que la direction est incontrôlable

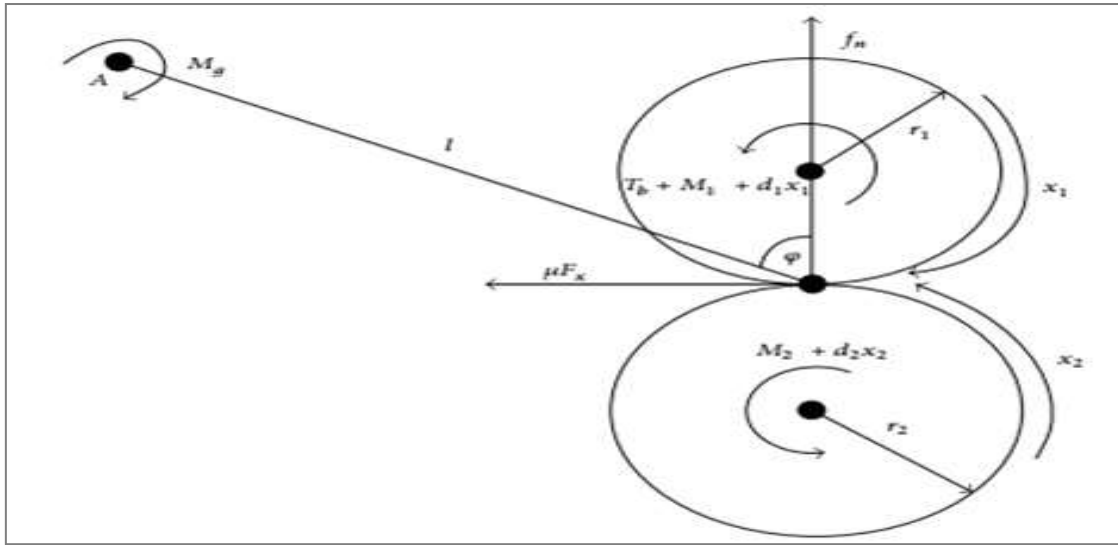


Figure II. 27 Forces et couples agissant sur la configuration du laboratoire ABS

Le modèle mathématique de la configuration du laboratoire ABS est dérivé sur la base de l'hypothèse que le mouvement latéral et verticale, et la force de résistance au roulement liée au freinage sont négligeables (voir Figure (II.27)). Le couple de freinage T_b , et le couple de frottement du roulement M_1 agir sur la roue supérieure. Couple de frottement du roulement M_2 agit sur la roue inférieure, F_x force de traction agit sur les deux roues.

L'équation (II.52) dynamique de la configuration du laboratoire d'ABS devient :

$$\begin{cases} \dot{\omega}_1 = \dot{x}_1 = \frac{r_1}{J_1} F_x \cdot s - \frac{1}{J_1} (d_1 x_1 + M_1 + T_b) s_1 \\ \dot{\omega}_2 = \dot{x}_1 = -\frac{r_2}{J_2} F_x \cdot s - \frac{1}{J_2} (d_2 x_2 + M_2 + T_b) s_2 \end{cases} \quad (\text{II.58})$$

Les paramètres nominaux de modèle de système de freinage ABS sont donnés dans le tableau II.3

Tableau II. 3 Présentation des paramètres nominaux du modèle de laboratoire ABS

Symbole	Description	Valeur	Unité
r_1	Le rayon de roue supérieur	0.0095	m
r_2	Le rayon de roue supérieur	0.0990	m
T_b	Couple de freinage	Variante	Nm
J_1	Le moment d'inertie de la roue supérieure	0.00753	Kgm ²
J_2	Le moment d'inertie de la roue inférieur	0.0256	Kgm ²
M_1	Frottement statique de la roue supérieur	0.0032	Nm
M_2	Frottement statique de la roue inférieur	0.0925	Nm
c_1	Constant	-0.04240011450454	-
c_2	Constant	0.00000000029375	-
c_3	Constant	0.0.03508217905067	-
c_4	Constant	0.40662691102315	-
a	Constant	0.00025724985785	-
p	Constant	2.09945271667129	-
d_1	Coefficient de frottement visqueux de la roue supérieure	118.74×10^{-6}	Kg m ² /s
d_2	Coefficient de frottement visqueux de la roue inférieure	214.68×10^{-6}	Kg m ² /s

II.11. Conclusion

Ce chapitre montre une étude sur les forces créées au niveau du contact pneu/sol ainsi que les moments créés à ce niveau. Un modèle de forces longitudinales et latérales est présenté, le modèle de Pacejka : précis et plus réaliste, mais il nécessite la détermination beaucoup de facteurs et de constantes.

La modélisation dynamique du véhicule est une tâche très importante en vue des applications de contrôle, d'estimation ou de l'évaluation de la sécurité. Cependant, du fait de la complexité de leur architecture mécanique, il a été difficile de les modéliser finement et les modèles mathématiques obtenus sont souvent très complexes.

CHAPITRE.III.

IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES ET CONTRÔLE DE SYSTÈME DU FREINAGE ABS

Chapitre.III.

Identification des paramètres et contrôle de système du freinage (ABS)

III. 1. Introduction

Pour étudier un système vous devez comprendre certaines données caractéristiques de ce système. Il est donc nécessaire de déterminer des caractéristiques géométriques : longueur d'axe, centre de gravité angles... et des caractéristiques dynamiques : les paramètres dynamiques X_j . Il existe plusieurs méthodes d'estimer les paramètres dynamiques : soit par mesure, directement sur les corps démontés du système, soit par calcul en utilisant des considérations géométriques, ou par des méthodes d'identification. Une méthode d'identification des paramètres dynamiques utilisant les propriétés de linéarité du modèle dynamique par rapport à ces paramètres. Nous nous dédions aux questions ouvertes liées aux approches d'identification de paramètres et d'estimation l'état pour les systèmes non linéaires, spécifiquement système de freinage ABS.

Nous exposerons une méthode d'identification algébrique et une deuxième approche plus originale qui vise à identifier simultanément le coefficient d'état du modèle. L'idée de base est de pouvoir identifier l'état et les paramètres inconnus et les états non mesurés de système de freinage ABS.

Dans ce chapitre nous consacrons le contrôle de glissement des roues, au contrôle longitudinal du véhicule avec retour d'état, et analyse de stabilité en boucle ouverte et boucle fermée

III.2. Algorithmes d'identification - cas d'un modèle à deux roues

III.2.1. Identification des paramètres géométriques

Le but étant d'identifier l'ensemble des paramètres géométriques des roues : le centre de gravité, sa répartition au niveau de l'empattement, les hauteurs du centre de gravité (CG), la position du centre de gravité a une influence significative sur la dynamique du véhicule.

Dans cette partie, nous essayons d' écrire les équations de forces et des moments en statique sous certaines configurations. L'objectif est de souligné le centre de masse défini par les valeurs des paramètres géométriques a ; b et h pour un modèle à deux roues.

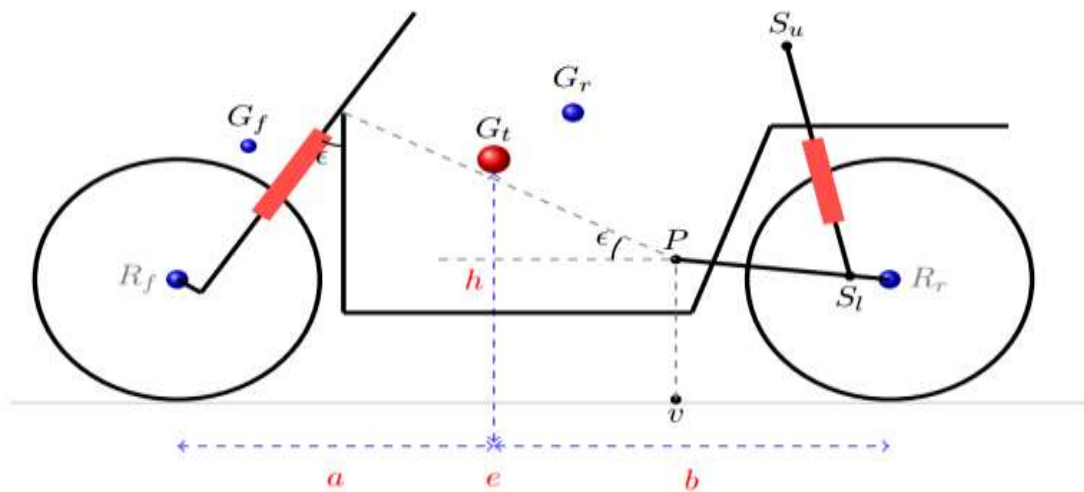


Figure III. 1. La géométrie de modèle à deux roues.

Dans ce qui suit nous définissons également, un mode opératoire qui permet de mesurer ces paramètres grâce au principe de base de la statique.

On considère d'abord la configuration suivante ou la véhicule est placé horizontalement ou sur une pente

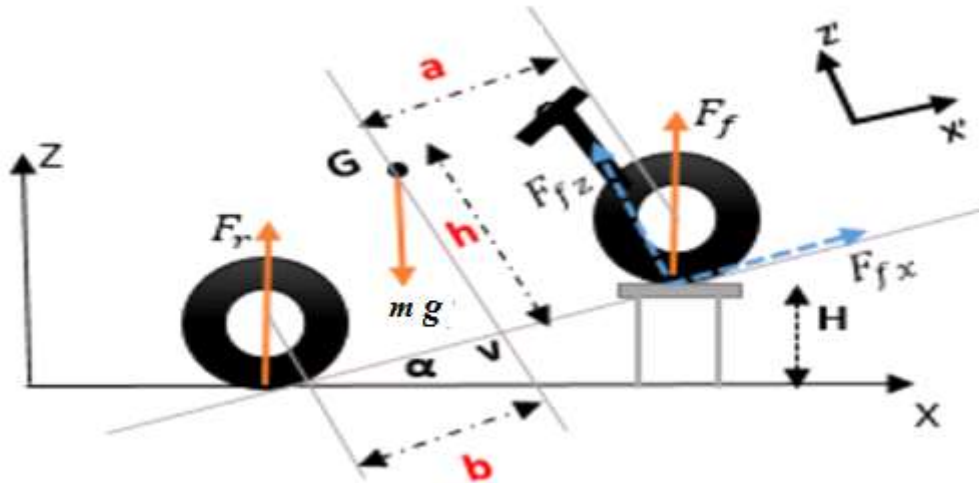


Figure III. 2 Bilan des forces sur les différentes configurations.

Où :

$P=mg$: représente la force de la pesanteur appliquée au centre de gravité.

F_f, F_r : représentent les réactions du sol sur les roues avant et arrière.

On pose : $e = a + b$.

Les relations générales de la statique donnent le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \sum F_z = 0 \\ \sum F_x = 0 \\ \sum M = 0 \end{cases} \quad \text{(III.1)}$$

Dans la configuration horizontale, la résultante est donnée par :

$$F_{fa} + F_{ra} = Pa. F_{fa} = bF_{ra} a + b = e \quad \text{(III.2)}$$

$$F_{fa} = \frac{b}{e} P. F_{ra} = \frac{a}{e} P \quad \text{(III.3)}$$

A cela s'ajoute les équations d'équilibre en position \pente :

$$P = F_f + F_r \quad \text{(III.4)}$$

Encore par le théorème du moment, on peut écrire :

$$P_x h + F_{fy} a - F_{ry} b = 0 \quad (\text{III.5})$$

Avec P_x la composante du poids selon l'axe x , F_{fy} et F_{ry} : la composante de la force verticale appliquée à la roue avant et roue arrière) selon l'axe y .

Donc :

$$P \sin(\alpha) h + F_f \cos(\alpha) a - F_r \cos(\alpha) b = 0 \quad (\text{III.6})$$

Avec α l'angle de la pente.

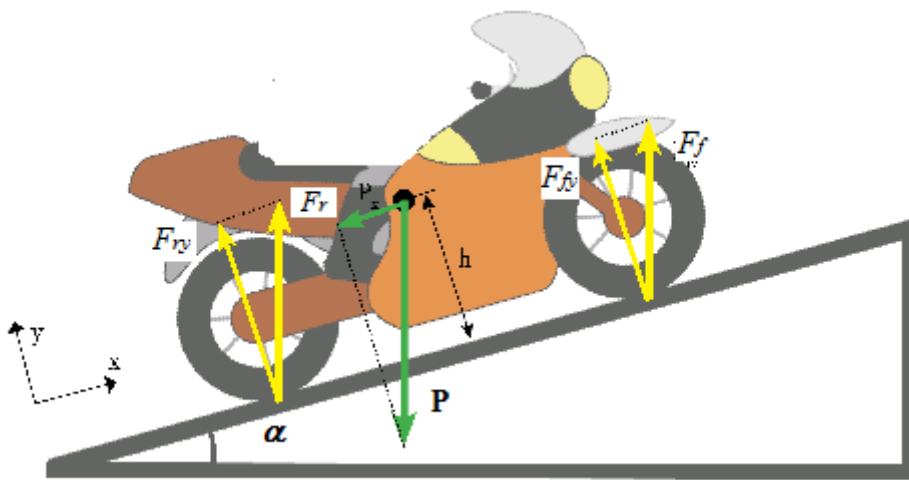


Figure III. 3. : Le bilan des forces sur la pente

L'angle de la pente α peut être facilement mesuré et calculé par trigonométrie. L'ensemble des 3 précédentes équations (III.3), (III.4) et (III.5) se résout facilement afin d'obtenir les 3 paramètres a, b et h comme suit :

$$\begin{cases} F_{f1} + F_{r1} = F_{f2} + F_{r2} = mg = p \\ P \sin(\alpha) h + F_{f1} \cos(\alpha) a - F_{r1} \cos(\alpha) b = 0 \\ P \sin(\alpha) h - F_{f2} \cos(\alpha) a + F_{r2} \cos(\alpha) b = 0 \end{cases} \quad (\text{III.7})$$

III.2.2 Identification des paramètres dynamique

L'identification d'un système est une technique consistant à trouver les valeurs numériques des paramètres qui interviennent dans le modèle proposé, c'est l'étape quantitative.

Ces valeurs numériques sont déterminées pour rendre le comportement du modèle le plus proche au comportement du système. Cette proximité se mesure à l'aide d'un critère ; une fois le critère choisi, il suffit d'utiliser des approches mathématiques pour réduire la différence système - modèle. L'identification des paramètres inertiels du modèle de système de freinage ABS par deux méthodes d'identification

III.3. Méthode d'identification

III.3.1. Méthode de Descente de gradient

L'algorithme du gradient fait référence à un algorithme d'optimisation différentiable. Par conséquent permet de minimiser une fonction réelle différentiable. L'algorithme du gradient est également appelé l'algorithme de pente la plus profonde ou de descente la plus profonde car le gradient est la pente de la fonction linéarisation du point courant c'est donc la pente la plus profonde localement.

Le traitement des données entrées / sorties se fait de manière récursive (traitement pas à pas des données).

Démarche : On montre la méthode utilisée pour l'identifier les paramètres.

- Tous d'abord, on utilise les paramètres calculés à partir des données sur le véhicule qui existe dans la base de données du système de freinage ABS, en termes de caractéristiques des paramètres a priori admissible.
- Deuxièmement, on étudie l'apport continu qui permet de stimuler la dynamique du véhicule.
- Finalement, on applique la méthode de gradient pour estimer les paramètres séparément.

Les sorties du système enregistrement nous permettra d'identifier les paramètres du modèle décrit ci-dessus est représenté dans le schéma de principe dans la figure suivante :

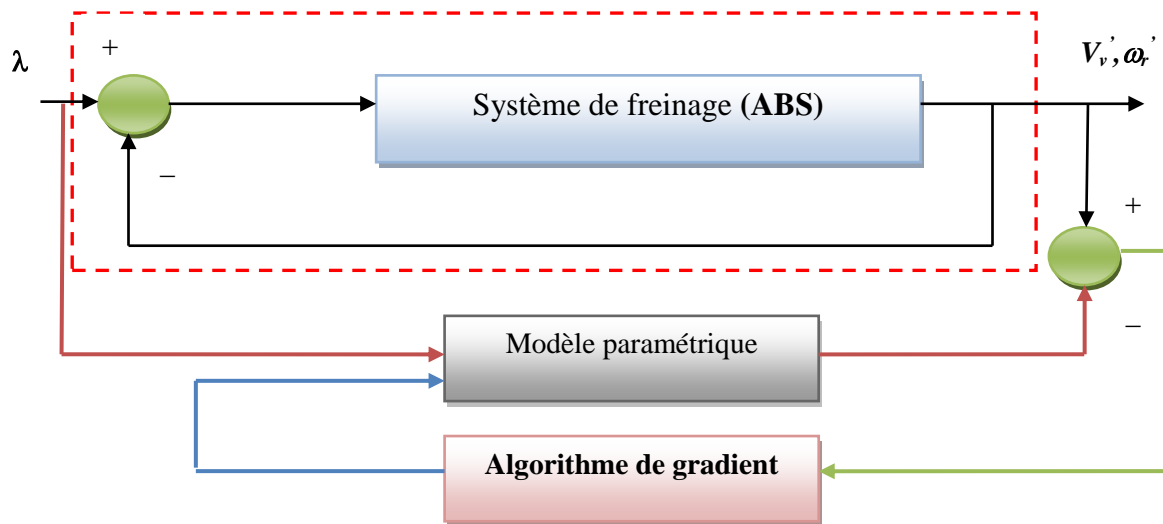


Figure III. 4. Diagramme fonctionnel de la descente de gradient

La méthode de la descente de gradient est un algorithme d'optimisation itératif pour résoudre des problèmes de la forme :

$$\begin{aligned} \min f(x) \\ x \in \mathcal{R}^n \end{aligned} \quad \text{(III.8)}$$

Recherche dans la direction définie par le gradient de la fonction au point courant. Les avantages de la méthode du gradient est que le cout de chaque itération est faible aucun dérivée seconde n' est requis.

Dans cette partie, nous identifions les paramètres essentiels V_v et ω_r par la méthode du gradient. Le critère choisi est une fonction quadratique de type :

$$C(p) = \frac{1}{2} \sum (y_m(t_k) - y)^2 \quad \text{(III.9)}$$

Avec $V_v = x_1$ et $\omega_r = x_2$

y_m : les sorties mesurées

y : les sorties du modèle

t_k : instants de mesures Théoriquement, en passant par l'algorithme du gradient, on peut trouver la valeur de paramètre V_v et ω_r qui minimise le critère. Le gradient de ce critère s'écrit comme :

$$G(p) = \frac{\partial C(p)}{\partial p} = \frac{1}{2} \sum (y_m(t_k) - y)^2 S_y^P(t_k) \quad (\text{III.10})$$

Avec :

S_y^P : La fonction de sensibilité pour $x_1 = V_v$ et $x_2 = \omega_r$. La fonction de sensibilité est déduite à partir de l'équation différentielle du système.

En choisissant $y = \lambda(t)$ comme vecteur de sortie, la fonction de sensibilité est déduite à partir du système d'équations différentiels :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{-1}{m_v} (\mu(\lambda) F_z + B_v x_1) \\ \dot{x}_2 = -\frac{1}{J_r} (r \mu(\lambda) F_z + B_r x_2 - T_b) \end{cases} \quad (\text{III.11})$$

L'algorithme se déroule ainsi :

1. Le calcul du critère et le gradient pour une valeur donnée de x_1 et de x_2 .
2. Calcul la nouvelle valeur de critère et de gradient en modifiant x_1 et x_2 (soit le point sur la direction du gradient précédent éloigné un pas α).
3. Comparaison de la valeur des deux critères.

Si la valeur du nouveau critère est faible, on garde la nouvelle valeur de paramètre x_1 x_2 correspondante. On augmente le pas α .

Sinon garder l'ancienne valeur de x_1 et x_2 et réduire le pas α pour trouver un minimum local plus proche.

4. Evaluer les différents critères d'arrêt pour sortir de la boucle : précision sur le critère, sur le gradient, maximum de nombre d'itération effective.

Globalement la méthode fonctionne pour différents scénarios de mouvement en excitant bien la dynamique. Quant à la précision de la valeur identifiée, elle dépend de la valeur initiale des paramètres et le coefficient de pas α pour chaque itération.

III.3.2. Méthode d'identification algébrique

Le but de cette méthode est l'identification d'un système non linéaire invariant dans le temps modélisé par une fonction de transfert rationnelle, et connaissant le signal de sortie $y(t)$ et le signal d'entrée $u(t)$, donc on cherche à estimer les paramètres du modèle. Afin d'identifier le système, on considère la fonction de transfert de la forme suivante :

$$H(s) = \frac{Y}{U} = \frac{b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0} \quad (\text{III.12})$$

Avec : m est degré de numérateur et n degré de dénominateur. On applique les principes de base [74]-[75]-[76] de la méthode sur le modèle de système de freinage (ABS) non linéaire. Considérant la fonction de transfert rationnelle $H(s)$ liée à notre système entre la sortie et l'entrée δ .

$$H(s) = \frac{Y}{U} = \frac{N_3 s^3 + N_2 s^2 + N_1 s + N_0}{D_4 s^4 + D_3 s^3 + D_2 s^2 + D_1 s + D_0} \quad (\text{III.13})$$

Si l'on arrive à identifier les coefficients de la fonction de transfert, on peut en déduire les valeurs des paramètres du système par des équations. La relation entre l'entrée et la sortie dans le domaine temporel est décrite par l'équation suivante :

$$y^4 + D_3 y^3 + D_2 \ddot{y} + D_1 \dot{y} + D_0 y = u^3 + N_2 \ddot{u} + N_1 \dot{u} + N_0 u \quad (\text{III.14})$$

Où l'exposant (i) indique la dérivation d'ordre i par rapport à s .

Dans le domaine de Laplace, la dérivée temporelle est équivalente au produit s . En multipliant s et en passant par la transformée de Laplace, l'expression devient :

$$\begin{aligned} & \left[s^4 y(s) - s^3 y(0) - s^2 y(0) - s y(0) \right] + D_3 \left[s^3 y(s) - s^2 y(0) - s y(0) \right] + \dots + D_0 s y(s) - y(0) \\ & = N_3 \left[s^3 u(s) - s^2 u(0) - s u(0) \right] + \dots + N_0 y(0) \end{aligned} \quad (\text{III.15})$$

Les conditions initiales sont inconnues donc on dérive à l'ordre 4 pour que tous les termes constants s'annulent, alors :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^4 y] + D_3 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^4 y] + D_2 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^3 y] + D_1 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^2 y] + D_0 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [sy] \\ & = N_3 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^4 u] + N_2 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^3 u] + N_1 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^2 u] + N_0 \frac{\partial^4}{\partial s^4} [su] \end{aligned} \quad (\text{III.16})$$

Calculons par exemple : $\frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^4 y]$

$$C_n^r = \frac{n!}{r!(n-r)!} \quad (\text{III.17})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^4}{\partial s^4} [s^4 y] &= 4! y + 4! C_4^1 \times s \frac{\partial y}{\partial s} + \frac{4!}{2!} \times C_4^2 \times s^2 \frac{\partial^2 y}{\partial s^2} + \frac{4!}{3!} C_4^3 s^3 \frac{\partial^3 y}{\partial s^3} \\ &+ \frac{4!}{4!} C_4^4 s^4 \frac{\partial^4 y}{\partial s^4} \end{aligned} \quad (\text{III.18})$$

La méthode de calcul pour les autres termes est la même. Comme il est déjà connu, selon la théorie de transformée de Laplace, la multiplication par s signifie une dérivation par rapport à t en domaine temporel, ce n'est pas une opération numériquement robuste. C'est pourquoi on multiplie l'équation par s^{-5} pour éviter les dérivations inutile. Alors il vient :

$$\begin{aligned} & s^{-5} \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^5 y] + D_4 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^5 y] + D_3 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^4 y] + D_2 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^3 y] + D_1 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^2 y] + D_0 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [sy] = \\ & N_3 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^4 u] + N_2 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^3 u] + N_1 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [s^2 u] + N_0 \frac{\partial^5}{\partial s^5} [su] \end{aligned}$$

Alors dans le domaine temporel, l'équation peut s'écrire :

$$D_3 p_{11} + D_2 p_{12} + D_1 p_{13} + D_0 p_{14} + N_3 p_{15} + N_2 p_{16} + N_1 p_{17} + N_0 p_{18} = -q_1 \quad (\text{III.19})$$

$$\begin{pmatrix} p_{11}, p_{12}, p_{13}, p_{14}, p_{15}, p_{16}, p_{17}, p_{18} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} D_3 \\ D_2 \\ D_1 \\ D_0 \\ N_3 \\ N_2 \\ N_1 \\ N_0 \end{pmatrix} = -q_1 \quad (\text{III.20})$$

Alors on arrive à en déduire une relation matricielle. Les coefficients sont identifiés en résolvant l'équation (III.20)

Avec :

$$p_{8i} = \int p_{7i} = \iint p_{6i} = \iiint p_{5i} = \dots = \int^7 p_{1i}, \text{ pour } \forall i = \{1, 2, \dots, 8\}$$

➤ Implémentation d'identification algébrique

A partir des équations de mouvement d'une véhicule à une roue, on a choisi la fonction de transfert entre la sortie vitesse angulaire de roue ω_r et de l'entrée de système couple de freinage T_b pour une vitesse longitudinale de $V_v = 20 \text{ km/h}$

$$\frac{\omega_r(s)}{V_v} = \frac{503s^3 + 1.511e04s^2 - 9.22e04s + 1.317e06}{s^4 + 158s^3 + 57.49s^2 + 4.13e02 + 4.77e04}$$

Le modèle en fonction des paramètres :

$$\frac{\omega_r(s)}{V_v} = \frac{N_3s^3 + N_2 \cdot 1.511e04s^2 - N_1 \cdot 9.22e04s + N_0 \cdot 1.317e06}{D_4s^4 + D_3 \cdot 158s^3 + D_2 \cdot 57.49s^2 + D_1 \cdot 4.13e02 + D_0 \cdot 4.77e04}$$

III.4. Contrôle de glissement de la roue

Pour contrôler le système de freinage ABS deux variables de sortie sont généralement considérées à des fins de régulation: l'accélération de la roue et son taux de glissement on va calculer à chaque itération le glissement longitudinal de chaque roue et le comparer à une valeur seuil. Si le glissement reste inférieur à ce seuil, la pression circule toujours dans le circuit. Si le seuil est franchi, on considère que la roue glisse trop par rapport au véhicule et la pression est relâchée.

