

---

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

---



Université de Batna  
Faculté des Sciences de l'Ingénieur  
Département d'Electrotechnique

---

Mémoire de Magister en Electrotechnique

Option : Mechatronic

Présenté par : **Larafi Bentouhami**

Thème :

---

*Contrôle de la Dynamique Latérale d'un  
Véhicule avec Estimation  
des Forces de Contact Roue-Sol*

---

Soutenu le : 15 /12 /2010

Devant le Jury :

NOMS et PRENOMS	GRADE	UNIVERSITE	QUALITE
Noureddine SLIMANE	MC	Batna	Président
Djamel-Eddine AMEDDAH	MC	Batna	Rapporteur
Arezki MENACER	MC	Biskra	Examineur
Ahmed LOUCHENE	MC	Batna	Examineur
Saïd DRID	MC	Batna	Examineur

# Remerciements

Au nom d'**Allah**, le Tout-Miséricordieux, le Très-Miséricordieux  
La louange est à **Allah** l'unique et la paix et le salut sur celui qui  
n'a point de messager après lui et sur sa famille, ses compagnons et  
tous ceux qui suivent son chemin jusqu'au jour de la résurrection.

*Je souhaiterais en premier lieu adresser mes vifs remerciements à mon encadreur Mr. AMEDDAH Djamel-Eddine, Maître de conférences à l'Université de Batna, pour le sujet proposé; pour l'encadrement actif dont j'ai bénéficié durant cette durée et pour tous les encouragements qu'il n'a cessé de m'apporter. Je lui dois les remerciements les plus sincères.*

*Je remercie Mr. N. SLIMANE, Maître de conférences à l'université de Batna, qui ma fait l'honneur de s'intéresser à ce travail et de présider mon jury.*

*Mes remerciements vont également à Mr. A.MENACER, Maître de conférences à l'université de Biskra, Mr. A. LOUCHENE, Maître de conférences à l'université de Batna, et Je tiens à remercier très chaleureusement Mr. S.DRID, Maître de conférences à l'université de Batna, pour avoir accepté d'être les examinateurs de ce mémoire, et pour les discussions et échanges d'idées.*

*J'adresse mes remerciements à tous mes amis pour leur soutien. Enfin, j'exprime toute mon amitié à mes camarades avec lesquels je garderai Un bon souvenir.*

# *Dédicace*

Je dédie ce modeste mémoire à mes parents.

A mes chers frères, à mes chères sœurs.

A mon cher encadreur M. DJAMEL-EDDINE AMEDDAH.

A mes amis : **Elkheir**, *Soufiane*, **Yacine**, **Azeddine**, Bilel, Amirouch,  
Alaoua, Hmidouch, Toufik, Arezki, Djamel, Yazid, Abdelbasset,  
Mohamed, Hichem, Fares, Abdelkarim, Abdelhalim, Douadi, Farouk,  
Hecine, Mustapha, ...

*Le Pauvre au pardon de son Dieu*

---

# Table des matières

---

<b>Table des matières</b>	<b>i</b>
<b>Symboles &amp; Abréviations</b>	<b>vii</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>1 Problématique</b>	<b>3</b>
1.1 Introduction . . . . .	3
1.2 La distance de réserve pour négocier le virage . . . . .	4
1.3 Indicateurs de risque liés au mode latéral . . . . .	4
1.4 La zone de confort pour l'accélération latérale . . . . .	4
1.5 La vitesse de lacet . . . . .	4
1.6 Le caractère sous-virage ou sur-virage . . . . .	5
1.7 Le positionnement latéral du véhicule (Ecart latéral) . . . . .	6
1.8 L'angle de cap relatif . . . . .	7
1.9 Les systèmes d'alerte pour les sorties de voie . . . . .	7
1.9.1 Système d'alerte de vitesse excessive en virage SAVV . . . . .	7
1.9.2 Système d'alerte d'une dérive involontaire en latéral LDWS . . . . .	8
1.9.3 Utilisation des observateurs . . . . .	8
1.10 Conclusion . . . . .	8
<b>2 Commande de la dynamique latérale par PID</b>	<b>9</b>
2.1 Introduction . . . . .	9
2.2 Système d'axes et les mouvements du véhicule . . . . .	10
2.3 Modèles de connaissance . . . . .	10
2.4 Modèle bicyclette . . . . .	11
2.5 Modèle cinématique de mouvement latérale du véhicule . . . . .	12
2.5.1 Suppositions . . . . .	13
2.6 Modèle bicyclette de la dynamique latérale du véhicule . . . . .	16

2.6.1	L'angle de dérive des roues . . . . .	18
2.6.2	Modélisation dynamique du véhicule . . . . .	21
2.6.3	Dynamique latérale seule . . . . .	22
2.7	Commande de la dynamique latérale en utilisant la distance de prévisualisation . . . . .	27
2.7.1	Analyse de système en boucle ouverte . . . . .	30
2.7.2	Contrôlabilité du système étudié . . . . .	34
2.7.3	Contrôle de la dynamique latérale par un régulateur PID . . . . .	34
2.8	Conclusion . . . . .	48
<b>3</b>	<b>Commande de la dynamique latérale par mode Glissant</b>	<b>49</b>
3.1	Introduction . . . . .	49
3.2	Conception de la commande par mode de glissement . . . . .	50
3.3	Expression analytique de la commande . . . . .	51
3.4	Problème de Réticence "Chattering" . . . . .	52
3.5	Application sur le véhicule étudié . . . . .	53
3.5.1	Surface de glissement . . . . .	53
3.5.2	Calcul de la commande équivalente . . . . .	53
3.5.3	Calcul de la commande robuste . . . . .	54
3.5.4	résultats de Simulation . . . . .	55
3.6	Test de robustesse . . . . .	60
3.7	Conclusion . . . . .	64
<b>4</b>	<b>Commande de la dynamique latérale par logique floue</b>	<b>65</b>
4.1	Introduction . . . . .	65
4.2	Structure d'un contrôleur floue . . . . .	66
4.3	Conception du contrôleur de la dynamique latérale . . . . .	67
4.4	Modélisation du contrôleur flou . . . . .	69
4.4.1	Les entrées du contrôleur . . . . .	69
4.4.2	Les fonctions d'appartenance . . . . .	70
4.4.3	La base des règles floues . . . . .	71
4.5	Application au véhicule étudié . . . . .	72
4.6	Conclusion . . . . .	80
<b>5</b>	<b>Estimation des forces de contact</b>	<b>81</b>
5.1	Introduction . . . . .	81
5.2	Définition d'un observateur . . . . .	82
5.3	Estimation des forces dans le cas d'un modèle linéaire . . . . .	82
5.3.1	Résultats d'estimation . . . . .	84
5.4	Deuxième méthode d'estimation des forces dans le cas d'un modèle non linéaire . . . . .	88
5.4.1	Choisit la surface de glissement . . . . .	89
5.4.2	Développement de l'observateur . . . . .	90
5.4.3	Résultats d'estimation . . . . .	91
5.5	Conclusion . . . . .	96
	<b>Conclusion générale</b>	<b>97</b>

---

<b>Bibliographie</b>	<b>99</b>
<b>A Les forces latérales</b>	<b>103</b>
A.1 Comment calculer les forces latérales trouvant au chapitre quatre . . . . .	103
<b>B Sur et Sous-virage</b>	<b>104</b>
B.1 Vitesse critique de véhicule . . . . .	104
B.2 Angle de dérive de la roue . . . . .	104

---

# Table des figures

---

1.1	Fonctionnement de l'ESP. . . . .	5
1.2	Sous-virage et sur-virage du véhicule. . . . .	6
1.3	Écart latéral et l'erreur de cap. . . . .	7
2.1	Axes des mouvements du véhicule. . . . .	10
2.2	Mouvements du véhicule. . . . .	11
2.3	Bicycle modèle avec plusieurs ddl. . . . .	12
2.4	Cinématique de mouvement latéral du véhicule. . . . .	13
2.5	Modèle d'Ackermann du véhicule. . . . .	15
2.6	modèle bicyclette d'Ackermann. . . . .	16
2.7	Modèle bicyclette du véhicule. . . . .	17
2.8	Angle de dérive de la roue. . . . .	18
2.9	Angle de dérive de la roue avant. . . . .	19
2.10	Vitesse de la roue arrière droite. . . . .	19
2.11	Schéma bloc du modèle latéral. . . . .	23
2.12	Représentation des états $(\beta, \dot{\varphi})$ pour $\delta^{Av}=0$ et $v_x = 20m/s$ . . . . .	25
2.13	Représentation des états $(\beta, \dot{\varphi})$ pour $\delta^{Av}=0$ et $v_x = 30m/s$ . . . . .	25
2.14	Représentation des états $(\beta, \dot{\varphi})$ pour $\delta^{Av}=0$ et $v_x = 20m/s$ et adhérence faible. . . . .	26
2.15	Représentation de la route avec le modèle de véhicule. . . . .	27
2.16	Bloc du système en Boucle Ouverte. . . . .	30
2.17	lieu des racines de $G(s)$ avec $v_x = 5, 10, 15, 20$ et $30m/s$ avec $L = 20m$ . . . . .	31
2.18	lieu des racines de $G(s)$ avec $L = 2, 5, 10, 15$ et $20m$ avec $v_x = 30m/s$ . . . . .	32
2.19	lieu des racines de $G(s)$ avec $m = 1590, 1690, 1790, 1890$ et $2090kg$ , avec $v_x = 30m/s$ et $L = 10m$ . . . . .	32
2.20	lieu des racines de $G(s)$ avec $2.C^{Av,Ar}=45000, 60000, 70000, 96000$ et $120000N/rad$ , avec $v_x = 30m/s$ et $L = 10m$ . . . . .	33
2.21	Bloc d'asservissement. . . . .	35
2.22	Profil de courbure de trajectoire. . . . .	35
2.23	Commande (braquage de la roue avant du véhicule). . . . .	36

2.24	Ecart latéral pour $L = 10\text{m}$ . . . . .	36
2.25	Erreur au centre de gravité pour $L = 10\text{m}$ . . . . .	37
2.26	Erreur angulaire pour $L = 10\text{m}$ . . . . .	37
2.27	Erreur en vitesse de lacet pour $L = 10\text{m}$ . . . . .	38
2.28	Écart latéral pour $L = 5\text{m}$ . . . . .	38
2.29	Erreur au centre de gravité pour $L = 5\text{m}$ . . . . .	39
2.30	Erreur en vitesse de lacet du véhicule pour $L = 5\text{m}$ . . . . .	39
2.31	Erreur angulaire pour $L = 5\text{m}$ . . . . .	40
2.32	Trajectoire du véhicule pour $L = 5\text{m}$ . . . . .	40
2.33	Erreur au centre de gravité pour la variation de la charge. . . . .	42
2.34	Ecart latéral pour la variation de la charge. . . . .	42
2.35	Erreur angulaire pour la variation de la charge. . . . .	43
2.36	Erreur en vitesse de lacet pour la variation de la charge. . . . .	43
2.37	Erreur au centre de gravité pour la variation de raideur. . . . .	44
2.38	Ecart latéral pour la variation de raideur. . . . .	44
2.39	Erreur angulaire pour la variation de raideur. . . . .	45
2.40	Erreur en vitesse de lacet pour la variation de raideur. . . . .	45
2.41	Modèle de véhicule avec deux commandes. . . . .	46
2.42	Erreur latéral utilisant deux commandes. . . . .	47
2.43	Erreur angulaire utilisant deux commandes. . . . .	47
3.1	Représentation de la fonction Signe. . . . .	52
3.2	Représentation de la fonction saturée. . . . .	53
3.3	L'erreur latérale au centre de gravité pour $L=10\text{m}$ . . . . .	56
3.4	L'écart latéral pour $L=10\text{m}$ . . . . .	56
3.5	L'erreur en vitesse de lacet pour $L=10\text{m}$ . . . . .	57
3.6	L'erreur angulaire pour $L=10\text{m}$ . . . . .	57
3.7	L'erreur latérale au centre de gravité pour $L=5\text{m}$ . . . . .	58
3.8	L'erreur en vitesse de lacet pour $L=5\text{m}$ . . . . .	58
3.9	L'erreur latérale pour $L=5\text{m}$ . . . . .	59
3.10	L'erreur angulaire pour $L=5\text{m}$ . . . . .	59
3.11	L'erreur latérale pour $v_x=30\text{m/s}$ et $L=10\text{m}$ . . . . .	60
3.12	L'erreur au centre de gravité pour $v_x=30\text{m/s}$ et $L=10\text{m}$ . . . . .	61
3.13	L'erreur en vitesse de lacet pour $v_x=30\text{m/s}$ et $L=10\text{m}$ . . . . .	61
3.14	L'erreur angulaire pour $v_x=30\text{m/s}$ et $L=10\text{m}$ . . . . .	62
3.15	l'erreur au centre de graviter pour $v_x=30\text{m/s}$ et $L=10\text{m}$ . . . . .	62
3.16	l'erreur latérale pour $v_x=30\text{m/s}$ et $L=10\text{m}$ . . . . .	63
3.17	l'erreur en vitesse de lacet pour $v_x=30\text{m/s}$ et $L=10\text{m}$ . . . . .	63
4.1	Structure d'un contrôleur flou. . . . .	66
4.2	Schéma d'un contrôleur flou. . . . .	67
4.3	Structure dynamique du véhicule. . . . .	68
4.4	Structure du contrôleur flou. . . . .	70
4.5	Fonctions d'appartenance. . . . .	70
4.6	Résultas pour $\delta = 5 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot t / 15)^\circ$ . . . . .	72
4.7	Erreur latérale et angulaire. . . . .	73



4.8	Vitesse du lacet et accélération latérale. . . . .	73
4.9	Angle de direction de véhicule et celle de braquage de roues avant. . . . .	74
4.10	Adhésion latérale avant et arrière. . . . .	74
4.11	Forces normales. . . . .	75
4.12	Forces latéraux avant et arrière. . . . .	75
4.13	Trajectoire du véhicule. . . . .	76
4.14	Écart latérale et erreur angulaire. . . . .	77
4.15	Vitesse de lacet et accélération latérale. . . . .	77
4.16	Angle de direction du véhicule et celle de braquage de roues avant. . . . .	78
4.17	Les forces normales avants et arrières. . . . .	78
4.18	Coefficient de frottement(Adhérence) latéral. . . . .	79
4.19	Les forces latérales réelles et les Forces estimées avant et arrière. . . . .	79
5.1	Schéma de principe d'un observateur. . . . .	82
5.2	Etapas d'estimation. . . . .	83
5.3	Vitesse latérale et sa valeur estimée. . . . .	85
5.4	Vitesse de lacet et sa valeur estimée. . . . .	86
5.5	Angle de dérive avant et sa valeur estimée. . . . .	86
5.6	Angle de dérive arrière et sa valeur estimée. . . . .	87
5.7	Les forces latérales avant et ses valeurs estimées. . . . .	87
5.8	Les forces latérales arrière et ses valeurs estimées. . . . .	88
5.9	Coefficient d'adhérence latéral. . . . .	89
5.10	Ecart latéral. . . . .	92
5.11	Glissement longitudinal. . . . .	92
5.12	Position angulaire des roues. . . . .	93
5.13	Vitesse angulaire des roues. . . . .	93
5.14	Accélération angulaire des roues. . . . .	94
5.15	Force longitudinal réelle et estimée. . . . .	94
5.16	Force latérale avant réel et estimée. . . . .	95
5.17	Force latérale arrière réelle et estimée. . . . .	95
B.1	Angle de dérive de la roue. . . . .	104

---

# Symboles & Abréviations

---

<i>ABS</i>	Anti Blockage System.
<i>ASR</i>	Anti-Patinage des Roues.
<i>ESP</i>	Electronic Stability Program.
<i>ADAS</i>	Advanced Driver Assistance Systèmes.
<i>PATH</i>	Partners for Advanced Transit and Highwas.
<i>SAVV</i>	Système d'Alerte de Vitesse excessive en Virage.
<i>LDWS</i>	Système d'alerte d'une dérive involontaire en latéral.
<i>PID</i>	Proportionnel Intégrateur Dérivateur.
$\varphi$	L'orientation du véhicule par rapport à l'axe $z$ (angle de lacet).
$\chi$	Angle de tangage du véhicule.
$\psi$	Angle de roulis du véhicule.
$\dot{\varphi}$	La vitesse de rotation du véhicule autour de son centre de gravité (vitesse de lacet).
$\hat{\varphi}$	La vitesse de lacet estimée du véhicule.
$\ddot{\varphi}$	L'accélération de lacet du véhicule.
$V$	La vitesse du centre de gravité du véhicule.
$v_x$	La vitesse longitudinale du véhicule.
$v_y$	La vitesse latérale du véhicule.
$\hat{v}_y$	La vitesse latérale estimée du véhicule.
$a_x$	L'accélération longitudinale du véhicule.
$a_y$	L'accélération latérale du véhicule.
$g$	L'accélération de gravité.
$\beta$	L'angle de glissement (dérive) du véhicule.
$L_e$	La distance entre les essieux du véhicule.

$F_x^{Av}, F_x^{Ar}$	Les forces longitudinales agissant sur les roues avant et arrière respectivement.
$\widehat{F}_x^{Av}, \widehat{F}_x^{Ar}$	Forces longitudinales estimées avant et arrière respectivement.
$F_y^{Av}, F_y^{Ar}$	Forces latérales agissant sur les roues avant et arrière respectivement.
$\widehat{F}_y^{Av}, \widehat{F}_y^{Ar}$	Les forces latérales estimées avant et arrière respectivement.
$F_z^{Av}, F_z^{Ar}$	Les forces suivant l'axe "z", résultantes du contact entre la roue et la chaussée.
$F_{aero}$	Forces aérodynamiques.
$M_z$	Le moment d'auto-alignement.
$\delta^{Av}, \delta^{Ar}$	L'angle de braquage des roues avant et arrière.
$\alpha^{Av}, \alpha^{Ar}$	L'angle de dérive des roues avant et arrière.
$\widehat{\alpha}^{Av}, \widehat{\alpha}^{Ar}$	L'angle de dérive estimés des roues avant et arrière.
$I_z$	Moment d'inertie du véhicule autour de l'axe "z".
$J_r$	Moment d'inertie de la roue autour de son centre d'orientation.
$l^{Av}, l^{Ar}$	Respectivement la distance entre le centre de gravité du véhicule et l'axe avant et arrière.
$m$	Masse du véhicule.
$e_v$	L'écart latéral.
$e_\varphi$	L'erreur de position angulaire.
$K_L$	La courbure de trajectoire.
$L$	La distance de prévisualisation.
$\lambda_x$	Le glissement longitudinal des roues.
$\lambda_y$	Le glissement latéral des roues.
$\mu_x$	Coefficient de frottement (adhérence) longitudinal.
$\mu_y$	Coefficient de frottement (adhérence) latéral.
$C^{Av}, C^{Ar}$	Moment de raideur des roues avant et arrière.
$x, y$	Position longitudinale et latérale du véhicule.
$r$	Rayon de la roue du véhicule.
$R$	Rayon de courbure du centre de masse.
$T$	Couple moteur appliqué sur les roues du véhicule.
$\theta$	Position angulaire des roues.
$\widehat{\theta}$	Position angulaire estimée des roues.
$\omega$	Vitesse angulaire des roues.
$\widehat{\omega}$	Vitesse angulaire estimée des roues.
$\dot{\omega}$	Accélération angulaire des roues.
$\widehat{\dot{\omega}}$	Accélération angulaire estimée des roues.
$h$	L'hauteur de centre de gravité du véhicule par rapport à la terre.
$\rho$	La densité de l'air.
$C_{ax}, C_{ay}$	Coefficients de résistance aérodynamique suivant les directions longitudinale et latérale.

---

# Introduction générale

---

Le problème du roulement des véhicules est rendu difficile par les phénomènes de dérive lors de leur déplacement, surtout lors du parcours du véhicule suivant une trajectoire courbée, ce problème risque et peut dériver le véhicule, la majorité des accidents de la route qui provoquent chaque année de nombreux décès en monde à cause de problème citant précédent.

Le souci d'améliorer la sécurité des véhicules incite de plus en plus à développer des systèmes d'aide à la conduite qui sont essentiels dans le contrôle du véhicule sur la route. Dans ce contexte, plusieurs systèmes de sécurité ADAS (Advanced Driver Assistance Systèmes) existent, tels que le système d'anti-blocage des roues ABS, système d'anti-patinage des roues ASR, ou de contrôle de trajectoire, Electronic Stability System ESP.

Pour répondre à ce besoin, les chercheurs, les industriels de la construction automobile et les responsables de l'infrastructure routière ont mis en place de grands projets de recherche pour résoudre de façon adéquate ces problèmes.

Parmi les groupes de recherches, citant, PATH Groupement de recherche américain ("Partners for Advanced Transit and Highwas"), PlaTooN est le nom du projet de recherche lancé initialement chez Renault Véhicules Industriels pour étudier la conduite en peloton, Chauffeur Projet Européen dans lequel sont étudiés les problèmes de conduite automatique des poids lourds et de mise en convoi des véhicules [35].

Divers contrôles pour piloter un véhicule (commande latéral, longitudinale, ...etc) Le but de contrôle longitudinal est de contrôler le mouvement longitudinal du véhicule, tel que la vitesse longitudinale, l'accélération ou la position longitudinale du véhicule, par actionner sur le couple moteur. Mais le contrôle latéral est responsable du maintien de voie du véhicule et actionner sur l'organe de commande, tel que la colonne pour braquer les

roues et le frein pour le système de stabilité du lacet ESP [38].

L'objectif de notre travail, seul le contrôle latéral du véhicule est réalisé, et garder la stabilité du véhicule, où nous avons utilisé un modèle dynamique à deux roues (Modèle Bicyclette) linéaire, ce modèle cinématique ou dynamique linéaire à deux degrés de liberté est suffisant pour étudier le comportement latérale d'un véhicule [7], et utilisé aussi, un autre modèle non linéaire à quatre roues, et contrôler notre véhicule avec les deux modèles citant, tenant compte le changement de terrain, et nous avons estimé les forces de contact roue/sol.

Organisation du document Le contenu de ce travail que nous présentons dans ce mémoire est organisé comme il suit :

**Chapitre 01 - Problématique :** Avant d'aborder la commande du véhicule, dans le chapitre I, nous discutons la problématique de notre travail, où nous avons cité les causes des accidents de type sortie de voie, et leurs solutions afin de l'éviter.

**Chapitre 02 - Contrôle de la dynamique latérale par PID :** La commande latérale est consacrée à la commande du véhicule avec un modèle bicyclette en utilisant la commande classique par un contrôleur classique PID.

**Chapitre 03 - Contrôle de la dynamique latérale par Mode Glissant :** La commande latérale est consacrée à la commande du véhicule avec un modèle à deux roues, en utilisant la commande par la technique de mode Glissant, pour voir la différence entre ce dernier et les résultats obtenus au précédent chapitre, par la régulation par PID.

**Chapitre 04 - Contrôle de la dynamique latérale par Logique Floue :** La commande latérale est consacrée à la commande du véhicule avec un modèle non-linéaire à quatre roues en utilisant la logique floue.

**Chapitre 05 - Estimation des Forces de contact :** L'objectif de ce chapitre, est l'estimation des Forces de contact. Nous développons en premier lieu un modèle demi véhicule (deux roues) pour estimer les forces de contact, en utilisant le filtre de Kalman, puis nous présentons un modèle couplé entre la dynamique longitudinale et latérale permettant d'estimer les différentes forces de contact pneu chaussé à partir d'estimation de vitesse et d'accélération angulaire des roues, par l'utilisation d'observateur différentiel par mode glissant. Nous comparons les résultats obtenus avec des résultats issus d'un modèle mathématique.