La Figure (III.5) montre le fonctionnement du module.

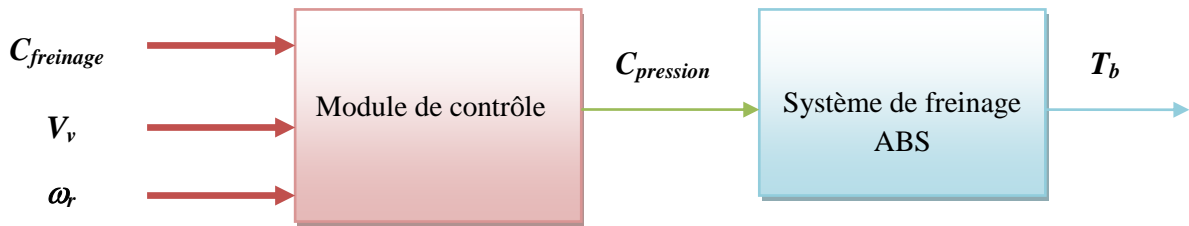


Figure III. 5. Schéma du module “Freinage ABS”

Les entrées du modèle sont les suivantes :

- La consigne de freinage $C_{freinage}$ venant de l'utilisateur via la pédale de freinage.
- La vitesse angulaire de la roue ω_r issue du modèle de véhicule.
- La vitesse du véhicule V_v issue du modèle de véhicule.

Les vitesses en entrée peuvent être utilisées pour évaluer le glissement de la roue. En sortie, on obtient le couple de freinage T_b appliqué à la roue. On peut détailler à présent le fonctionnement du sous-module pour le freinage.

- **Module de contrôle** Cette partie a pour but de réguler la pression d'entrée du système de freinage en tant que paramètre interne qui agissant sur le glissement des roues. Le schéma est représenté sur la Figure (III.6). Dans un premier temps, on évalue le glissement longitudinal λ de chaque roue.

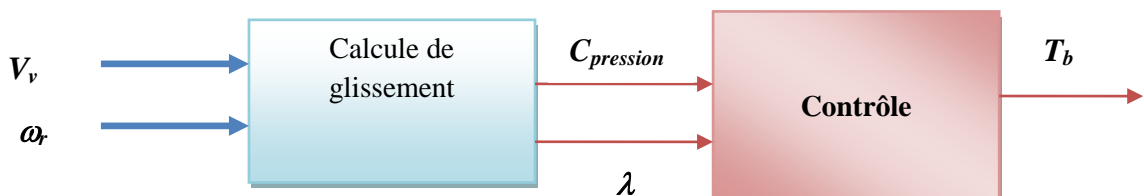


Figure III. 6. : Schéma du ‘Module de contrôle’

III.4.1. Contrôle de glissement des roues basé sur linéarisation Feedback d'ABS

La linéarisation Feedback est une solution de système de contrôle pour les systèmes non linéaires. Méthode qui transforme les modèles non linéaires en un modèle linéaire équivalent, il est possible d'appliquer des méthodes de contrôle linéaire [77]. La plupart des approches sont fondées sur la linéarisation entrées-sorties ou la linéarisation état-espace. Dans l'ancienne approche, l'objectif est de linéariser la correspondance entre les entrées et les sorties réelles. La dernière ligne d'approche montre la liaison entre les entrées transformées et les variables d'état transformées [78]. Par conséquent le concept de linéarisation de la rétroaction est d'annuler les non-linéarités dans un système non-linéaire rendant ainsi la dynamique en boucle fermée du système linéaire.

III.4.2. Conception de contrôleur de linéarisation par feedback (FBL) proposée.

Un modèle non linéaire qui prend en compte la dynamique longitudinale du véhicule s'écrit par les équations (II.24) et (II.25). L'entrée de commande est le couple de freinage :

$$x_1 = \frac{V_v}{R_r} = \omega_v, \quad x_2 = \omega_r, \quad y = \lambda, \quad u(t) = T_b \quad (\text{III.21})$$

Le vecteur d'état est :

$$x(t) = [x_1(t), x_2(t)]^T \quad (\text{III.22})$$

Avec x_1 et x_2 représentant respectivement la vitesse du véhicule et la vitesse de roue l'entrée $u(t)$ est le couple de freinage ($T_b(t)$), et $\lambda(t)$ est la fonction de sortie $y(t)$, qui est le glissement.

Le modèle constitué par les deux équations (II.26) et (II.27) est équivalent à :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f \cdot x(t) + g \cdot u(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (\text{III.23})$$

Avec :

$$f\dot{x}(t) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left[\frac{-1}{m_v} (F_x + B_v x_1 + F_z) \right] \\ \left[\frac{-1}{J_r} (-T_b + B_r x_2 + R_r F_x) \right] \end{bmatrix} \quad (\text{III.24})$$

$$g = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{-1}{J_r} \end{bmatrix} \quad (\text{III.25})$$

$$y(t) = \lambda(t) = \frac{x_2(t) - x_1(t)}{x_2(t)} \quad (\text{III.26})$$

Avec :

f, g : sont des fonctions continues

Les équations d'état sont fortement non linéaires :

- $\lambda(t)$ est une fonction non linéaire en fonction de x_1, x_2

- $\mu(t)$ est une fonction non linéaire

- f_1, f_2 sont des fonctions non linéaires

Le système comporte des sources d'incertitudes importantes:

- F_z change avec la dynamique
- $\mu(\lambda)$ n'est pas connue et dépend fortement des conditions de route et de vitesse de véhicule
- Les forces de résistance à l'avancement changent avec les conditions atmosphériques

III.4.3. Conception de contrôleur ABS de linéarisation de Feedback d'entrée/sortie

Dans la méthode de linéarisation entrées-sorties, la sortie $y(t)$ est différenciée dans temps pour générer une relation explicite entre la sortie et l'entrée. Pour tout système d'ordre n contrôlable. Cela signifie que $r < n$.

Où :

r : est appelé le degré relatif du système. Si l'entrée de contrôle n'apparaît jamais, le système est incontrôlable ou indéfini.

Peut être vu à partir de la relation entrée-sortie externe (vitesse de véhicule et vitesse de roue). Selon que la dynamique interne (système hydraulique, pression) est stable ou instable, une transformation supplémentaire des états et de l'analyse est nécessaire. La dynamique interne est généralement difficile à analyser et de sorte que la dynamique zéro est généralement analysée [77].

Etant donnée que le problème de suivi de la trajectoire de glissement souhaitée d'une contrôle de glissement de roue, l'application de la méthode dérivée de Lie à la fonction de sortie équation (III.26) dans la zone de fonctionnement de l'ABS dans l'espace d'état :

$$\dot{\lambda} = \Delta h(f + g.u) = L_f h(x) + L_g h(x)u \quad (\text{III.27})$$

Cela signifie que la dérivée directionnelle de h le long de la direction du vecteur f ; est

$$\Delta h = \frac{\partial h}{\partial x} \text{ le gradient de } h.$$

$$\begin{cases} L_f^0 h = h \\ \cdot \\ \cdot \\ L_f^i = L_f(L_f^{i-1} h) = \Delta(L_f^{i-1} f) f \quad i = 1 \dots n \end{cases} \quad (\text{III.28})$$

De même, si g est un autre vecteur, alors la fonction scalaire $L_g L_f h(x)$ est :

$$L_g L_f h = \Delta(L_f h)g \quad (\text{III.29})$$

$$L_f h(x) = x_1 R_r \left(\frac{B}{J_r x_2} - \frac{C}{m_v} - \frac{\mu F_z}{m_v x_2^2} \right) + \frac{R_r^2 \mu F_z}{J_r x_2} \quad (\text{III.30})$$

$$L_g h(x)u = \frac{R_r}{J_r x_2} (T_b) \quad (\text{III.31})$$

III.4.4. Analyse en boucle ouverte

D'après le modèle de la dynamique longitudinale donnée par les équations (II.26) et (II.27), nous remarquons que la variation de la vitesse du véhicule $V_v(t)$ et celle de la roue $\omega_r(t)$, dépend directement du glissement longitudinal $\lambda(t)$ défini par (II.3), (II.4), et du coefficient de l'adhérence $\mu(t)$.

L'état de la chaussée est vérifiée les propriétés suivantes $\mu(\lambda = 0) = 0$ et $\mu(\lambda) > 0$ pour $\lambda > 0$. La Figure (III.7) montre sa variation en fonction du glissement λ .

Nous pouvons remarquer sur la Figure(III.7) que le coefficient d'adhérence augmente en fonction du glissement jusqu'à une valeur $\lambda_0=0.2$, où il atteint son maximum μ_{max} . Pour un glissement important, le coefficient d'adhérence décroît jusqu'à un minimum μ_{min} où la roue est bloquée

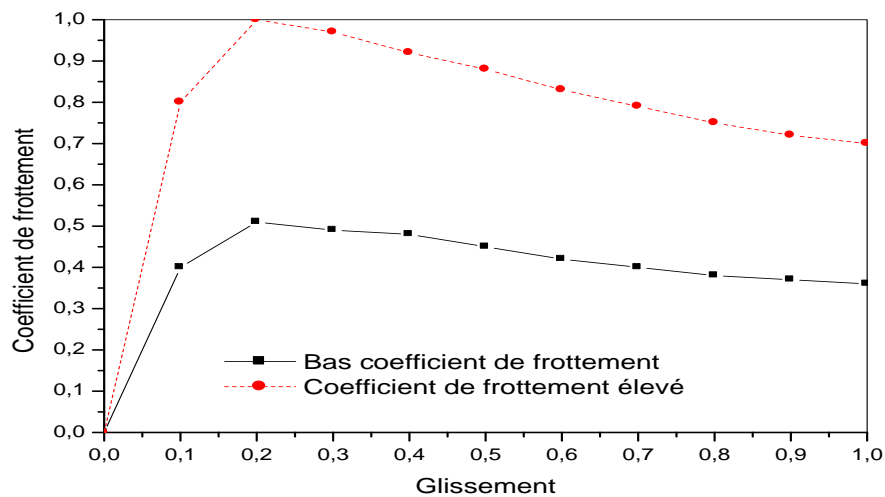


Figure III. 7. Variation du coefficient d'adhérence en fonction du glissement

Sans contrôle de système de freinage ABS, l'évolution de la vitesse du véhicule $V_v(t)$ ainsi que la vitesse de la roue $\omega_r(t)$ en fonction du temps lors de la phase du freinage pour un couple de freinage constant est donnée dans la Figure (III.8). Nous remarquons que la vitesse des roues converge vers zéro bien avant la vitesse du véhicule (6s après le début du freinage), entraînant un blocage des roues et ensuite le glissement du véhicule.

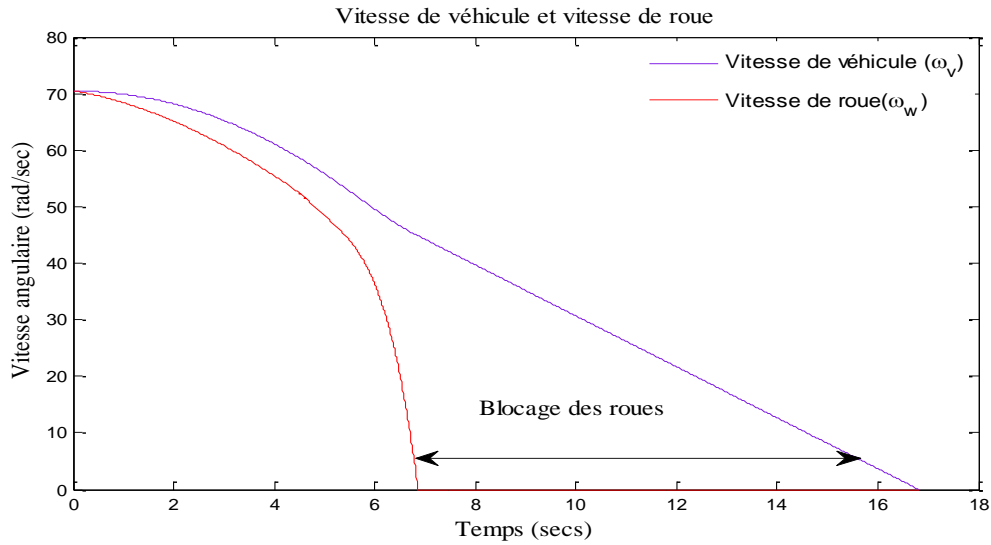


Figure III. 8. Evolution des différentes vitesses en boucle ouverte

En d'autre terme, lorsque le glissement est égal à 1 voir Figure (III.9), le pneumatique va glisser et la force de frottement baisser.

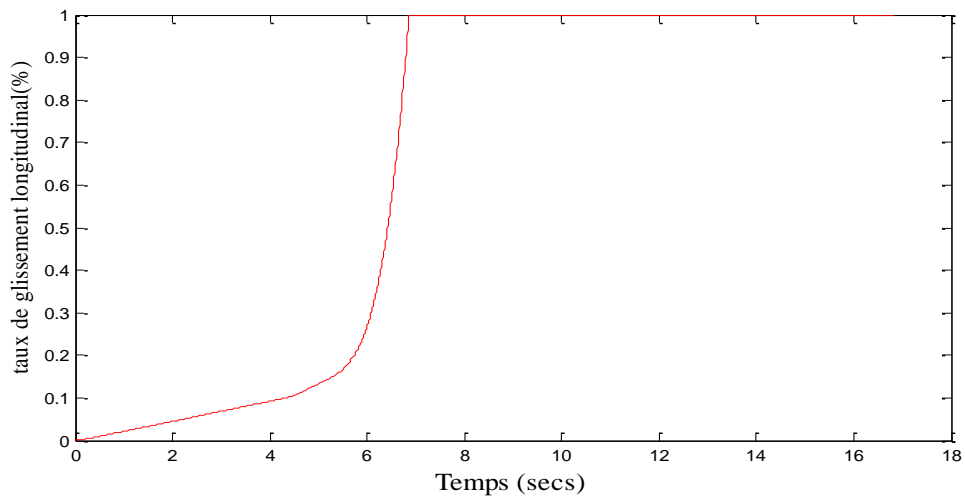


Figure III. 9 Variation de glissement en boucle ouverte

III.4.5. Commande par retour d'état linéaire avec intégrateur

En linéarisation le modèle (III.24) autour du point de fonctionnement (x_0, u_0) avec $x_0=[x_{01}, x_{02}]^T, u_0=-B_r x_{02}+R_r F_x$.

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A.\Delta x(t) + B.\Delta u(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \tag{III.32}$$

Avec :

$$\Delta x = \begin{bmatrix} x - x_{01} \\ x - x_{02} \end{bmatrix} \quad (\text{III.33})$$

$$\Delta u = [u - u_0] \quad (\text{III.34})$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{bmatrix} \quad (\text{III.35})$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{-1}{J_r} \end{bmatrix} \quad (\text{III.36})$$

$$C = \begin{bmatrix} \frac{\partial \lambda}{\partial x_1} & \frac{\partial \lambda}{\partial x_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ u_0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.37})$$

Pour éliminer l'erreur statique entre la sortie du système $\lambda(t)$ et la sortie désirée $\lambda_d(t)$, nous introduisons un intégrateur dans la chaîne directe voir Figure (III.10)

On a :

$$e(t) = \int_0^t \lambda(\tau) d\tau - \lambda_d(\tau) d\tau \quad (\text{III.38})$$

Le système élevé s'écrit sous la forme suivante :

$$\dot{X}(t) = \bar{A}.X(t) + \bar{B}U(t) + R\lambda_d(t) \quad (\text{III.39})$$

$$X = \begin{bmatrix} x_1 - x_{10} \\ x_2 - x_{20} \\ e \end{bmatrix}, \bar{A} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix}, \bar{B} = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}, R = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad (\text{III.40})$$

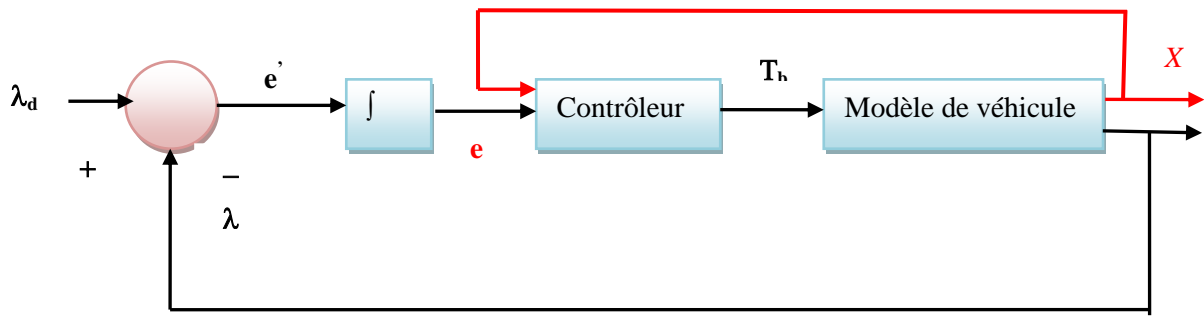


Figure III. 10. Schéma bloc de la commande linéaire avec intégrateur

En considérant une loi de commande par retour d'état de la forme :

$$U(t) = -K X(t) \quad (\text{III.41})$$

Après avoir vérifié la contrôlabilité du système, le gain K du contrôleur peut être facilement déterminé en utilisant les techniques de commande linéaire (commande optimale, placement de pôles,...).

III.5. Boucle de Régulation du système ABS sans contrôleur

L'objectif est de commander dérapage ou bien le glissement des roues en essayant de réduire le taux de glissement qui définie par équation (II.2), à la valeur souhaitée permettant le contrôle du véhicule. Idéalement, cela doit être réalisé pour différents états de la route.

Le schéma synoptique montrant la dynamique du véhicule lors d'un freinage en ligne droite

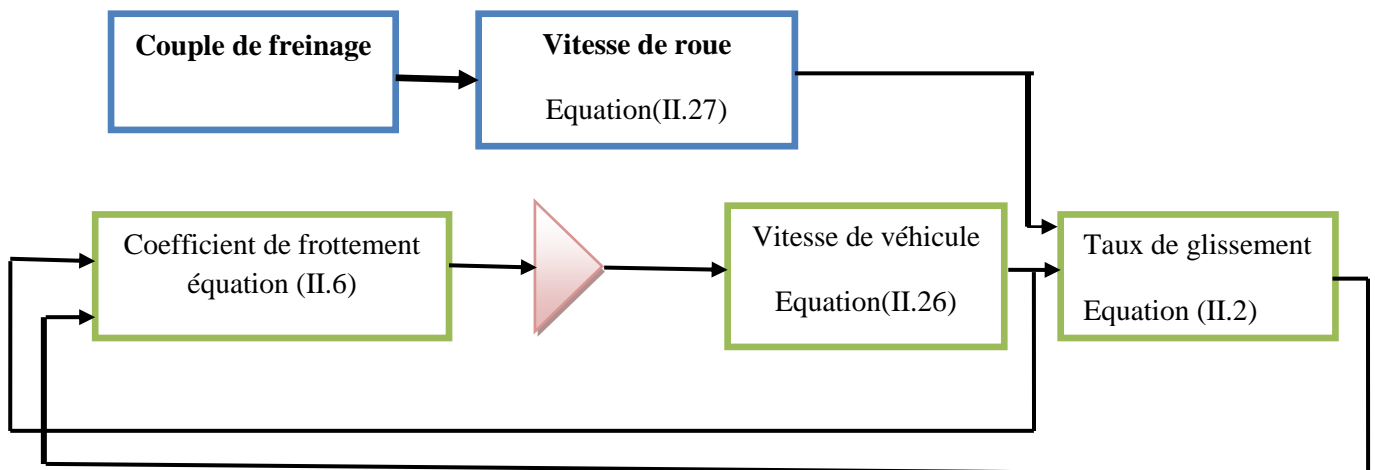


Figure III. 11. Schémas synoptique de dynamiques du véhicule.

III.6. Simulation du système de freinage en mode (ABS)

La Figure (III.12) montre les résultats de la simulation (ABS) (sans contrôleur). Le premier graphe dans cette figure montre la vitesse angulaire de la roue correspond à la vitesse angulaire du véhicule. Il a été observé que la vitesse de la roue reste inférieure à la vitesse du véhicule sans être bloquée et que la vitesse du véhicule devenait nulle en moins de 15 secondes.

En montre également l'évolution du glissement en fonction du temps, noté bien que le taux de glissement est éloigné à sa valeur désiré à certain moment.

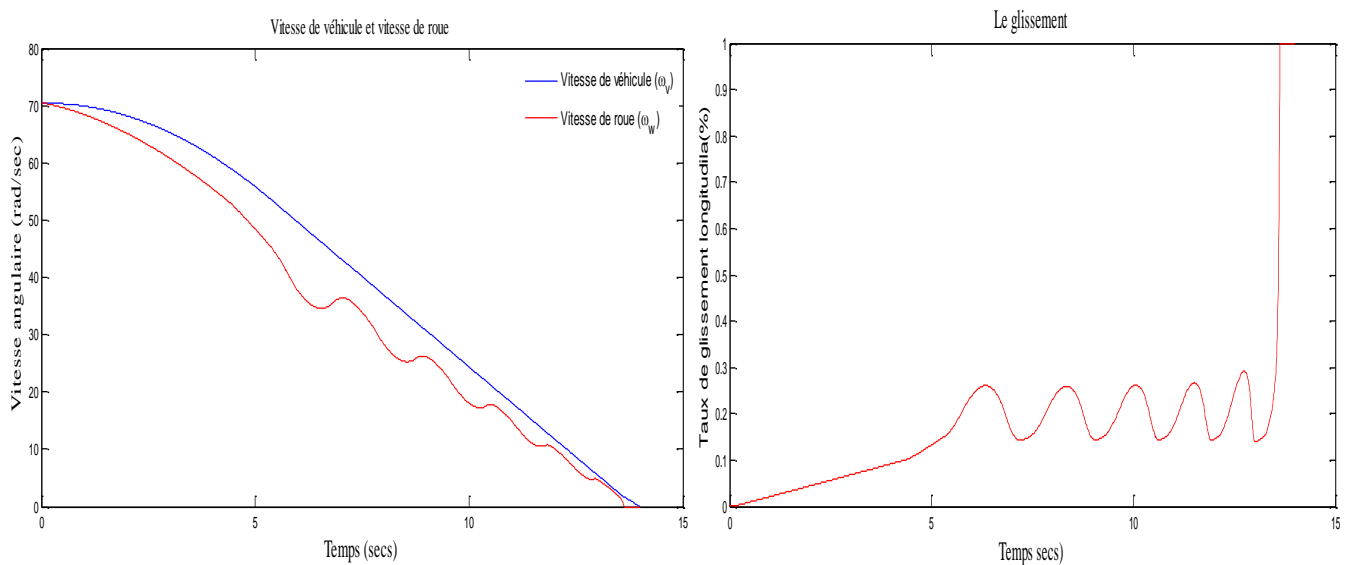


Figure III. 12. Résultat de simulation du système de freinage en mode ABS sans contrôleur

III.6.1. Analyse de stabilité en boucle fermée

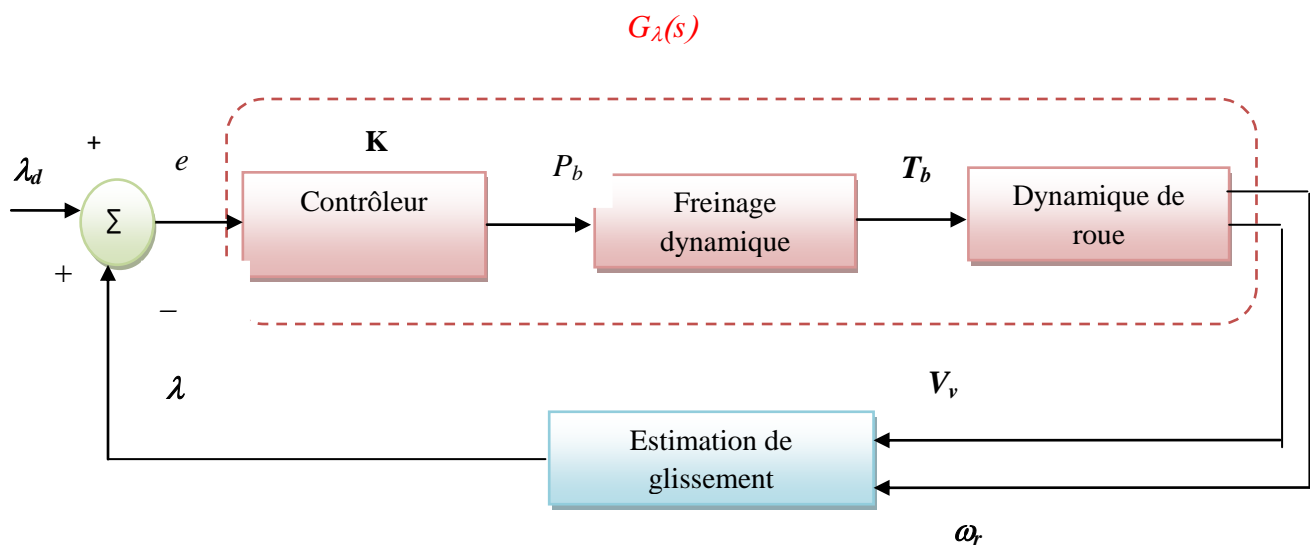


Figure III. 13. Système de contrôle de roue en boucle fermée avec un contrôleur.

La fonction de transfert en boucle fermée est :

$$H_{\lambda}(s) = \frac{K * G_{\lambda}(s)}{1 + K * G_{\lambda}(s)} \quad (\text{III.42})$$

$$H_{\lambda}(s) = s + \frac{1}{\bar{V}_v} \left[\frac{\mu(\bar{\lambda}) F_z J_r}{m_v} (1 - \bar{\lambda}) + \frac{m_v R_r^2}{J_r} + K \frac{R_r}{J_r} \right] \quad (\text{III.43})$$

On dit qu'un système est stable si à toute entrée bornée (en amplitude) il répond par une sortie bornée [74].

La condition de stabilité en boucle fermée du système de contrôle de glissement de la Figure (III.13) est donnée par équation (III.44) :

$$K \geq - \frac{\mu(\bar{\lambda}) F_z J_r}{m_v R_r} (1 - \bar{\lambda}) + \frac{m_v R_r^2}{J_r} \quad (\text{III.44})$$

Cette condition est toujours valable quand $\mu(\bar{\lambda}) > 0$. Cependant quand $\mu(\bar{\lambda}) < 0$, car la valeur absolue $|\mu(\bar{\lambda})|$ est borné, il est toujours possible de trouver une valeur T_b tel que pour, $K > \bar{K}$

le système en boucle fermée de la Figure (III.13) est asymptotiquement stable dans toutes les conditions de fonctionnement, à savoir pour chaque valeur de λ et pour chaque état de la route.

L'analyse de stabilité basé sur la matrice de la fonction de transfert en boucle fermée la stabilité et la phase minimale. L'équation de fonction de transfert (III.42) est asymptotiquement stable si seulement si les coefficients du dénominateur $D(s)$ dans sont non nulles et ont le même signe.

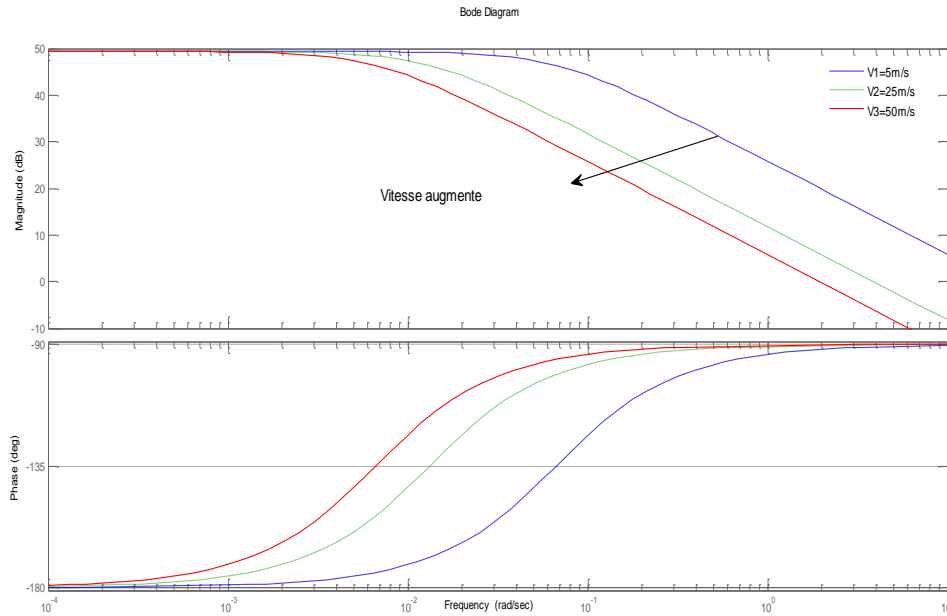


Figure III. 14. Diagramme de Bode pour la réponse fréquentielle associée à $H_\lambda(s)$ pour différentes valeurs de vitesse.

III.6.2. Condition de rapidité

La rapidité elle dépend du temps de montée et du temps d'établissement du régime stationnaire. Elle est basée sur :

- **Temps de réponse (T_r)** : le temps de réponse est le temps nécessaire pour que le régime transitoire ait totalement disparu. [78].
- **Temps montée (T_m)** : Temps pour lequel la réponse atteint pour la première fois la valeur finale. Il caractérise la vitesse de réaction du système aux premiers instants [78].

III.6.3. Condition de précision

- **Erreur statique ($e_s(t)$)** : Elle est définie par l'écart entre la consigne et la sortie lorsque le système est en régime stationnaire [78].

$$e_s(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} (\lambda(t) - \lambda_d(t)) \quad (\text{III.45})$$

- **Dépassement (D_{max})** : en pratique il est recommandé pour avoir un système agile un dépassement de 10% [78].

$$D_{max} = \frac{y_{max} - y_{\infty}}{y_{max}} \quad (\text{III.46})$$

III.6.4. Condition de robustesse

Elle est sans doute le paramètre le plus important et le plus délicat. Nous disons qu'un système est robuste si la régulation fonctionne toujours en dépit des variations paramétriques.

Un régulateur doit être capable d'assurer sa tâche même avec ces changements afin de s'adapter à des usages non prévus/testés (dérive de production, vieillissement mécanique, environnements extrêmes) [78].

III.7. Conclusion

L'identification d'un système est une approche consistant à trouver les valeurs numériques des paramètres qui interviennent dans le modèle proposé, en déterminant les valeurs numériques de manière que le comportement du modèle le plus proche au système réelle.

Cette proximité se mesure à l'aide des critères, une fois le critère choisi, des approches mathématiques peuvent être utilisées pour réduire la différence système - modèle, dans ce chapitre nous avons déterminées les paramètres d' inertie du système ABS par deux approches d' identification différentes

Analyse de stabilité de système ABS en boucle ouverte sans contrôleur montre que le contrôle de glissement s' s'éloigne à sa valeur désiré , grâce à la comportement non linéaire de système ABS et en plus des facteurs incertains qui agir sur le système tels que le type de surface de la route, la pression des pneus, la masse du véhicule, etc.....

Il est nécessaire de concevoir des contrôleurs robustes et fiables pour faire face à ces incertitudes.

CHAPITRE IV.

INTRODUCTION AUX TECHNIQUES DE CONTRÔLE ROBUSTE NON LINÉAIRE

Chapitre IV.

Introduction aux techniques de contrôle robuste non linéaire

IV.1. Introduction

Les lois de commande classiques linéaires par exemple (*PI*, *PD*, *PID*) donnent des bons résultats dans le cas des systèmes linéaires à paramètres constants. Pour des systèmes non linéaires ou ayant des paramètres non constants, ces lois de commandes classiques peuvent être insuffisantes car elles sont non robustes surtout lorsque les exigences sur la précision et autres caractéristiques dynamiques du système sont strictes [79]. On doit faire appel à des lois de commande insensibles aux variations des paramètres, aux perturbations et aux non linéarités. Les lois de commande dite à structure variable (SVC), commande adaptatif .., une bonne solution à ces problèmes liés à la commande classique.

Ce chapitre présente les différents aspects théoriques de la commande issue de la littérature, permettant de résoudre les problèmes liés aux contrôles des systèmes non linéaires.

Une attention particulière est portée sur la commande par mode glissant, la théorie de commande synergétique, la commande Backstepping L'objectif est de souligner les idées sur lesquelles sont basées les lois de commandes élaborées aux chapitre suivant

IV.2. Techniques de contrôle robuste

IV.2.1. Technique de la commande en mode glissant

Dans les systèmes à structure variable qui utilise de la commande par mode glissement, trois combinaisons de base peuvent être trouvées pour la synthèse des différentes commandes. La première correspond à la structure la plus simple ou la commutation se produit au niveau de contrôleur lui-même. La deuxième structure implique une commutation au niveau de retour d'état.

La dernière structure est une structure par commutation au niveau de contrôleur ajoutant de la "commande équivalente". Cette dernière structure est retenue par la suite de notre étude.

IV.2.2. la commande à structure variable en mode glissant

La caractéristique d'un système à structure variable est le choix de la fonction et de la logique de commutation. Ce choix permettra de basculer à tout moment entre les différentes structures, en combinant les propriétés utiles de chaque structure, pour obtenir le comportement désiré du système.

Considérons le système non linéaire suivant :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x,t) + g(x,t).u + D \\ y(t) = h(x) \end{cases} \quad (\text{IV.1})$$

Avec : $x(t_0) = x_0$

D : les incertitudes de système

Où $x = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \in \mathfrak{R}^n$ est le vecteur d'état, et $f(x)$ et $g(x)$ sont des fonctions non linéaires. $g(x)$ est supposée inversible ($g(x) \neq 0$), $u \in \mathfrak{R}$ est l'entrée de commande on définit également $s \in \mathfrak{R}$, une fonction suffisamment différentiable, telle que $\frac{ds(t)}{dt}$ soit non nulle, la variété de glissement est définie par :

$$s \{ x \in \mathfrak{R}^n \mid s(x,t) = 0 \} \quad (\text{IV.2})$$

Afin de maintenir la représentation d'état de l'évolution du système sur une variété S , nous définissons le vecteur de commande u qui relie entre deux valeurs (u^+, u^-), selon le signe de la surface de commutation $s(x,t)$:

$$\begin{cases} u_{max}^+(x,t) & \text{Si } s(x,t) > 0 \\ u_{min}^-(x,t) & \text{Si } s(x,t) < 0 \end{cases} \quad (\text{IV.3})$$

$u_{max}^+(x,t)$ et $u_{min}^-(x,t)$, étant des fonctions continues, $s\{x \in \mathfrak{R}^n, s(x,t)=0\}$ est une variété de glissement qui divise l'espace d'état en deux parties disjointes $s(x,t) > 0$ et $s(x,t) < 0$.

Cette logique de commutation a pour but d'abuser la trajectoire à suivre la surface de commutation. On dit alors que la trajectoire du système glisse le long de la surface de commutation $s(x,t)=0$ et on parle alors du phénomène de glissement

La trajectoire dans le plan de phase est composée de deux parties : le mode d'accès (reaching mode) et le mode de glissement Figure (IV.1). Dans la première étape, l'état du système (à partir d'importe quelle condition initiale $x_i(0)=x_0$) tend vers une surface de commutation $s(x,t)=0$. La deuxième phase est caractérisée par le mode de glissement durant lequel la variable d'état évolue sur la surface de glissement et converge vers l'état désire $x_d(t)$ [80]-[81].

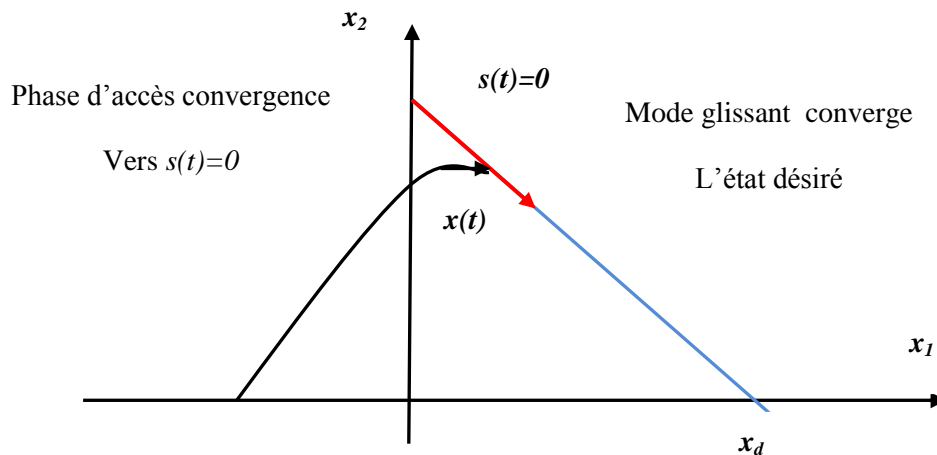


Figure IV. 1. Trajectoire d'état dans le plan de phase

IV.2.3. Condition d'existence du mode glissant

L'étude de l'existence du mode glissant, est basée sur la méthode de Lyapunov, tout comme l'étude de la stabilité d'un point équilibre. Pour garantir l'attractivité de la surface $s(x,t)=0$ [71], on considère une fonction de Lyapunov V définie positive dont la dérivée est long des trajectoires du système en boucle fermée par rapport au temps.

Ci-dessous, nous choisissons la fonction de Lyapunov :

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (\text{IV.4})$$

Ensuite pour rendre la surface $s=0$, attractive dans tout le domaine de fonctionnement, il suffit que la dérivée par rapport au temps de V soit négative.

$$s\dot{s} < 0 \quad (\text{IV.5})$$

Noter bien que pour garantir cette condition l'algorithme de commande doit rendre la zone de glissement attractive, à partir du choix approprié de la fonction contrainte s .

La façon dont cette variable est déterminée et que lorsque le point représentatif des systèmes l'atteint, sa dynamique tend vers à zéros.

Afin d'obtenir la convergence de temps fini, la condition (IV.5) ne garantit qu'une convergence asymptotique vers la surface de glissement est remplacée par une condition plus restrictive appelé η force attraction [70] :

$$s\dot{s} < -\eta|s| \quad (\text{IV.6})$$

Où η est une constante positive. En effet, sous cette condition on 'a :

$$\begin{cases} s < 0 & \text{Alors } \dot{s} > +\eta > 0 \\ s > 0 & \text{Alors } \dot{s} < -\eta < 0 \end{cases} \quad (\text{IV.7})$$

Donc, si la condition initiale $s(0)$ est positive, tant que $s(t)$ est positive, son évolution est décrite par l'inégalité : $s(t) < s(0) - \eta t$, et si la condition initiale $s(0)$ est négative, tant que $s(t)$ est négative, son évolution est décrite par l'inégalité : $s(t) > s(0) + \eta t$.

Qui assure une convergence en temps fini $t_S \leq \frac{|s(0)|}{\eta}$ vers la surface $s(x, t) = 0$

IV.2.4. Choix de la surface de commutation

Le choix des surfaces de glissement implique non seulement le nombre nécessaire de ses surfaces mais également leurs formes en fonction de l'application et la destination. En générale, pour un système défini par l'équation (IV.1). [9] en propose une forme d'équation générale pour déterminer la surface de glissement qui assure que le variable convergence vers sa valeur désirée par exemple [82]:

$$s(x) = \left(\frac{d}{dt} + k_i \right)^{r-1} e(x) \quad (\text{IV.8})$$

Avec :

$e(x)$: L'écart de la variable à régler $e(x) = x_{re}$.

k_i : Une constante positive qui interprète la bande passante du contrôle désirée.

r : Degré relatif, égale au nombre de fois qu'il fait dériver la sortie pour faire apparaitre la commande.

IV.2.5. Expression analytique de la commande

Si on définit l'erreur de poursuite comme étant $e(t) = x_{réf}(t) - x(t)$, et $s(e, \dots, e_{n-1}) = e_{n-1} + \alpha_{n-1}e_{n-2} + \dots + \alpha_0 e_0$, où les coefficients α_i sont choisis telle que l'équation caractéristique $e_{n-1} + \alpha_{n-1}e_{n-2} + \dots + \alpha_0 e_0$ possède des racines strictement dans le plans complexe gauche. Alors $s(e, \dots, e_{n-1}) = 0$ est une équation linéaire ordinaire stable, et l'erreur de poursuit $e(t)$ tend alors asymptotiquement vers zéro en un temps fini si on peut trouver une loi de commande pour s'assurer que $s(\dot{e}, \dots, e^{n-1}) = 0$.

Nous intéressons au calcul de la commande équivalente, qui est dérivée des conditions d'invariance de la surface de glissement [82], et puis au calcul de la commande attractive définie par l'équation (IV.2) dans l'espace d'état, le vecteur de commande u est composé de deux grandeurs u et u_{dis} , ce qui pose un problème de trouver l'expression analytique de la commande $u(t)$:

$$s=0$$

$$\dot{s} = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = 0 \quad (\text{IV.9})$$

$$\dot{s} = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{dx} (f(x,t) + g(x,t)u + D) = 0$$

$$u_{eq} = \frac{ds}{dx} \cdot \frac{-1}{g(x,t)} \cdot \frac{ds}{dt} f(x,t) = - \left[\frac{ds}{dx} \cdot g(x,t) \right] \cdot \frac{ds}{dt} f(x,t) \quad (\text{IV.10})$$

$$u_{dis} = -K \left[\frac{ds}{dx} g(x,t) \right]^{-1} \text{sign}(s) \quad (\text{IV.11})$$

La commande globale est :

$$u = u_{eq} + u_{dis} \quad (\text{IV.12})$$

La commande équivalente peut être comprise comme la valeur moyenne prise lorsque la commande commutée rapide entre U_{max} et U_{min}

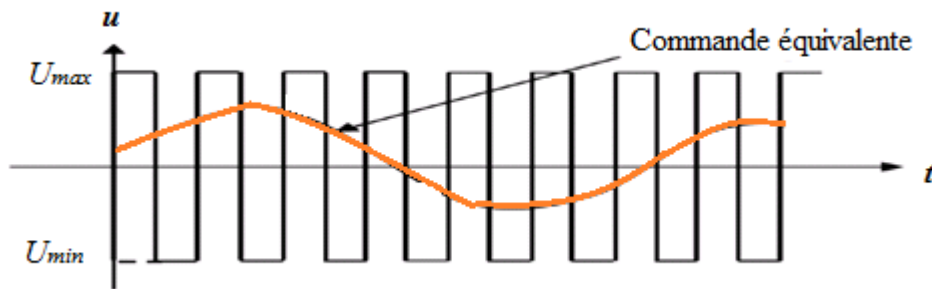


Figure IV. 2. Représentation de la commande équivalente

La dérivée par rapport au temps de fonction du Lyapunov (IV.4) permet d'obtenir :

$$\dot{V} = s\dot{s} < -K|s| \text{ pour } \dot{s} = K * \text{sign}(s) \quad (\text{IV.13})$$

Garantissant ainsi l'existence d'un régime glissant.

IV.2.6. Phénomène de broutement (chattering)

En pratique, un régime glissant idéal n'existe pas car la fréquence de commutation des organes de commande a une limite finie. En d'autre terme n'existe aucun organe de commutation ne peut commuter à une fréquence illimité (en effet cet organe devrait délivrer une énergie illimité).

Le caractère discontinu de la commande crée un comportement dynamique spécifique autour d'une couche limite de la surface de glissement qui est communément appelé broutement ou phénomène de chattering (Figure. IV.3). Cette oscillation pré de la surface est à cause des défauts des éléments de commutation ou des limites technologiques et physiques, telles que le retard au niveau des commutations ou des comportements avec hystérésis, qui peuvent exciter les dynamiques en haute fréquence négligées (non modélisées).

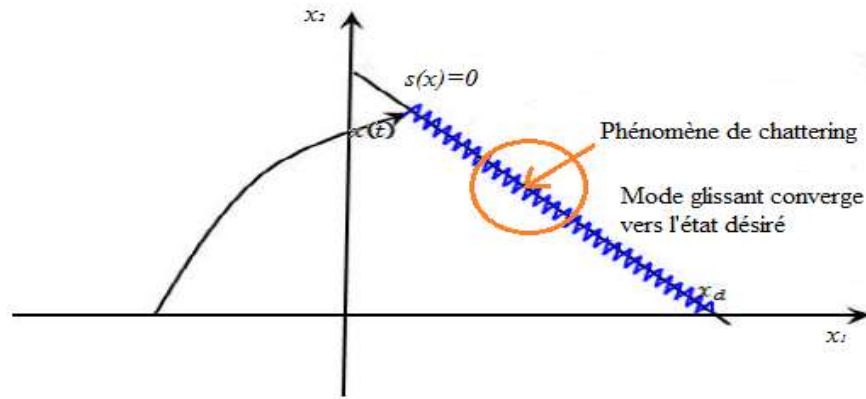


Figure IV. 3. Phénomène de broutement (Chattering)

Le chattering peut dégrader les performances du système et provoquera même à l'instabilité. La réticence signifie également une contrainte sollicitations importante au niveau des actionneurs, augmentant la consommation énergétique qui peut endommager les circuits électriques de puissance.

IV.3. Approximation continue de la commande par régime glissant

Le phénomène de réticence (broutement) est le major inconvénient de la commande par mode de glissement. Pour résoudre ce problème de nombreux algorithmes à structure variable ont été développés. Ceux-ci incluent la commande continue dans une zone de la surface, le contrôle avec correction intégrale en régime permanent (l'état d'équilibre), l'utilisation d'un observateur pour estimer la commande équivalente et les solutions en limitant les conditions de glissement. Parmi les nombreuses méthodes proposées pour résoudre le problème de broutement, nous allons étudier notamment une méthode de synthèse où la fonction "*sign*" est remplacée par une fonction "*sat*" qui sert à calculer la commande. Dans cette section [83], la composante discontinue devient :

$$u_{dis} = \begin{cases} sat(s) = \frac{s}{k}, & Si |s| \leq k \\ sat(s) = sign(s) & Si |s| > k \end{cases} \quad (IV.14)$$

Cette fonction de commutation peut être représentée par la Figure (IV.4)

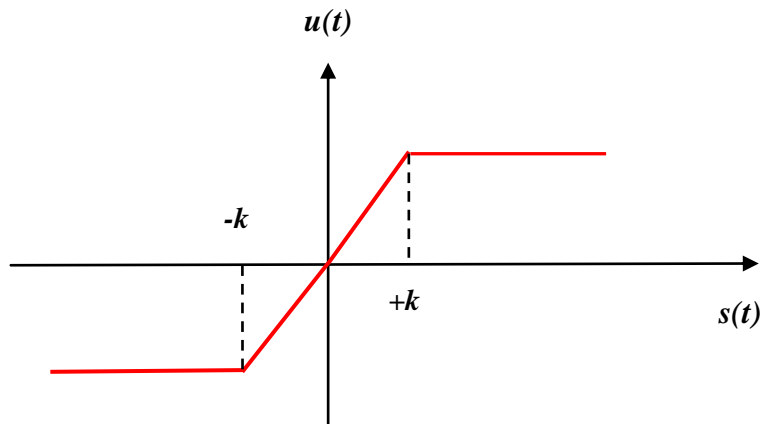


Figure IV. 4. Fonction « $sat(s)$ »

IV.4. Concept général de la commande par mode glissant terminal

Récemment un nouvel algorithme de contrôle (SMC), appelé mode glissant terminal (TSM), a été étudié pour améliorer encore les performances de contrôle. Par rapport à l'hyperplan linéaire basé de modes glissants, TSM offre des propriétés supérieures telles que : rapidité et convergence en temps fini. Ce contrôleur est particulièrement utile dans le traitement de haute précision, car dans le cas des systèmes non linéaires incertains, d'ordres deux ou supérieurs il peut accélérer le taux de convergence près du point d'équilibre choisi [84]-[85].

IV.4.1. Convergence en temps fini

Le traitement avec une poursuite en temps fini ne vise pas seulement d'améliorer les performances du système, mais également à renforcer la stabilité. Par conséquent il a non seulement l'intérêt théorique principale, mais il fait également appel aux implications pratiques, par exemple il assure que la tâche accomplie exactement comme prévu, c'est-à-dire accomplie d'une manière robuste.

Par conséquent il existe des problèmes liés à la possibilité d'obtenir le contrôleur sous certaines contraintes physiques, telle que par exemple la continuité et pas l'illimité de la commande d'entrée. Dans ce chapitre, nous avons traité ce problème et proposé une solution réalisable dans la commande par mode glissant terminal [86].

IV.4.2. La commande par mode glissant terminal

La conception de la commande par mode glissant terminal est basée sur le choix particulier de la surface de glissement et la détermination d'une loi permettant de conduire l'état du système à rester sur cette surface [87].

IV.4.3. Description du système

Considérant une classe des systèmes non-linéaires d'ordre deux sous la forme suivante [32]:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f(x, t) + g(x, t)u + d \\ y = x_1 \end{cases} \quad (\text{IV.15})$$

Où $x = [x_1, x_2]^T$ est le vecteur d'état du système. $f(x, t)$ et $g(x, t)$ sont des fonctions continues, d est une perturbation externe.