**Conclusion générale et Perspectives :** Dans cette conclusion. On conclura sur l'apport de notre travail dans le cadre de contrôle et de l'estimation de la dynamique du véhicule et sur les résultats obtenus, et les perspectives souhaités.

---

## Problématique

---

### 1.1 Introduction

Afin d'éviter les accidents de type sortie de voie (sur une perte de contrôle ou involontaires), il est nécessaire de faire une classification de ces accidents. D'après les études détaillées d'accident, des éléments de classifications des accidents par sortie de voie ont été donné [29] :

- problème de guidage pur.
- problème de guidage consécutif à un déport préalable dans la voie.
- problème de déport suite à l'amorce d'une perte de contrôle en virage.
- problème de perte de contrôle initiale en transversal en virage.
- problème de perte de contrôle initiale en longitudinal en virage.

Ces situations d'accidents peuvent être classées aussi par :

1. Les catégories liées au type d'accident : guidage, perte de contrôle en longitudinal, perte de contrôle en transversal.
2. Les catégories liées à l'origine directe : absence d'action sur le volant, mauvais cap volant, freinage inadapté.
3. Les catégories liées à la cause : sous-activation du conducteur, action inappropriée, vitesse initiale excessive.

Nous pouvons résumer alors les accidents par sortie de voie en trois grandes familles principales :

1. Les accidents liés à un problème de guidage, résultant d'une interruption ou d'une forte dégradation du contrôle de trajectoire par le conducteur.

2. Les accidents liés à un problème de dynamique de véhicule en virage, résultant d'un freinage inadapté causé par une vitesse initiale excessive.

3. Les accidents liés à un problème de dynamique latérale du véhicule, résultant d'un effet de sur-virage ou de sous-virage et/ou d'un mouvement de lacet excessif.

Il a été donc constaté que les pertes de contrôle sont à l'origine de 65% des cas de sorties de voie. Ces accidents sont causés, généralement, soit par un problème de dynamique de véhicule lié au mode longitudinal, c'est le cas d'un freinage inadapté, soit par un problème de dynamique lié au mode latéral.

## 1.2 La distance de réserve pour négocier le virage

Cet indicateur représente la distance de freinage dont dispose le conducteur avant d'entamer la phase de négociation du virage et donc, atteindre la vitesse autorisée à l'entrée du virage, tout en préservant un confort au niveau de la décélération longitudinale. Cet indicateur dérive directement de la définition de la distance de sécurité (DTC), mais est adapté au calcul d'une distance entre un véhicule et l'entrée du virage et non entre deux véhicules se suivant.

## 1.3 Indicateurs de risque liés au mode latéral

Dans le cas des sorties de voie sur une perte de contrôle, due à un problème de dynamique latérale du véhicule, nous distinguons un premier groupe d'indicateurs directement liés à la dynamique proprioceptive du véhicule.

## 1.4 La zone de confort pour l'accélération latérale

L'accélération latérale est un indicateur de risque lié directement à la dynamique Proprioceptive du véhicule [5]. La zone de confort pour l'accélération latérale se situe entre 0.2g et 0.3g. A partir de 0.4g, la situation de conduite devient inconfortable et le risque de sortir de la route est élevé.

## 1.5 La vitesse de lacet

La vitesse de lacet est le critère sur lequel est fondé le fonctionnement de l'ESP, dans le cas où le véhicule aborde un virage avec une vitesse excessive, sur une chaussée humide ou le conducteur freine brusquement pour éviter un obstacle, la vitesse de lacet mesurée par l'ESP est différente de celle calculée en fonction de la vitesse du véhicule et de l'angle

de braquage. La comparaison entre la vitesse de lacet mesurée et celle calculée, permet de déduire alors un début de survirage, sous-virage ou une perte d'adhérence.

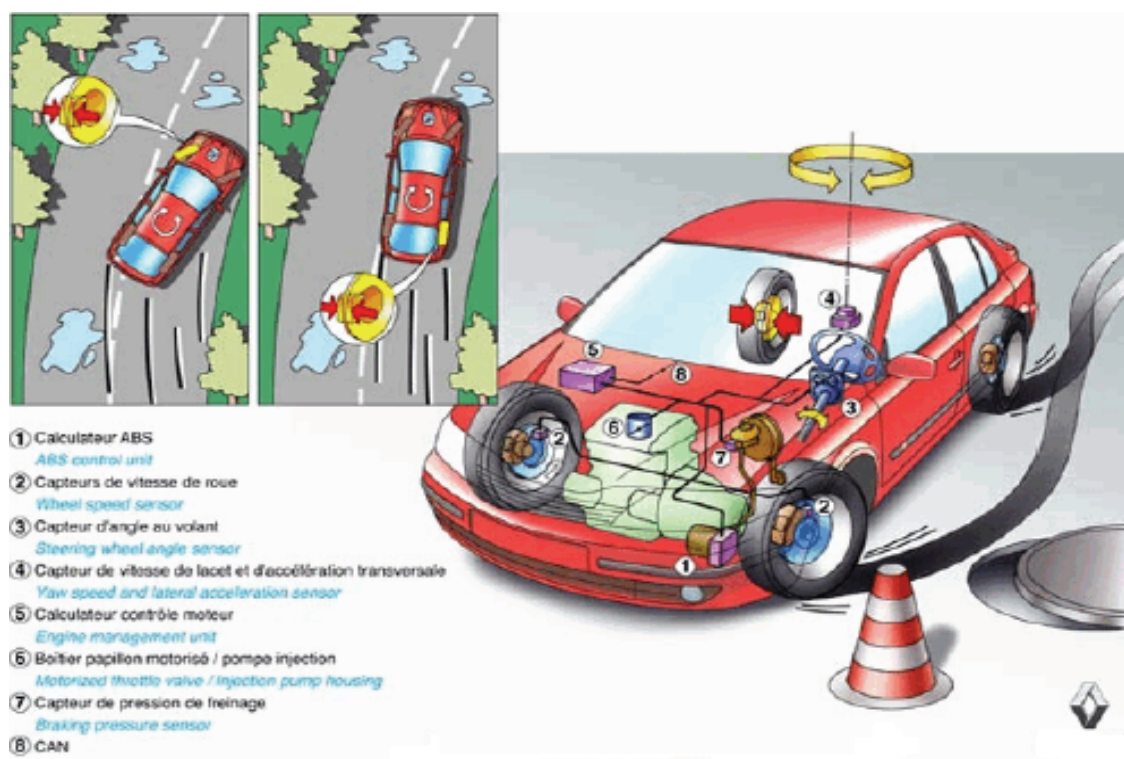


FIG. 1.1 – Fonctionnement de l'ESP.

## 1.6 Le caractère sous-virage ou sur-virage

Le caractère sur-vireur et sous-vireur, permet d'étudier la stabilité du véhicule par rapport au mode latéral. Le sous-virage est caractérisé par une dérive de l'essieu avant plus importante que celle de l'essieu arrière. Le véhicule semble vouloir continuer tout droit alors que le conducteur avait donné un angle de braquage suffisant pour diriger le véhicule. Donc le véhicule ne tourne pas suffisamment et a tendance à sortir du virage.

Le sur-virage est caractérisé par une dérive de l'essieu arrière plus importante à celle de l'essieu avant. Le véhicule semble vouloir tourner davantage que ce qui lui est demandé par le conducteur. Donc le véhicule a tendance à trop entrer dans le virage.

Le sous ou sur virage est déterminé mathématiquement par la vitesse critique [voir annexeB].



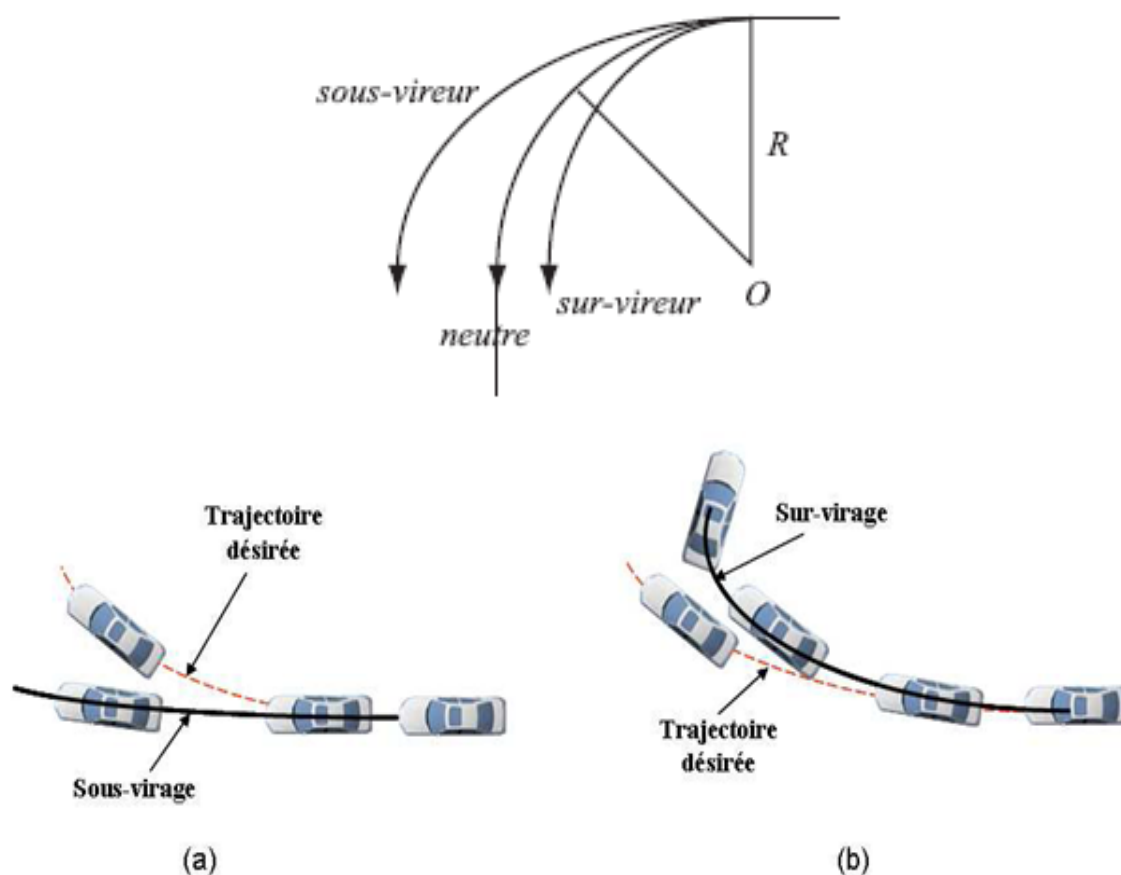


FIG. 1.2 – Sous-virage et sur-virage du véhicule.

## 1.7 Le positionnement latéral du véhicule (Ecart latéral)

L'écart latéral est une grandeur importante dans le développement des systèmes de maintien de voies et le suivi de véhicule. Dans [38], une commande de type proportionnelle, fondée sur l'écart latéral et l'erreur de cap a été développée pour le contrôle latéral du véhicule.

Quatre modes d'interaction entre le conducteur et l'automate il faut les tester sont :

**Mode avertissement** : c'est le mode passif où l'automate n'a aucune action sur le véhicule, mais il fournit des informations au conducteur pour le but de l'avertissement.

**Mode limite** : dans ce mode, l'intervention du conducteur est limitée par un couple résistant lorsque le véhicule s'écarte du centre de la voie (écart latéral très important).

**Mode correctif** : dans ce mode, une correction de la trajectoire du véhicule est appliquée pour le ramener au centre de la voie.

**Mode régulé** : ce mode est complètement automatisé. Le conducteur n'a aucune action

sur le véhicule et la conduite est automatisée pour le mode latéral.

Bom dans [38], utilise l'écart latéral ainsi que l'erreur de cap pour une synthèse de loi de commande pour un suivi de véhicule, qui assure à la fois la gestion des inter-distances et de l'erreur de positionnement latéral entre les deux véhicules.

## 1.8 L'angle de cap relatif

L'angle de cap relatif, permet de donner l'erreur de cap du véhicule par rapport à celui de la route. Cet indicateur, tout comme le positionnement latéral, peuvent être facilement obtenus par un capteur vidéo, monté en vision frontale [35].

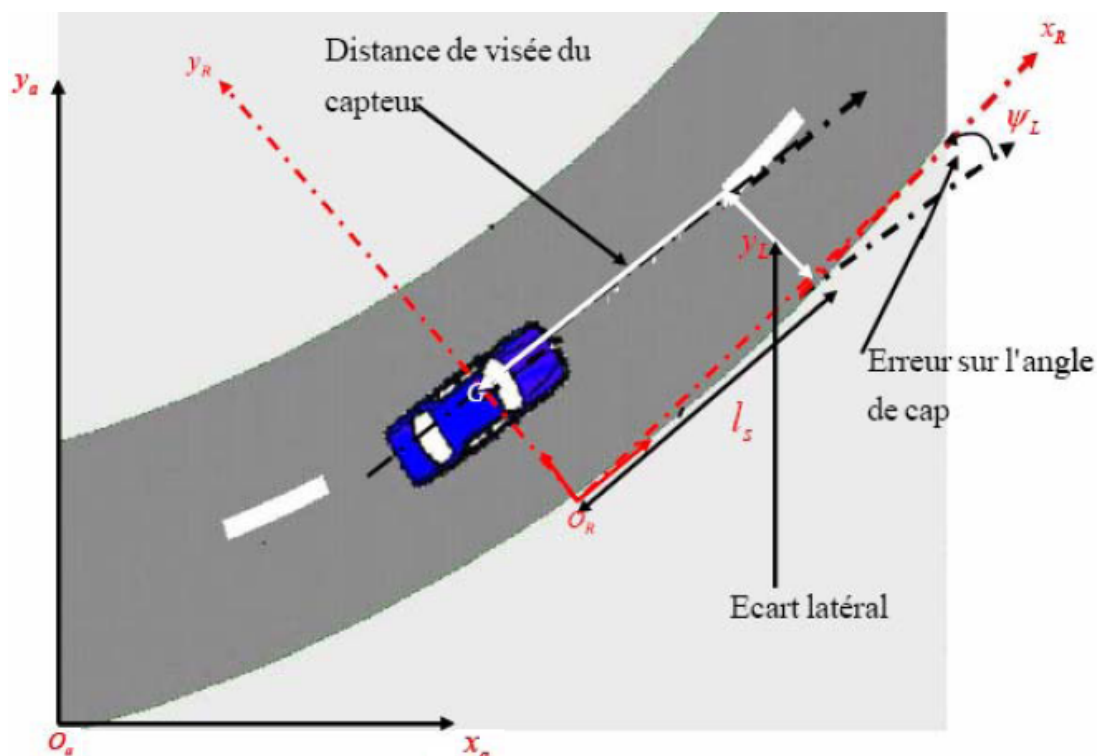


FIG. 1.3 – Écart latéral et l'erreur de cap.

## 1.9 Les systèmes d'alerte pour les sorties de voie

### 1.9.1 Système d'alerte de vitesse excessive en virage SAVV

Un système SAVV a pour but d'avertir le conducteur lorsque sa vitesse est inadaptée pour franchir un virage. Cette situation représente alors un danger de perte de contrôle en virage, qui va aboutir à une sortie de voie.

Le fonctionnement d'un SAVV est fondé sur une prédiction de la vitesse du véhicule à un

horizon temporel, généralement, fixé à 3sec, et en le comparant à un profil de référence calculé préalablement.

### 1.9.2 Système d'alerte d'une dérive involontaire en latéral LDWS

Le système LDWS a pour objectif d'aider le conducteur à empêcher des accidents de sortie de voie, liés à un problème de guidage. Le départ involontaire de la route est dû, en général, à l'inattention, la fatigue et/ou somnolence du conducteur. L'indicateur de risque le plus utilisé dans ces systèmes est le TLC.

### 1.9.3 Utilisation des observateurs

La méthode classique, utilisée pour détecter une situation de sortie de voie est le temps à sortie de voie (TLC). Cet indicateur permet une anticipation et des corrections à court-terme. Il joue un rôle important, en tant qu'indicateur, sur les performances du conducteur, en terme de guidage latéral. Cette grandeur est considérée comme une mesure avancée, combinant plusieurs paramètres de la conduite. Cependant, sa mesure en temps réel est encore difficile car elle nécessite dans sa version la plus simple, la position latérale du véhicule sur la voie ainsi que sa vitesse latérale [37].

## 1.10 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une idée de l'accidentologie avec une présentation des différents facteurs d'accidents, ainsi que le type d'accidents le plus fréquent. Il s'agit des accidents par sortie de voie, qui représentent plus de 30% de l'accidentologie globale dans le monde.

Ce type d'accidents, se décompose en deux grandes catégories : les accidents liés à un problème de guidage résultant d'une forte dégradation du contrôle de trajectoire par le conducteur, et les accidents liés à un problème de dynamique de véhicule, résultant d'une vitesse excessive à l'approche du virage et/ou d'une dynamique latérale excessive.

dans les chapitres suivants, nous allons faire une modélisation dynamique latérale du véhicule avec la commande en utilisant plusieurs types de contrôleurs, soit un contrôleur PID, Mode Glissant ou par la logique flou.

---

# Commande de la dynamique latérale par PID

---

## 2.1 Introduction

La commande d'un véhicule est un vaste sujet qui se décompose en plusieurs domaines d'activités. Dans le cas de la commande dynamique du véhicule, deux tâches se distinguent : la commande latérale et la commande longitudinale.

La commande longitudinale consiste à adapter l'allure de véhicule en agissant sur l'accélération et le freinage, il est également possible de tenir compte de paramètres de conduite tels que l'état de contact roue/sol.

La commande latérale est responsable du maintien de voie du véhicule et agit sur les organes de direction tels que la colonne pour le braquage des roues, et les freins dans le cadre d'une sécurité active de type ESP (Electronic Stability Program).

L'objectif de cette partie est de définir l'architecture des asservissements permettant d'assurer que le véhicule reste sur une trajectoire définie par sa position par rapport à la route, en maintenant constant(nul) l'angle de braquage des roues d'arrière, en déterminant les paramètres des correcteurs associés et de valider les performances obtenues.

## 2.2 Système d'axes et les mouvements du véhicule

Le système d'axes par rapport auquel sont définis les mouvement du véhicule est le repère  $R_{CoG}$  ( $x_{CoG}$ ,  $y_{CoG}$ ,  $z_{CoG}$ ). L'origine de ce repère est prise au centre de gravité du véhicule  $CoG$ . On note traditionnellement  $x_{CoG}$  l'axe longitudinal,  $y_{CoG}$  l'axe latéral, et  $z_{CoG}$  l'axe vertical. Les rotations autour de ces trois axes sont respectivement (FIG. 2.1) :

- Le roulis, le mouvement longitudinal de véhicule ;
- Le tangage, qui est le mouvement latéral de véhicule ;
- Le lacet, qui est le mouvement vertical de véhicule.

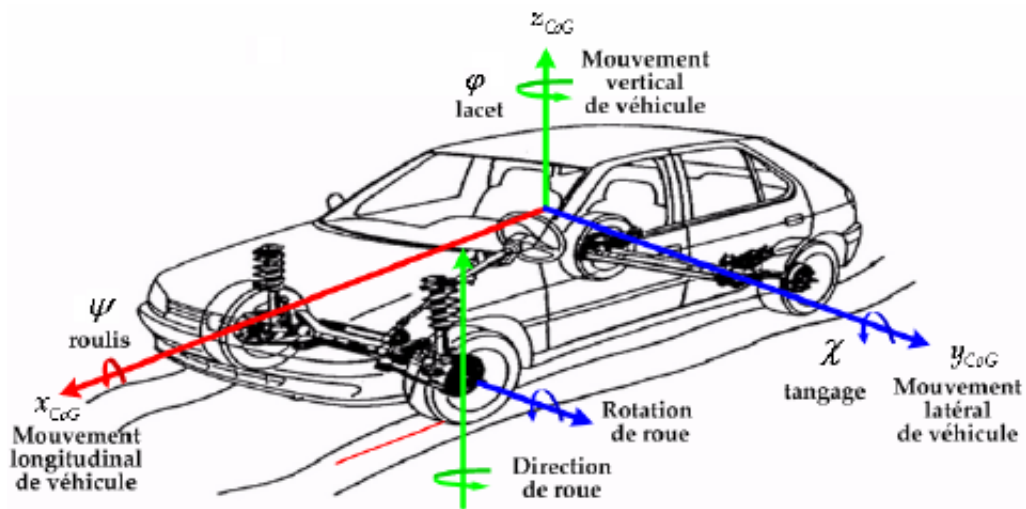


FIG. 2.1 – Axes des mouvements du véhicule.

## 2.3 Modèles de connaissance

Ils décrivent le comportement d'un système à partir des lois de la physique le gouvernant. L'un des modèles de connaissance le plus répandu est sans conteste le modèle "lacet-dérive", puisque sa simplicité permet une utilisation embarquée dans des applications temps-réel. Ce modèle à deux degrés de libertés suppose tenir compte de certaines hypothèses :

- efforts transversaux faibles ;
- petits angles ;
- rigidités de dérive constantes ;
- pas d'effort longitudinal (vitesse constante) ni aérodynamique ;
- pas d'effet de roulis ni de tangage ;
- centre de gravité au niveau du sol ;

- distribution des masses concentrées sur les trains.

De manière à augmenter son domaine de validité, il est possible d’y ajouter un ou plusieurs degrés de liberté tels que le roulis ou le tangage. Les modèles les plus complexes peuvent intégrer jusqu’à 30 degrés de liberté. Ces derniers ont pour objectif d’étudier des phénomènes délicats à observer, tels les régimes transitoires du pneumatique.



FIG. 2.2 – Mouvements du véhicule.

Ce modèle devra permettre d’étudier le comportement du véhicule dans les conditions de conduite normales jusqu’aux limites de contrôlabilité. Le modèle nominal ainsi obtenue sera utilisé pour la reconstitution de l’état dynamique partiel du véhicule à partir d’un nombre minimum de mesures, cette approche peut être généralisée pour des modèles plus complexes.

## 2.4 Modèle bicyclette

La dynamique latérale des véhicules est étudiée depuis les années 50. Pour décrire les mouvements latéraux, de roulis et de lacet, Segel développe en 1956 un modèle à trois degrés de liberté [20]. Si le mouvement de roulis est négligé, on obtient un modèle plus simple appelé “Modèle Bicyclette”. Ce modèle est maintenant couramment utilisé pour les calculs de dynamique latérale, de lacet et de dérive des véhicules [7][25].

Comme son nom l’indique, le modèle ne comporte que deux roues, l’une placée à l’avant et l’autre à l’arrière [1][3][5][7], comme l’illustre la figure (2.3).

Ce modèle est une approximation linéaire bien connu de modèle non linéaire du véhicule [8], et est une représentation acceptable du comportement de la dynamique latérale du véhicule.

Un modèle bicyclette cinématique ou dynamique linéarisé à deux degrés de liberté est suffisant [37].

La figure ci-dessous montre un modèle du véhicule à deux roues, avec plusieurs degrés de liberté selon l'application.

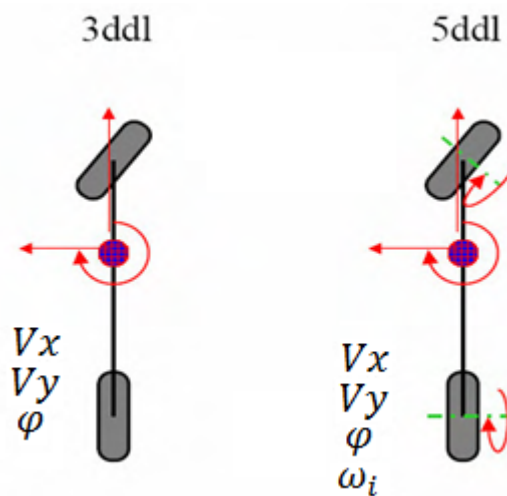


FIG. 2.3 – Bicycle modèle avec plusieurs ddl.