IV.4.4. Conception de la surface de glissement

On définit une surface de glissement comme suit [86] :

$$s = x_2 + \beta x_1^{\frac{q}{p}} \quad (\text{IV.16})$$

$\beta > 0$, et p, q sont des nombres entiers impairs positifs vérifiant que : $p > q$

La dérivée de s dans équation (IV.16) :

$$\dot{s} = \dot{x}_2 + \beta \frac{q-p}{p} x_1^{\frac{q-p}{p}} \dot{x}_1 \quad (\text{IV.17})$$

IV.4.5. Calcul de la commande

La condition suffisante pour l'existence de TSM est [88] :

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 < -\eta |s| \quad (\text{IV.18})$$

Où $\eta > 0$

La condition (IV.18) mène à :

$$s\dot{s} < -\eta|s| \quad (\text{IV.19})$$

Différenciant (IV.16) par rapport au temps et à l'aide de (IV.19), on a :

$$s(\dot{x}_2 + \beta \frac{q}{p} x_1^{\frac{p-q}{p}} \dot{x}_1) < -\eta|s| \quad (\text{IV.20})$$

En substituant (III.15) dans cette inégalité, on obtient :

$$s(f(x,t) + g(x,t)u + d + \beta \frac{q}{p} x_1^{\frac{p-q}{p}} x_2) < -\eta|s| \quad (\text{IV.21})$$

Si $s > 0$ alors :

$$u < \frac{1}{g(x,t)} (\eta - f(x,t) - d - \beta \frac{q}{p} x_1^{\frac{p-q}{p}} x_2) \quad (\text{IV.22})$$

Si $s < 0$ alors :

$$u > \frac{1}{g(x,t)} (\eta - f(x,t) - d - \beta \frac{q}{p} x_1^{\frac{p-q}{p}} x_2) \quad (\text{IV.23})$$

Pour vérifier les deux inégalités (IV.22) et (IV.23), il suffit de prendre u dans l'expression suivante [88] :

$$u = -\frac{1}{g(x,t)} (f(x,t) + d + \beta \frac{q}{p} x_1^{\frac{p-q}{p}} x_2 + (\eta + k)\text{sign}(s)) \quad (\text{IV.24})$$

Où $k > 0$

Si $s \neq 0$, l'état du système atteint le mode glissant $s = 0$ dans un temps fini vérifiant [90] :

$$t_r \leq \frac{|s(0)|}{\eta} \quad (\text{IV.25})$$

Lorsque le régime glissant est atteint, la dynamique (III.16) devient alors

$$\dot{x}_1 = \beta x_1^{\frac{q}{p}} \quad (\text{IV.26})$$

Soit donné un état initial $x_1(0) \neq 0$, la dynamique I(IV.16) atteindra l'état $x_1(0) = 0$ dans un temps fini [87]. La période t_s prise à partir de l'état initial $x_1(0) \neq 0$, est déterminée par

$$t_s = -\frac{1}{\beta} \left(\int_{x_1(0)}^0 \frac{dx_1}{x_1^{\frac{q}{p}}} \right) = \frac{p}{\beta(p-q)} |x_1(0)|^{\frac{p-q}{p}} \quad (\text{IV.27})$$

On peut également démontrer que l'équilibre 0 est un attracteur [89], c'est-à-dire. Quand l'état x_I atteint zéro, il restera à zéro pour toujours. Ceci peut être prouvé en prenant une fonction de

Lyapunov $V = \frac{1}{2} x_I^2$, la dérivée de V dans (IV.16) est :

$$\dot{V} = x_I \dot{x}_I = -\beta x_I^{\frac{q}{p}} = -\beta x_I^{\frac{(p+q)}{p}} \quad (\text{IV.28})$$

Puisque $(p + q)$ est pair, alors, V est définie négative, ce qui rend ainsi $x_I = 0$ stable (mais pas nécessairement asymptotiquement stable) [88].

Le temps t_s exigé pour atteindre l'équilibre 0 et qui est déterminé par (IV.27) dépend des paramètres p, q, β , et de la valeur initiale $x_I(0)$. De même que $x_I(0)$ est soit fixé ou appartenant à une région limitée connue, on peut choisir β de telle sorte que $s(t)$ soit très petit [88].

IV.5. Introduction à la théorie de la logique floue

L'intérêt de la logique floue réside dans sa capacité à faire face à l'imprécision et incertitudes. Elle est issue de la capacité de l'homme à prendre des décisions et des actions de manière à agir de façon convenable malgré la nature floue des connaissances disponibles.

La logique floue est une logique dans laquelle la logique est basée sur des variables qui remplacent la logique binaire, en plus des valeurs (vrai) ou (faux), elle peut également prendre un certain degré de valeur intermédiaire (vrai) ou «faux». Ce qui caractérise le raisonnement humain qui est basé sur des données imprécises ou incomplètes [88]. Bien que dans l'esprit de tout le monde le mot (flou) soit de connotation négative, il n'en est rien en réalité. De l'origine du mot (duvet) (en anglais (fuzzy), c'est-à-dire le duvet qui couvre le corps des poussins), le terme (fuzzy) signifie (vague, brouillé, clair ou non pas clair), qui se traduit par (flou) en français [89]. Dans le monde universitaire et technologique, le mot (flou) est un terme technique représentant l'ambiguïté de l'intuition humaine pas de la probabilité.

Par conséquent, même si l'on ne peut pas estimer les entrées/sorties la commande floue sert à prendre une décision qu'à partir de prédicats flous ou lorsque ses entrées/sorties sont altérées par des erreurs qui ne peuvent être évaluées approximativement.

IV.6. Historique de la logique floue

La logique floue (en anglais *fuzzy logic*) est très populaire aujourd'hui. En fait elle existe déjà depuis longtemps et on peut diviser son histoire de développement en trois étapes. Ce sont les paradoxes logiques et les principes de l'incertitude d'Heisenberg qui ont conduit au développement de la "*logique à valeurs multiples*" ou "*logique floue*" dans les années 1920 et 1930. En 1937, le philosophe Max Black a appliqué des valeurs de vérité de la logique continue, basés sur l'échelle $\{0, 1/2, 1\}$ pour classer les éléments ou symboles [89]. Les bases théoriques de la logique floue ont été établies en 1965 par le professeur *Lofti Zadeh*. A cette époque, la théorie de la logique floue n'a pas été prise au sérieux. En effet, les ordinateurs ont commencé à se répandre à grand échelle avec leur fonctionnement exact par tout ou rien (1 ou 0). D'autre par, la logique floue permettait de traiter des variables non exactes dont la valeur peut varier entre 1 et 0. Initialement, cette théorie a été appliquée dans des domaines non techniques, tel que le commerce, la jurisprudence ou la médecine, dans le but de compléter les systèmes experts et afin de leur donner des compétences décisionnelles [89].

En 1973, le professeur Zadeh publie un article, il y mentionne pour la première fois le terme de variables linguistiques (la valeur est un mot plutôt qu'un nombre). En 1974, Mamdani (Université de Londres) réalise un contrôleur flou expérimental pour contrôler un moteur à vapeur [88]. En 1980, Smidth et Co. A.S (au Danemark), a appliqué la théorie de la logique floue au contrôle d'un four à ciment. Il s'agit de la première application pratique de cette nouvelle théorie. En 1987, 'explosion du flou' au Japon (avec le contrôle du métro de Sendai), qui atteint son apogée en 1990. Tout récemment, en Europe et en Amérique du Nord, afin de développer de nouveaux produits, voire des nécessités quotidiennes, des activités de recherche intensives ont commencé à une étiquette 'produit flou ' [89]-[90].

IV.7. Domaine d'application

Les principaux domaines de recherche et d'application de la logique floue sont les suivants, [91]-[92]

- Automatisation de la production du fer et de l'acier, purification de l'eau, chaînes de montage et robots de fabrication.
- Commande des instruments (capteurs, et instruments de mesure), et reconnaissance de voix et de caractères.

- Conception, jugement et décision (consultation, investissement et développement, horaires de train).
- Commande des unités arithmétiques, des micro-ordinateurs, et réalisation des opérateurs.
- Traitement d'information telles que les données, recherche de l'information, modélisation des systèmes, ...etc.

IV.8. Principe de la commande par logique floue

On appelle système flou utilisant des ensembles flou et la structure correspondante pour donner des formules mathématique pour relier la sortie du système à son entrée. La formule mathématique est obtenue en décrivant le chemin de cette sortie qui passe à travers trois blocs de base d'un système flou [92] est donnée par la Figure IV.5

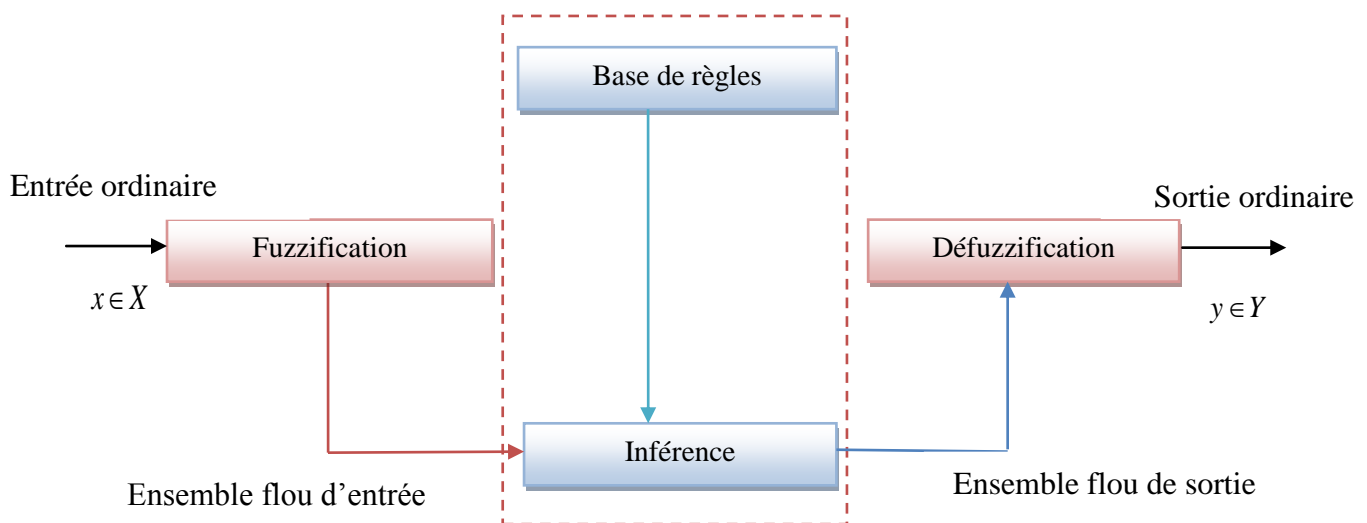


Figure IV. 5. Représentation du système flou.

IV.8.1. La fuzzification

La fuzzification est la projection d'une variable physique sur ensemble flou qui caractérisé cette variable. Cette opération permet de mesurer avec précision sur degré d'appartenance de la variable d'entrée à chaque ensemble flou. Selon le type de l'entrée deux cas peuvent être envisagés il peut considérer comme une valeur précisé (singleton), ou bien un ensemble (qui représente l'incertitude de l'entrée).

L'ensemble flou A défini sur univers de discours U est un ensemble caractérisé par sa fonction d'appartenance $\mu_A(x)$ qui fait correspondre à chaque point dans U un nombre réel appartenant à l'intervalle $[0, 1]$:

$$\mu_A(x) : U \rightarrow [0, 1] \quad (\text{IV.29})$$

1. A est un singleton flou avec support x , c'est-à-dire :

$$\mu_A(x') = 1 \text{ pour } x' = x \text{ et } \mu_A(x') = 0 \text{ pour tout } x \in U, x' \neq x$$

2. $\mu_A(x) = 1 - \mu_A(x')$ diminue à 1 comme x' se déplace loin de x

Un exemple simple d'ensembles flous consiste à classer des températures sous trois ensembles flous : élevé, moyen et faible. La méthode d'établir cette classification est présentée à la Figure (IV.6), en logique classique, la température de 22.5°C est considérée comme élevée. En logique floue, une température de 22.5°C appartient au groupe "moyenne" avec un degré d'appartenance de 0.167, et appartient au groupe "élevée" avec un degré d'appartenance de 0.75.

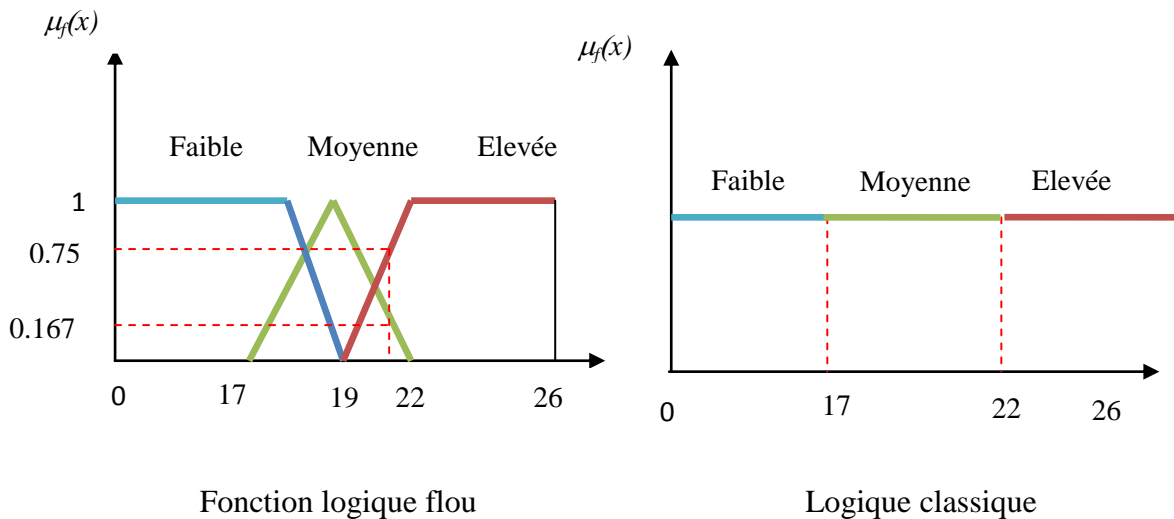


Figure IV. 6 Exemple sur la fonction d'appartenance

- On peut utiliser pour les fonctions d'appartenance des formes différentes Figure (IV.7).

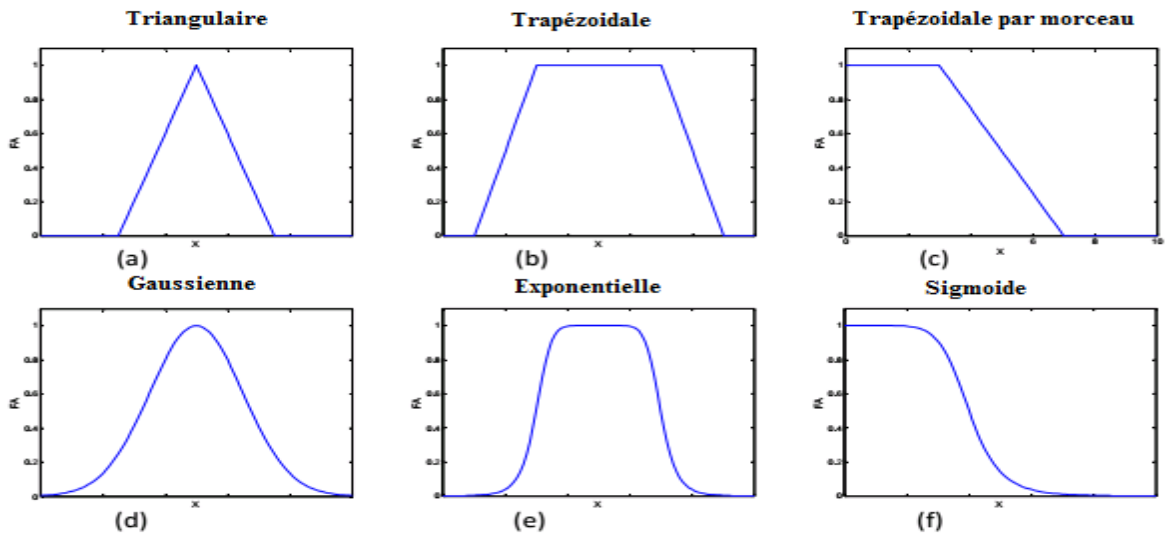


Figure IV. 7 Différentes formes pour les fonctions d'appartenance.

IV.8.2. Base de règles d'un système flou

Les règles floues sont fournies par des experts, ou extraction des données numériques. Ces règles sont exprimées sous la forme d'ensemble d'instructions Si-Alors sous la forme :

Si proposition antécédente Alors proposition conséquence

La proposition antécédente est toujours une proposition floue de type 'x est A', ou 'x est une variable linguistique et A est le terme linguistique « prémisses ».

La base des règles de système flou doit respecter certaines conditions pour assurer le bon fonctionnement dans ces conditions comme indique ci-dessous :

- La complétude : la base de règles d'un système flou est dite complète, si pour chaque entrée il existe au moins une règle floue activée, afin d'assurer cette condition, les fonctions d'appartenances doit couvrir toutes les plages des variables d'entrée possibles.
- s'il existe deux règles floues ayant la même prémisses mais des conclusions différentes on dit que la consistance de la base de règles d'un système flou est incohérente, la condition de consistance permet d'éviter les contradictions dans une base de règles.

IV.8.3. Inférence flou

Les inférences relient les entrées et les variables de sortie par des règles linguistiques. Il existe plusieurs méthodes d'inférences qui se différencient par la manière de réaliser les opérateurs utilisés dans les règles d'inférence. Les trois méthodes d'inférence raisonnement les plus courantes sont :

Les méthodes : Max-Min, Max-produit et Somme-produit. Néanmoins, la méthode Max-Min est la plus utilisée en raison de sa simplicité [92].

➤ Méthode Max-Min :

Au niveau de la condition : **MIN** → **ET** **Max** → **OU**

Au niveau de la conclusion : **Max** → **OU** **Alors** → **Min**

➤ Méthode de Max-Produit

Au niveau de la condition : **MIN** → **ET** **Max** → **OU**

Au niveau de la conclusion : **Max** → **OU** **Alors** → **Prod**

➤ Méthode Somme-Produit

Il ne s'agit pas de la somme « normale » mais la valeur moyenne :

Au niveau de la condition : **Prod** → **ET** **Max** → **OU**

Au niveau de la conclusion : **Somme** → **OU** **Alors** → **Prod**

IV.8.4. Défuzzification

Le résultat du mécanisme d'inférence flou est un ensemble flou B' . Pour avoir une sortie numérique, B' doit être défuzzifié. Par conséquent la défuzzification est la transformation qui peut remplacer un ensemble flou par une seule valeur numérique représentant cet ensemble, plusieurs méthodes de défuzzification sont proposées dans la littérature [93]. La méthode de défuzzification la plus couramment utilisée la méthode de centre de gravité est donnée par :

$$y' = \frac{\sum_{j=1}^F \mu_{B'}(y_j) y_j}{\sum_{j=1}^F \mu_{B'}(y_j)} \quad (\text{IV.30})$$

Où F est le nombre des éléments y_j dans Y (le domaine continue doit être discrétisée pour pouvoir calculer le centre de gravité).

IV.9. La commande synergétique

La théorie de la commande synergétique (*SC*) est développée par Anatoly Kolesnikov [95]-[96]. Il s'agit d'une nouvelle tendance dans le domaine du contrôle, basée sur les principes d'auto-organisation orientée et sur l'utilisation des caractéristiques dynamiques des systèmes non linéaires.

La synergétique est un domaine interdisciplinaire de recherche, lancé par *Hermann Haken* en 1969 [97]. L'auteur s'intéresse aux systèmes matériels et non matériels composés en général d'un ensemble de parties distinctes. La commande synergétique se base sur la spontanéité, fait référence à l'apparition auto-organisée des nouvelles qualités dans le système. Ces qualités peuvent être structurelles ou fonctionnelles [97].

L'épreuve de base traitée par la synergétique est : il existe des principes généraux d'auto-organisation, qui sont indépendants des natures des différentes parties d'un système.

IV.9.1. Principes de la commande synergétique

La commande synergétique est une technique de contrôle similaire au contrôle par mode glissant dans le sens où l'on force le système considéré à évoluer avec une dynamique pré-choisie par le concepteur. La différence est que la commande est là toujours continue et utilise une macro-variable qui peut être fonction de deux ou plusieurs variables d'état du système. [97].

Cette nouvelle approche ne requiert pas la linéarisation du modèle et emploie explicitement un modèle non linéaire pour la synthèse de la commande.

IV.9.2. Synthèse de la commande synergétique

Considérons le système dynamique non-linéaire *SISO* de dimension n qui peut être décrit par l'équation non linéaire suivante :

$$\frac{dx(t)}{dt} = f(x, u, t) \quad (\text{IV.31})$$

Où x représente le vecteur d'état du système et u représente le signal de la commande.

Dans le cas simple, la première étape dans la conception d'une commande synergétique il s'agit de former d'une macro-variable définie en fonction des variables d'état du système sous forme de relations algébriques entre ces variables qui reflètent les caractéristiques des exigences de la conception. Cette macro-variable peut être définie sous forme d'une combinaison linéaire des variables d'état du système. Elle détermine les caractéristiques de transition du système (IV.31) à partir d'un état initial quelconque vers un état d'équilibre désiré. Le nombre de macro-variables n'excédant ne dépasse pas le nombre de variables à contrôler [98]. Soit :

$$\Psi = \psi(x, t) \quad (\text{IV.32})$$

Où ψ est la macro-variable et $\psi(x, t)$ une fonction définie par l'utilisateur.

La théorie du contrôle synergétique fournit une méthode pour générer le contrôle $u(x) = u(\psi)$ en fonction de certaines macro-variables spécifiées $\psi(\lambda)$.

La commande synergétique a pour but de forcer le système à évoluer sur le domaine choisi au préalable par le concepteur $\psi(x, t) = 0$.

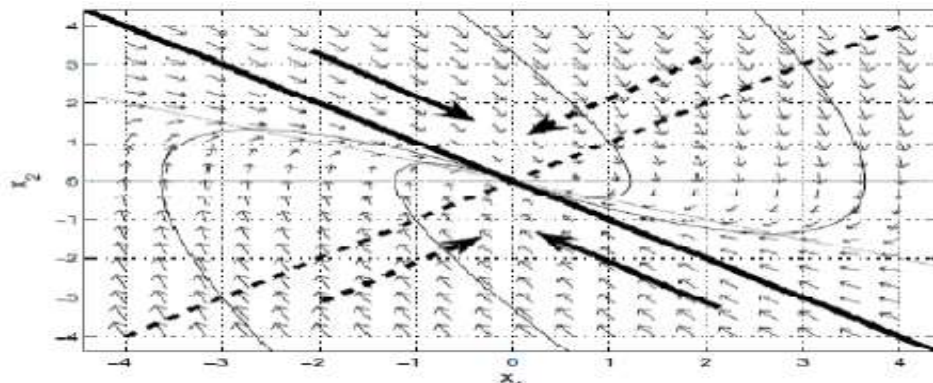


Figure IV. 8. Orientation vers une variété de deux variables x_1, x_2 .

Les caractéristiques de la macro-variable peuvent être choisies par le concepteur, en fonction des paramètres tels que l'objectif de la commande, le temps de réponse, les limites de la commande, le plan de phase est illustré dans la Figure (IV.9). Le fonctionnement en régime permanent point est l'origine où l'erreur dévient nulle.

La macro-variable peut être une simple combinaison linéaire de variables d'état, et elle est forcée d'évoluer de la manière souhaitée exprimée par une contrainte choisie par le concepteur comme illustré à titre d'exemple par l'équation suivante:

$$T\dot{\psi} + \psi = 0 \quad T > 0 \quad (\text{IV.33})$$

La solution de l'équation (IV.33) donne la fonction suivante :

$$\psi(t) = \psi_0 e^{\frac{-t}{T}} \quad (\text{IV.34})$$

T : est un paramètre de contrôle qui indique le taux de convergence du système en boucle fermée vers le domaine indiqué. Prise en compte de la chaîne de différenciation donnée par:

$$\frac{d\psi(x,t)}{dt} = \frac{d\psi(x,t)}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (\text{IV.35})$$

La substitution de (IV.31) et (IV.35) dans (IV.33) permet d'écrire:

$$T \frac{d\psi(x,t)}{dx} f(x,u,t) + \psi(x,t) = 0 \quad (\text{IV.36})$$

De l'équation (IV.19), nous avons la loi de contrôle suivante :

$$u = g(x, \psi(x,t), T, t) \quad (\text{IV.37})$$

D'après l'équation (IV.37), on voit que la commande ne dépend pas seulement des variables d'état du système mais également de la macro-variable et du paramètre de contrôle T . En d'autres termes, le concepteur peut choisir les caractéristiques du contrôleur en choisissant une macro-variable appropriée et un paramètre de contrôle spécifique T . Dans la synthèse du contrôleur synergétique agissant sur le système non linéaire la linéarisation ou la simplification du modèle n'est pas nécessaire comme c'est souvent le cas pour les approches de commandes traditionnelles.

IV.10. Commande Backstepping

L'approche du Backstepping a été développée par Kanellako poulos en 1991 [99]. Cette nouvelle approche théorique est apparue dans de nombreux ouvrages, [99]. Leurs applications dans divers procédés ont également été présentées dans la littérature [99]-[100]. Cette technique, maintenant relativement connue, est essentiellement reposée sur l'utilisation systématique de la fonction de Lyapunov pour l'étudier de la stabilité [101]-[102]. L'idée fondamentale du Backstepping est de synthétiser une loi de commande d'une manière itérative. Certaines composantes du vecteur d'état sont considérées comme des commandes virtuelles et des lois de commande intermédiaires sont élaborées. Contrairement à

la plupart des autres méthodes, le Backstepping n'a aucune contrainte vis-à-vis du type de non linéarité.

IV.10.1. Principe de la commande Backstepping

L'idée principale de la commande par le Backstepping est de rendre les systèmes bouclés équivalents à des sous systèmes de première d'ordre en cascades stable au sens de Lyapunov, ce qui leur donne des qualités de robustesse et une stabilité globale asymptotique. En d'autres termes, c'est une méthode en plusieurs étapes. A chaque étape du processus, une commande virtuelle est ainsi générée pour assurer la convergence du système vers son état d'équilibre.

IV.10.2. Synthèse de la commande Backstepping

Considérons le système non linéaire suivant :

$$\begin{cases} \dot{x}_1(t) = f(x_1, t) + g(x_1, t).x_2(t) \\ x_2(t) = u(t) \end{cases} \quad (\text{IV.38})$$

Avec :

$x = [x_1, x_2]^T$: Vecteur d'état,

$f(x_1, t), g(x_1, t)$: sont des fonction non linéaires

On suppose qu'il existe un retour $x_2(t) = \phi(x_1)$ avec $\phi(0) \neq 0$, elle stabilise asymptotiquement l'origine de la première composante du système (IV.38) et la fonction de Lyapunov $V_{x_1}(t)$ vérifie :

$$\frac{\partial V}{\partial x_1} = [f(x_1(t)) + g(x_1(t))\phi(x_1(t))] < 0 \quad (\text{IV.39})$$

En ajoute et en soustrayant le terme $g(x_1(t))\phi(x_1(t))$, l'équation de système (IV.39) devient :

$$\begin{cases} \dot{x}_1(t) = f(x_1(t)) + g(x_1(t))\phi(x_1(t)) + g(x_1(t))(x_2 - \phi(x_1)) \\ \dot{x}_2(t) = u(t) \end{cases} \quad (\text{IV.40})$$

Ce système met en évidence un terme d'erreur que l'on définit par le changement de variable suivant :

$$z_2 = x_2 - \phi(x_1) \quad (\text{IV.41})$$

Alors la nouvelle forme de système est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{x}_1(t) = f(x_1(t)) + g(x_1(t))\phi(x_1(t)) + g(x_1(t))z_2 \\ \dot{z}_2(t) = u(t) - \dot{\phi}(x_1(t)) \end{cases} \quad (\text{IV.42})$$

Nous avons remarqués que pour passer de la représentation (IV.40) à la représentation (IV.42), le terme $\phi(x_1(t))$ a été déplacé derrière l'intégrateur. C'est ce qui explique le terme de Backstepping choisi pour décrire cette méthode. Comme le montre la Figure (IV.10).

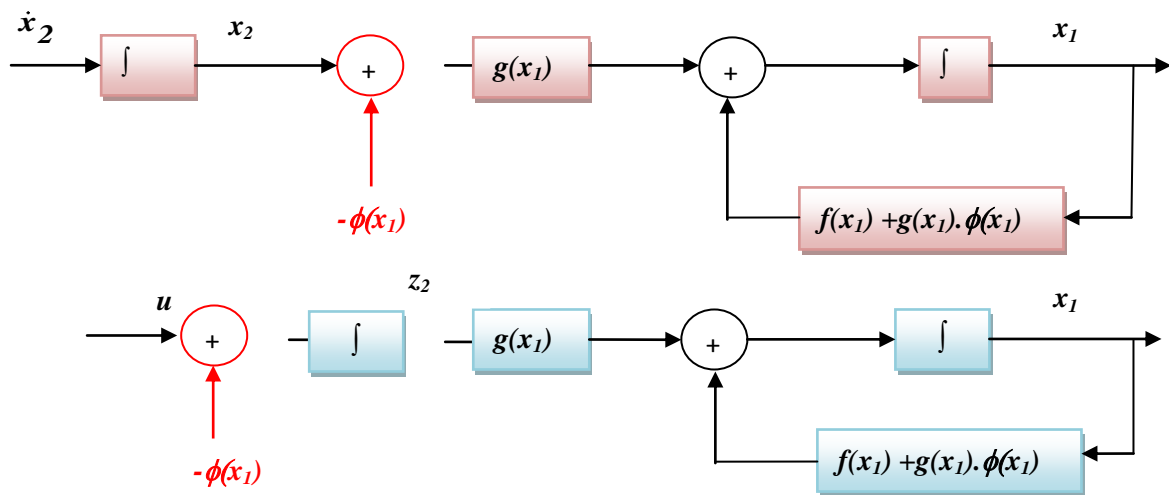


Figure IV. 8. Schéma du principe de la commande Backstepping

Le nouveau système est augmenté la fonction de Lyapunov connue en définissant comme :

$$V_a(x_1, x_2) = V(x_1) + \frac{1}{2}z_2^2 \quad (\text{IV.43})$$

La dérivée temporelle de l'équation (IV.43) est définie par :

$$\dot{V}_a(x_1, x_2) = \frac{\partial V}{\partial x_1} [f(x_1(t)) + g(x_1(t))\phi(x_1(t))] + z_2 \left[\frac{\partial V}{\partial x_1} g(x_1(t)) + u - \dot{\phi}(x_1(t)) \right] \quad (\text{IV.44})$$

L'entrée de commande est donnée par :

$$u = \dot{\phi}(x_1) - \frac{\partial V}{\partial x_1} g(x_1) - kz_2 \quad (\text{IV.45})$$

Elle devient :

$$\dot{V}_a(x_1, x_2) = \frac{\partial V}{\partial x_1} [f(x_1(t)) + g(x_1(t))\phi(x_1(t))] - z_2^2 k \quad (\text{IV.46})$$

L'idée principale du Backstepping est de partir d'un système stable à travers une loi de commande et une fonction connue de Lyapunov, puis le système amélioré est contrôlé en synthétisant une nouvelle loi de commande, et en même temps en prouvant que cette loi de commande est stabilisante pour une nouvelle fonction de Lyapunov.

IV.11. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présentées les différentes techniques de contrôle non linéaire

La commande par mode glissant permet d'assurer en plus des bonnes performances de poursuite, une dynamique rapide et un temps de réponse court. L'avantage saillant de cette commande, est sa robustesse contre des perturbations.

La logique floue a été largement utilisée dans la littérature pour sa capacité à résoudre les problèmes de modélisation et de commande des systèmes non linéaires. De plus, elle permet, d'une part, d'exploiter efficacement l'expertise humaine à travers les différentes informations linguistiques. Pour améliorer la performance de la commande par mode glissant, la commande par mode glissant terminal est une alternative.

L'intérêt majeur de ces techniques non linéaires réside d'une part dans la simplicité de la conception de la loi de commande et d'autre part, la haute performance pour assurer la stabilité des systèmes non linéaires. Cependant, chacune de ces techniques présentent des inconvénients.

CHAPITRE. V.

***CONTRÔLE ROBUSTE DE GLISSEMENT
LONGITUDINAL D'UN SYSTÈME ABS PAR
DIFFÉRENTES STRATÉGIES***

Chapitre. V.

Contrôle robuste de glissement longitudinal d'un système ABS par différentes stratégies

V.1. Introduction

L'objectif principal du système de freinage antiblocage (ABS) est d'assurer la maniabilité du véhicule lorsque le frein est appliqué brusquement alors qu'il est en mouvement. Le contrôle de l'ABS est influencé par le comportement non linéaire de la dynamique du frein et d'autres facteurs tels que le type de surface de la route, la pression du trépied, la masse du véhicule, etc. Ont affect grandement les performances du système.

Dans ce chapitre nous contrôlons le glissement des roues pour un véhicule terrestre qui incline sur la route d'un angle en cas de mouvement de freinage en mode (ABS), par trois stratégies différentes, la première stratégie contrôle au mode glissant (SMC), qui pourrait traiter efficacement les incertitudes du modèle et des variables, la seconde est la combinaison entre la logique floue et le mode glissant (FSMC), pour assurer la robustesse du système en boucle fermée, et éliminer le phénomène de broutement introduit par le contrôle en mode glissant classique, les résultats de simulation obtenus révèlent l'efficacité de cet ordre. La troisième stratégie la commande synergétique car est une technique de contrôle robuste et donne de bonnes performances de précision et de stabilité avec une réponse en temps fini plus rapide et sans phénomène de broutement.

V.2. Objectif du contrôle

Le but du contrôle est de forcer la sortie du système λ (taux de glissement) à suivre un signal de référence borné λ_{ref} , sous la contrainte que tous les signaux impliqués soient bornés. Pour cela on détermine une commande par retour d'état $u = u(x / \lambda)$, tel que les conditions suivantes soient satisfaites :

- Le système en boucle fermée doit être stable et robuste dans le sens où toutes les variables soient uniformément bornées.
- l'erreur de poursuite, $\lambda_e = \lambda_{ref} - \lambda$ doit être la plus petite possible

V.3. Régulateur mode glissant pour la commande de taux de glissement

Visant le contrôle du taux de glissement, un contrôleur non linéaire basé sur la stratégie réglage par mode glissant de premier ordre est proposé. Sans perte de généralité, la loi de contrôle est calculée en fonction du modèle d'une seule roue mentionné précédemment. Le cas sera traité ; cas de freinage au mode ABS.

Le modèle choisi est longitudinal qui ne tient pas compte des forces de roulis et de tangage

Lors d'un freinage, il existe une force de frottement opposée au mouvement vers l'avant. Cette force est représentée sur la Figure (V.1). Pour un véhicule deux roues motrices arrière, elle peut être exprimée sous la forme [57]-[58]:

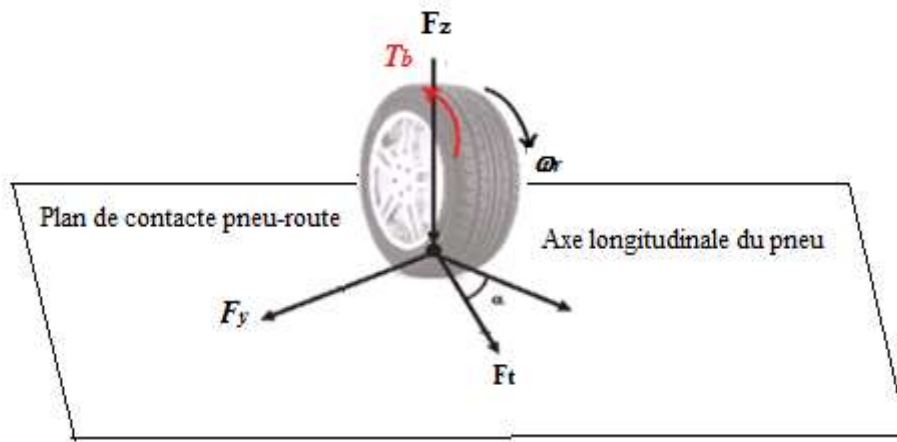


Figure V. 1. Modèle d'une seule roue en cas de freinage

Le mouvement longitudinal du véhicule est donné par :

$$\dot{V}_v = -\frac{1}{m_v} \left[F_f + B_v V_v + F_z \right] \quad (\text{V.1})$$

F_f : Est la force de freinage,

$$F_f = \mu(\lambda) m_v g \quad (\text{V.2})$$

Le couple de freinage T_b appliquée à la roue est dans la direction opposée de la rotation de la roue et ralentit la roue. Ainsi l'utilisation du système de freinage ABS influent sur la variation de la distance d'arrêt. Un coefficient de frottement assez important avec l'ABS fait réduire la distance d'arrêt d'environ 58% par rapport à un faible coefficient de frottement.

La distance de freinage il s'agit de la distance parcourue par le véhicule pendant le freinage du conducteur, elle dépend de la vitesse du véhicule et de la décélération possible du véhicule :

$$D_f = \frac{V_{vi} - V_{vf}}{2\gamma} \quad (\text{V.3})$$

Avec :

D_f : Distance de freinage en (m), V_{vi} vitesse de véhicule initiale (m/s), V_{vf} vitesse finale, γ décélération en m/s/s

- Pour la distance d'arrêt total du véhicule, il faut ajouter la distance parcourue pendant le temps de réaction du conducteur

$$D_r = D_f + \text{Distance parcourue pendant le temps de réaction de conducteur}$$

L'équation du mouvement de la roue peut être exprimée comme suit:

$$\dot{\omega}_r(t) = \frac{I}{J_r} \left[-T_b + B_r \omega_r + R_r F_f \right] \quad (\text{V.4})$$

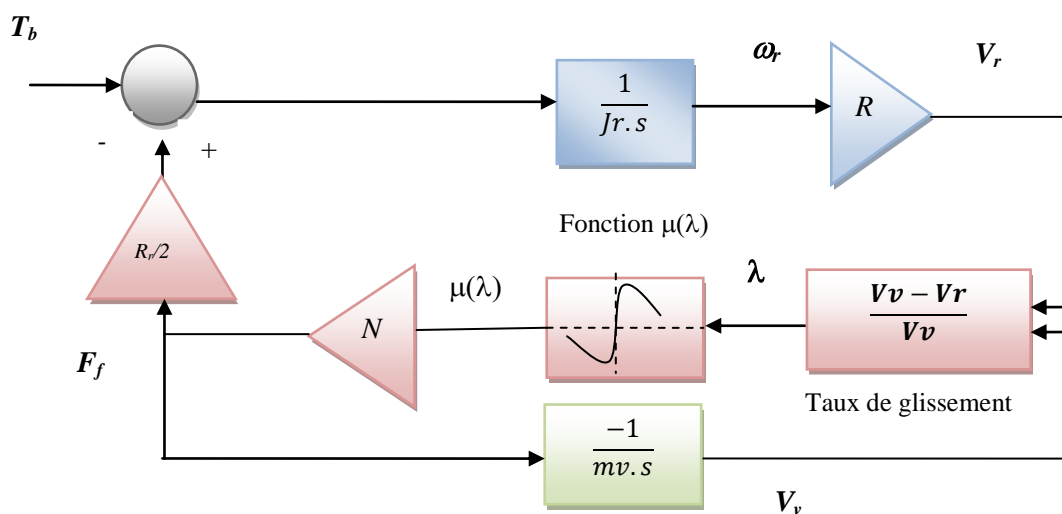


Figure V. 2. Modèle simplifié du véhicule en cas de freinage

Le taux de glissement comme nous voyons auparavant (chapitre II), c'est la différence entre la vitesse longitudinale du véhicule au point du contact pneu/chaussée et la vitesse de roulement pneumatique

Dans le cas de freinage le taux de glissement est donné par :

$$\lambda(t) = \frac{V_v(t) - V_r(t)}{V_v(t)} \quad (\text{V.5})$$

Sa dérivée par rapport au temps vaut :

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= \frac{-\dot{V}_r V_v + \dot{V}_v V_r}{V_v^2} = \frac{\dot{V}_v V_r - \dot{V}_r V_v}{V_v^2} = \left(\frac{V_v - V_v + V_r}{V_v} \right) \frac{\dot{V}_v}{V_v} - \frac{\dot{V}_r}{V_v} \\ &= \left(1 - \frac{V_v - V_r}{V_v} \right) \frac{\dot{V}_v}{V_v} - \frac{\dot{V}_r}{V_v} = (1 - \lambda) \frac{\dot{V}_v}{V_v} - \frac{\dot{V}_r}{V_v} \end{aligned} \quad (\text{V.6})$$

On remplace (V.4) (V.1) dans (V.6) :

$$\dot{\lambda} = \frac{-g}{V_v} \left[(1 - \lambda) \frac{R_r^2 m_v}{2J_r} \right] \mu(\lambda) + \frac{R_r}{J_r V_v} T_b \quad (\text{V.7})$$

Notre système est non linéaire représenter sous la forme :

$$\dot{\lambda}(t) = F_n(\lambda, t) + G_n u(t) + D \quad (\text{V.8})$$

Avec :

$$F_n(\lambda, t) = \underbrace{\left(\mu(\lambda) \frac{R_r^2 m_v g}{2J_r V_v} \right)}_a \lambda - \underbrace{\frac{R_r^2 m_v g}{2J_r V_v} \mu(\lambda)}_b$$

$$G_n = \frac{1}{J_r} \quad u(t) = \frac{T_b R_r}{V_v} = \frac{T_b}{\omega_v}$$

$F_n(\lambda, t)$, G_n : représentent les valeurs nominales des paramètres du système.

λ : est le vecteur d'état

D : Perturbation

Une loi de contrôle est développée pour maintenir le patinage de roue réel (λ) au point de consigne (λ_d) en annulant l'erreur (λ_e) qui est la différence entre λ_d et λ .

$$s(\lambda, t) = \dot{\lambda}_e + k_I \lambda_e \quad (\text{V.9})$$

Où le coefficient k_I est choisit de telle sorte que sa racine soit en partie réelle négative

Le temps variable dans laquelle cette erreur est nulle est la surface de glissement. Cela peut être mathématiquement écrit comme :

$$s(\lambda, t) = 0 \quad (\text{V.10})$$

La dynamique de mode de glissement est régie par :

$$\dot{s}(\lambda, t) = 0, \dot{\lambda}_d = 0 \quad (\text{V.11})$$

Une fois que la fonction de commutation est établie sur le problème nécessite, en outre la conception d'une loi de commande telle que le vecteur d'état $\lambda(t)$ reste sur la surface de glissement pour tout $t \geq 0$

La loi de contrôle du mode glissant est donnée par l'équation suivante:

$$U = U_e + U_{disc} \quad (\text{V.12})$$

U_e : Commande équivalente

$$U_e = \frac{1}{c} \left[(a\lambda + b) + k_I \lambda_e + \dot{\lambda}_d \right] \quad (\text{V.13})$$

Avec $c \neq 0$

U_{disc} : Commande discontinue

$$U_{disc} = c^{-1} \left[-D^u \text{sign}(s(\lambda, t)) \right] \quad (\text{V.14})$$

D^u : un gain de glissement positif

V.4. Observateur mode glissant pour l'estimation de la vitesse du véhicule

V.4.1. Définition d'un observateur

Le calcul de la loi de contrôle nécessite la connaissance de tous les états ce qui peut s'expliquer en plaçant autant de capteurs que possible sur le système. Cependant, pour des raisons de réalisabilité technique, de coût,...etc., certains états ne peuvent pas être mesurés ce qui nécessite une théorie de l'observateur et son but est de fournir la précision d'estimation de la valeur actuelle de l'état basé sur des entrées et sorties passées. Cette estimation doit être obtenue en temps réel, l'observateur examine généralement la forme d'un système dynamique.

Un observateur est un système dynamique qui prend l'entrée $u(t)$ du système (la commande), la sortie $y(t)$ mesurée, et la connaissance préalable du modèle, fournira l'état estimé $\hat{y}(t)$ comme sortie, qui devra tendre vers l'état réel $y(t)$. Le schéma fonctionnelle d'un observateur est représenté sur la Figure (V.3) avec $y(t)$ représente la sortie mesurés et $u(t)$ l'entrée de contrôle [61].

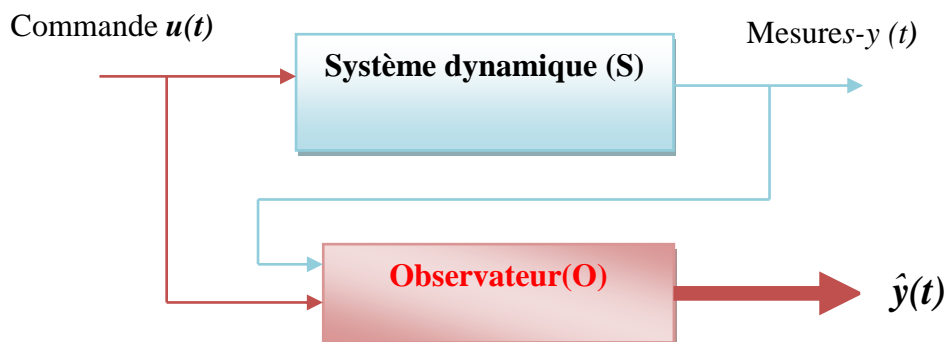


Figure.V.3. Schéma fonctionnelle d'un observateur

V.4.4. Observabilité des systèmes non linéaire

Avant qu'un observateur ne fasse une synthèse, il faut se demander si sa conception est possible. Le concept d'observabilité et certaines propriétés des entrées appliquées au système fournissent des conditions nécessaires à la synthèse d'un observateur. Il s'agit alors de la notion d'observabilité.

La théorie de l'observation est relié à la notion de l'observabilité, qui est différent du concept dans le cas linéaire. Il existe plusieurs études de recherche consacrées à l'observabilité des systèmes non linaires

Supposons un système non linéaire défini comme :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t))u \\ y(t) = h(x(t)) \end{cases} \quad (\text{V.15})$$

Où $x(t) \in \mathbb{R}^n, u(t) \in \mathbb{R}^m$ représentent respectivement l'état du système et l'entrée (ou la commande). La sortie $y(t)$ du système est un vecteur de dimension p . Pour l'étude de l'observabilité de ce système, on peut utiliser les dérivées de Lie. Si la condition de rang d'observabilité est vérifiée le système est localement observable, c'est-à-dire que la matrice d'observabilité (O) et de rang n définie ci-dessous [103] :

$$O = \begin{bmatrix} dh(x) \\ dL_f h(x) \\ \vdots \\ dL_f^n h(x) \end{bmatrix} \quad (\text{V.16})$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} dh(x) = \frac{\partial h}{\partial x_1}, \frac{\partial h}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial h}{\partial x_n} \\ L_f h(x) = \frac{\partial h}{\partial x} f(x) \end{cases} \quad (\text{V.17})$$

La condition d'observabilité est la suivante :

$$\text{rang}(O) = n \quad (\text{V.18})$$

Une des classes les plus connues des observateurs robustes est celle des observateurs mode glissant.

V.4.3. Conception d'un observateur mode glissant

Le principe des observateurs mode glissant contient à une contrainte, utilisant des fonctions discontinues, les dynamiques d'un système d'ordre n à converger vers une variété S de dimension $(n-p)$ dite surface de glissement et la dimension du vecteur de mesure p [104].

L'attractivité de cette surface est assurée par des conditions appelées conditions de glissement. Si ces conditions sont vérifiées, le système converge vers la surface de glissement et y évoluera selon une dynamique d'ordre $(n-p)$.

Dans le cas des observateurs mode glissant, les dynamiques concernées sont celles des erreurs d'observation $e(t) = x(t) - \hat{x}(t)$

A partir de leurs valeurs initiales $e(0)$, ces erreurs convergent vers les valeurs d'équilibre en deux étapes :

- Dans une première phase, la trajectoire des erreurs d'observation évolue vers la surface de glissement et les erreurs entre la sortie de l'observateur et la sortie du système réel (les mesures) $e(y) = y - \hat{y}$ sont nulles

Cette étape qui est généralement très dynamique et s'appelle mode d'atteinte.

- Dans la deuxième phase, la trajectoire de l'erreur d'observation glisse sur la surface un glissement dynamique est impliquée pour éliminer toutes les erreurs d'observation. Ce dernier mode est appelé mode de glissement.

Considérons un système d'état non linéaire proposé par (V.15) :

Les fonctions f et h sont des champs de vecteurs, en supposant une continuité suffisante dérivables sur l'entrée u est localement bornée et mesurable. L'observateur en mode glissant est défini comme suit [105]:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = f(\hat{x}, u) - K \text{sign}(y - \hat{y}) \\ y(t) = h(\hat{x}) \end{cases} \quad (\text{V.19})$$

Où :

K : est la matrice de gain dimensionnel $(n-p)$.

On peut remarquer que l'observateur obtenu est une copie du modèle du système plus le terme principal qui converge de \hat{x} vers x .

La surface de glissement dans ce cas est donnée par :

$$S(x) = y - \hat{y} \quad (\text{V.20})$$

Le terme de correction utilisé est proportionnel à la fonction discontinue « *sign* » appliquée à l'erreur de sortie.

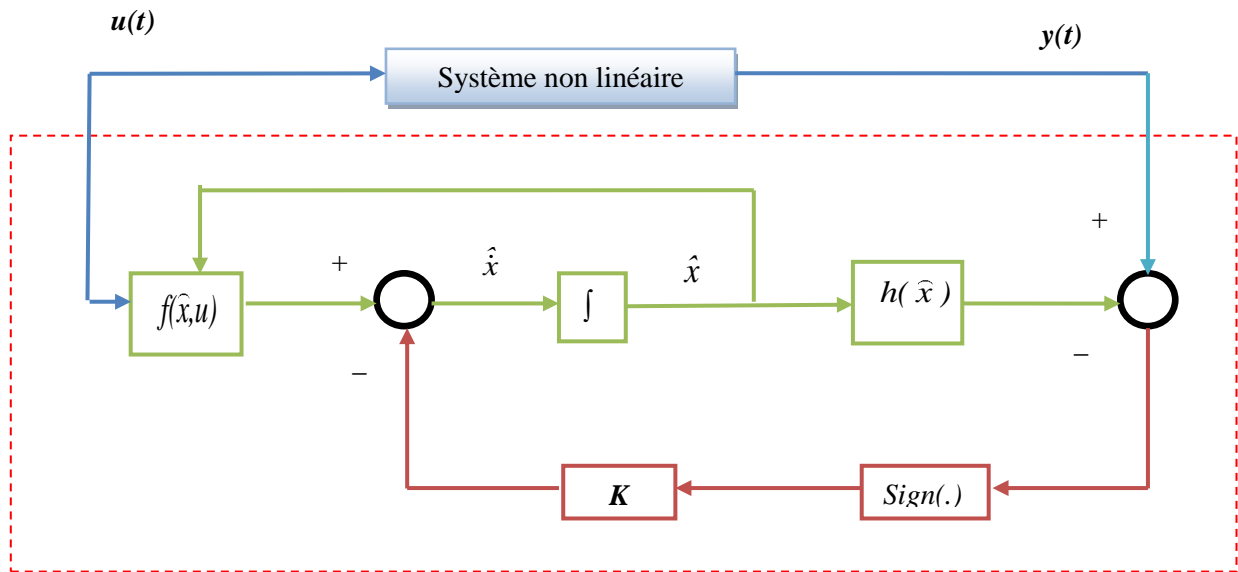


Figure.V.4. Schéma fonctionnel d'un observateur mode glissant

L'objectif est d'utiliser le taux de glissement estimée $\hat{\lambda}$ pour estimer la vitesse du véhicule V_v calculée à partir de l'équation (V.5). Pour le cas du freinage, le système est donné par :

$$\begin{cases} \lambda = \frac{V_v - V_r}{V_v} \\ \dot{\lambda} = \frac{-g}{V_v} \left[(1 - \lambda) \frac{R_r^2 m_v}{2J_r} \right] \mu(\lambda) + \frac{R_r}{J_r V_v} T_b \end{cases} \quad (\text{V.21})$$

On ne considère que la vitesse des roues comme une sortie mesurable. Choisissons:

$$\begin{cases} x_1 = \lambda \\ x_2 = V_r \end{cases} \quad (\text{V.22})$$

Les équations d'état du système dans ce cas sont obtenues :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{g \mu(x_1)}{x_2} (1 - x_1)^2 - \frac{R_r^2 m_v g \mu(x_1)}{2J_r x_2} (1 - x_1) + \frac{R_r}{J_r x_2} (1 - x_1) T_b \\ \dot{x}_2 = \frac{R_r m_v g \mu(x_1) - T_b}{J_r} \end{cases} \quad (\text{V.23})$$

Par la suite, l'observateur mode glissant est obtenu:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\hat{x}}_1 = \frac{g\mu(x_1)}{x_2}(1-\hat{x}_1)^2 - \frac{R_r^2 m_v g\mu(x_1)}{2J_r x_2}(1-\hat{x}_1) + \frac{R_r}{J_r x_2}(1-\hat{x}_1)T_b + \varepsilon_1 \text{sign}(x_2 - \hat{x}_2) \\ \dot{\hat{x}}_2 = \frac{R_r m_v g\mu(\hat{x}_1) - T_b}{J_r} + \varepsilon_2 \text{sign}(x_2 - \hat{x}_2) \\ y = x_2 \end{array} \right. \quad (\text{V.24})$$

$\varepsilon_3, \varepsilon_4$ sont les gains positifs.