La limitation d'utilisation du modèle bicyclette pour représenter la dynamique du véhicule généralement pour les accélérations latérale inférieure à 0.3-0.4g [7].

Nombreux travaux, utilisent le modèle cinématique pour déterminer la position, ou étudier la commande des robots mobile, et des véhicules [11][27][31][41].

Ce modèle généralement adapté pour les manœuvres basses vitesses et la robotique mobile, mais pour rapprocher du comportement réel du véhicule, on doit prendre en considération la masse, l'inertie, les caractéristiques des pneumatiques, donc il faut utiliser le modèle dynamique.

## 2.5 Modèle cinématique de mouvement latérale du véhicule

Sous certaines suppositions qu'on va décrire par la suite, un tel modèle décrit le mouvement latéral sans l'utilisation des forces. Les équations de mouvement sont basées purement sur les relations géométriques gouvernant le système.

Considérons un modèle bicyclette du véhicule comme le montre la figure (2.4) [20], les deux roues droite et gauche avants représentés par une seule roue à un point  $A$ , même chose pour les deux roues arrière.

Les angles de braquage avant et arrière sont présentés par  $\delta^{Av}$  et  $\delta^{Ar}$ , successivement.

On considère que les deux roues avant et arrière sont orientées.

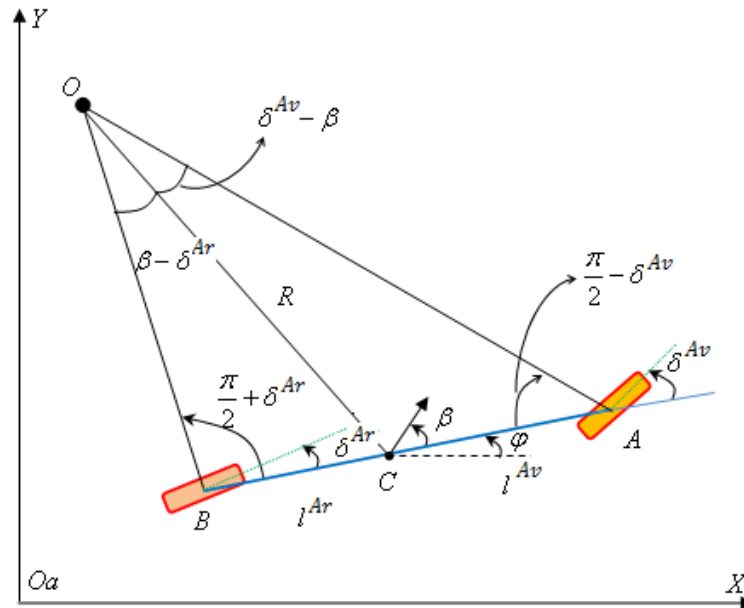


FIG. 2.4 – Cinématique de mouvement latéral du véhicule.

Un repère absolu  $[Oa; X; Y)$ ;

$\varphi$  : L'orientation de véhicule par rapport à l'axe  $Z$ ;

$V$  : la vitesse de centre de gravité du véhicule;

$\beta$  : L'angle de vecteur de vitesse par rapport à l'axe longitudinal du véhicule, qui l'appelé angle de glissement (dérive) du véhicule [60].

### 2.5.1 Suppositions

On considère que le vecteur de vitesse de points  $A$  et  $B$  est suivant la direction d'orientation des roues avant et arrière respectivement, c'est à dire que les angles de glissement des roues avant et arrière sont nuls. Cette supposition est raisonnable pour les petites vitesses. Pour les petites vitesses, la force latérale générée par les roues sont aussi petites. La force latérale pour les deux roues avec une trajectoire circulaire avec un rayon  $R$  est :

$\sum Fy = m \cdot \frac{v^2}{R}$ , Donc on peut conclure la force latérale est quadratiquement avec la vitesse de véhicule.

Le point  $O$ , centre d'orientation instantané est défini par l'intersection des lignes  $OA$



et  $OB$ , ces deux lignes sont perpendiculaires à l'orientation des roues avant et arrière successivement.

Le rayon de trajectoire de véhicule définie par la ligne  $OC$ .

La vitesse de centre de gravité est perpendiculaire sur  $OC$ .

On applique la loi de sine de l'angle  $AOC$  :

$$\frac{\sin(\delta^{Av} - \beta)}{l^{Av}} = \frac{\sin(\frac{\Pi}{2} - \delta^{Av})}{R} \quad (2.1)$$

On applique la même loi pour le triangle  $OCB$  :

$$\frac{\sin(\beta - \delta^{Ar})}{l^{Ar}} = \frac{\sin(\frac{\Pi}{2} + \delta^{Ar})}{R} \quad (2.2)$$

De l'équation (2.1) :

$$\frac{\sin(\delta^{Av}) \cdot \cos(\beta) - \sin(\beta) \cdot \cos(\delta^{Av})}{l^{Av}} = \frac{\cos(\delta^{Av})}{R} \quad (2.3)$$

De l'équation (2.2) :

$$\frac{\cos(\delta^{Ar}) \cdot \sin(\beta) - \cos(\beta) \cdot \sin(\delta^{Ar})}{l^{Ar}} = \frac{\cos(\delta^{Ar})}{R} \quad (2.4)$$

On multiplié les deux cotés d'équation (2.3) par  $\frac{l^{Av}}{\cos \delta^{Av}}$ , on obtient :

$$\tan(\delta^{Av}) \cdot \cos(\beta) - \sin(\beta) = \frac{l^{Av}}{R} \quad (2.5)$$

On multiplié les deux cotés d'équation (2.4) par  $\frac{l^{Ar}}{\cos \delta^{Ar}}$ , on obtient :

$$\sin(\beta) - \tan(\delta^{Ar}) \cdot \cos(\beta) = \frac{l^{Ar}}{R} \quad (2.6)$$

On addition les deux équations (2.5) et (2.6) on trouve :

$$[\tan(\delta^{Av}) - \tan(\delta^{Ar})] \cdot \cos(\beta) = \frac{l^{Av} + l^{Ar}}{R} \quad (2.7)$$

Le changement d'orientation de véhicule  $\dot{\varphi}$  est égal à la vitesse angulaire de véhicule  $V/R$ , donc :

$$\dot{\varphi} = \frac{V}{R} \quad (2.8)$$

Par l'utilisation de l'équation (2.8), l'équation (2.7) est réécrite :

$$\dot{\varphi} = \frac{V \cdot \cos(\beta)}{l^{Av} + l^{Ar}} \cdot [\tan(\delta^{Av}) - \tan(\delta^{Ar})] \quad (2.9)$$

Donc les équations de mouvement peuvent être données par l'équation d'un modèle cinématique qui peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\dot{X} = V \cdot \cos(\varphi + \beta) \quad (2.10)$$

$$\dot{Y} = V \cdot \sin(\varphi + \beta) \quad (2.11)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{V \cdot \cos(\beta)}{l^{Av} + l^{Ar}} \cdot (\tan(\delta^{Av}) - \tan(\delta^{Ar})) \quad (2.12)$$

Où  $(\varphi + \beta)$ , l'angle de course représentant l'angle entre l'axe longitudinal  $X$  et le vecteur de vitesse du véhicule  $V$ .

L'angle de glissement  $\beta$  peut être calculé par la différence entre le résultat de l'équation (2.5) multiplié par  $l^{Ar}$  et celui de l'équation (2.6) multiplié par  $l^{Av}$  :

$$\beta = \arctan\left(\frac{l^{Av} \cdot \tan(\delta^{Ar}) + l^{Ar} \cdot \tan(\delta^{Av})}{l^{Av} + l^{Ar}}\right) \quad (2.13)$$

$L_e$  : est la distance entre les essieux d'un véhicule.

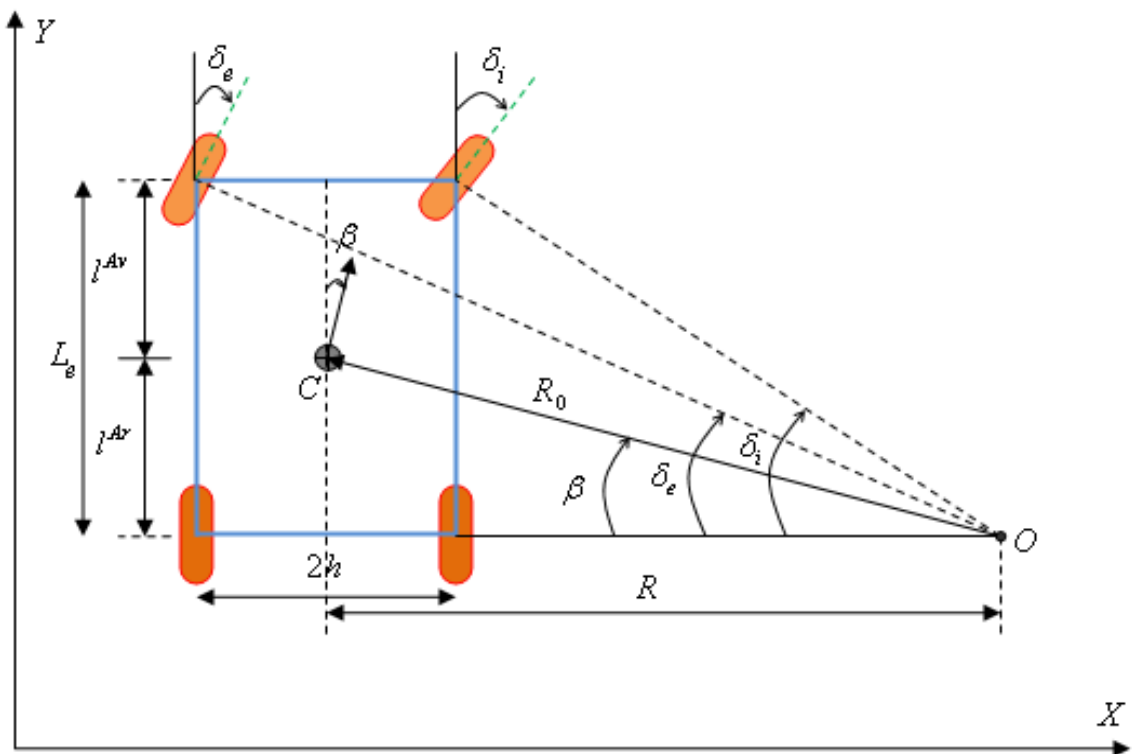


FIG. 2.5 – Modèle d'Ackermann du véhicule.

Si  $L_e$  est petite par rapport à  $R$ , et  $2h$  petite aussi par rapport à  $R_0$ .

Si  $\beta$  petit, l'équation (2.12) peut être approximé par [29] :  $\frac{\dot{\varphi}}{V} = \frac{\delta}{L_e}$ , pour  $\delta^{Ar} = 0$

Donc :

$$\delta = \frac{L_e}{R} \quad (2.14)$$

Selon le modèle d'Ackermann [34], illustré par la figure (FIG. 2.5), pour une valeur différente de l'angle de braquage intérieur  $\delta_i$  et extérieur  $\delta_e$  :  $\tan(\delta_i) = \frac{L_e}{R-h}$  ,  $\tan(\delta_e) = \frac{L_e}{R+h}$  et :

$$\delta = \frac{\delta_i + \delta_e}{2} \quad (2.15)$$

$\delta = \frac{L_e \cdot R}{R^2 - h^2} \approx \frac{L_e}{R}$  , Puisque  $h^2$  éliminé par rapport à  $R^2$ .

Pour le modèle bicyclette d'Ackermann comme le montre la figure suivante :  $\delta = \frac{L_e}{R}$ .

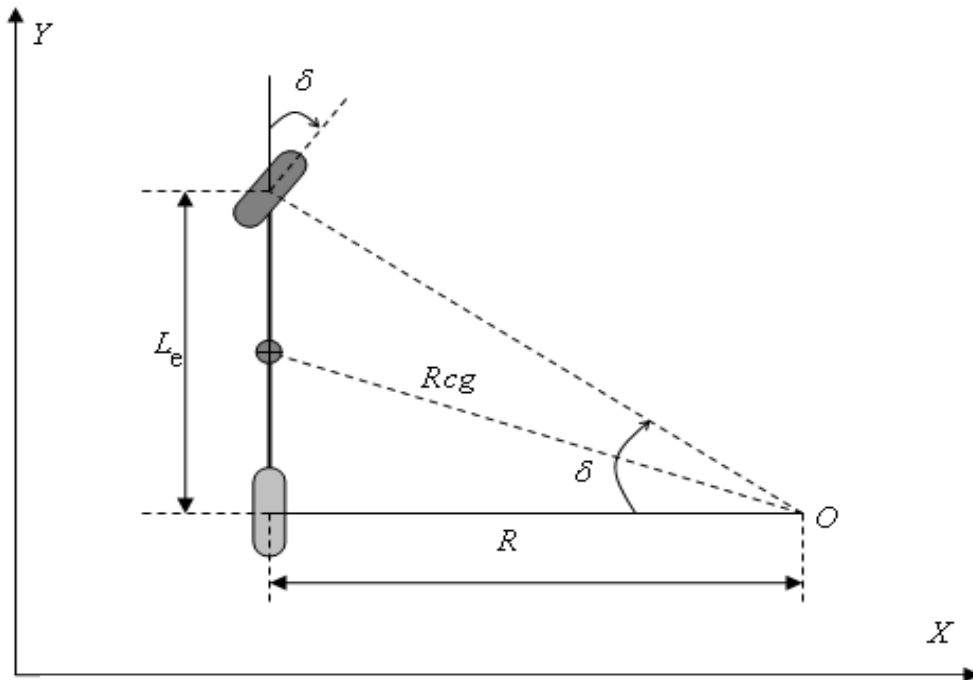


FIG. 2.6 – modèle bicyclette d'Ackermann.

Au lieu du modèle cinématique, on prend le modèle dynamique pour le mouvement latérale de véhicule.

Pour rapprocher du comportement réel du véhicule, on doit prendre en considération la masse, l'inertie, les caractéristiques des pneumatiques.

Pour prendre en considération ces paramètres, le plus naturel serait de se tourner vers des modélisations dynamiques du véhicule, comme dans [32].

## 2.6 Modèle bicyclette de la dynamique latérale du véhicule

Dans [20], a étudié le comportement latéral d'une voiture touristique par un modèle bicyclette tenant compte de la masse, de l'inertie de véhicule, de la vitesse longitudinale, ainsi que des conditions de contact des pneus sur le sol.

Dans notre étude, nous allons aussi tenir compte des paramètres dynamiques du véhicule, la masse, l'inertie, ainsi que des conditions de contact des pneus sur le sol.

Nous abordons la modélisation du véhicule, en faisant un certain nombre d'hypothèses simplificatrices à savoir [1][2][4] :

- Les caractéristiques de suspension ne sont pas prises en compte ;
- On néglige le mouvement de tangage et roulis ;
- Les deux roues roulent sans glissement ;
- Le véhicule roule à vitesse constante ;
- On suppose que les angles sont faibles.

Le système de coordonnées utilisé pour décrire le mouvement dynamique du véhicule, à savoir :

- Le repère de référence fixe  $(O, X, Y, Z)$ , nommé repère  $RO$ .
- Le repère mobile attaché au centre de gravité du véhicule  $(O, x, y, z)$ , nommé repère  $RC$ .

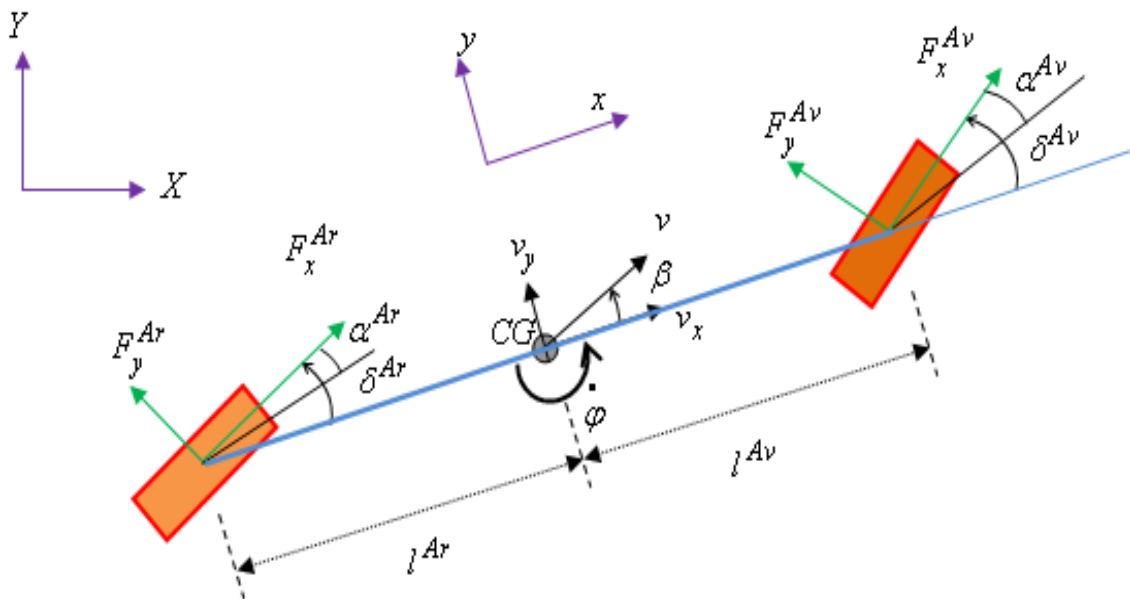


FIG. 2.7 – Modèle bicyclette du véhicule.

on note :

$l^{Av}$  : la distance entre l'axe des roues avants et le centre de gravité du véhicule ;

$l^{Ar}$  : la distance entre l'axe des roues arrières et le centre de gravité du véhicule ;

$\delta^{Av}$ ,  $\delta^{Ar}$  : l'angle de braquage des roues avant et arrière ;

$\varphi$  : l'angle de lacet du véhicule ;

$\dot{\varphi}$  : la vitesse de lacet du véhicule ;

$\beta$  : la direction du vecteur de vitesse du  $CG$  du véhicule par rapport à l'axe  $x$ , peut donnée

après une approximation linéaire par :  $\tan(\beta) = \frac{v_y}{v_x}$  (angle de dérive du véhicule) ;

$v_x, v_y$  : les deux composantes de vitesse de centre de gravité du véhicule sur l'axe mobile ;

$F_{x,y}^{Av}$  et  $F_{x,y}^{Ar}$  : respectivement les forces longitudinales et latérales agissant sur les roues avant et arrière.

### 2.6.1 L'angle de dérive des roues

Du fait que les pneus sont souples, ils se déforment sous l'action des forces exercées latéralement, de sorte que lors de la traversée d'un virage, les roues étant braquées dans une direction donnée, le véhicule tend à se déplacer selon une trajectoire légèrement différente. Cette faible différence entre la direction théoriquement imposée par le braquage des roues et la direction réelle que prend le véhicule est appelée angle de dérive  $\alpha$  [18][21].

Lorsque la roue est en roulement, la zone d'interface entre la roue et le sol, couramment appelée aire de contact, se décompose en deux parties :

- une zone de tension ou de glissement à l'arrière.
- une zone de compression ou d'adhérence à l'avant.

Le point qui se situe entre ces deux zones est appelé point de détachement et est noté  $A$ . Sa position est précisée sur la figure (2.8).

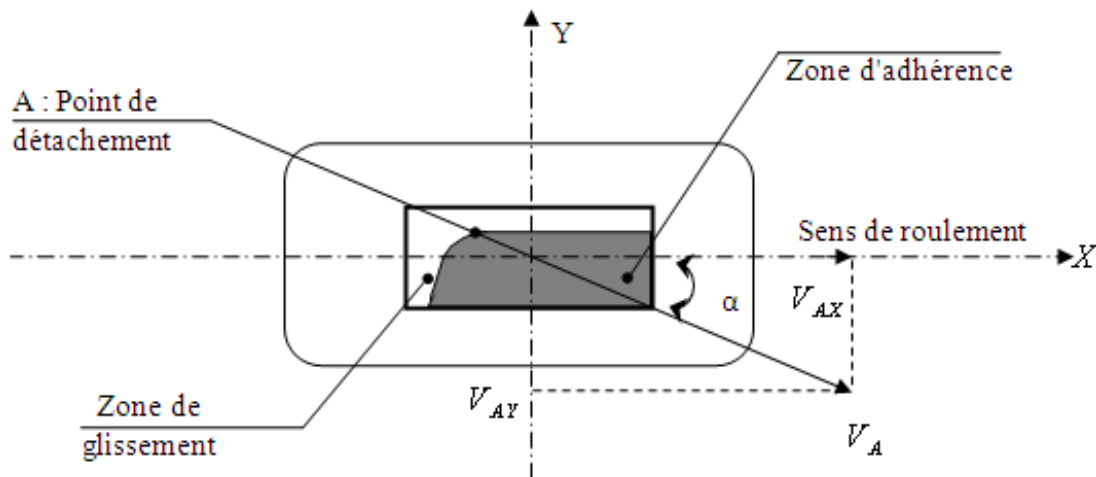


FIG. 2.8 – Angle de dérive de la roue.

#### Calcul de l'angle de dérive des roues

On choisit l'angle de dérive de la roue avant, le calcul pour les autres roues est similaire.

Pour la roue avant :

$V_{rAv}$  : la vitesse de la roue avant ;

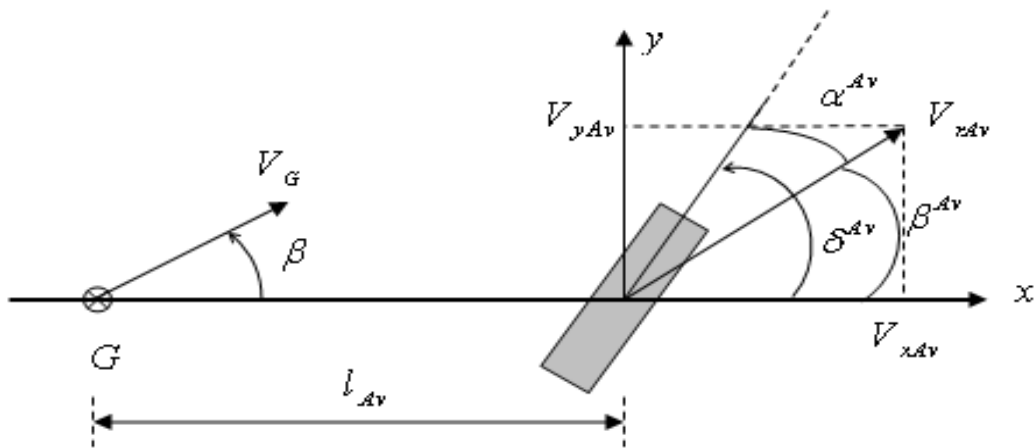


FIG. 2.9 – Angle de dérive de la roue avant.

$V_{xAv}$  et  $V_{yAv}$  : Ses composantes suivant l'axe longitudinal et latéral respectivement ;

$\beta^{Av}$  : l'angle du vecteur de vitesse de la roue avant par rapport à l'axe longitudinal  $x$ .

On a :

$$\alpha^{Av} = \delta^{Av} - \beta^{Av}, \quad \alpha^{Ar} = \delta^{Ar} - \beta^{Ar}. \quad (2.16)$$

$$\beta^{Av} = \arctan\left(\frac{v_{yAv}}{v_{xAv}}\right), \quad \beta^{Ar} = \arctan\left(\frac{v_{yAr}}{v_{xAr}}\right). \quad (2.17)$$

Pour calculer la vitesse de n'importe quelle roue, nous considérons qu'on a un modèle du véhicule à quatre roues, nous choisissons la roue arrière droite, nous dessinons la figure (2.10) :

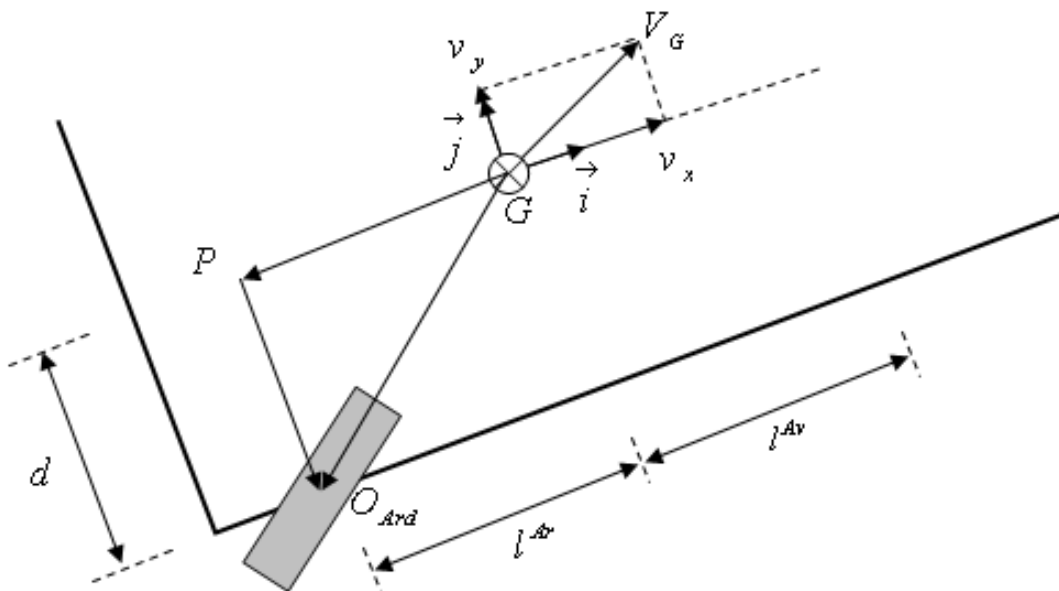


FIG. 2.10 – Vitesse de la roue arrière droite.

Le mouvement du véhicule se décompose en un mouvement de translation et un mouvement

de rotation. Le premier est lié à la vitesse du centre de gravité  $CG$  du véhicule  $\vec{V}_G$  et le deuxième est lié à la vitesse angulaire de lacet  $\dot{\varphi}$ .

A partir de la figure (2.10), on applique les lois de décomposition de vitesse :

$$\vec{V}_{Ard} = \vec{V}_G + \vec{\Omega} \wedge \overrightarrow{GO_{Ard}} \quad (2.18)$$

$$\vec{V}_{Ard} = \vec{V}_G + \dot{\varphi} \cdot \vec{k} \wedge (\overrightarrow{GP} + \overrightarrow{PO_{Ard}}) \quad (2.19)$$

$$\vec{V}_{Ard} = \vec{V}_G + \dot{\varphi} \cdot \vec{k} \wedge (-l_r \cdot \vec{i} - b \cdot \vec{j}) \quad (2.20)$$

Sachant que :  $\vec{k} \wedge \vec{i} = \vec{j}$

$$\vec{V}_G = \vec{v}_x + \vec{v}_y \quad (2.21)$$

on obtient :

$$\vec{V}_{Ard} = (v_x + d \cdot \dot{\varphi}) \vec{i} + (v_y - l^{Ar} \cdot \dot{\varphi}) \vec{j} \quad (2.22)$$

de la même manière, on peut calculer la vitesse des roues, arrière gauche, avant droite et avant gauche.

Pour la roue :

*Arrière gauche :*

$$\vec{V}_{Arg} = (v_x - d \cdot \dot{\varphi}) \vec{i} + (v_y - l^{Ar} \cdot \dot{\varphi}) \vec{j} \quad (2.23)$$

*Avant droite :*

$$\vec{V}_{Avd} = (v_x + d \cdot \dot{\varphi}) \vec{i} + (v_y + l^{Av} \cdot \dot{\varphi}) \vec{j} \quad (2.24)$$

*Avant gauche :*

$$\vec{V}_{Avg} = (v_x - d \cdot \dot{\varphi}) \vec{i} + (v_y + l^{Av} \cdot \dot{\varphi}) \vec{j} \quad (2.25)$$

Pour le modèle bicyclette, la distance entre le centre de gravité du véhicule et chaque roue est  $d$  devient nulle  $d = 0$ , donc la vitesse des roues devient :

Pour la roue avant :  $\vec{V}_{Av} = (v_x + l^{Av} \cdot \dot{\varphi}) \vec{j}$ , donc :  $V_{xAv} = v_x$  et :

$$V_{yAv} = (v_y + l^{Av} \dot{\varphi}) \quad (2.26)$$

Pour la roue arrière :  $\vec{V}_{Ar} = (v_y - l^{Ar} \cdot \dot{\varphi}) \vec{j} + v_x \cdot \vec{i}$ , donc :  $V_{xAr} = v_x$  et :

$$V_{yAr} = (v_y - l^{Ar} \dot{\varphi}) \quad (2.27)$$

$$\alpha^{Av} = \delta^{Av} - \beta^{Av} = \delta^{Av} - \arctan\left(\frac{v_y + l^{Av} \cdot \dot{\varphi}}{v_x}\right) \quad (2.28)$$

et :

$$\alpha^{Ar} = \delta^{Ar} - \beta^{Ar} = \delta^{Ar} - \arctan\left(\frac{v_y - l^{Ar} \cdot \dot{\varphi}}{v_x}\right) \quad (2.29)$$

## 2.6.2 Modélisation dynamique du véhicule

Les équations du modèle dynamique qui décrivent le mouvement du véhicule sont données soit par la méthode de Lagrange, soit par les lois de Newton, mais nous avons opté pour la dernière :

### a. Euler Lagrange

Le modèle dynamique est obtenu en utilisant l'approche de Lagrange basée sur le calcul de l'énergie cinétique et potentielle [17]. L'équation d'Euler Lagrange (Lagrangien) est écrite sous la forme suivante :

$$L(q, \dot{q}) = T(q, \dot{q}) - U(q) \quad (2.30)$$

Où :  $q$  est le vecteur des coordonnées généralisées,  $T(q, \dot{q})$  et  $U(q)$ , sont respectivement l'énergie cinétique et potentielle du système.

### b. Lois de Newton

1. La somme des forces extérieures appliquées à un corps solide en mouvement dans une direction donnée, est égale au produit de la masse par l'accélération dans cette direction :

$$\sum F_{x,y} = m \cdot a_{x,y} \quad (2.31)$$

$a_x \neq \dot{v}_x$  et  $a_y \neq \dot{v}_y$ , puisque le mouvement du lacet du véhicule est pris en compte.

$a_{x,y}$  : L'accélération longitudinale et latérale par rapport au repère fixe  $(X, Y)$  tel que :

$$a_x = \dot{v}_x - v_y \cdot \dot{\varphi} \text{ et } a_y = \dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi} \text{ [29].}$$

Définissons par  $A$  et  $B$  deux points d'un solide en mouvement par rapport à une référence  $R$ .

Les vitesses  $\vec{V}_A$  et  $\vec{V}_B$  de ces deux points (définies par rapport à  $R$ ) sont liées par :  $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\omega} \wedge \vec{AB}$ ,  $\omega$  la vitesse angulaire instantanée de rotation du solide.

$$\vec{\gamma}_B = \vec{\gamma}_A + \vec{\omega} \wedge \vec{v}_{AB} \quad (2.32)$$

$|\vec{\gamma}_A| = \dot{v}_y$  et  $\omega = \dot{\varphi}$  Donc :  $a_y = \dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi}$  et de la même manière :

$$a_x = \dot{v}_x - v_y \cdot \dot{\varphi} \quad (2.33)$$

$$m \cdot (\dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi}) = 2F_y^{Av} \cdot \cos(\delta^{Av}) + 2F_x^{Av} \cdot \sin(\delta^{Av}) + 2F_y^{Ar} \cdot \cos(\delta^{Ar}) + 2F_x^{Ar} \cdot \sin(\delta^{Ar}) \quad (2.34)$$

$$m \cdot (\dot{v}_x - v_y \cdot \dot{\varphi}) = -2F_y^{Av} \cdot \sin(\delta^{Av}) + 2F_x^{Av} \cdot \cos(\delta^{Av}) - 2F_y^{Ar} \cdot \sin(\delta^{Ar}) + 2F_x^{Ar} \cdot \cos(\delta^{Ar}) \quad (2.35)$$



2. La somme des moments de torsion sur un axe donné est égale au produit d'inertie et de l'accélération de rotation suivant cet axe :

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} = l^{Av} \cdot (2F_y^{Av} \cdot \cos(\delta^{Av}) + 2F_x^{Av} \cdot \sin(\delta^{Av})) - l^{Ar} \cdot (2F_y^{Ar} \cdot \cos(\delta^{Ar}) + 2F_x^{Ar} \cdot \sin(\delta^{Ar})). \quad (2.36)$$

$I_z$  : Le moment d'inertie autour de l'axe  $z$ .

### 2.6.3 Dynamique latérale seule

Afin d'étudier la commande latérale de notre véhicule, nous avons besoin d'un modèle qui représente fidèlement la dynamique latérale, dans ce cas le comportement longitudinal est négligé, c'est-à-dire lorsque la vitesse est une constante, que les efforts longitudinaux sont nuls, on obtient le modèle suivant :

$$m \cdot (\dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi}) = 2F_y^{Av} \cdot \cos(\delta^{Av}) + 2F_y^{Ar} \cdot \cos(\delta^{Ar}) \approx 2F_y^{Av} + 2F_y^{Ar} \quad (2.37)$$

Où  $m$  : est la masse du véhicule,  $v_x$  et  $v_y$  vitesse longitudinale et latéral du véhicule ;

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} = 2l^{Av} \cdot F_y^{Av} \cdot \cos(\delta^{Av}) - 2l^{Ar} \cdot F_y^{Ar} \cdot \cos(\delta^{Ar}) \approx 2l^{Av} \cdot F_y^{Av} - 2l^{Ar} \cdot F_y^{Ar} \quad (2.38)$$

Pour calculer les forces, des modèles analytiques basés sur une description physique de phénomène de déformation élémentaire du pneumatique dans l'aire de contact ont été également développés [2].

Parmi ces modèles, nous avons le modèle de *Kiencke* (modèle de type exponentiel), Modèle de *Gim*, Modèle de *Guo*, et le modèle de *Pacejka*, qui est devenue le modèle de référence pour les constructeurs d'automobiles [9].

La fonction la plus connue dans ce domaine de recherche est la *Magic Formula* [16], proposée par *Bakker*, *Nyborg* et *Pacejka* à 1987, Cette formule est issue d'une identification empirique de coefficients sur la base de mesures, dont la forme d'équation de base :

$$y(x) = D \cdot \sin[C \cdot \arctan(B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x)))] \quad (2.39)$$

Pour les efforts latéraux, l'équation (2.39) devient :

$$F_y(\alpha) = D_y \cdot \sin[C_y \cdot \arctan(B_y \cdot \alpha - E_y \cdot (B_y \cdot \alpha - \arctan(B_y \cdot \alpha)))] \quad (2.40)$$

$\beta$  : la direction du vecteur de vitesse du *CG* du véhicule par rapport à l'axe  $x$  peut donnée après une approximation linéaire par :

$$\tan(\beta) = \frac{v_y}{v_x} \Rightarrow \beta = \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \approx \frac{v_y}{v_x} \quad (2.41)$$

$\dot{\beta} = \frac{v_y}{v_x}$  En remplaçant cette valeur dans (2.37) et (2.38), on obtient :

$$\begin{cases} \dot{\beta} = 2 \cdot \frac{F_y^{Av} + F_y^{Ar}}{m \cdot v_x} - \dot{\varphi} \\ \ddot{\varphi} = \frac{2}{I_z} \cdot (l^{Av} \cdot F_y^{Av} - l^{Ar} \cdot F_y^{Ar}) \\ F_y^{Av} = D_y \cdot \sin[C_y \cdot \arctan(B_y \cdot \alpha^{Av} - E_y \cdot (B_y \cdot \alpha^{Av} - \arctan(B_y \cdot \alpha^{Av})))] \\ F_y^{Ar} = D_y \cdot \sin[C_y \cdot \arctan(B_y \cdot \alpha^{Ar} - E_y \cdot (B_y \cdot \alpha^{Ar} - \arctan(B_y \cdot \alpha^{Ar})))] \end{cases} \quad (2.42)$$

### Représentation d'état du mode bicyclette

Le modèle peut aussi être représenté par le schéma suivant, qui intègre les différents modèles développés dans cette section.

Les entrées de commande sont les angles de braquage  $\delta^{Av}$  et  $\delta^{Ar}$ .

Les sorties de modèle sont la vitesse angulaire de lacet  $\dot{\varphi}$  et l'angle de direction du véhicule  $\beta$ .

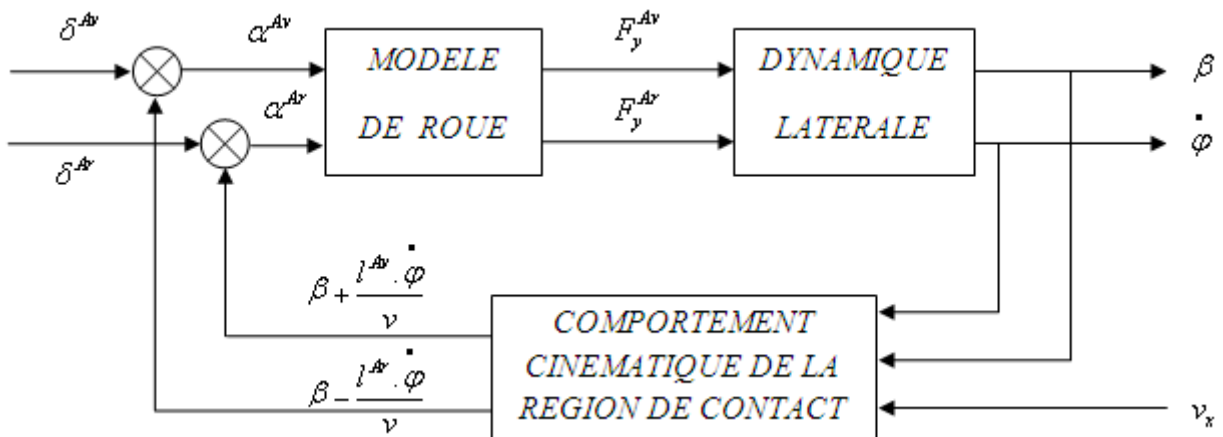


FIG. 2.11 – Schéma bloc du modèle latéral.

Pour simplifier le modèle (2.42), on remplace généralement la force latérale par une fonction linéaire en considérant que l'angle de glissement (dérive) des roues [1][8][9][42] :

$$F_y^{Av,Ar} = C^{Av,Ar} \cdot \alpha^{Av,Ar} \quad (2.43)$$

Où :  $C^{Av,Ar}$  : les moments raideur pour la roue avant et arrière respectivement [1].

$\alpha^{Av,Ar}$  : l'angle de dérive de la roue avant et arrière respectivement, et on peut les écrire par une approximation linéaire comme [1][2][8] :

$$\alpha^{Av} = \delta^{Av} - \arctan\left(\frac{v_y + l^{Av} \cdot \dot{\varphi}}{v_x}\right) \approx \delta^{Av} - \beta - \frac{l^{Av}}{v_x} \cdot \dot{\varphi} \quad (2.44)$$

$$\alpha^{Ar} = \delta^{Ar} - \arctan\left(\frac{v_y - l^{Ar} \cdot \dot{\varphi}}{v_x}\right) \approx \delta^{Ar} - \beta + \frac{l^{Ar}}{v_x} \cdot \dot{\varphi} \quad (2.45)$$

En remplaçant les équations (2.44), (2.45) et (2.43) dans (2.42), on obtient la représentation d'état suivante :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} &= [A] \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \varphi \end{bmatrix} + [B] \cdot \begin{bmatrix} \delta^{Av} \\ \delta^{Ar} \end{bmatrix} \\ [A] &= \begin{bmatrix} -\frac{2.(C^{Av}+C^{Ar})}{m.v_x} & -\frac{2.(C^{Av}l^{Av}-C^{Ar}l^{Ar})}{m.v_x^2} - 1 \\ -\frac{2.(C^{Av}l^{Av}-C^{Ar}l^{Ar})}{I_z} & -\frac{2.(C^{Av}(l^{Av})^2+C^{Ar}(l^{Ar})^2)}{I_z.v_x} \end{bmatrix} \\ [B] &= \begin{bmatrix} \frac{2.C^{Av}}{2.C^{Av}l^{Av}} & \frac{2.C^{Ar}}{-2.C^{Ar}l^{Ar}} \\ \frac{m.v_x}{2.C^{Av}l^{Av}} & \frac{m.v_x}{-2.C^{Ar}l^{Ar}} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Avec  $\begin{bmatrix} \beta \\ \varphi \end{bmatrix}$ , le vecteur d'état, et les sorties de modèle sont la vitesse de lacet  $\dot{\varphi}$  et l'angle de direction du véhicule  $\beta$ .

Ce modèle est l'un des plus utilisé pour l'étude de comportement de la dynamique latérale des véhicules [1][22][23], il permet par exemple, d'étudier la stabilité du véhicule lors d'un parcours d'un virage, suivant le changement des conditions de la route, l'état dans lequel se trouve le système et la commande de braquage appliquée à la roue [29], ainsi avec changement de vitesse du véhicule [2].

### Analyse de stabilité

L'angle de dérive du véhicule  $\beta$ , c'est l'élément essentiel pour la stabilité du véhicule [43], où dans le cas de la route Sèche, lors d'apparition d'une grande valeur de l'angle de dérive, l'augmentation du braquage des roues produit un très petit de changement de vitesse de lacet [29]. La manœuvrabilité du véhicule est désorienté quand l'angle de dérive  $\beta$  dépasser  $10^\circ$ , même cas lorsque l'angle de dérive dépasse  $4^\circ$ , pour la route neigé [33].

L'objectif étant de définir la commande maximale admissible par le véhicule pour rester dans la zone de stabilité.

Les figures suivantes présentent les trajectoires associées au modèle pour différentes initialisations de l'état de système, En choisissant pour cela une condition initiale  $X_0$  suffisamment proche de  $X_e$ (l'état d'équilibre), les conditions de fonctionnement pour la figure (2.12) sont : une vitesse de 20m/s, un angle de braquage nul et potentiel d'adhérence de 100%, Sur la deuxième figure (2.13), on faisant varier la vitesse, sur la troisième (FIG. 2.14) on fait diminué l'adhérence à 20%.

On voit que quelque soient les conditions initiales dans lesquelles se trouvait le système, l'état converge vers l'origine.

Pour la vitesse 30m/s, on voit que l'origine moins attractive. L'effet de l'adhérence a une influence très important sur la stabilité de véhicule.

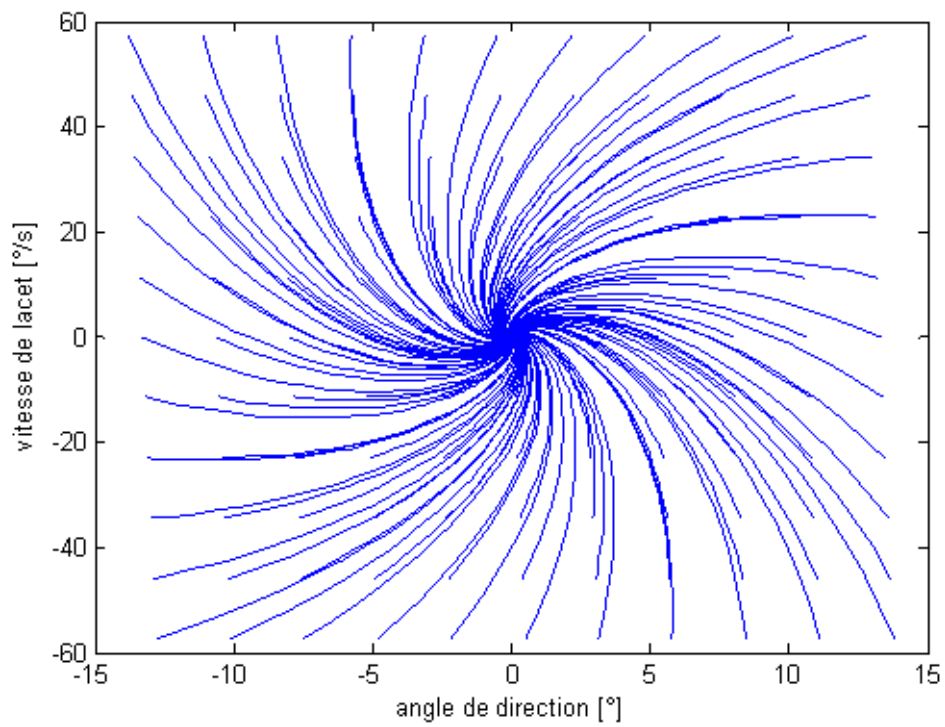


FIG. 2.12 – Représentation des états  $(\beta, \dot{\varphi})$  pour  $\delta^{Av}=0$  et  $v_x = 20m/s$ .