Par suite, la vitesse du véhicule V_v est calculée à partir de l'équation (V.4) en utilisant le taux glissement estimée $\hat{\lambda}$.

V.4.4. Test de l'observateur mode glissant de la vitesse de véhicule

Ce test est conçu pour comparer la vitesse estimée à l'aide d'un observateur mode glissant et la vitesse réelle mesurée dans le cas de freinage. Le but est de vérifier la robustesse de cet observateur en considérant les conditions initiales distinctes entre la vitesse réelle du véhicule et la vitesse observée (estimée).

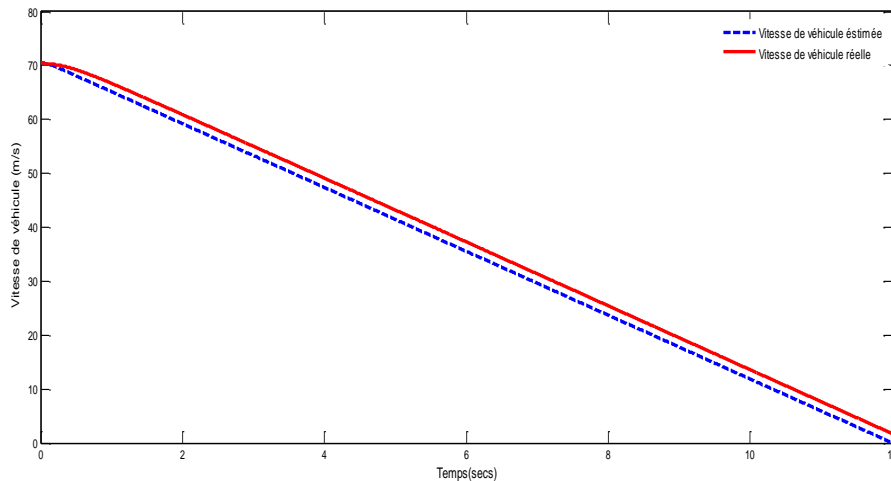


Figure.V.5. La réponse d'observation de vitesse en freinage

Les résultats de ce test Figure (V.5) montrent que la vitesse observée converge rapidement et poursuit avec précision la vitesse du véhicule réelle dans un temps fini pour le cas de freinage.

Cela signifie que l'observateur utilisé est fiable et il donne une bonne estimation de la vitesse longitudinale

V.5. Résultat de simulation par l'approche mode glissant

La simulation qui nous considérons est réalisé dans des différents conditions routières et différent vitesses de véhicule, dans le contrôle du mode glissant, nous choisissons $n = 2$ (degré relatif du système ABS). Les paramètres du système ABS utilisés dans cette étude sont: $m_v = 370$ kg, $J_r = 1,13$ kgm², $R_r = 0,33$ m, et $g = 9,8$ m /s², $\lambda_d = 0,2$ (20%), $V_{V1} = 70$ Km/h, $V_{V2} = 27$ Km/h [94].

Les tests suivants sont effectués par la commande au mode glissant du patinage (glissement) des roues en considérant le mouvement de véhicule en cas du freinage en mode ABS. Aussi des différentes valeurs de facteurs d'adhérences longitudinales seront introduites pour étudier le comportement du système dans le cas où la condition de route est modifiée.

L'équation (V.8) devient:

$$\lambda_e'(t) - k_1 \lambda_e(t) = 0$$

La référence du modèle choisie est:

$$\lambda_d'(t) = -10 \lambda_d(t) + 10 \lambda(t)$$

Test 1

Nous avons choisi dans le premier cas une route asphaltée sèche ($\mu = 0,85$), A été choisie et la loi de contrôle pour le CMG conventionnel simple avait la fonction signe $u = D^u \text{sign}(s)$ avec $k_1 = 125$ et $D^u = 60$.

La Figure. (V.6) montre les résultats de simulation par l'approche CMG, les deux réponses en vitesse commencent à partir d'une même valeur initiale ($V_v = 70$ m/s) et elles divergent après à cause de la référence de rapport de glissement introduite. Mais les deux réponses convergent vers 0 après quelques instants. Cela signifie que le véhicule est complètement arrêté, le rapport de glissement longitudinal atteint sa valeur désirée, nous pouvons voir que la capacité de suivi avec un temps de réponse suffisant (0.1sec).

Le temps de freinage est moins de 6 secondes. Pour réaliser ce type de freinage rapide ; environ 1129 Nm de couple de freinage est nécessaire. Le couple de freinage total est fourni par le mode de freinage (ABS) associé à un système de freinage hydraulique.

On peut voir la courbe de couple du freinage dans la partie agrandie qu'il y a un changement rapide entre la valeur maximale et la valeur minimale pour maintenir le patinage des roues au point de consigne. C'est ce qu'on appelle broutement (chattering).

Avec le contrôle par MG peut atteindre des performances de contrôle satisfaisantes pour la route asphalte sec, mais le résultat en utilisant un contrôleur de mode glissant conventionnel montre le chattering dans tout le résultat de réponse que l'oscillation dans ces réponses de temps tend à augmenter quand le véhicule tend à s'arrêter. Ce phénomène est hautement indésirable car il peut endommager le système.

La distance d'arrêt est 27m, dans une route sèche est minimale par rapport une route humide.

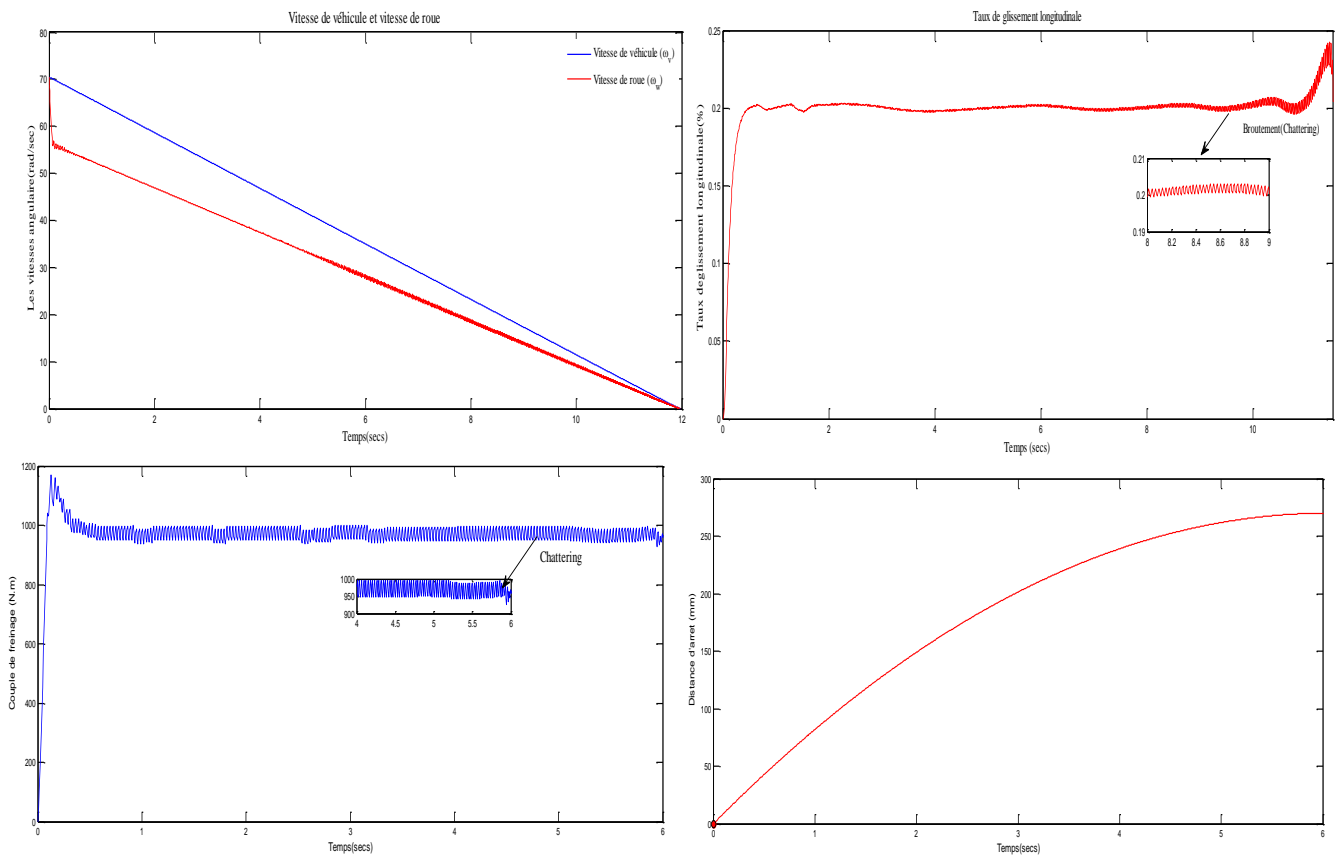


Figure.V.6. Résultat de simulation pour une route asphalte sec $\mu=0.85$

Test 2

Dans le deuxième cas, nous avons choisi une route asphalte humide ($\mu=0,56$) l'adhérence des pneus à la route est fortement réduite, et une vitesse $\omega_v=30$ rad/s ,avec $k_2 = 100$ et $D^u = 25$, le moteur fournit le couple de freinage nécessaire ($Tb=500N.m$) moins important que celui dans le cas d'une surface sec, on remarque aussi le temps de freinage augmente la distance d'arrêt dans une route humide est augmente presque deux fois que dans une route sec.

Nous appliquons toujours la commande de mode de glissement (SMC+ changer l'état de la route), il est évident à partir de la Figure (V.7.) que le bavardage dans le rapport de glissement longitudinal et le couple de freinage décliné mais a toujours existé, et le glissement réel de la roue est maintenu au taux de glissement souhaité dans le temps fini, SMC est insensible aux variations de paramètres et les meilleurs avantages de cette commande.

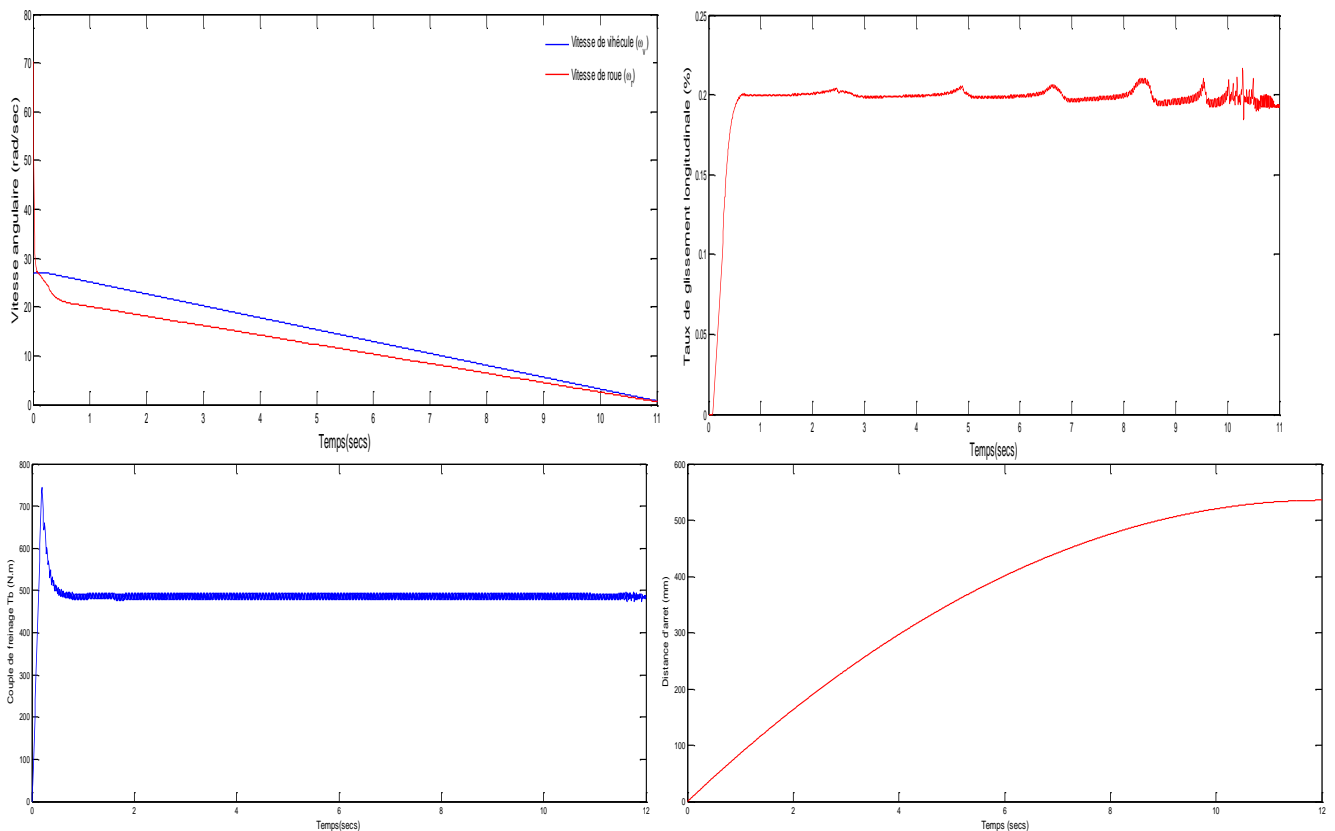


Figure.V.7. Résultat de simulation pour une route humide $\mu=0,56$

V.6. Régulateur mode glissant flou (FSMC) pour le contrôle de taux du glissement

SMC est une technique de contrôle non linéaire. L'intelligence peut être ajoutée à ce contrôleur en combinant FL au conventionnel SMC. Les réactions comprenant la commande d'entrée (couple de freinage) et l'erreur de suivi du rapport de glissement, sont indésirables. En d'autres termes, lorsque le véhicule est arrêté, une oscillation élevée est observée dans les signaux de commande qui peut détériorer des éléments du système de freinage. FL est un système basé sur la compréhension qui est très utile pour systèmes dont les modèles ne sont pas développés complètement ou précisément ou les informations sur le système sont incertaines. La Figure (V.8) montre les principes du contrôleur FSMC pour ABS.

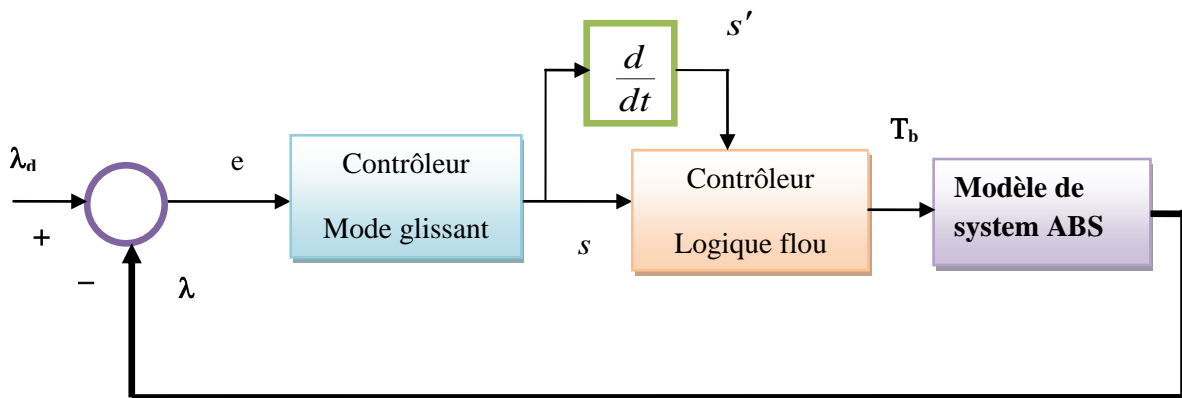


Figure V. 8. Boucle fermée du contrôleur FSMC pour le système ABS

Le contrôle flou est l'approche proposée pour résoudre le problème. Il est développé avec deux entrées, surface de glissement s et surface de glissement dérivée s' , et la sortie est l'erreur ε [94].

Les entrées et les sorties sont toutes divisées en sept sous-ensembles flous: [NG, NM, NP, ZE, PP, PM, PG], où: NG, NM, NP, ZE, PP, PM, PG, signifient le négatif grand, négatif moyenne, négatif petit, zéro, positif petit, positif moyenne et positif grand, respectivement [94].

Les règles floues sont répertoriées dans le (Tableau .V.1).

Tableau V. 1. Règles du contrôleur logique flou

e	s							
s		NG	NM	NP	ZE	PP	PM	PG
	NG	NG	NG	NG	NG	NM	NP	ZE
	NM	NG	NM	NM	NM	NS	ZE	PP
	NP	NG	NM	NP	NP	ZE	PP	PG
	ZE	NG	NM	NP	ZE	PP	PM	PG
	PP	NG	NP	ZE	PP	PP	PM	PG
	PM	NP	ZE	PM	PM	PM	PG	PG
	PG	ZE	PP	PG	PG	PG	PG	PG

L'une des solutions afin de réduire le bavardage phénomènes, la fonction de signe $D^u \text{sign}(s)$ est remplacée par la fonction de saturation dans l'entrée de commande du premier glissement surface:

$$U_f = K_f \text{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right) \quad (\text{V.25})$$

$\text{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right)$: est une fonction de saturation définie comme :

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right) = \begin{cases} \frac{s}{\Phi} & \text{if } \left|\frac{s}{\Phi}\right| \leq 1 \\ \text{sign}\left(\frac{s}{\Phi}\right) & \text{if } \left|\frac{s}{\Phi}\right| \geq 1 \end{cases} \quad (\text{V.26})$$

Φ : est une constante positive. Dans ce cas, nous ne pouvons assurer l'erreur de suivi de convergence autour de zéro.

On peut conclure que ce contrôleur de mode glissant flou particulier fonctionne comme couche limite , la commande globale devient :

$$u_{FSMC} = u_{eq} - K_f \text{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right) \quad (\text{V.27})$$

V.6.1. Résultats de simulation par l'approche mode glissant flou(SMC)

Les simulations sont effectuées en utilisant le contrôle de mode glissant flou (FSMC) avec les paramètres $k_2 = 100$ $\eta_1 = 50$. La (Figure. V.9) montre le modèle de simulation de système de freinage avec contrôleur (FSMC).

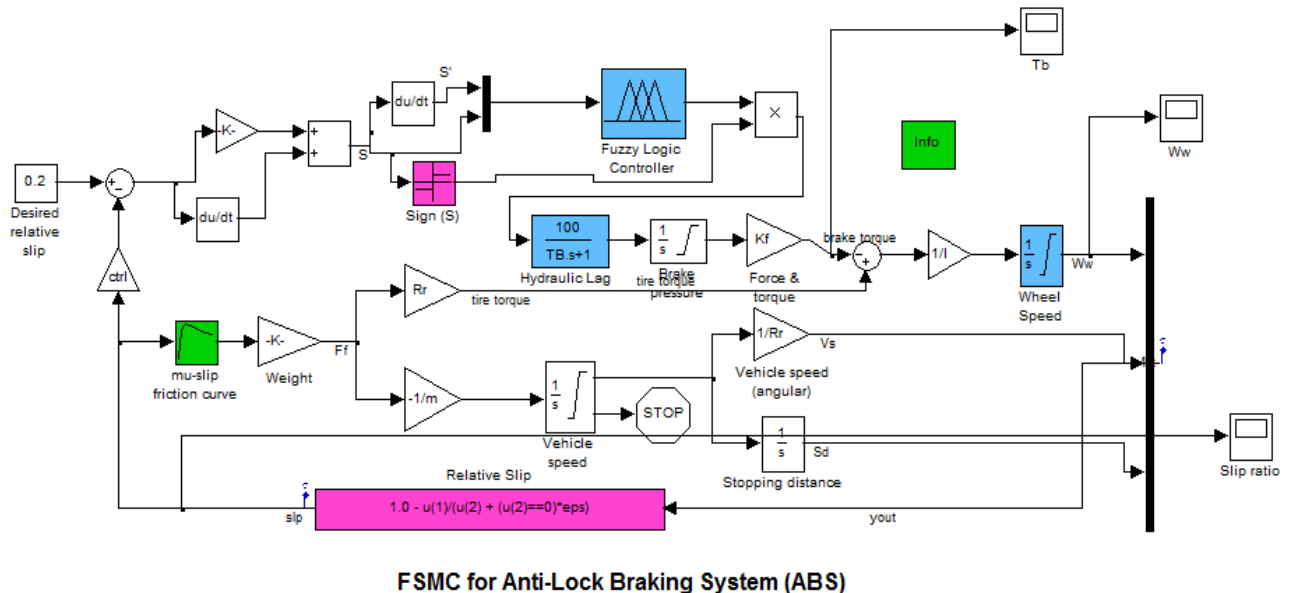


Figure V. 9. : Contrôleur FSMC simulant le modèle de système ABS

Nous pouvons voir que le taux de glissement longitudinal tend à sa valeur désirer λ_d , le phénomène de broutement est éliminé, donnant une trajectoire de suivi en douceur (voir la Figure (V.11)).

Les deux types de contrôleur sont capables de suivre précisément la trajectoire de glissement souhaitée, ce qui est l'avantage du contrôleur de mode glissant, mais inconvénient major de cette approche après certain temps en peut endommager la performance de système.

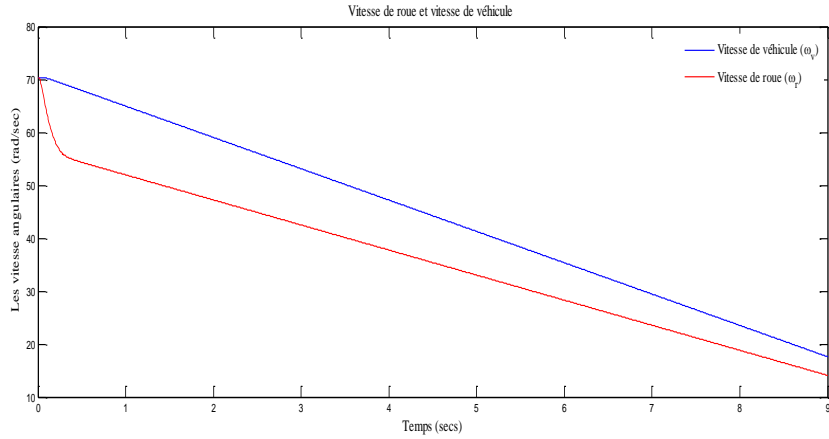


Figure V.10. Vitesse de véhicule et vitesse de roue avec contrôleur FSMC

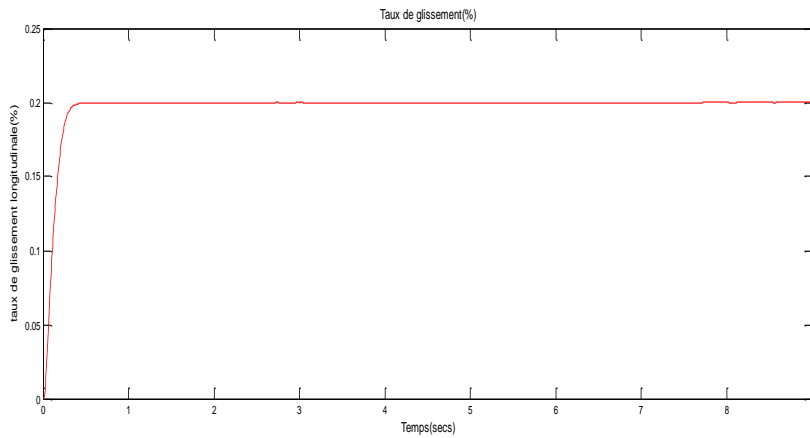


Figure V. 11. Taux de glissement longitudinal avec contrôleur FSMC

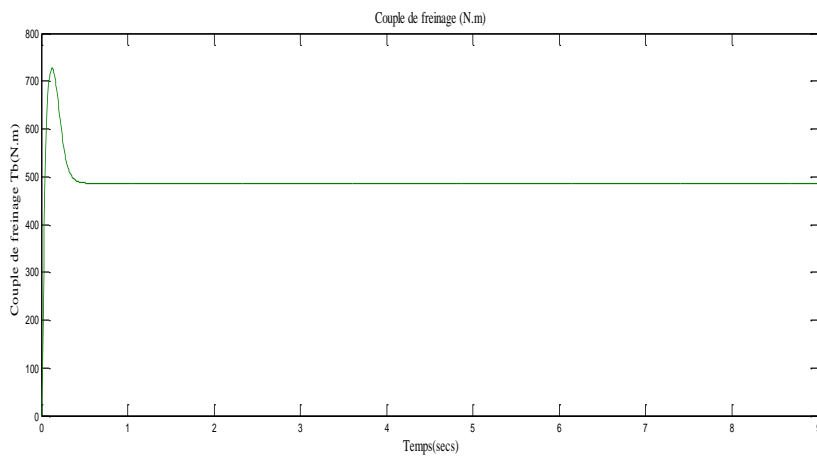


Figure V. 12. Couple de freinage avec contrôleur FSMC

V.7. Contrôle du système de freinage antiblocage ABS à base de contrôle synergétique

Synergétique est une approche de contrôle robuste qui est utilisée pour contrôler le système de freinage antiblocage (ABS), car il présente une robustesse et une convergence en temps fini. Le contrôle est réalisé de manière récursive en deux étapes. Nous implémentons les fonctions de contrôle interne, dans la deuxième étape de la conception

On peut présente notre système par :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{\lambda} = a\lambda + b + g.u \\ \dot{x}_2 = \ddot{\lambda} = a\dot{\lambda} \end{cases} \quad (\text{V.27})$$

L'objectif de la commande est de concevoir une loi de commande pour que le couple de freinage T_b suive une trajectoire souhaitée.