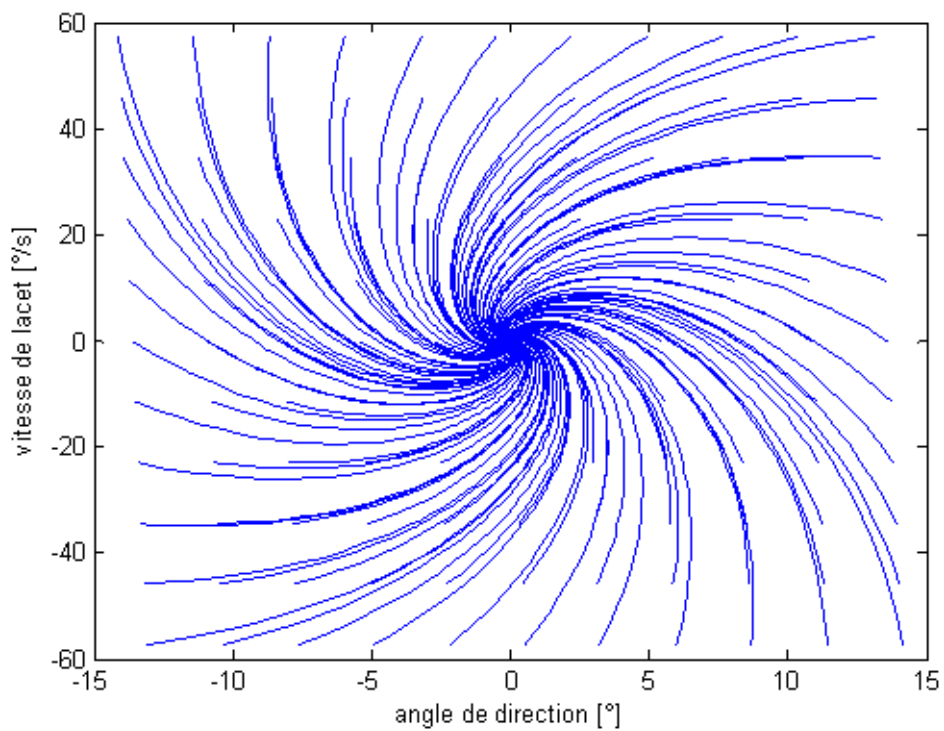
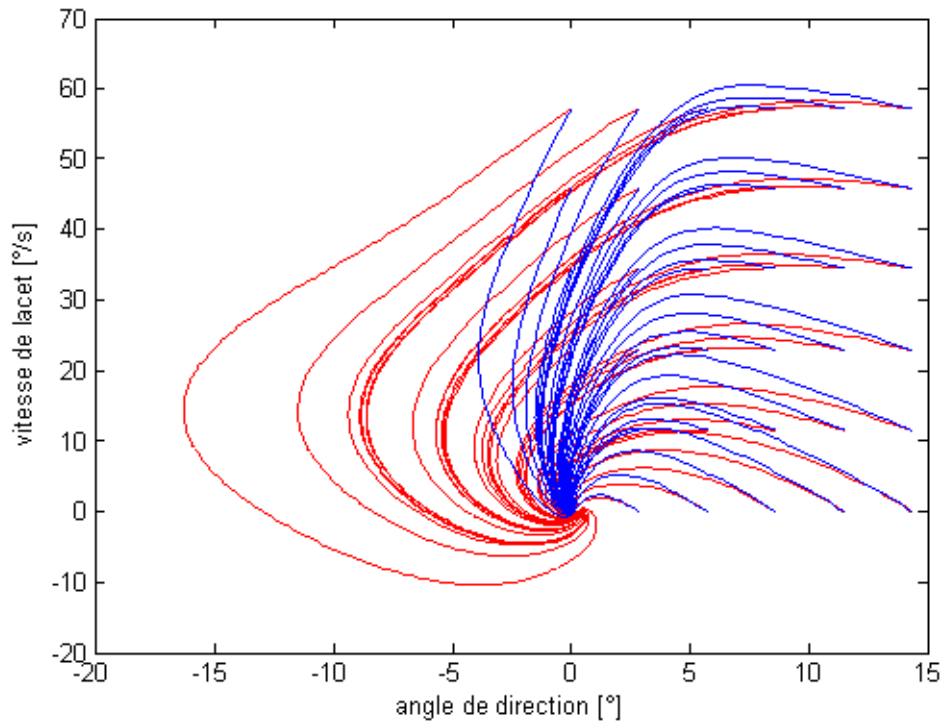


FIG. 2.13 – Représentation des états  $(\beta, \dot{\varphi})$  pour  $\delta^{Av}=0$  et  $v_x = 30m/s$ .


 FIG. 2.14 – Représentation des états  $(\beta, \dot{\varphi})$  pour  $\delta^{Av}=0$  et  $v_x = 20m/s$  et adhérence faible.

En conclusion, nous pouvons dire que le domaine de la stabilité du véhicule se réduit quand la vitesse augmente, et/ou les paramètres de route changent.

Pour faire la commande du véhicule, en tenant compte la vitesse latérale et celle de lacet comme vecteur d'état, pour cela, nous abordons la modélisation du véhicule, mais cette fois ci tenant compte les hypothèses de simplification précédentes avec un angle de braquage arrière nul :

$$m.(\dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi}) = 2F_y^{Av} \cdot \cos(\delta^{Av}) + 2F_y^{Ar} \cdot \cos(\delta^{Ar}) \approx 2F_y^{Av} + 2F_y^{Ar} \quad (2.46)$$

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} = 2l^{Av} \cdot F_y^{Av} \cdot \cos(\delta^{Av}) - 2l^{Ar} \cdot F_y^{Ar} \cdot \cos(\delta^{Ar}) \approx 2l^{Av} \cdot F_y^{Av} - 2l^{Ar} \cdot F_y^{Ar} \quad (2.47)$$

pour faire notre commande, on choisit le vecteur d'état  $\begin{bmatrix} v_y \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix}$  et pour une braquage arrière nulle  $\delta^{Ar} = 0$ , on trouve le système est écrit sous forme suivante :  $\dot{x} = A \cdot x + B \cdot u$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} = [A] \cdot \begin{bmatrix} v_y \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + [B] \cdot \delta^{Av}$$

$$\text{tel que : } [A] = \begin{bmatrix} \frac{-2 \cdot (C^{Av} + C^{Ar})}{I_z \cdot v_x} & \frac{-2 \cdot (C^{Av} l^{Av} - C^{Ar} l^{Ar}) - v_x}{I_z \cdot v_x} \\ \frac{-2 \cdot (C^{Av} l^{Av} - C^{Ar} l^{Ar})}{I_z \cdot v_x} & \frac{-2 \cdot (C^{Av} \cdot (l^{Av})^2 + C^{Ar} \cdot (l^{Ar})^2)}{I_z \cdot v_x} \end{bmatrix} \text{ et } [B] = \begin{bmatrix} \frac{2 \cdot C^{Av}}{I_z} \\ \frac{2 \cdot C^{Av} \cdot l^{Av}}{I_z} \end{bmatrix}$$

## 2.7 Commande de la dynamique latérale en utilisant la distance de prévisualisation

Des techniques de prédiction de l'écart à la trajectoire à plusieurs mètres en avant de véhicule, ont montré leur efficacité pour faciliter la mise en place de la commande [39][40]. Ces concepts sont souvent appelés, redéfinition de la sortie "Output redéfinition", ou commande avec distance de prévisualisation (Look-ahead control).

Cette technique est aisément réalisable avec les systèmes de perception par vision qui peuvent fournir directement une telle erreur.

La mesure de l'erreur à une distance  $L$ , permet de compenser des retards introduits par le traitement des mesures et les délais dus aux actionneurs physiques du véhicule [38].

Pour notre étude, cette distance est fictive, nous l'utilisons comme outil d'étude seulement [45].

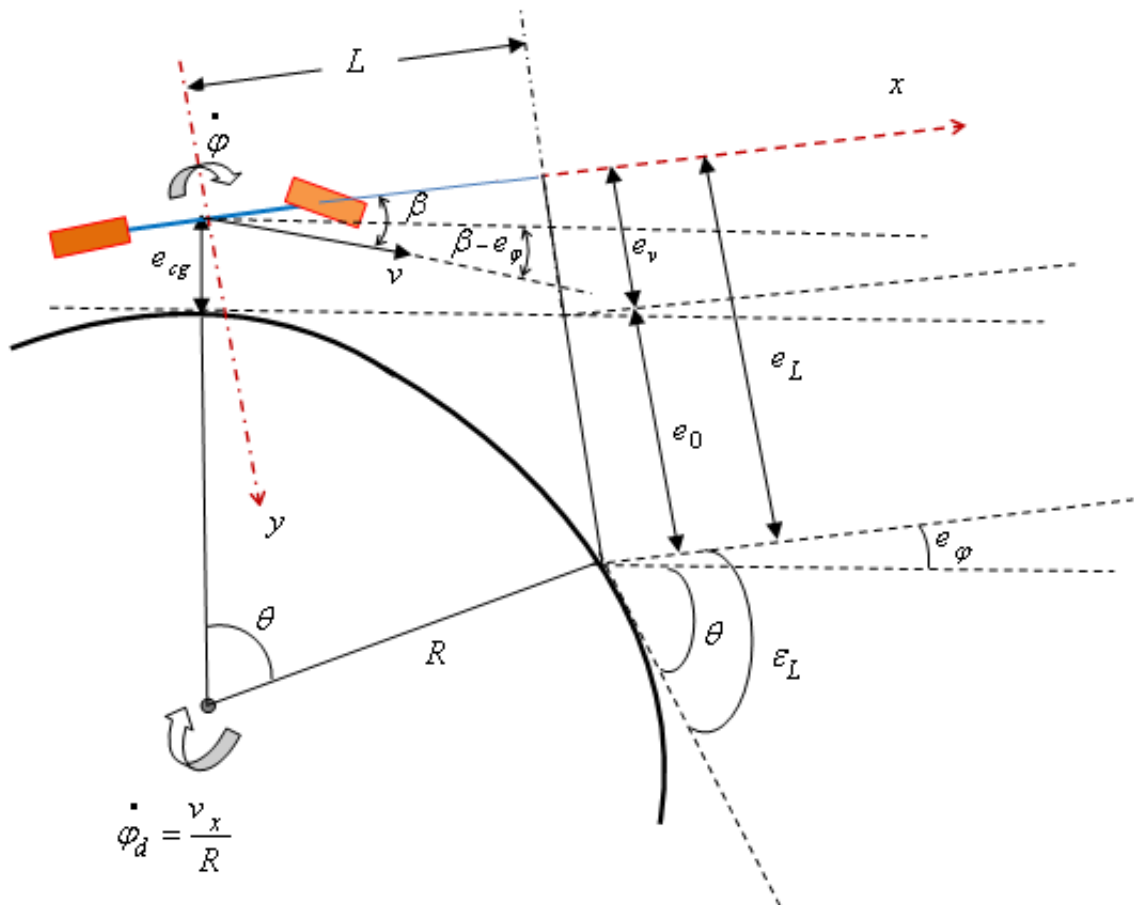


FIG. 2.15 – Représentation de la route avec le modèle de véhicule.

Modèle de vision : La figure (2.15) montre que, le véhicule suit une trajectoire désirée avec un rayon  $R$ , dans cette étude nous avons utilisé la distance latéral  $e_L$  et l'erreur

angulaire  $\varepsilon_L$ , ce dernier est calculé à partir du chemin de référence (tangente au point le plus proche) et de la position actuelle du véhicule chez une distance  $L$ , qui s'appelle la distance de prévisualisation, pour estimer l'écart latéral  $e_v$ .

Donc à partir de ce schéma, on peut trouver :

$$e_v = e_L - e_0 \quad (2.48)$$

Où  $e_0$  : c'est le décalage à cause de la courbure de la route.

$$e_v = e_{cg} + L \cdot \sin(e_\varphi) \approx e_{cg} + L \cdot e_\varphi \quad (2.49)$$

$\sin(e_\varphi) = e_\varphi$ , si on suppose que  $e_\varphi$  est petit.

Aussi et à partir de la même figure : la vitesse de l'erreur  $e_{cg}$ , est donnée par :

$$\dot{e}_{cg} = v \cdot \sin(\beta - e_\varphi) \approx v \cdot (\beta - e_\varphi) \approx v \cdot \beta - v \cdot e_\varphi \quad (2.50)$$

On suppose que  $\beta$  et  $\delta^{Av}$  sont petits, donc :

$$\begin{cases} v_x = v \cdot \cos(\beta) \approx v \\ v_y = v \cdot \sin(\beta) \approx v \cdot \beta \end{cases} \quad (2.51)$$

En substituant (2.51) dans (2.50), on trouve :

$$\dot{e}_{cg} = v_y - v_x \cdot e_\varphi \quad (2.52)$$

L'erreur angulaire est donné par :

$$e_\varphi = \varphi_d - \varphi \quad (2.53)$$

Où  $\varphi_d$  : est l'angle d'orientation du véhicule désiré et  $\varphi$  son orientation actuel.

Et la dérivée de l'erreur angulaire donné par :

$$\dot{e}_\varphi = \dot{\varphi}_d - \dot{\varphi} \quad (2.54)$$

Où :  $\dot{\varphi}_d$  est la vitesse de lacet désirée donnée par [20][31] :

$\dot{\varphi}_d = \frac{v_x}{R} = v_x \cdot K_L$ , tel que  $\frac{1}{R} = K_L$  et  $v_x$  supposée constante.

On dérive l'équation (2.49), et substituant (2.52) et (2.54) :

$$\dot{e}_v = \dot{e}_{cg} + L \cdot \dot{e}_\varphi = v_y - v_x \cdot e_\varphi + L \cdot \dot{\varphi}_d - L \cdot \dot{\varphi}$$

$$\dot{e}_\varphi = v_y - v_x \cdot e_\varphi + L \cdot v_x \cdot K_L - L \cdot \dot{\varphi} \quad (2.55)$$

Et nous avons aussi :

$$\dot{e}_\varphi = -\dot{\varphi} + v_x \cdot K_L \quad (2.56)$$

Après ces équations obtenues : Le modèle complet avec le modèle de vision devient :

$$\begin{cases} \dot{x} = A \cdot x + B \cdot u + C \cdot W \\ y = D \cdot x \end{cases} \quad (2.57)$$

Avec le vecteur d'état  $\begin{bmatrix} v_y \\ \dot{\varphi} \\ e_v \\ e_\varphi \end{bmatrix}$ , la commande :  $u = \delta^{Av}$ , la perturbation :  $W = K_L$  et la

sortie :  $\begin{bmatrix} e_v \\ e_\varphi \end{bmatrix}$ , La matrice d'état :

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}, \text{ tel que :}$$

$$a_{11} = \frac{-2 \cdot (C^{Av} + C^{Ar})}{m \cdot v_x} \quad a_{12} = \frac{-2 \cdot (C^{Av} \cdot l^{Av} - C^{Ar} \cdot l^{Ar})}{m \cdot v_x} - v_x \quad a_{13} = 0 \quad a_{14} = 0$$

$$a_{21} = \frac{-2 \cdot (C^{Av} \cdot l^{Av}) - C^{Ar} \cdot l^{Ar}}{I_z \cdot v_x} \quad a_{22} = \frac{-2 \cdot (C^{Av} \cdot l^{Av})^2 + C^{Ar} \cdot l^{Ar} \cdot 2}{I_z \cdot v_x} \quad a_{23} = 0 \quad a_{24} = 0$$

$$a_{31} = 0 \quad a_{32} = -L \quad a_{33} = 0 \quad a_{34} = -v_x$$

$$a_{41} = 0 \quad a_{42} = -1 \quad a_{43} = 0 \quad a_{44} = 0$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 2 \cdot \frac{C^{Av}}{m} \\ 2 \cdot \frac{C^{Av} \cdot l^{Av}}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

L'objectif de la commande latérale est d'amener et de maintenir les erreurs latérales et angulaires à des valeurs nulles [38][41], et dans notre modèle, il y a une relation entre eux, comme l'illustre l'équation (2.49). Donc et avec le changement des conditions initiales,



nous allons voir que le contrôle de l'erreur latérale mène à une annulation ou réduction de l'erreur angulaire à une valeur suffisante.

La commande permet de calculer l'angle à attribuer à l'actionneur de direction du véhicule, pour que ce dernier suive un chemin de référence. Donc l'entrée de notre système, est l'angle de braquage de la roue avant  $\delta^{Av}$ , et sa sortie est l'erreur latérale  $e_v$ , comme indiqué sur la figure ci-dessous (FIG. 2.16).  $K_L$  : est considéré comme une perturbation.

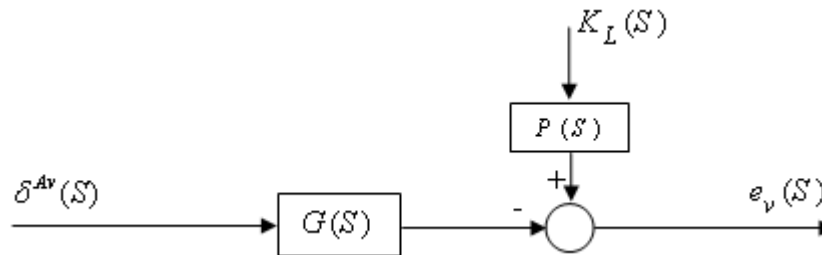


FIG. 2.16 – Bloc du système en Boucle Ouverte.

La fonction de transfert entre l'erreur latérale  $e_v$  et l'angle de braquage  $\delta^{Av}$  est :

$$G = \frac{e_v(S)}{\delta^{Av}(S)} = \frac{a.S^2 + b.S + d}{S^4 + f.S^3 + g.S^2} \quad (2.58)$$

Avec  $K_L = 0$

### Paramètres du véhicule pris comme exemple d'étude

voir (Tab. 2.1)

TAB. 2.1 – Paramètres du véhicule pris comme exemple d'étude.

Paramètres	Valeurs
Masse du véhicule, $m(Kg)$	1590
Moment d'inertie autour de l'axe $z$ , $I_z(Kg.m^2)$	2920
Distance entre l'axe avant et le centre de gravité du véhicule, $l^{Av}(m)$	1.22
Distance entre l'axe arrière et le centre de gravité du véhicule, $l^{Ar}(m)$	1.62
Moment de raideur de la roue avant et arrière, $C^{Av,Ar}(N/rad)$	60000

### 2.7.1 Analyse de système en boucle ouverte

La synthèse de système en *BO*, donne le comportement du système sous diverses conditions [voir [29]].

On note que la "FTBO", a deux pôles à l'origine, et deux autres pôles et deux zéros, qui déterminent le comportement du véhicule, nous avons trouvé, les pôles en fonction de la vitesse longitudinal, la distance de prévisualisation  $L$ , et la raideur de pneumatique  $C^{Av,Ar}$ , mais les zéros en fonction de la vitesse longitudinal, et la raideur seulement.

Donc les deux paramètres du système, vitesse et raideur sont plus domination que les autres.

Dans le cas du contrôle latéral d'un véhicule, la synthèse d'une loi de commande est soumise à des exigences telles que :

- une minimisation de l'erreur latérale ;
- un fonctionnement sur un large bande de variation des paramètres (vitesse, masse, coefficient de raideur des pneus) [37].

Parmi les techniques d'analyse d'un système physique et sa stabilité, tel que le digramme de bode, critère de Nyquist, et lieu des racines, nous avons choisi la dernière.

Si  $|Re(P_i)|$ , la partie réelle de pôle  $i$ .

Comme le sait, si  $|Re(P_i)|$  grande et  $Re(P_i) < 0$ , meilleures sont la stabilité et la rapidité.

Si  $|Re(P_i)|$  faible et  $Re(P_i) < 0$ , système lent et peu stable (pôles dominants).

Les lieux des racines en boucle ouverte sont les suivantes :

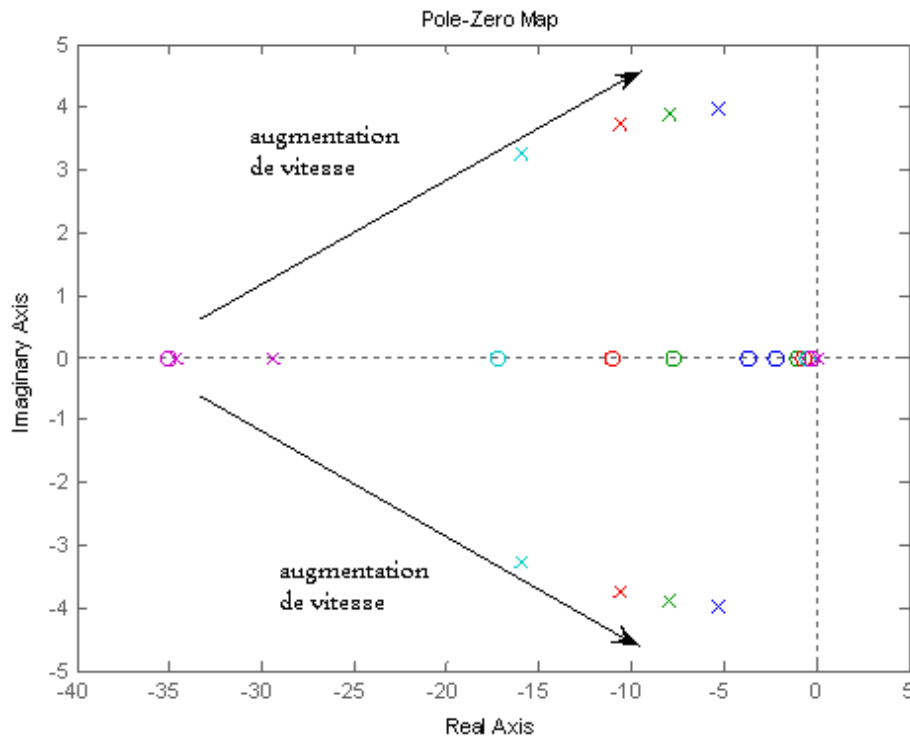


FIG. 2.17 – lieu des racines de  $G(s)$  avec  $v_x = 5, 10, 15, 20$  et  $30m/s$  avec  $L = 20m$ .

Après l'analyse de système en  $BO$  à partir des figures précédentes, on conclut que : Plus la vitesse longitudinal  $v_x$  augmente, plus les pôles de système se rapprochent de la zone d'instabilité, ceci reflète la réalité dans la mesure où plus la vitesse élevée et plus le véhicule est difficilement contrôlable ;

Si la distance de prévisualisation  $L$  diminuée, le taux d'amortissement  $\xi$  diminue et le dépassement augmente ;

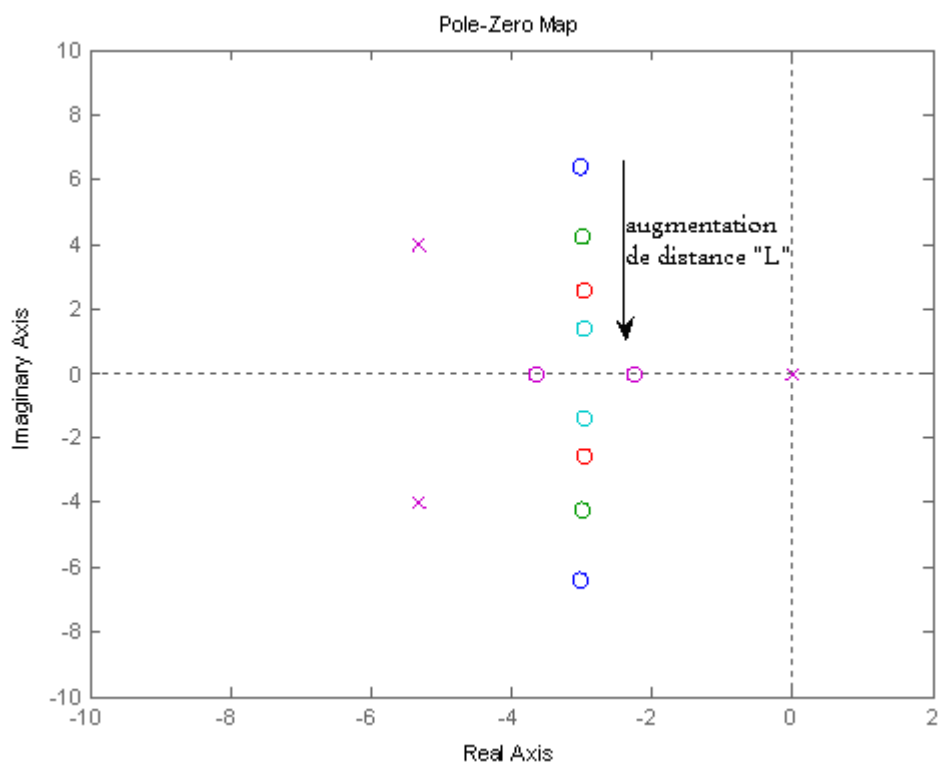


FIG. 2.18 – lieu des racines de  $G(s)$  avec  $L = 2, 5, 10, 15$  et  $20m$  avec  $v_x = 30m/s$  .

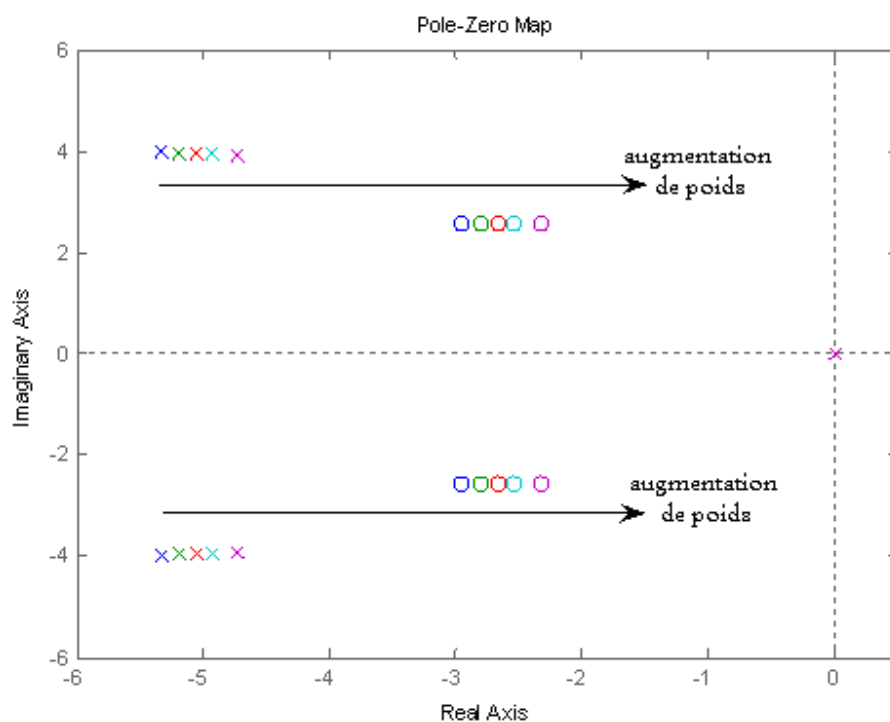


FIG. 2.19 – lieu des racines de  $G(s)$  avec  $m = 1590, 1690, 1790, 1890$  et  $2090kg$ , avec  $v_x = 30m/s$  et  $L = 10m$ .

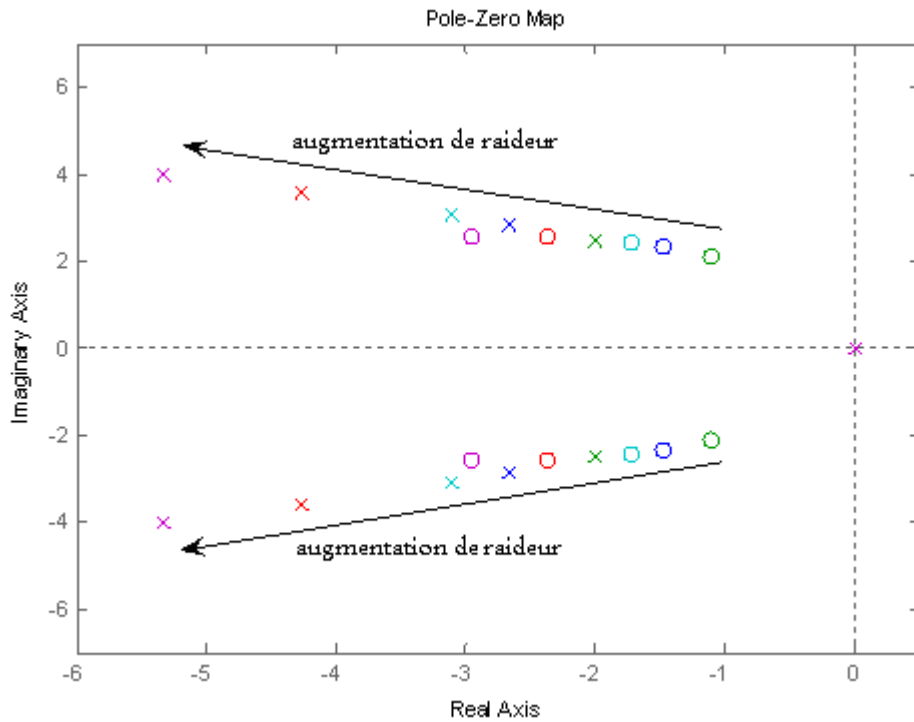


FIG. 2.20 – lieu des racines de  $G(s)$  avec  $2.C^{Av,Ar}=45000, 60000, 70000, 96000$  et  $120000N/rad$ , avec  $v_x = 30m/s$  et  $L = 10m$ .

Si la raideur  $C^{Av,Ar}$  diminue, le taux d'amortissement diminue  $\xi$  et le dépassement augmente ;

Si la masse de véhicule  $m$  augmente, le taux d'amortissement diminue  $\xi$  et l'oscillation augmente ;

Maintenant calculons la fonction de transfert entre la vitesse latérale  $v_y$  et l'angle de braquage donnée  $\delta^{Av}$  par :

$$G_1 = \frac{v_y(s)}{\delta^{Av}(s)} = \frac{b_1 \cdot S + a_{12} \cdot b_2 - a_{22} \cdot b_1}{S^2 - (a_{11} + a_{12}) \cdot S + a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \quad (2.59)$$

Et la fonction de transfert entre la vitesse de lacet  $\dot{\varphi}$  et l'angle de braquage  $\delta$  donnée par :

$$G_2 = \frac{\dot{\varphi}(s)}{\delta^{Av}(s)} = \frac{b_2 \cdot S + a_{21} \cdot b_1 - a_{11} \cdot b_2}{S^2 - (a_{11} + a_{12}) \cdot S + a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \quad (2.60)$$

L'objectif de contrôle est d'annuler l'erreur latérale  $e_v$ , avec plusieurs valeurs de la distance  $L$ , pour n'importe quel valeur de rayon de la trajectoire approprié à notre véhicule, et différentes conditions de route, sans oublier la stabilité du véhicule. Le changement de raideur  $C^{Av,Ar}$ , c'est important pour notre étude, puisque il signifie le changement de terrain (changement d'adhérence véhicule/route) [36], la raideur lié à la pression de gonflage, la vitesse de véhicule, la charge, la température, conditions de route [44].

## 2.7.2 Contrôlabilité du système étudié

Pour un système avec une représentation d'état :

$$\begin{cases} \dot{x} = A.x(t) + B.u(t) \\ y = C.x(t) + D.u(t) \end{cases} \quad (2.61)$$

Tel que :

la matrice :  $A(n \times n)$  et  $B(n \times m)$  La matrice de contrôlabilité :  
 $[Co] = [B \ A.B \ A^2.B \ \dots \ A^{n-1}.B]$

On dit que le système est contrôlable, si et seulement si la matrice  $Co$  a  $n$  colonnes indépendantes linéairement.

$$\text{Pour le système étudié : } [Co] = \begin{bmatrix} 75.47 & -1833 & 6215 & -91849 \\ 50.14 & -421 & 354 & 6892 \\ 0 & 577 & -2740 & 12520 \\ 0 & -50 & 241 & -354 \end{bmatrix}$$

Donc notre système est contrôlable.

## 2.7.3 Contrôle de la dynamique latérale par un régulateur PID

Les commandes classiques de type PD, PID est plus élaborées, ont été largement étudiées par Ackermann et al [40], Guldner et al [59].

Donc pour nous, nous allons intégrer un correcteur proportionnel intégral dérivé (PID), pour suivre une trajectoire désirée, en cherchant à rendre nulle l'erreur  $e$ , définie par l'expression suivante :

$e = e_d - e_v$ , Donc la commande :

$$\delta^{Av} = K_p.e + K_d.\dot{e} + K_i.\int e \quad (2.62)$$

$K_p$ ,  $K_d$  et  $K_i$  sont les gains du correcteur (PID).

La variation des paramètres de systèmes (vitesse, masse, et conditions de route), causent une difficulté pour trouver des gains de correcteur fixes.

Nous établissons le schéma bloc de l'asservissement réalisé.

### Simulation et Résultats

La modélisation du véhicule et la commande sont simulés, par le bloc Simulink sous environnement MATLAB.

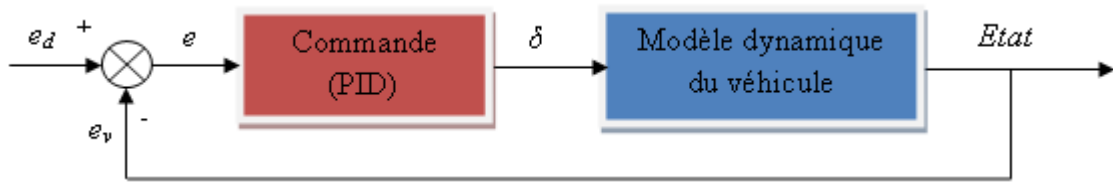


FIG. 2.21 – Bloc d’asservissement.

### Génération de trajectoire

On commence par une trajectoire rectiligne ( $K_L = 0$ ) jusqu’à  $t = 10s$ , puis on effectue un changement de trajectoire par un cercle de rayon de  $R = 500m$ , c’est à dire  $K_L = 0.002m^{-1}$ , d’une façon tout à fait brusque, afin d’estimer le comportement de notre système au départ d’un virage, comme le montre la figure suivante (FIG. 2.22), avec respect les caractéristiques physiques du système, donc ses limitations.

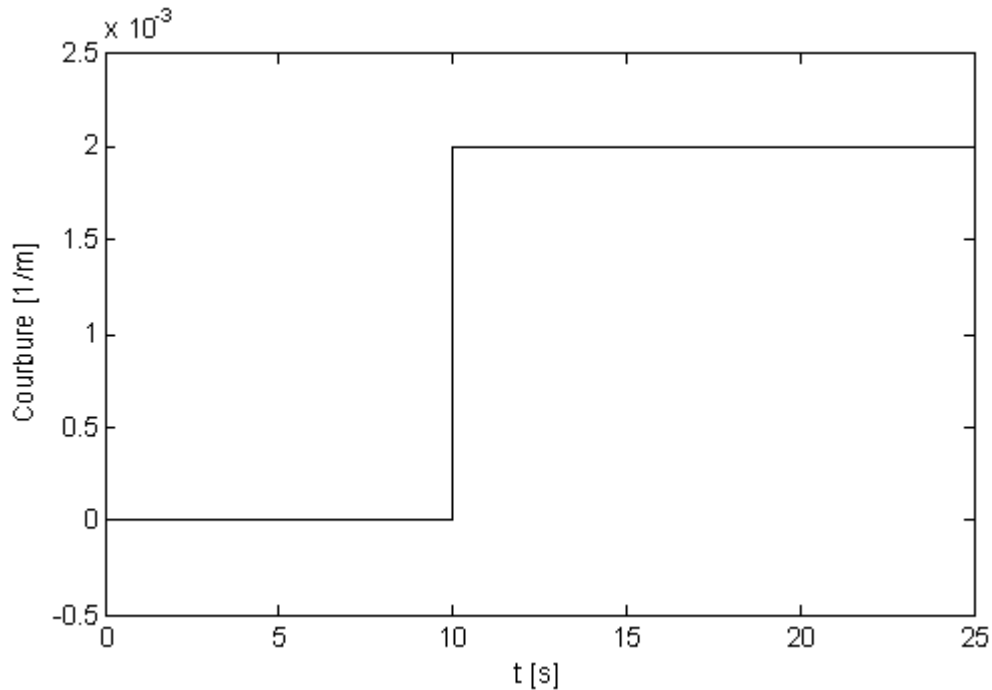


FIG. 2.22 – Profil de courbure de trajectoire.

On fait varier la vitesse longitudinale  $v_x$  de 15, 20 et 30m/s, avec deux valeurs différentes de la distance  $L$ , pour pouvoir faire la comparaison. La position longitudinal et latérale du véhicule  $(x, y)$  est calculé par :  $x = \int \dot{x} dt$  et  $y = \int \dot{y} dt$ , tel que :

$$\begin{cases} \dot{x} = v_x \cdot \cos(\varphi + \beta) \\ \dot{y} = v_x \cdot \sin(\varphi + \beta) \end{cases} \quad (2.63)$$

Nous obtenons les résultats suivants :

## Résultats de simulation

### a. Résultats de simulation pour $L = 10\text{m}$

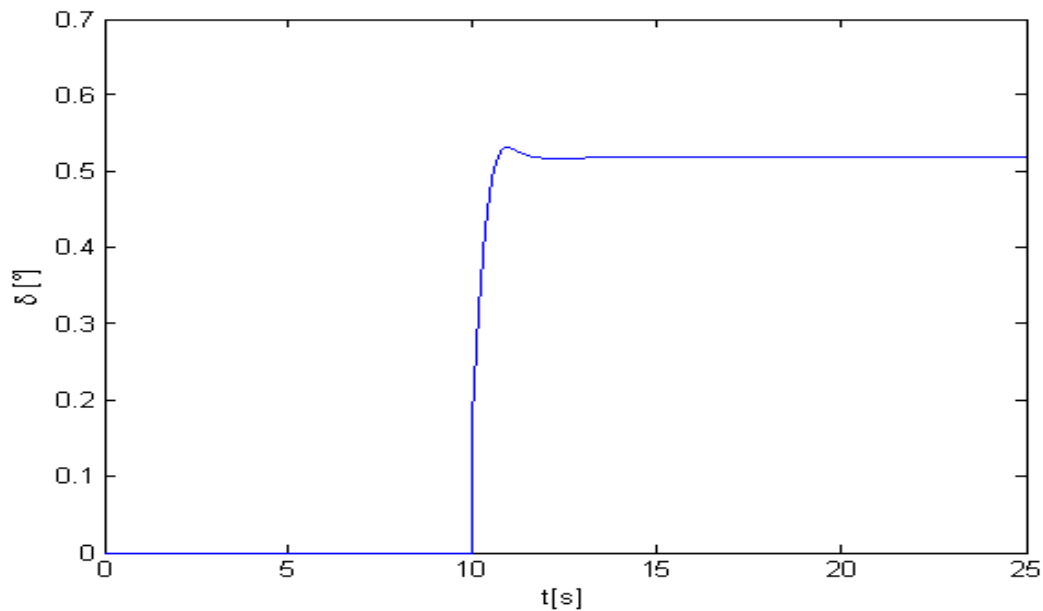


FIG. 2.23 – Commande (braquage de la roue avant du véhicule).

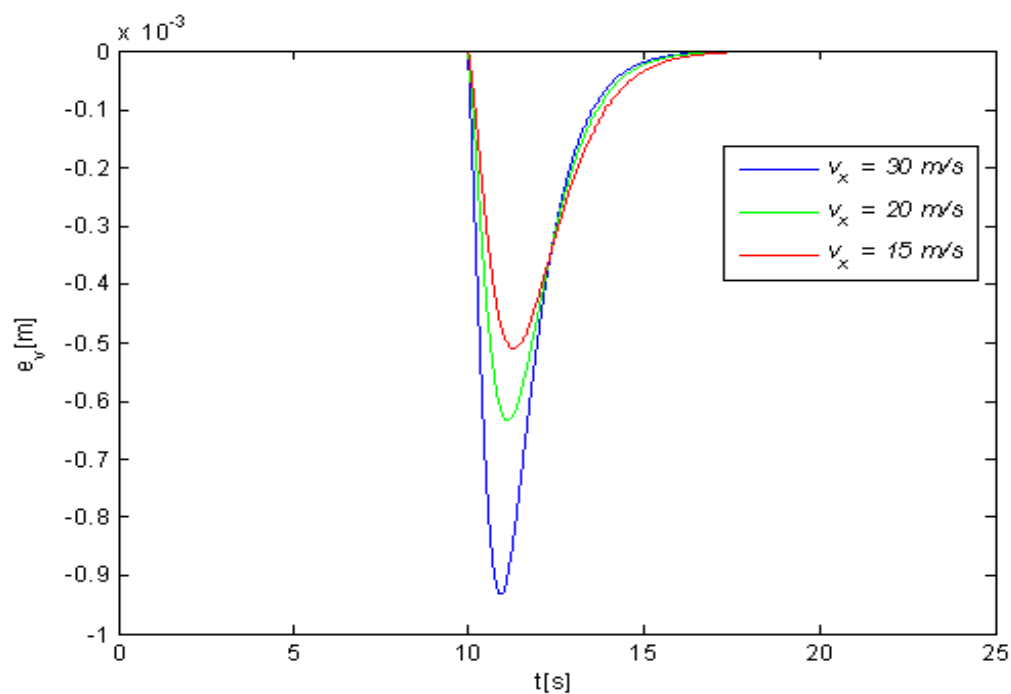


FIG. 2.24 – Ecart latéral pour  $L = 10\text{m}$ .

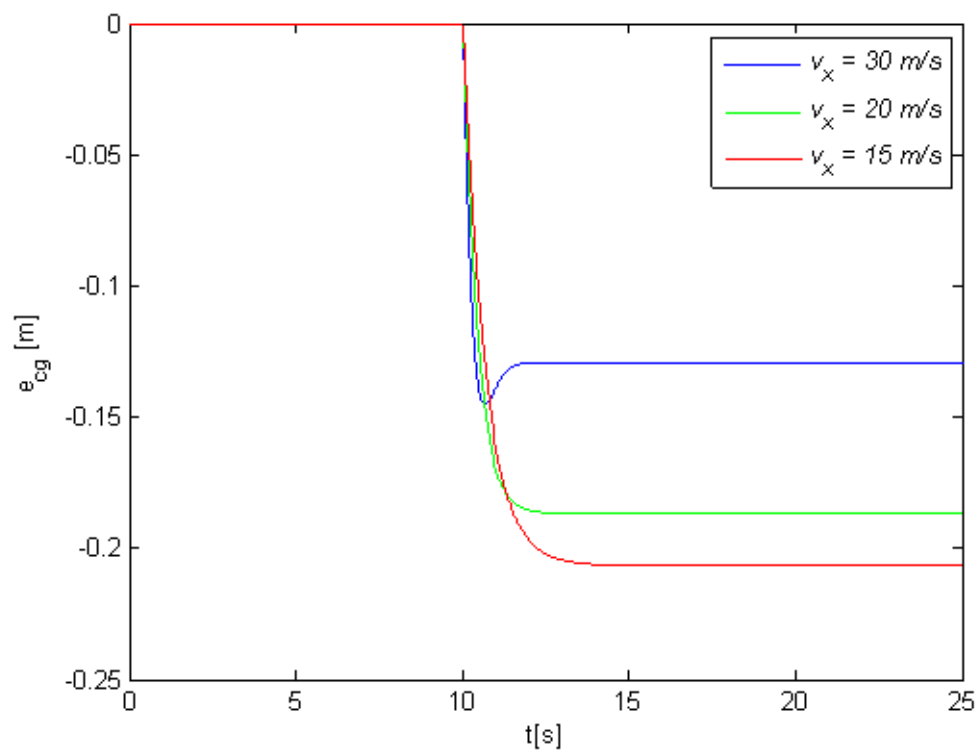


FIG. 2.25 – Erreur au centre de gravité pour  $L = 10$ m.

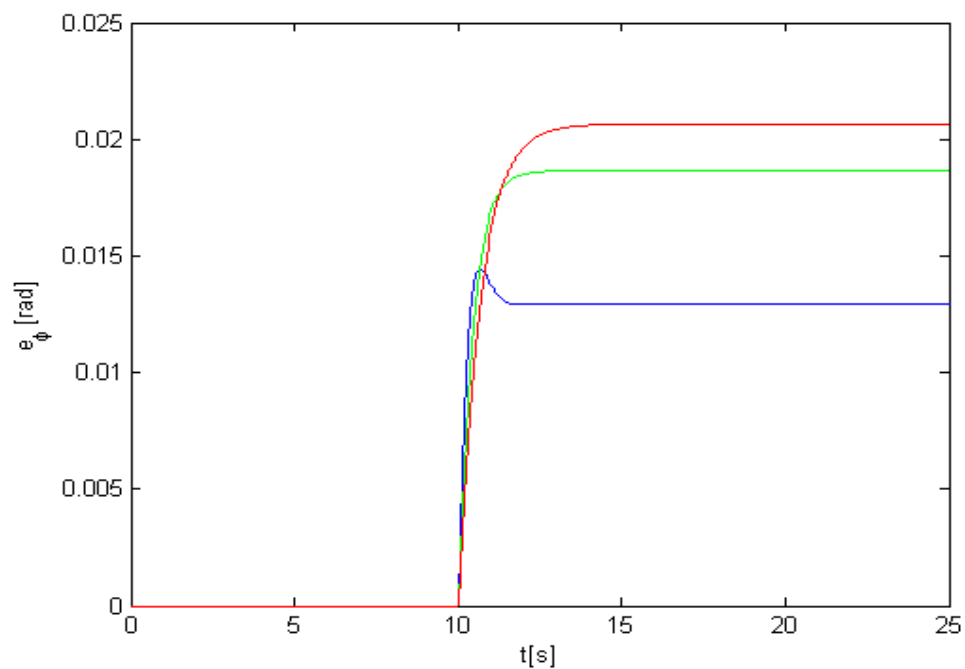


FIG. 2.26 – Erreur angulaire pour  $L = 10$ m.



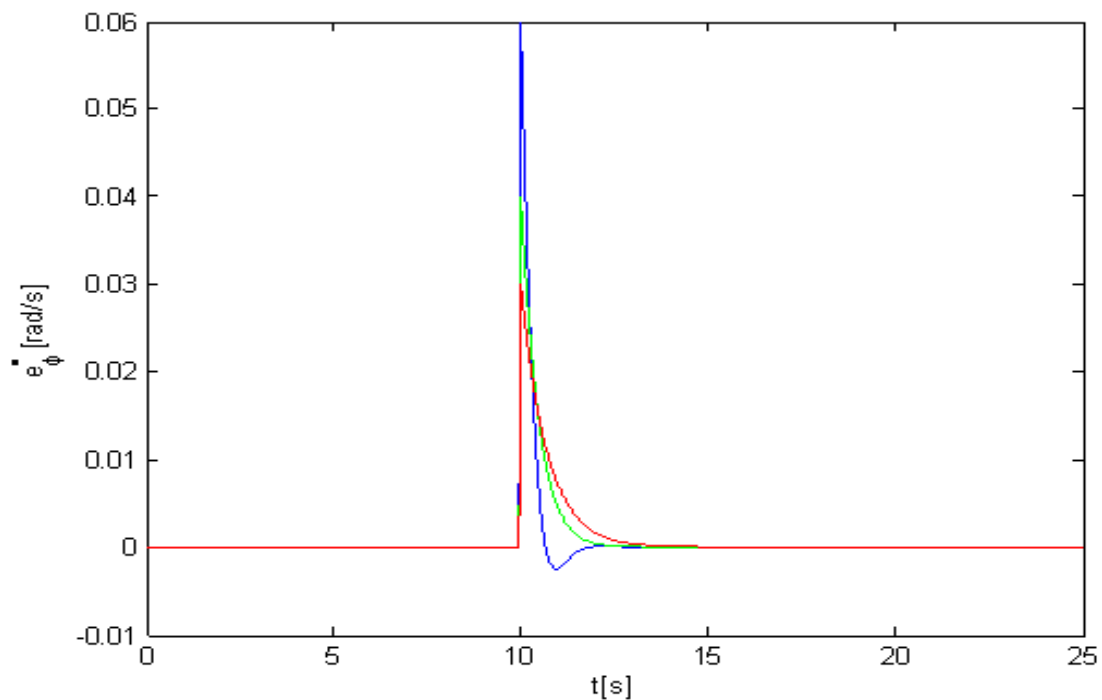


FIG. 2.27 – Erreur en vitesse de lacet pour  $L = 10\text{m}$ .