Pour le moment nous limiterons notre investigation à une macro-variable qui est une fonction linéaire de variables d'état, préalablement définies, ayant la forme suivante

$$\Psi = k_1 x_1 + k_2 x_2 = k_1 \left(1 - \frac{\omega_r}{\omega_v}\right) + k_2 (a\lambda + b + g.u) \quad (\text{V.28})$$

La substitution de (V.27) dans (V.28) :

$$T(k_2 \dot{x}_2 + k_1 \dot{x}_1) + (k_2 x_2 + k_1 x_1) = 0 \quad (\text{V.29})$$

Maintenant en substituant les dérivées de $x_1(t)$ et $x_2(t)$ et en résolvant le contrôle $u(t)$, la loi de commande suivante est obtenue:

$$u = \frac{1}{gn} \left[(k_1 + k_2 a)x_2 + \frac{k_1 x_1}{T} + \frac{k_2 x_2}{T} \right] \quad (\text{V.30})$$

V.7.1. Résultat de simulation par commande synergétique

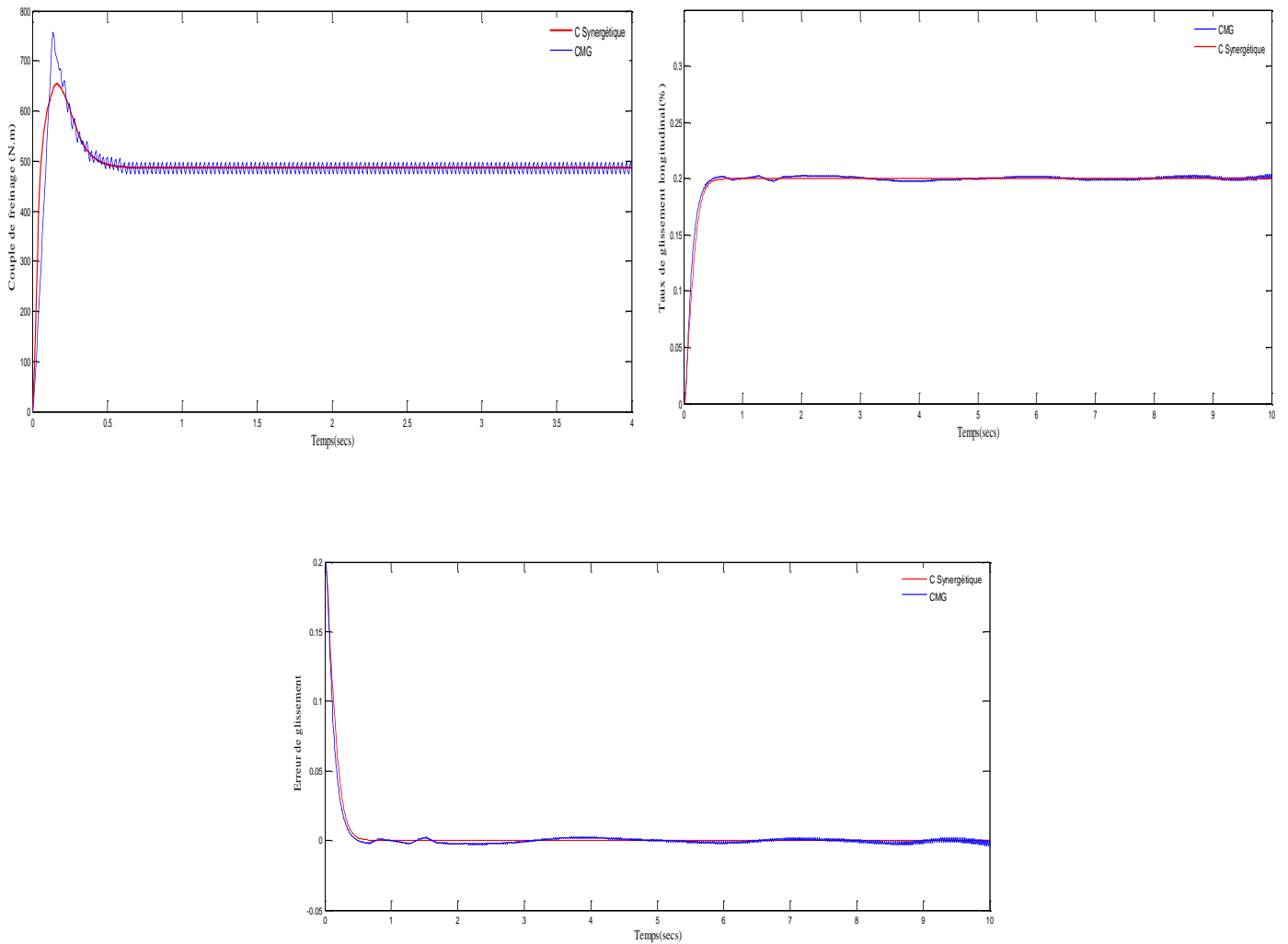


Figure V. 13. Résultat de simulation par la commande synergétique SC

La Figure (V.13) montre les résultats de la simulation, respectivement le couple de freinage le taux de glissement longitudinal et le signal d'erreur de glissement, nous pouvons voir clairement qu'atteignent leur équilibre en temps fini. Une bonne précision et une bonne stabilité sont obtenues, tandis que les résultats de la simulation avec SMC restent toujours contient des oscillations.

V.8. Comparaison des résultats

La comparaison de la performance à été faite entre (FSMC), (SMC), et la commande synergétique (SC), en terme erreur de glissement (λ_e), qui est maintenue a une valeur désiré, le tableau résume cette comparaison entre les différentes stratégies.

Tableau V. 2 Performance de différents contrôleurs dans une route sec ($\mu=0.85$).

Contrôleur	Erreur(%)	Temps de réponse à 5%	Distance d'arrêt
FSMC	0,1	0,7331secs	26m
SMC	0,2	0,4969secs	29m
Synergétique	0,1	0,814secs	50m

Tableau V. 3 Les avantages et les inconvénients de différents contrôleurs.

Contrôleur	Avantage	inconvénient
SMC	Robustesse	Introduit le Broutement+ Exigence de modèle mathématique +La convergence asymptotique
FSMC	Eliminer phénomène de broutement	La convergence asymptotique
Contrôle synergétique	Robustesse+Réduire les broutements	Exigence de modèle mathématique +La convergence asymptotique

V.9. Conclusion

Une stratégie de contrôle du mode de glissement flou (**FSMC**) a été proposée pour le glissement des roues contrôle du système de freinage antiblocage (**ABS**). L'idée de deuxième méthode est combinée (**SMC**) avec la logique floue maintient la roue glissée dans le point de réglage avec précision, malgré la présence de bruit dans les mesures de glissement et de vitesse. La stabilité de Le (**FSMC**) proposé est assurée par la théorie de la stabilité de Lyapunov.

La performance de Le (**FSMC**) proposé est évaluée par des simulations. La stratégie de contrôle proposée est très efficace pour diverses conditions initiales et changements dans les conditions routières aussi. Combinaison du composant de logique floue avec le MG le rend plus robuste aux perturbations introduites dans les mesures et paramètres du système. L'arrêt en douceur du véhicule et les distances d'arrêt raisonnables sont réalisés en utilisant le (**FSMC**) proposé.

Le contrôle synergétique est une technique de contrôle robuste et a été utilisé dans une étude de simulation sur un système antiblocage (**ABS**). Donne de bonnes performances de

précision et de stabilité avec une réponse en temps fini plus rapide et sans phénomène de broutements.

La comparaison avec le (SMC) et le contrôle synergétique dans les résultats de la simulation montre l'efficacité du contrôleur synergétique et contrôleur mode glissant flou (FSMC).

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le travail présenté dans cette thèse avait pour objectif principal le contrôle robuste de système de freinage (ABS). Le contrôle ABS est un problème hautement non linéaire en raison de la relation compliquée entre ses composants et ses paramètres. La recherche effectuée dans les systèmes de contrôle ABS couvre un large éventail de problèmes et de défis. De nombreuses méthodes de contrôles robustes et fiables pour garder le fonctionnement d'ABS de façon continu.

D'où intérêt d'étudier plus profondément les méthodes de contrôle non linéaires. Connu par sa robustesse à des incertitudes et simplicité de mise en œuvre, un contrôleur de patinage de roue, basé sur l'approche de contrôle par mode glissant, a été proposé pour améliorer la capacité de traction et réduire la distance de freinage pendant le freinage de véhicule, en suite à cause au phénomène de broutement qui introduit par la commande par mode glissant on 'a besoin des approches pour éliminer les broutements, nous combinons le mode glissant avec le flou. Les résultats de la simulation montrent que le contrôleur est supérieur à **FSMC** en éliminant les bavardages phénomènes et avec une précision de suivi plus élevée. Il semble à partir des propriétés de réponse qu'il a une haute performance en présence des paramètres incertaine et charger les perturbations. Il est utilisé pour contrôler le système avec modèle inconnu. Le contrôle de taux de glissement par **FSMC** donne rapidement réponse dynamique sans dépassement et sans état d'équilibre d'erreur, la stabilité et la convergence vers point d'équilibre sont vérifiés. La stabilité du système en boucle fermée est étudiée en utilisant l'approche de Lyapunov pour cette dernière commande. La commande synergétique est une méthode de contrôle robuste utilisée pour contrôler le système de freinage antiblocage **ABS** car elle présente une robustesse et une convergence dans le temps.

La dernière partie de cette thèse présente une comparaison entre les différents contrôleurs, il est justifié que le **FSMC** proposé a une meilleure performance, les résultats de simulation, sous environnement **Matlab** montrent de bonne performance de poursuit en termes rapidité de convergence, élimination du phénomène de broutement et de robustesse.

Comme perspective immédiatement de ce travail, il serait intéressant de généraliser la structure de contrôle par mode glissant, par utilisation de différents algorithmes du mode glissant d'ordre supérieur.

BIBLIOGRAPHIES

Bibliographies

- [1]. J.Ackermann, « Active steering for better safety, handling and comfort» Advances in Vehicle Control and Safety, 1998.
- [2]. H.B. Pacejka, «Tyre and vehicle dynamics ». Butterworth-Heinemann Ltd, ISBN 0-7506-5141-5, 2002.
- [3]. M. Lin, A. Popov, S. McWilliams, « Stability and performance studies of driver-vehicle systems with electronic chassis control». Vehicle system dynamics, 41, 2004.
- [4]. T. Hsiao, M. Tomizuka, « Observer-based sensor fault detection and identification. With application to vehicle lateral control». American Control Conference, 2004.
- [5]. S. M. Bennett, R.J. Patton, et S. Daley. « Sensor fault-tolerant control of a rail traction drive». Control Engineering Practice, 7:217–225, 1999.
- [6]. A. Ciocan, « Contribution `a l'analyse et `a la commande du véhicule automobile ». Thèse de doctorat de l'Université de Picardie Jules Verne, Septembre 2005.
- [7]. J. Stephant, « Contribution à l'étude et à la validation expérimentale d'observateurs appliqués à la dynamique du véhicule». Thèse de doctorat de l'Université de Technologie Compiègne, 2004
- [8]. Y.L. Wang et al, «The study of grading fuzzy sliding mode control in AC servo system » Proceeding of the International Conference on Electrical Machines and Systems, Seoul, Korea. ICEMS 2004,Nov 1-3, 2004
- [9]. Z.M.A, Peixo et al, «Speed Control of Permanent Magnet Motors using Sliding Mode Observers For Induced EMF Position and Speed Estimation» , Proceeding of the IEEE International Conference on Industrial Electronics Control and Instrumentation, IECON,vol.2 pp.1023-1028,November1995.
- [10]. A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh, & M.Sadeghi, « Designing a sliding mode controller for antilock brake system», in Proceedings of the International Conference on Computer as a Tool, Serbia and Montenegro, Europe, 611–616. 2005.
- [11]. M. Tanelli and A. Ferrara, «Active braking control for two wheeled vehicles via switched second order sliding modes» in Proceedings of the American Control Conference , pp. 3930-3935. 2011.
- [12]. W. Chang, J.B. Park, Y.H. Joob, et G. Chen, « Design of robust fuzzy model-based controller with sliding mode controller for SISO nonlinear systems» , Fuzzy sets and syst.,Vol.125,pp122-2002.
- [13]. B. Subudhi, S.S. Ge, « Sliding-mode-observer-based adaptive slip ratio control for electric and hybrid vehicles». IEEE Trans. Intel. Transp. Syst, 13, 1617–1626, 2012

- [14]. S. Latreche, S Benagoune, «Robust Fuzzy Sliding control for uncertain systems application to ABS system », The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics, ICAAID, Algeria, 2015.
- [15]. Lee .H,V.I.Utkin , « Chattering suppression Methods in Sliding mode control Systems» Annual Review in control ,vol (31) ,pp 179,188,2007
- [16]. J. J. Slotine, W. Li , « Applied Nonlinear Control» , Printice-Hall, New Jersey, USA, 1991
- [17]. Hung, J.Y. W.Gao, J.C. Hung, «Variable structure control a surveys » IEEE.Transaction on industrial electronics ,vol (40),no1,1993
- [18]. R.S. Benayache, M. Mahmoud, L.C Aloui .P.Bussy, J.M. Castelain, « Control Design Using Second Order Sliding Mode Control Algorithm with an Application to Coupled-Tank. Liquid-Level System » IEEE International Conference on Control and Automation, Christchurch, New Zealand , pp.558,563, December 9,11,2009
- [19]. J. LIU, S. Fuchun, « A novel dynamic terminal sliding mode control of uncertain nonlinear systems», Journal of Control Theory and Applications, 5 (2) 189–193, 2007.
- [20]. A.S.I. Zinober, J.C. Scarratt, A. Ferrara, « Dynamic adaptive first and second order sliding mode control of nonlinear non-triangle uncertain systems » Proceeding of the 7th Mediterranean Conference and Automation (MED99),Haifa,pp2360-2375,june 28-30,1999
- [21]. M.K. Khan, K.B. Goh, S.K.Surgeon ,« Second order sliding mode control of diesel engine» Asian journal of control ,vol5,No4,pp614-619,2003
- [22]. A.J. Koshkouei, K.J. Burnham, A.S.I. Zinober , « Dynamic sliding mode control theory applications » vol152,no4,pp392-396,2005
- [23]. W. Xiang, H. Yugoo,F. Chen, « Dynamic sliding mode control theory applications second order terminal sliding mode controller for a class of chaotic system with unmatched uncertainties», Common Nonlinear Sci Number simulat, vol(15),pp3241-3247,2010.
- [24]. T. Takagi, M. Sugeno, « Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control » IEEE, Trans, on syst, Man and Cybernetics vol (15), pp116-132, 1985.
- [25]. H. Layeghir.M.T. Ardjmand, H. Salarieh. A.Alasty, « Stabilizing periodic Orbits of Chaotic System Using Fuzzy Sliding Mode Control » Chaos Solutions and Fractals,vol37 pp11251.1235,2008

- [26]. E .El Madbouly , B.M. Hachim, Y.Kabil Abouzalam, « Fuzzy Adaptive Sliding Mode Control, for a Class of Nonlinear System » 7th international Multi Conference on systems, signal and device,2010
- [27]. T.Z.Wu ,Y.T. Juang, « Adaptive fuzzy sliding mode controller of uncertain nonlinear systems» , ISA.Transactions,vol 47,pp 279.285,2008
- [28]. M.Y Hisiao, C.Y.S.Chen. H.Tsai.S.T.Liu, « Combined interval type2,fuzzy kinematic ,and dynamic control of the wheeled mobile robot with adaptive sliding mode technique » FUZZY,IEEE,Korea ,pp706-711,August 20,24,2009
- [29]. M.Y. Hisiao, C.Y, S.Chen, H.Tsai, S.T.Liu. « The Design of interval type2 fuzzy kinematic control and interval type 2 fuzzy terminal sliding mode dynamic ,control of the wheeled mobile robots » Proceeding of the IEEE international conference on systems Man and cybernetics ,San Antonio TX,USA,pp1045-1050,October 2009
- [30]. W.M. Bessa, A.S. Paula .M.A.Savi, « Chaos control using an adaptive fuzzy sliding mode controller with application to a nonlinear pendulum » Chaos, Solitons , and Fractals vol (42) ,pp784-791.2009
- [31]. J. Liu, F.Sun, «Chattering free adaptive fuzzy terminal sliding mode control for second order nonlinear systems » journal of control theory and application ,vol(4),pp385-391.2006
- [32]. T.C. Lin, F.Sun, « Adaptive hybrid type 2,intelligent sliding mode control for uncertain nonlinear multi variable dynamical systems » Fuzzy sets and systems,vol171,pp44,71,2011
- [33]. S. Aloui, O. Pagès, A. El Hajjaji ,A. Chaari, Y. Koubaa, « Improved fuzzy sliding mode control for a class of MIMO nonlinear uncertain and perturbed systems » Applied soft computing, vol (11),pp 820,826,2011
- [34]. K.Young, D. Utkin, V.I. &U. Ozguner, « A Control Engineer's guide to sliding mode control » , IEEE Transactions on Control Systems Technology, 7(3), 328-342.1999.
- [35]. Z. Jiang, R.A. Dougal, « Synergetic control of power converters for pulse current charging of advanced batteries from a fuel cell power source », IEEE Trans. Power Electron. Vol 19, (4), pp1140-1150, 2004.
- [36]. A. Ardjal, A. Merabet, M. Bettayeb, R. Mansouri and L. Labib, « Design and implementation of a fractional nonlinear synergetic controller for generator and grid converters of wind energy conversion system », Energy, pp 186, 1-12, 2019.

- [37]. N. Zerroug, M.N. Harmas, S. Benagoune, and K.Zehar, « DSP-based implementation of fast terminal synergetic control for a DC-DC buck converter», *Journal of the Franklin Institute*, 355, (5), 2329-2343, 2018.
- [38]. Ku. Tian, Fu, « Modeling and performance analysis of ABS with non linear control » edition Eyrolles 1997
- [39]. M. Schinkel, « Non deterministic hybrid dynamical systems » Thèse de doctorat de l'Université de Glasgow, Scotland (UK), 2002.
- [40]. S.M. Savaresi and M. Tanelli, « Active braking control systems design for vehicles. » Springer, 2010.
- [41]. R.H. Madison and H.E. Riordan, « Evolution of sure-track brake system » Society of Automotive Engineers, 1969
- [42]. P.E. Wellstead and N.B.O.L. Pettit, « Analysis and redesign of an antilock brake system controller ». *IEE Proceedings Control Theory and Applications*, vol. 144, no. 5, pp 413–426, 1997.
- [43]. A. Johnson. « From dynamometers to simulations: transforming brake testing technology into antilock braking systems ». In *Instrumentation between Science, State and Industry*, vol 22, pp 199–218 of *Sociology of the Sciences*, Springer, 2001
- [44]. W. Mom. « An Improved Safety Device for Preventing the Jamming of the Running Wheels of Automobiles when Braking. » UK Patent No. 382241A, 1932
- [45]. F.B. Thomas and P. Irwin. « Apparatus for Preventing Wheel Sliding » US Patent No. 2038144, 1936
- [46]. A. Johnson, « Hitting the brakes: Engineering design and the production of knowledge». Duke University Press Books, 2009
- [47]. R. Limpert, « Brake design and safety ». Society of Automotive Engineers, 1992.
- [48]. Site web of Robert Bosch GmbH Press Release. From innovation to standard equipment 30 years of safe braking with Bosch ABS. <https://www.bosch.co.jp/en/press/group-0807-05.Asp>, 2013.
- [49]. P. Dynsinx, « ABS principe et technologie » Ingénierie de véhicules terrestres, université de liège ,2009
- [50]. www.seneauto.com/docs/freinage.pdf - Sénégal «Le Freinage ».2017
- [51]. A. G. Ulsoy, H. Peng, «Vehicle Control Systems », Lecture Notes, ME 568, 1997.

- [52]. U. Kiencke, L. Nielsen, « Automotive Control Systems» Springer Verlag New York, Inc., 2000.
- [53]. K. Dietsche, M. Klingebiel, « Bosch Automotive Handbook », 7th, Robert Bosch GmbH, Plochingen, Germany, 2007
- [54]. H.B Pacejka, R.S. Shap, « Shear force development by pneumatic tire in steady state conditions» International journal of vehicle mechanics and mobility ,vol 20,pp 121-175, 1991
- [55]. W. F. Milliken, D. L. Milliken, « Race Car Vehicle Dynamics » Society of Automotive Engineers, Inc. (1995).
- [56]. T.D Gillespie. « Fundamentals of Vehicle Dynamics ». Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.
- [57]. R. N. Jazar, « Vehicle Dynamics: Theory and Application». Springer, 2008
- [58]. R. Rajamani, « Vehicle Dynamics and Control». Springer, 2006
- [59]. D. Benoudjit, « Contribution à l'optimisation et à la commande d'un système de propulsion pour véhicule électrique » Thèse doctorat, Université de Batna, 2010.
- [60]. F. Badin, « Les véhicules hybrides » Des composants au système. IFP énergie nouvelles publications, Editions Technip, 2013.
- [61]. H. Dugoff, S. F. Paul, L. Segel, «Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs final report ». Technical report, University of Michigan Transportation Research Institute (UMTRI), Michigan, États Unis. 1969
- [62]. H. Dugoff, P. S. Fancher, L. Segel, « An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance». SAE Technical Paper 700377. 1970
- [63]. A. El Hadri. « Modélisation de Véhicule, Observation d'Etat et Estimation des Forces Pneumatiques: Application au Contrôle Longitudinal ». Thèse de Doctorat de l'Université de Versailles. 2001.
- [64]. H. B. Pacejka, «Tire and Vehicle Dynamics ». Butterworth-Heinemann, second edition, 2005.
- [65]. H. B. Pacejka and E. Bakker, « Magic formula tyre model » Vehicle System Dynamics, vol. 21, pp. 1-18, 1993.
- [66]. E. Bakker, H. Pacejka & L. Linder. « A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies ». In SAE, volume 98 No 6. Pages 101-113. 1989.
- [67]. G. Gim, P. E. Nikraves. « An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations» .partie1: pure slips, International Journal of Vehicle Design, vol 11, N°6, pp 589–618, 1990.

- [68]. R. Luo, J. Prozzi. « Evaluation of the Joint Effect of Wheel Load and Tire Pressure on Pavement Performance ». Center for Transportation Research. Université de Texas – Austin. USA. 2005
- [69]. J.P.Brossard, « Dynamique du véhicule : modélisation des systèmes complexes » Collection INSA, ISBN 2-88074-644-2, p 714. 2006
- [70]. D. Milken, E. M Kasprzak Ldaniel, M&W F Milliken. « Race care vehicle Dynamics. problems, answers and experiments », SAE International, ISBN 0-7680-1127-2,2003
- [71]. M. segel, « Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control». Proc. automobile division of the institute of mechanical engineers, 1956.
- [72]. C. Edwards, R.G. Herbden, S.K. Spurgeon. « Sliding mode observers for vehicle mode detection ». Vehicle System Dynamics, 43, 2005.
- [73]. J.Wu, H.Tang, L.Shaoyuan, W.Fang. « Improvement of vehicle handling and stability by integrated control of four wheel steering and direct yaw moment» Chinese Control Conference, pp730–735, 2007.
- [74]. F. Baronti, W. Zamboni, N. Femia, H. Rahimi-Eichi, R. Roncella, S. Rosi, R. Saletti, and M.-Y. Chow, « Parameter identification of li-po batteries in electric vehicles: A comparative study» in Industrial Electronics (ISIE), 2013 IEEE International Symposium on, 2013.
- [75]. M. Fliess, C. Join, and H. Sira-Ramirez, « Non-linear estimation is easy, » International Journal of Modeling, Identification and Control, vol. 4, no. 1, pp. 12-27, Jan. 2008
- [76]. A. Neves, « Identification algébrique et déterministe de signaux et systèmes à temps continu : Application à des problèmes de communication numérique, » thèse de doctorat .Université René Descartes-Paris V, 2005.
- [77]. J. Hedrick, A. Girard « Feedback Linearization. »
URL: http://www.me.berkeley.edu/ME237/8_feedbacklin.pdf, November 2011
- [78]. M. A. Johnson, et M. H. MORADI, « PID Controllers New Identification and Design Method». Springer. 2005
- [79]. S.Latreche , S. Benagoune, « Design of a Controller Linear PID for the Wheels Slip Rate of ABS System” International Conference on Electronics and Electrical Engineering (IC3E’18) University of Bouira, Algeria,12-13 November 2018

- [80]. V.I. Utkin , « Sliding mode in control optimization » Springer.Vergla1992
- [81]. A. Poursand, A.H.D. Mazkazi, « Adaptive fuzzy sliding mode controller for multi-input,multi output chaotic systems» chaos solitons and Fractals ,vol 42,pp3100,3109,2009
- [82]. .A. Pisaco, « Second Order Sliding Mode Theory and Application », thèse de doctorat, Engineering and Electronic Department DIEE ,University of Gagliare 2000
- [83]. G. Bartolini , E.Punta, T.Zolezzi, « Simplex Sliding Mode Methods for the Chattering Reduction Control of Multi input Nonlinear Uncertain Systems» Automatica, vol 45, pp 1923.1928,2009
- [84]. S. John, J. Pedro, C. Pozna, « Enhanced Slip Control Performance Using Nonlinear Passive Suspension System» , Proceedings of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Hungary, 2011, pp. 277-282
- [85]. C.-M. Lin and C.-F. Hsu, « Self-learning fuzzy sliding-mode control for antilock braking systems, » IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 11, no. 2, pp. 273–278, Mar. 2003
- [86]. Z. B. Duranay, H. Guldemir, and S. Tuncer, « Fuzzy Sliding Mode Control of DC-DC Boost Converter, » Engineering, Technology & Applied Science Research, vol. 8, no. 3, pp. 3054–3059, Jun. 2018.
- [87]. L. Ying, F. Xi, « The Study of Self-Adaptive Sliding Mode Variable Structure-Fuzzy Control for Induction Motor », proceeding of IEEE International Conference on intelligent Processing systems, pp. 232-236, 1997.
- [88]. A.Man, P. Paplinski, H. Wu. « A Robust MIMO terminal sliding mode control scheme for rigid robot manipulators”. IEEE Transactions on Automatic Control, 39: 2464-2469, 1994.
- [89]. R.J. Wai, K.H. Su, C.Y. Tu, « Implementation of Adaptive Enhanced Fuzzy Sliding-Mode Control for Indirect Field-Oriented Induction Motor Drive » Proceeding of IEEE the 12th International Conference on Fuzzy Systems, Vol.3, pp. 1440-1445,May 2003.
- [90]. C. M. Lin, C. F. Hsu, « Adaptive Fuzzy Sliding-Mode Control for Induction Servomotor Systems », IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 19, no. 2, pp. 362–368, 2004.
- [91]. C.A. Chen, H.K. Chiang and C.H. Tseng, «The Novel Fuzzy Sliding Mode Control of Synchronous Reluctance Motor», Proceeding of IEEE The Eighth International Conference on Intelligent Systems Design and Applications. Kaohsiung, pp. 576-581, Nov. 2008.