**b. Résultats de simulation pour  $L = 5\text{m}$**

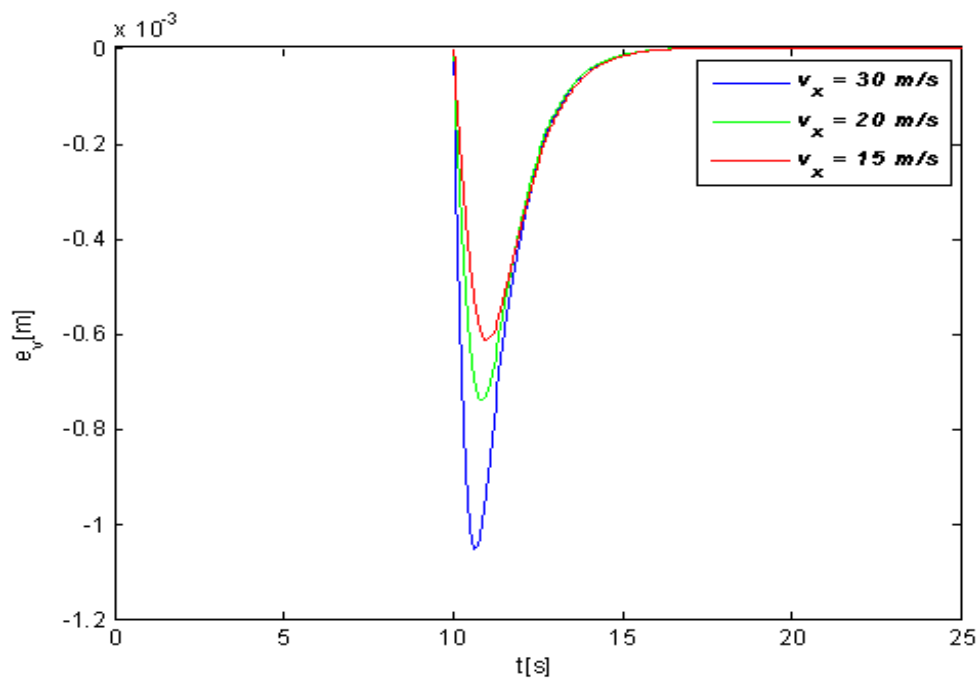


FIG. 2.28 – Écart latéral pour  $L = 5\text{m}$ .

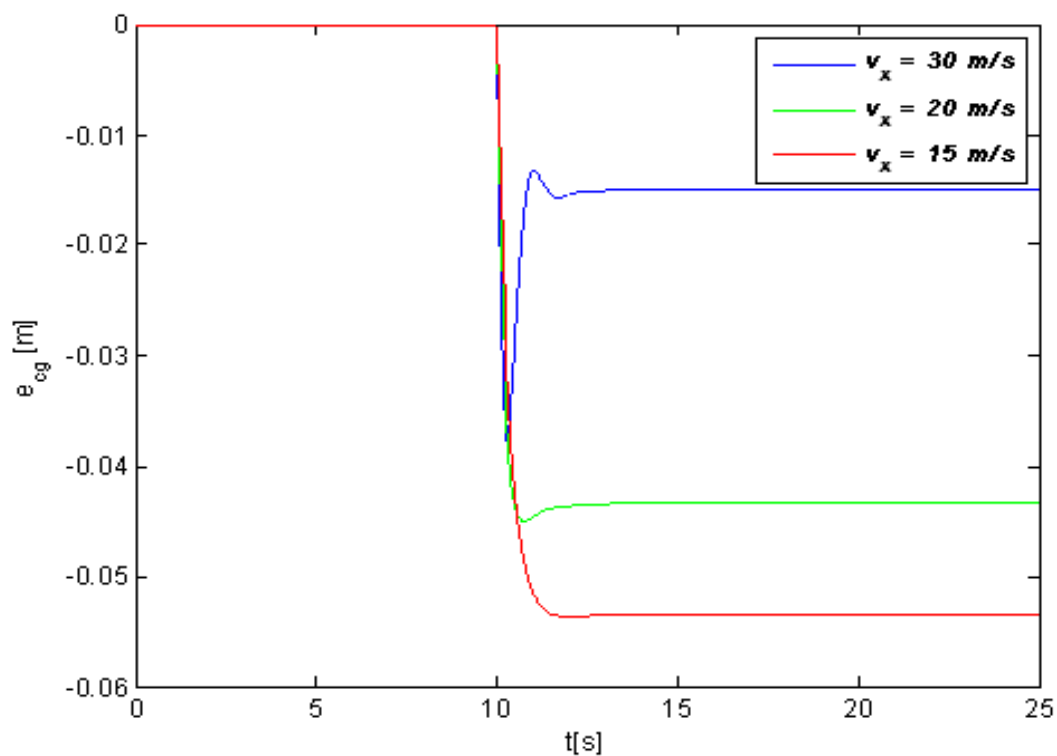


FIG. 2.29 – Erreur au centre de gravité pour  $L = 5$ m.

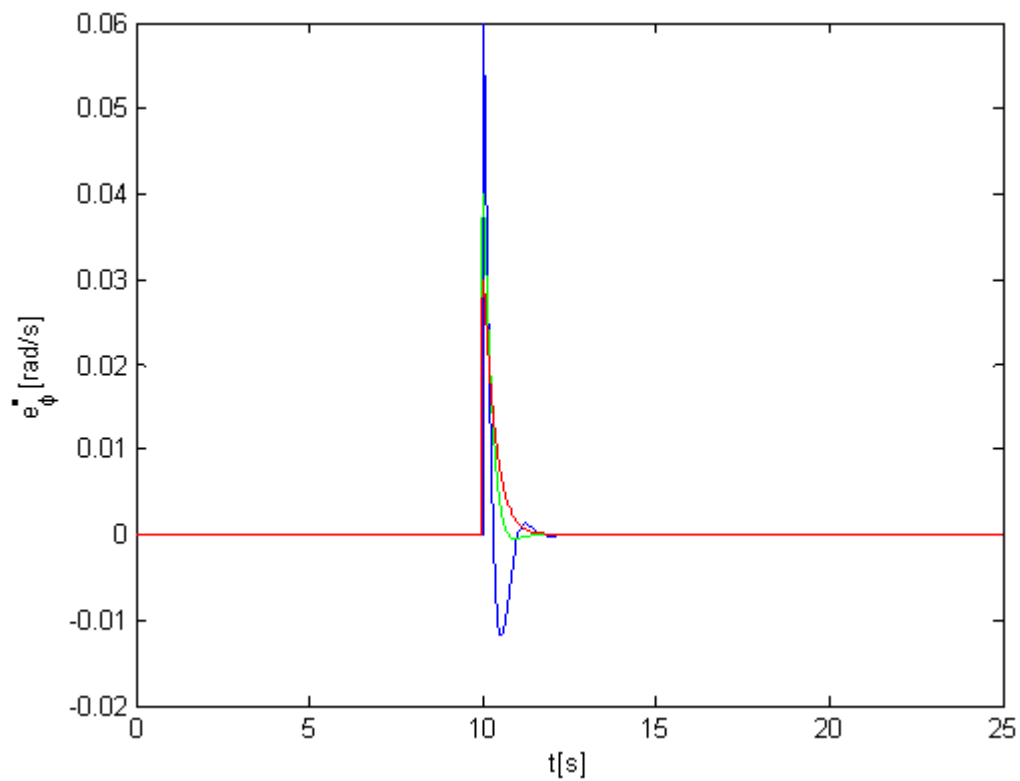


FIG. 2.30 – Erreur en vitesse de lacet du véhicule pour  $L = 5$ m.

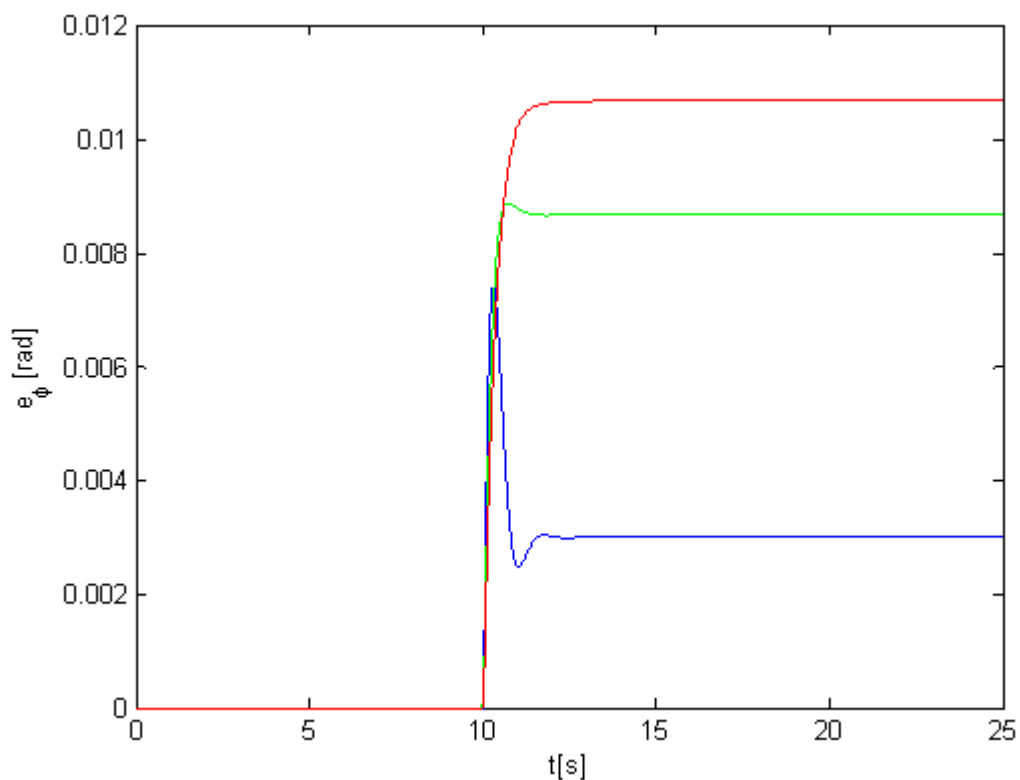


FIG. 2.31 – Erreur angulaire pour  $L = 5$ m.

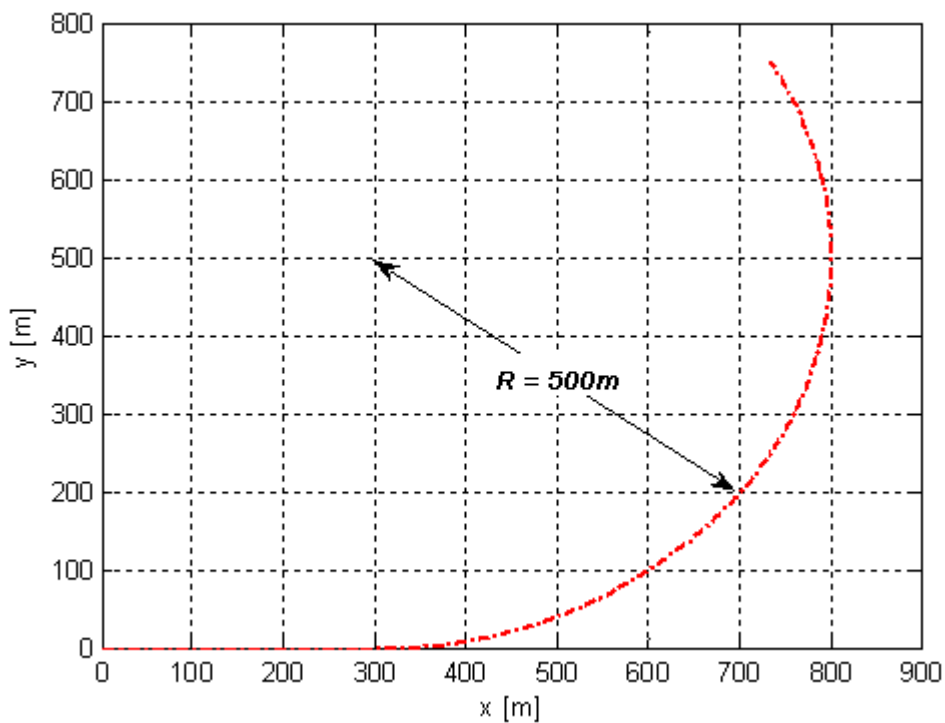


FIG. 2.32 – Trajectoire du véhicule pour  $L = 5$ m.

D'après les figures précédentes, on observe que le régulateur *PID*, a pu éliminer l'erreur de vitesse de lacet et l'erreur latérale au même temps, pour différents types de trajectoire et avec des conditions différentes.

Le dépassement de réponse apparaît et augmente, si la vitesse du véhicule augmente, comme le montre les figures de (2.24) à (2.31).

L'erreur latérale au centre de gravité est affaiblie pour les petites distances  $L$ , surtout avec une grande vitesse ( $v_x = 30\text{m/s}$ ), comme l'illustrent les deux figures (FIG. 2.25) et (FIG. 2.29), mais avec un inconvénient de grands dépassements, soit pour la vitesse de lacet ou pour l'erreur au centre de gravité, et ce phénomène influe sur le confort des voyageurs.

Donc en conclusion, on doit choisir la distance  $L$  appropriée à la vitesse longitudinale pour atteindre des meilleurs résultats et maintenir la stabilité du système et annuler l'erreur latérale et de lacet avec la réduction de dépassement. Donc doit être ajustée  $L$  en fonction de la vitesse longitudinale,  $v_x$  du véhicule afin d'obtenir une meilleure performance.

Pour la trajectoire de véhicule, le véhicule suit la trajectoire de référence ceci malgré le changement brusque de la trajectoire à l'instant 10s, (FIG. 2.32).

#### **d. Test de robustesse**

Pour analyser la robustesse du système en boucle fermée, les comparaisons sont effectuées en faisant varier la masse  $m$  et les raideurs  $C^{Av,Ar}$ , c'est à dire le changement de terrain [46], Tout d'abord, une analyse de robustesse est effectuée pour analyser la robustesse du système de contrôle en vertu de la charge du véhicule diverses, où la masse  $m$  du véhicule  $m = 1590, 1790$  et  $2090$  kg. En changeant quelques paramètres influant sur la stabilité du système, et voir les résultats de simulation.

Test de robustesse a été avec  $v_x = 30\text{m/s}$  et  $L = 10m$ .

##### **1. Variation de la masse de $m = 1590, 1790$ à $2090\text{kg}$**

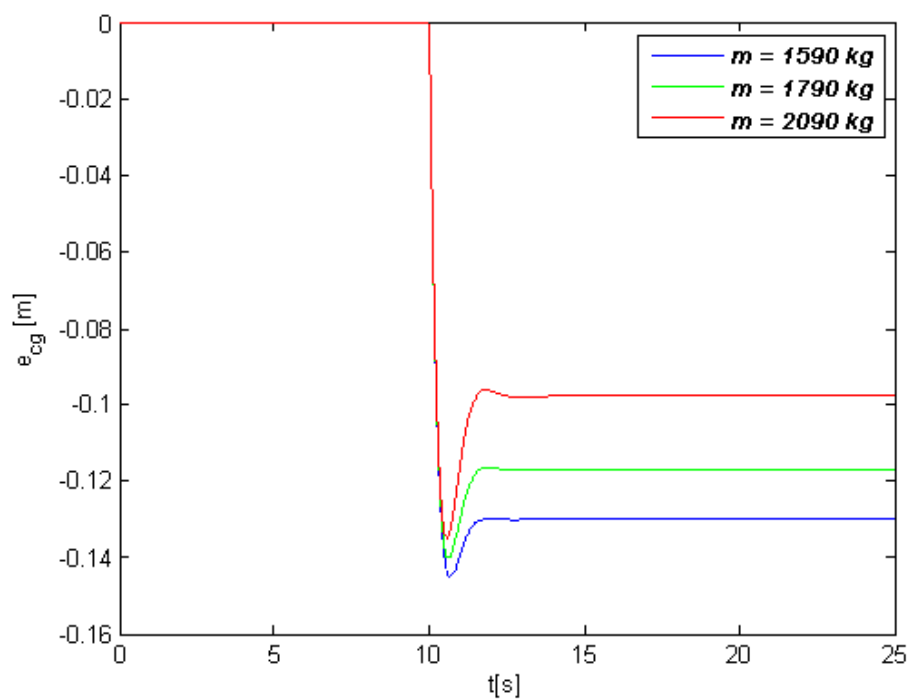


FIG. 2.33 – Erreur au centre de gravité pour la variation de la charge.

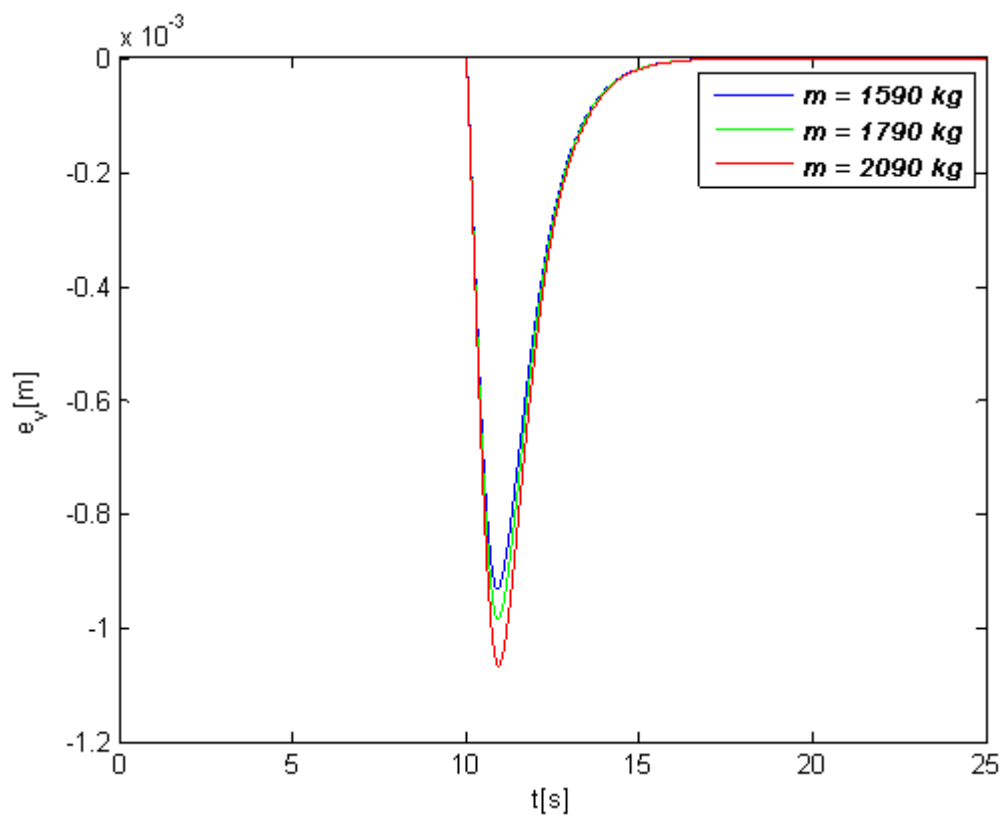


FIG. 2.34 – Ecart latéral pour la variation de la charge.

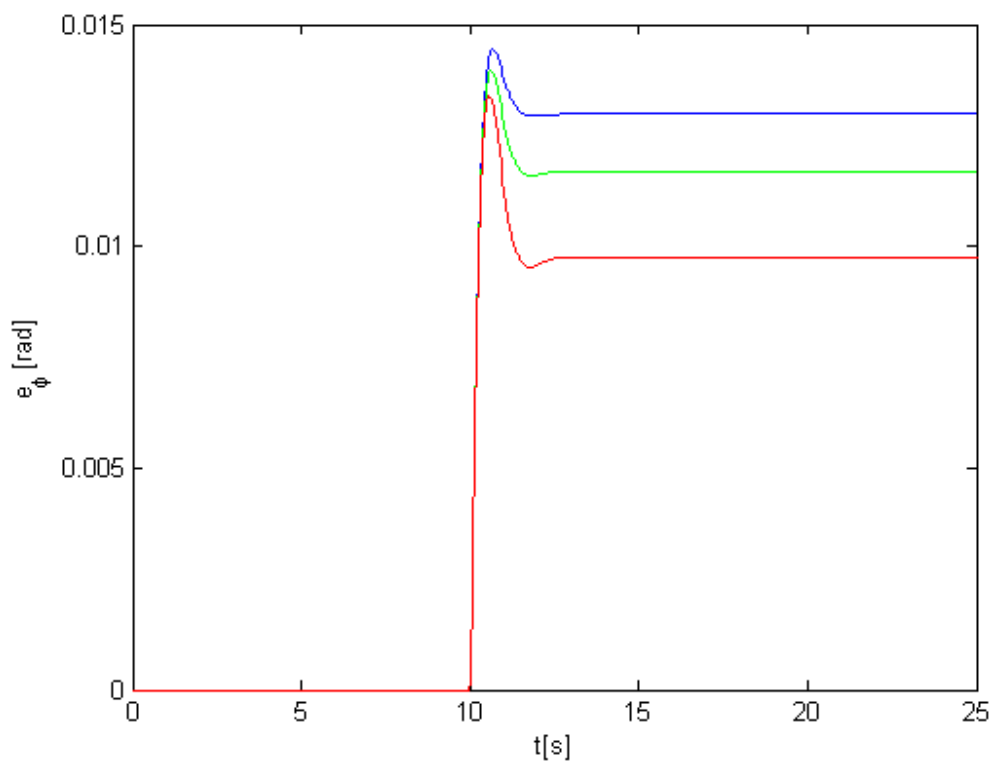


FIG. 2.35 – Erreur angulaire pour la variation de la charge.

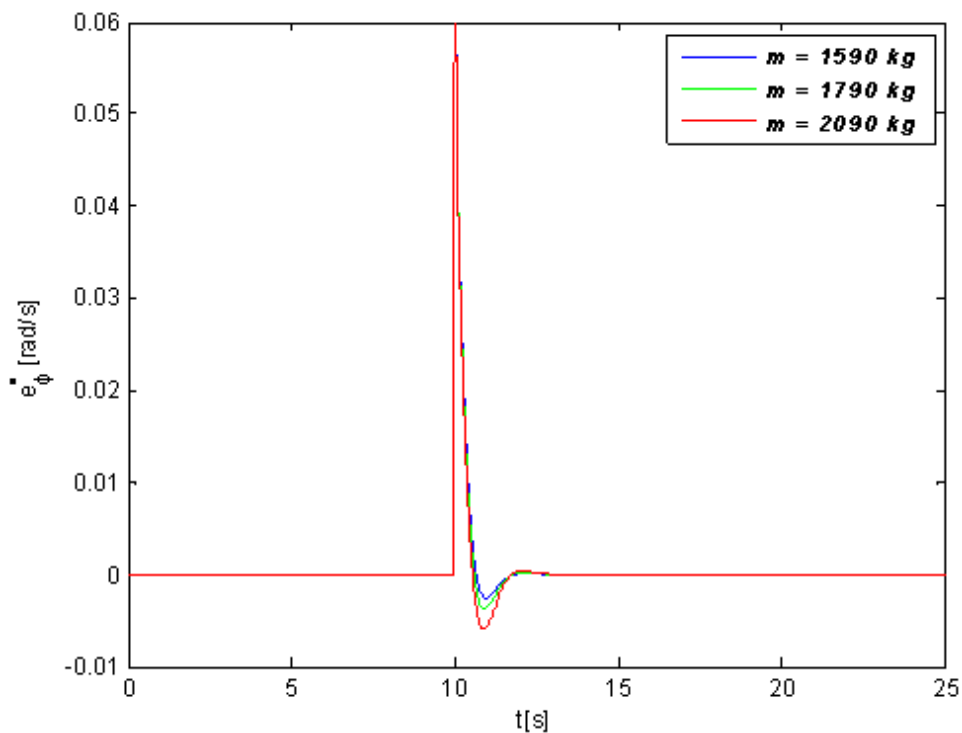


FIG. 2.36 – Erreur en vitesse de lacet pour la variation de la charge.