- [92]. H.F. Ho, K.W.E. Cheng, « Position Control of Induction Motor using Indirect Adaptive Fuzzy Sliding Mode Control », Proceeding of IEEE 3rd International Conference on Power Electronics Systems and Applications, Hong Kong, pp. 1-5, 2009.
- [93]. T. Orłowska-Kowalska, M. Dybkowski, K. Szabat, « Adaptive Sliding-Mode Neuro-Fuzzy Control of the Two-Mass Induction Motor Drive Without Mechanical Sensors », IEEE transactions on industrial electronics, vol. 57, no. 2, pp. 553-564, 2010.
- [94]. S.Latreche, S.benagguone “Robust Wheel Slip for Vehicle Anti-lock Braking System with Fuzzy Sliding Mode Controller (FSMC)” Engineering, Technology & Applied Science Research, Vol. 10, No. 5, pp. 6368–6373, Oct. 2020.
- [95]. A. Kolesnikov , G. Veselov, « Modern applied control theory: synergetic approach in control theory » , in Russian, Moscow-Taganrog, TSURE press, 2000
- [96]. D. Loginov, « Possibilities of modeling the creative part of engineering design process using the synergetic approach », International Journal of Mathematical Models and Methods in Applied Sciences 5, (1), 95-104, 2011.
- [97]. H. Haken, « Synergetic Introduction and advanced topics » , Springer, 2004
- [98]. A. Ardjal, A. Merabet, M. Bettayeb, R. Mansouri and L. Labib, « Design and implementation of a fractional nonlinear synergetic controller for generator and grid converters of wind energy conversion system », Energy, 186, 1-12, 2019.
- [99]. M. Krstic, I. Kanella kopoulos and P. Kokotovic, « Nonlinear and adaptive control design », John Wiley, New York 1995.
- [100]. J.S. Lin and I. Kanella kopoulos, « Nonlinear design of active suspensions », IEEE Control Systems Magazine, 17(3), 1997.
- [101]. N. Lagraa, D. Boukhetala, A. Guessoum and G. Bloch, « Decentralized neural control of active suspensions » , International Journal of Vehicle Autonomous Systems, 3,(2) 292 - 305, 2005
- [102]. L.N. Paquin, « Application du Backstepping à une colonne de flottation », thèse doctorat, Faculté des études supérieures de l’université Laval, Canada, 2000.
- [103]. B .Jaballah, « Observateurs robustes pour le diagnostic et la dynamique des véhicules », thèse de doctorat, Université Paul Cézanne Aix-Marseille III, Novembre 2011.
- [104]. J.J.E. Slotine, J.K. Hedrick, and E.A. Misawa, « Nonlinear state estimation using sliding observers », 25th IEEE Conf. pages 332.339. Grèce, 1986.
- [105]. Ch. Sosse Alaoui, « Commande et Observateur par Modes glissants d’un système de pompage et d’un bras manipulateur », thèse de doctorat, ENSA-Fès, Juillet 2009.

ANNEXES

Annexes
Annexe.A.

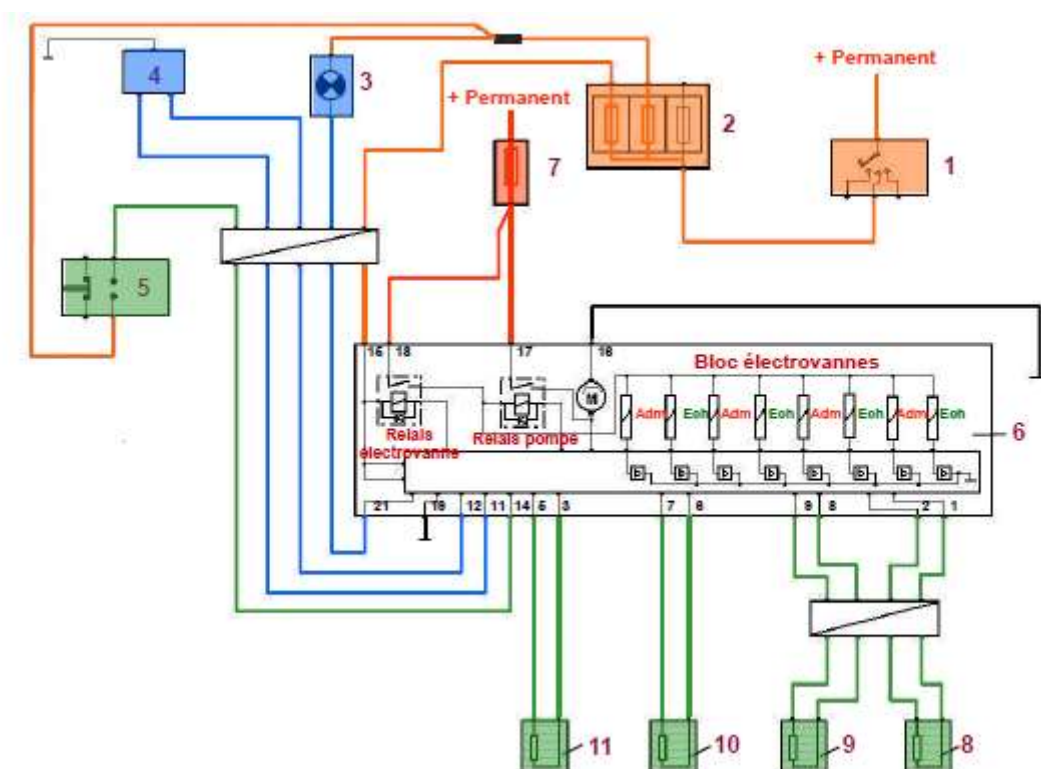


Figure A.1. Schéma électrique (ABS Bosch 5.3)

1	Contacteur de démarrage
2	Boîtier fusibles habitacle
3	Voyant ABS
4	Prise diagnostic
5	Contacteur de stop
6	Groupe électro-hydraulique
7	Fusible compartiment moteur
8	Capteur roue arrière droite
9	Capteur roue arrière gauche
10	Capteur roue avant droite
11	Capteur roue avant gauche

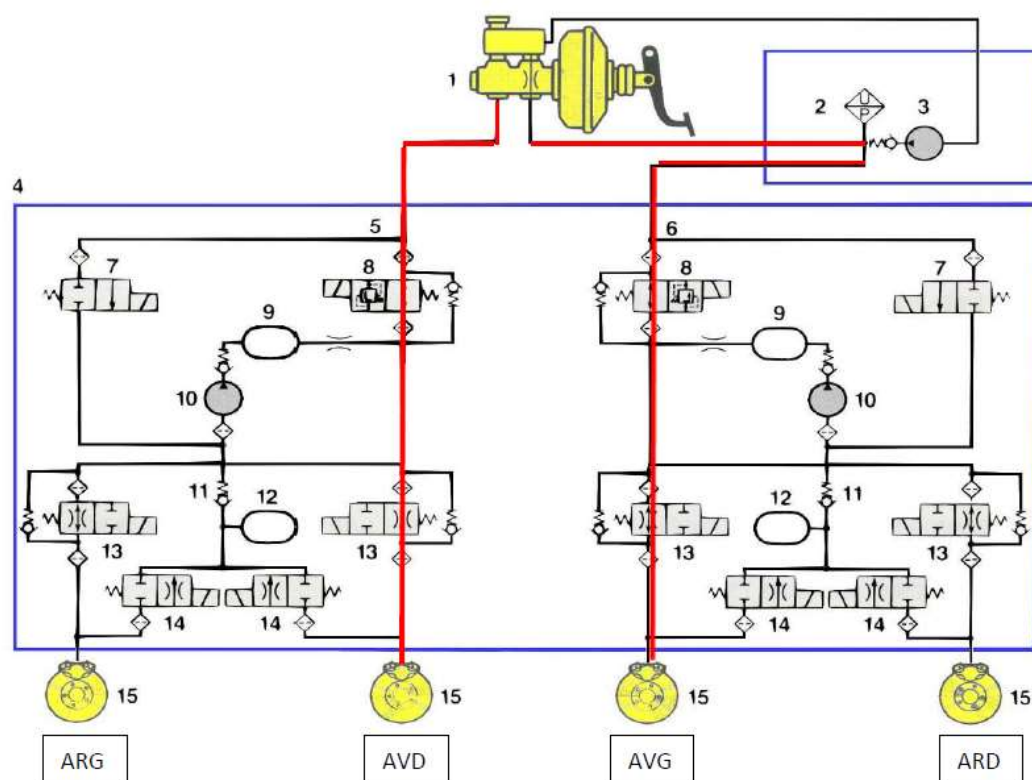


Figure A.2. Schéma hydraulique du circuit de freinage avec ESP

1	Maître-cylindre à clapet
2	Capteur de pression
3	Pompe de pré-charge
4	Groupe hydraulique
5	Circuit secondaire
6	Circuit primaire
7	Electrovannes d'aspiration
8	Electrovannes d'inversion
9	Chambres d'amortissement
10	Pompes de retour
11	Clapets de non-retour
12	Chambres d'accumulation
13	Vannes d'admission
14	Vannes d'échappement
15	Disques de frein

Annexe .B. Synthèse du régulateur par la logique floue

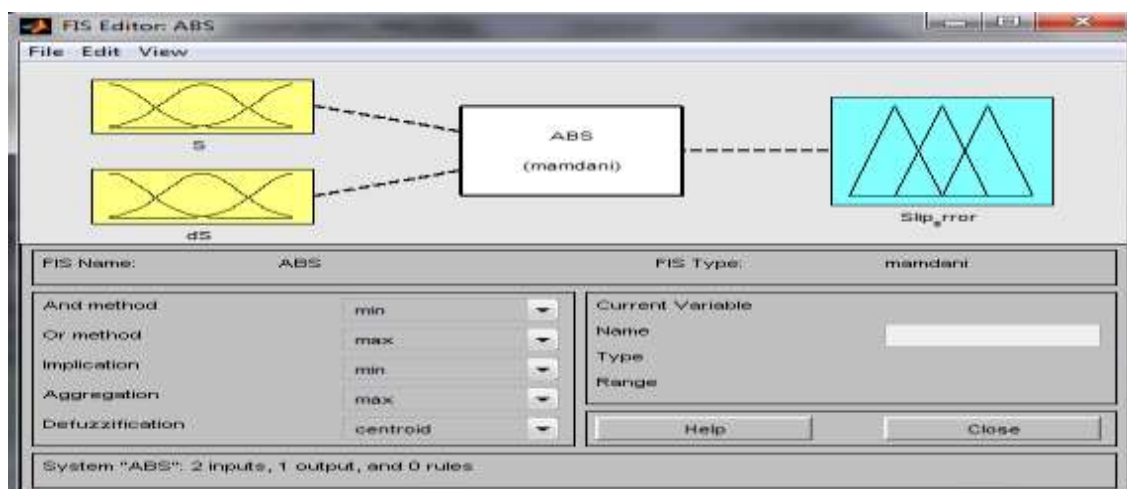


Figure B.1. Le système de contrôleur flou

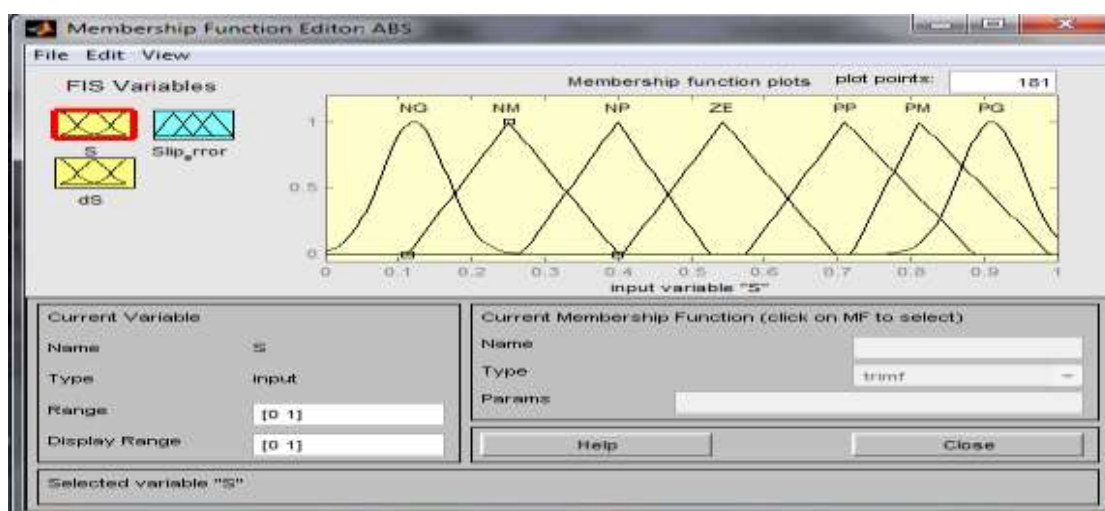


Figure B.2. Éditeur de fonction d'appartenance d'entrée/sortie

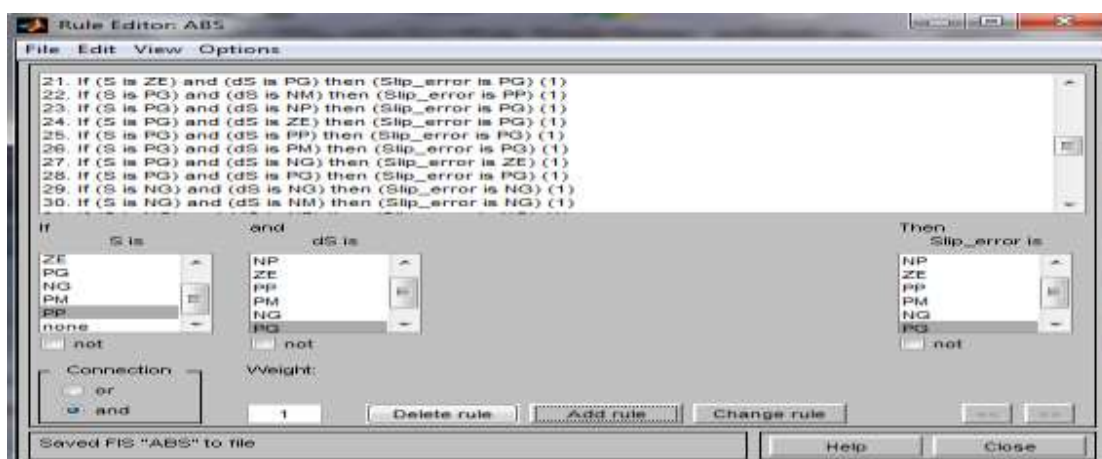


Figure B.3. Editeur des règles linguistiques

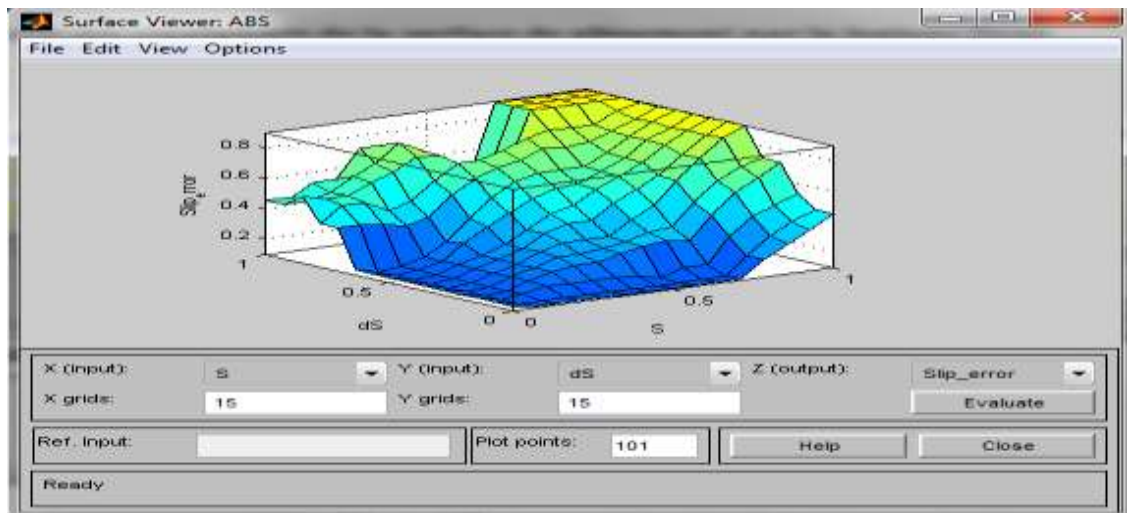


Figure B.4. Observation de la surface

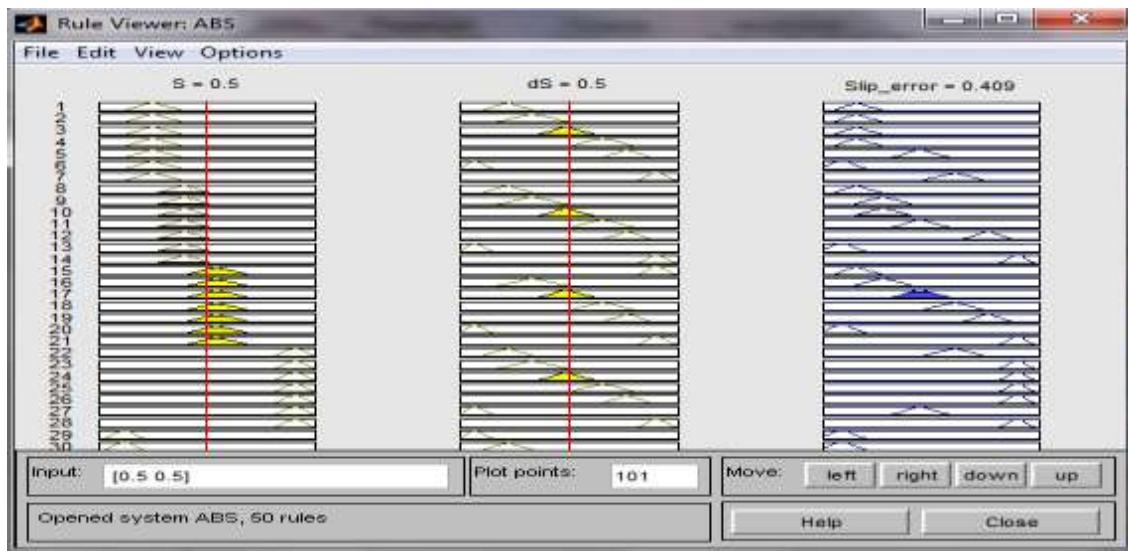


Figure B.5. Observation des règles

ملخص

RÉSUMÉ

ABSTRACT

ملخص

أصبحت مزايا السلامة مثل أنظمة المكابح أو الفرامل المانعة للانزلاق ABS سمة أساسية في المركبات على الطرق الوعرة في وقتنا الراهن، تم تصميم تلك المكابح لغرض الحفاظ على انزلاق العجلات أثناء الفرملة لضمان سهولة توجيه السيارة، يوجد عوامل غير مؤكدة مثل سطح الطريق وضغط الهواء في الإطارات، وكتلة السيارة، وما إلى ذلك، تتسبب في انزلاق العجلات باستمرار. وبالتالي فإن السيطرة على انزلاق العجلات تبقى مهمة صعبة دائماً، هذا الوضع يؤدي إلى الحاجة إلى تصميم وحدات تحكم قوية وفعالة، والتي سوف تكون قادرة على التعامل مع هذه الشكوك.

باستعمال طرق تحكم قوية، واحدة من وحدات التحكم المقترحة التي يمكن ABS هذه الأطروحة تقوم بمعالجة ودراسة التحكم في نظام الكبح التعامل معها بشكل فعال مع عشوائية النموذج والمتغيرات هي التحكم بنظام الانزلاق، بالإضافة إلى نظام المنطق الضبابي هو نظام قائم على المعرفة وهو مفيد جداً في التعامل مع الأنظمة التي لم تتطور بشكل كامل أو بشكل دقيق أو المعلومات حول نظام غير مؤكد، جمعنا الطريقتين الضبابية والانزلاقية، كما قمنا باقتراح التحكم التآزري هو أسلوب تحكم قوي تم استخدامه في دراسة محاكاة على نظام مانع للانغلاق يعطي أداءً جيداً من الدقة والاستقرار مع استجابة زمنية محدودة أسرع، ويتم تقييم الأنظمة المقترحة من خلال المحاكاة الرقمية لمختلف الظروف الأولية من سرعة السيارة و سطح الطريق .

كلمات مفتاحية: نظام الكبح , نظام التحكم ضبابي , نظام التحكم الأنزلاقي , التحكم ضبابي انزلاقي , التحكم تآزري

Résumé

À nos jours, les dispositifs de sécurité, y compris le système de freinage antiblocage (ABS), sont devenus une caractéristique principale des véhicules sur les routes accidentées. Ces systèmes de freinage ont été conçus dans le but de maintenir le glissement des roues pendant le freinage pour assurer la direction du véhicule facilement. Des facteurs incertains, tels que la surface de la route, la pression des pneus et la masse du véhicule, sont à l'origine de glissement continu des roues. Ainsi, le contrôle de glissement des roues reste toujours une tâche difficile. Cette situation nécessite la conception de contrôleurs forts et efficaces, capables de faire face à ces doutes.

Cette thèse porte sur l'étude de la manière de contrôler le système de freinage antiblocage (ABS) à l'aide des méthodes de contrôles puissants. L'un des contrôleurs suggérés, qui pourrait traiter efficacement les incertitudes du modèle et des variables, est le contrôle de mode glissant (SMC), en plus du système de logique floue, qui est basé sur la connaissance, et qui est si utile pour traiter les systèmes partiellement ou inexactly développés ou pour donner des informations sur un système incertain, nous combinons la logique floue avec l'approche mode glissant (FSMC). Nous avons proposé le contrôle synergique (SC), qui est une approche de contrôle robuste. Il a été utilisé dans une étude d'assimilation sur le système de freinage antiblocage (ABS). Il a une bonne performance de précision et de stabilité avec une réponse temporelle rapide limitée. Les systèmes proposés sont évalués par l'assimilation numérique des différentes circonstances préliminaires, notamment la vitesse du véhicule et la surface de la route.

Mots clés : Système antiblocage (ABS) ; Contrôle logique flou (FC); Contrôle mode glissant (SMC); Contrôle mode glissant flou (FSMC), Contrôle synergétique (SC).

Abstract

Nowadays, safety features, including Anti-lock Braking System (ABS), become a main feature of vehicles on rough roads. These braking systems have been designed for the sake of maintaining wheels slip while braking to ensure directing the vehicle easily. Uncertain factors, including the road surface, the tire pressure and the vehicle mass and so for, are the reason behind the continuous wheels 'slip. Thus, controlling the wheels' traction always remains a difficult task. This situation necessitates designing strong effective controllers, which would be able to deal with these doubts.

This thesis deals with studying the way of controlling the Anti-lock Braking System (ABS) with the use of strong ways of control. One of the suggested controllers, which could effectively be addressed with model and variables arbitrariness, is sliding mode controller (SMC), besides the fuzzy logic control, which is based on knowledge and it's so useful for dealing with partially or inaccurately developed systems or giving information about uncertain system, we've combined fuzzy logic with sliding mode approach (FSMC). We've suggested the synergistic control, which is a strong way of control. It has been used in an assimilation study on Anti-lock Braking System (ABS). It has a good performance of accuracy and stability with a limited rapid temporal response. The suggested systems are evaluated through the digital assimilation of the different preliminary circumstances including the vehicle speed and the road.

Keywords: Antilock braking system (ABS), Fuzzy logic control (FC), Sliding mode control (SMC), Fuzzy sliding mode control (FSMC), Synergetic control (CS).