2. Pour changer le raideur  $2.C^{Av,Ar} = 60000, 96000$  et  $120000$  N/rad

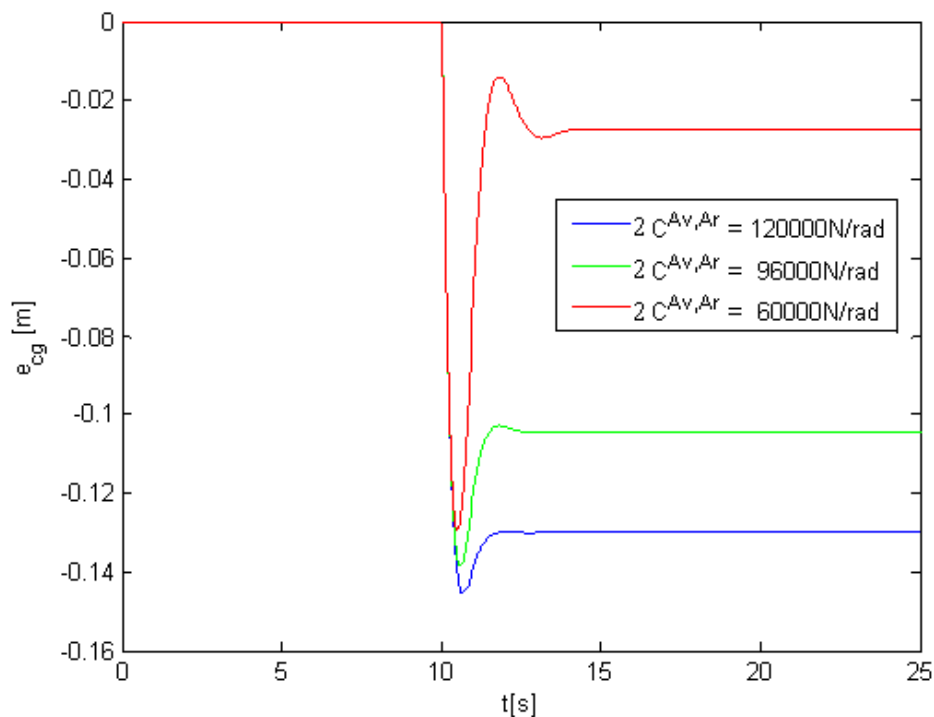


FIG. 2.37 – Erreur au centre de gravité pour la variation de raideur.

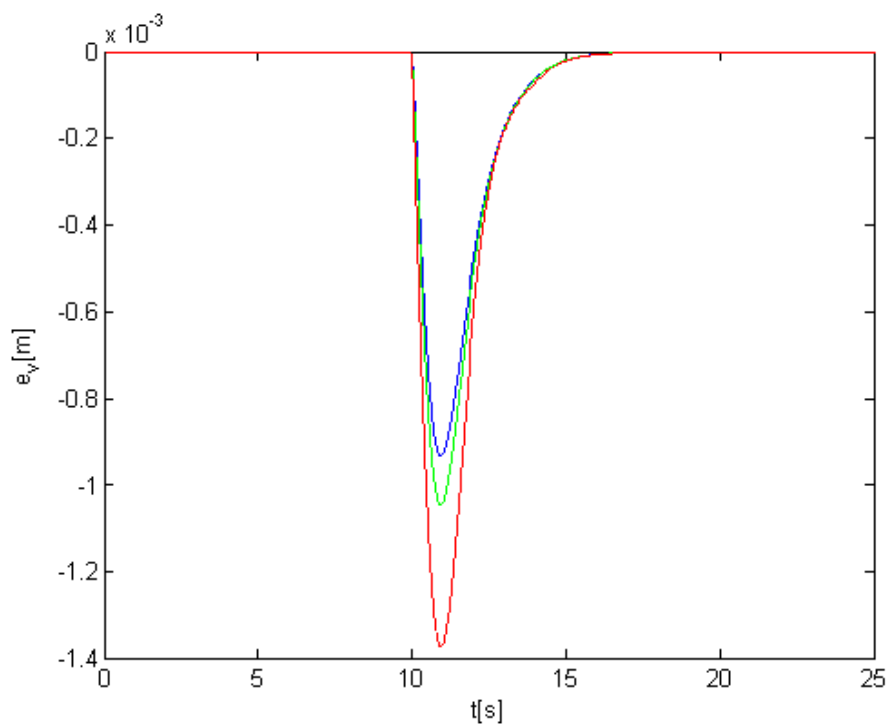


FIG. 2.38 – Ecart latéral pour la variation de raideur.

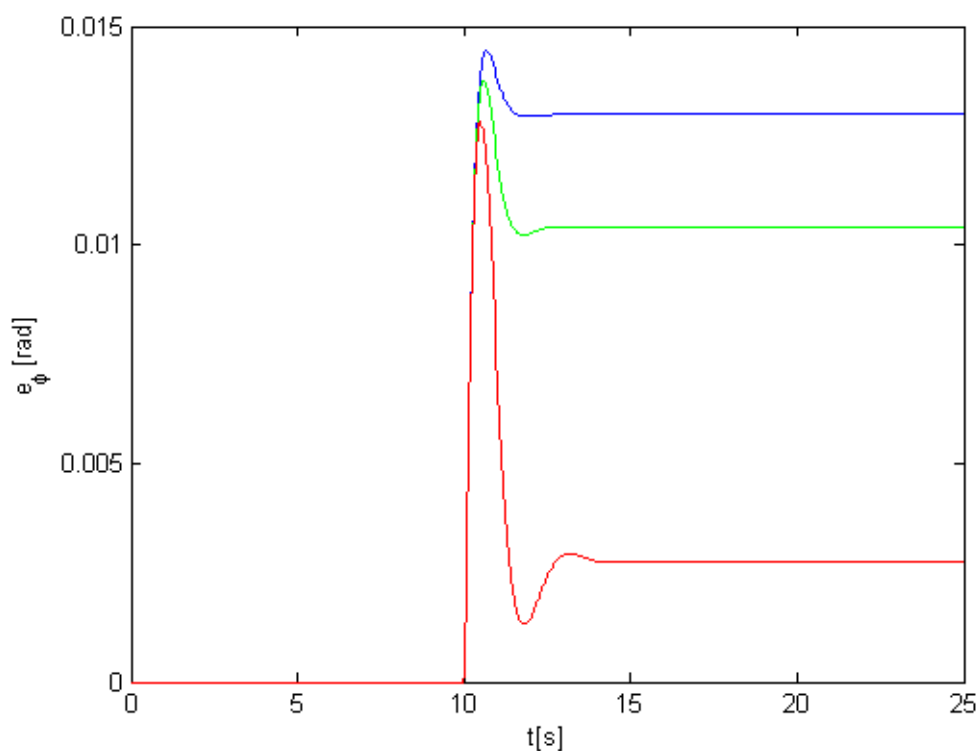


FIG. 2.39 – Erreur angulaire pour la variation de raideur.

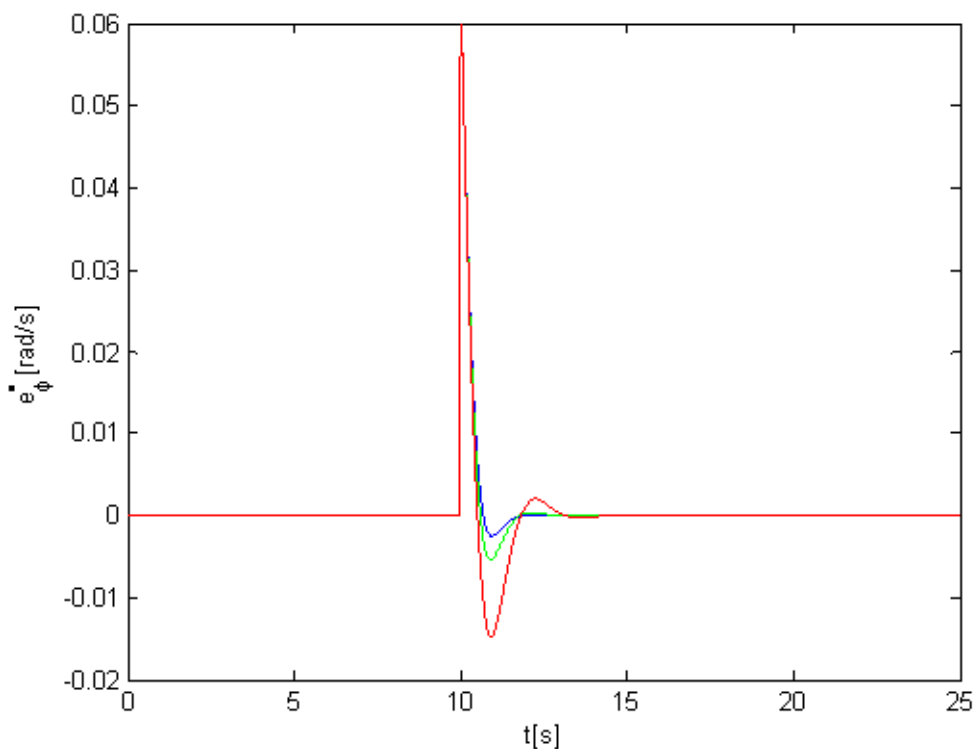


FIG. 2.40 – Erreur en vitesse de lacet pour la variation de raideur.



Les figures précédentes montrent que : le véhicule garde sa stabilité malgré le changement de la charge  $m$ , jusqu'à +31%, et le changement de la nature de route  $C^{Av,Ar}$ , jusqu'à -50%. Nous remarquons que, la variation de l'erreur en vitesse de lacet et l'erreur latérale sont acceptable et négligeables par rapport au changement du poids supplémentaire, et le changement de terrain, mais, pour un grand changement de terrain, on observe un grand dépassement. Donc on peut dire que, le système est robuste.

Comme nous avons vu, l'erreur angulaire pas nulle, pour l'annuler totalement, on doit ajouter une autre commande, soit le couple " $M_z$ ", ou le braquage de la roue arrière " $\delta^{Ar}$ " [1], mais nous choisissons ce dernier.

" $M_z$ " : résultant de la différence entre les couples appliqués sur la roue droite et gauche.

### Contrôle de véhicule en utilisant deux commandes

La seule matrice qui se change est B, tel qu'elle devient :  $[B] = \begin{bmatrix} 2 \cdot \frac{C^{Av}}{I_z} & 2 \cdot \frac{C^{Ar}}{I_z} \\ 2 \cdot \frac{C^{Av, L^{Av}}}{I_z} & -2 \cdot \frac{C^{Ar, L^{Ar}}}{I_z} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ ,

et le vecteur de commande devient :  $u = [\delta^{Av} \quad \delta^{Ar}]$  On ajoute un autre contrôleur "PID", le modèle devient :

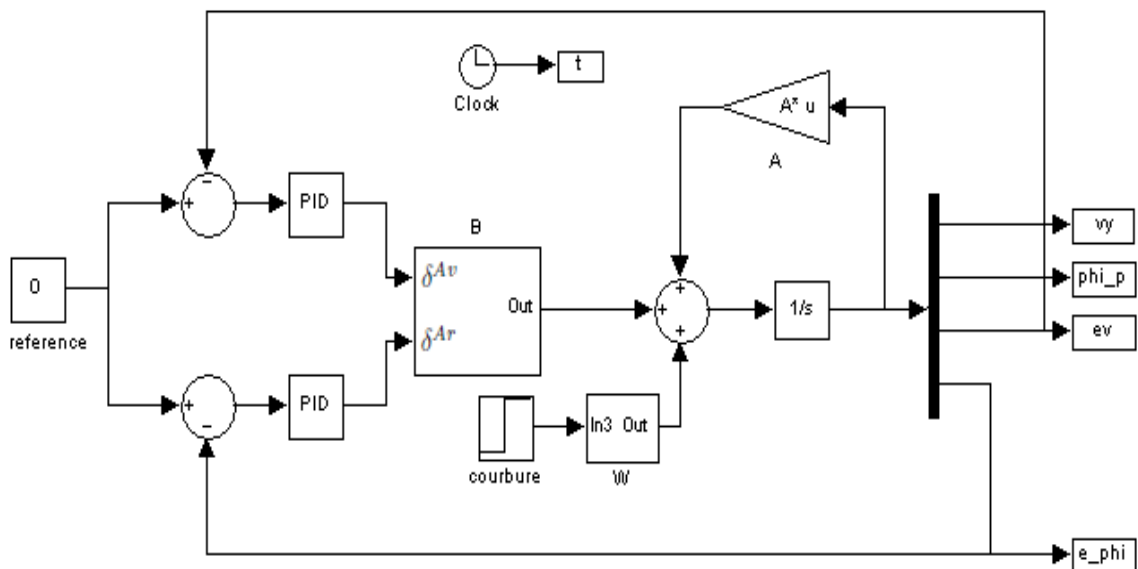


FIG. 2.41 – Modèle de véhicule avec deux commandes.

### Résultats de simulation

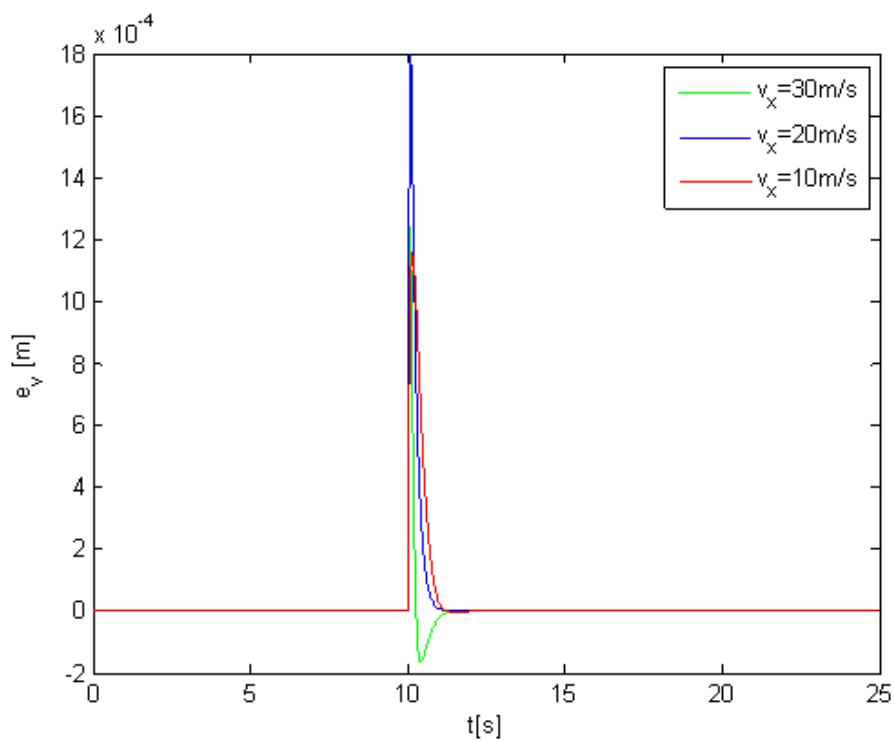


FIG. 2.42 – Erreur latérale utilisant deux commandes.

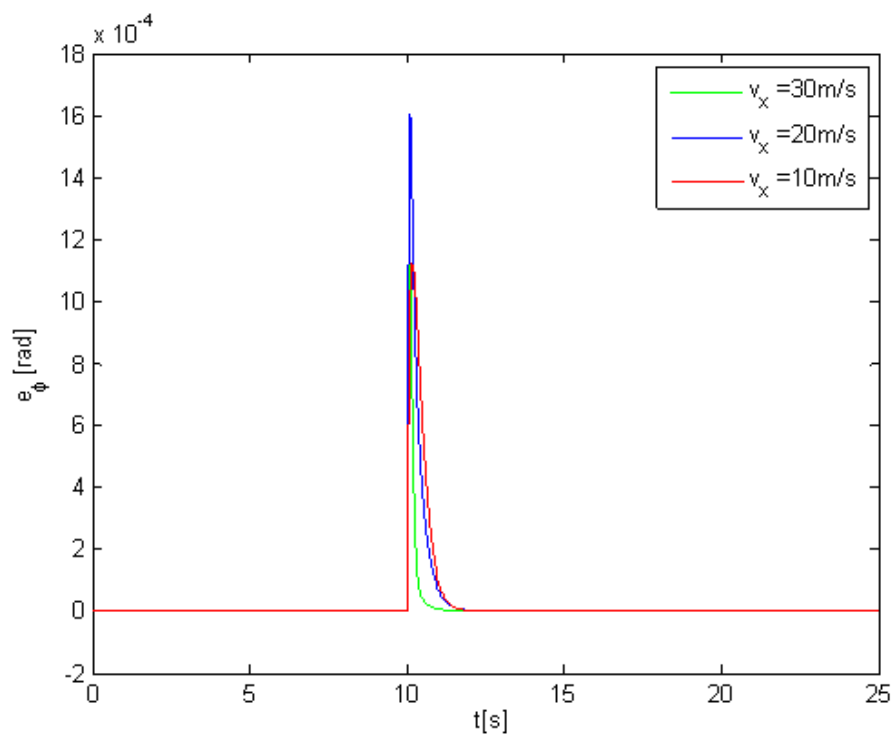


FIG. 2.43 – Erreur angulaire utilisant deux commandes.

Par l'utilisation des deux braquages avant et arrière, Les résultats obtenus sont acceptables pour différentes valeur de vitesse 10, 20 et 30m/s, soit pour l'erreur latérale ou celle angulaire.

## **2.8 Conclusion**

Nous avons vu dans ce chapitre, que le contrôle de la dynamique latérale de notre véhicule avec un modèle à deux roues linéaire, en utilisant PID, est suffisant et robuste, et nous a donné un bon résultat, malgré le changement des paramètres dynamiques, tel que la masse et le changement de terrain.

Dans le but d'améliorer ces performances, on appliquera la commande par Mode Glissant, qui sera l'objet du chapitre suivant.

---

# Commande de la dynamique latérale par mode Glissant

---

## 3.1 Introduction

Nombreux sont les travaux qui utilisent la commande non linéaires, tel que la commande par modes glissants pour réaliser le suivi de trajectoire [35][57]. Ce type de commande permet de conférer au système bouclé des propriétés de robustesse vis-à-vis des perturbations identifiées au cours de la synthèse du contrôleur. La commande par mode glissant est un cas particulier de la théorie des systèmes multi variables et multifonctions, basées sur la résolution des équations différentielles à second membre discontinu. La commande à structure variable par régime glissant apparue depuis le début des années 60, grâce aux résultats théoriques des mathématiciens, et elle a été étudiée et développée exclusivement en union soviétique dans les années soixante. Par la suite, de nombreuses recherches ont été menées partout ailleurs, soit pour compléter l'étude théorique, soit pour l'appliquer aux systèmes physiques [10], plusieurs travaux furent appliqués au domaine de la robotique par Slotine [12][13]. Grâce à ce type de commande, les consignes envoyées aux moteurs dirigeront correctement le robot (véhicule). Dans notre étude nous avons utilisé ce type de commande pour connaître la différence entre ce dernier et la commande précédente (PID).

## 3.2 Conception de la commande par mode de glissement

La conception de la commande par mode de glissement nécessite le passage par trois étapes :

### Etape 1 : choix d'une surface de glissement

En fonction de l'application et des objectifs visés, est déterminé le nombre nécessaire ainsi que la forme des surfaces. Pour un système défini par une équation d'état non linéaire de la forme :

$$\dot{x} = f(x) + g(x) \cdot u \quad (3.1)$$

Où :  $x \in \mathfrak{R}^n$  et  $u \in \mathfrak{R}^m$ , le nombre de surfaces est choisies égal au nombre  $m$  d'entrées du système.

Pour le choix de la forme, deux possibilités sont offertes. La première dans le plan d'état et la seconde dans le plan de phase. La première présente une réponse transitoire lente et elle est parfois de conception difficile. Par contre la deuxième est une fonction scalaire assujettie à la dynamique désirée. A cet effet, une forme assez générale est proposée pour déterminer la surface de glissement qui assure une convergence de la grandeur vers sa valeur de référence.

Si  $y_i$  est une sortie à commander, lui est associée la surface :

$$s_i(x) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{r-1} \tilde{y}_i \quad (3.2)$$

Avec  $\tilde{y}_i = y_i - y_{id}$ ,  $y$  une constante positive,  $r$  est le degré relatif associé à  $y_i$  et  $y_{id}$  est la valeur désirée de  $y_i$ .

**Etape 2 :** Etablissement des conditions d'existence du mode de glissement : On se contente de présenter un critère conçu autour d'une fonction de Lyapunov.

Donc, il s'agit de définir une fonction scalaire  $V_i(x)$  positive pour chaque sortie  $y_i$  et de construire une loi de commande telle que cette fonction décroît  $\dot{V}_i(x) \leq 0$  et on conséquence garantir la stabilité de la fonction  $V_i(x)$ . Si on choisit comme fonction de Lyapunov :

$$V_i(x) = \frac{1}{2} S_i^2(x) \quad (3.3)$$

Sa dérivée est :  $\dot{V}_i(x) = S_i(x)\dot{S}_i(x)$

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

$S_i(x)\dot{S}_i(x) < 0$  , En plus de cela, le choix de la surface  $S_i(x)$  doit garantir l'attraction de la variable à contrôler vers de référence, ce qui justifie le choix de la surface  $S_i(x)$ .

**Etape 3** : le calcul de la commande

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

Lorsqu'il y a un régime glissant, la dynamique du système est indépendante de la loi de commande. De ce fait, on peut introduire une partie continue pour diminuer l'amplitude de la discontinuité, on aura donc :

$$U = U_{eq} + U_{rob} \quad (3.4)$$

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

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

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

### 3.3 Expression analytique de la commande

On s'intéresse à déterminer l'expression analytique de la commande équivalente pour les systèmes définis dans l'espace d'état par l'équation :

$$\dot{x} = f(x) + g(x) \cdot u \quad (3.5)$$

Où :  $x \in \mathfrak{R}^n$  et  $u \in \mathfrak{R}^m$  En régime de glissement idéal, l’expression des surfaces et de leurs dérivées sont nulles. Ceci se traduit par :  $u_{rob} = 0$

Donc :

$$\dot{S}(x) = \left(\frac{\partial S}{\partial x}\right)^T \{f(x) + g(x) \cdot u\} = 0 \quad (3.6)$$

Avec :  $U = U_{eq}$

Ainsi, la commande équivalente est donnée par :

$$\dot{U}(eq) = -\left[\left(\frac{\partial S}{\partial x}\right)^T g(x)\right]^{-1} \cdot \left[\left(\frac{\partial S}{\partial x}\right)^T f(x)\right] \quad (3.7)$$

Avec la condition de transversalité :  $\det\left(\left(\frac{\partial S}{\partial x}\right)^T g(x)\right) \neq 0$

On doit ainsi faire usage du deuxième terme de la commande pour ramener l’état du système vers la surface à chaque fois qu’il s’en écarte Ainsi, il convient de prendre :

$$U_{rob} = -K \cdot \text{sign}(S(x)) \quad (3.8)$$

Où  $K = \text{diag}(k_1, \dots, k_m)$  qui est la forme d’un relais (figure ci-dessous).

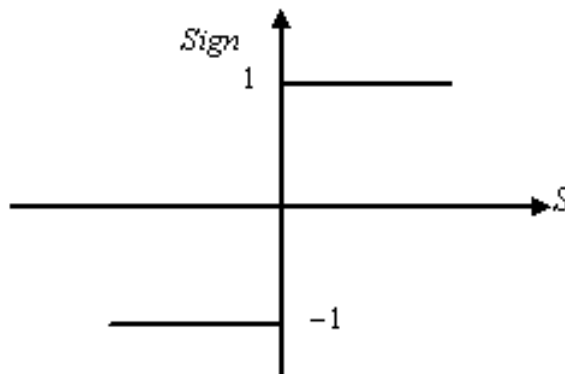


FIG. 3.1 – Représentation de la fonction Signe.

### 3.4 Problème de Réticence “Chattering”

Malgré la méthode par mode glissant elle donne de bonnes propriétés, telles que sa simplicité D’application, ses bonnes performances et sa robustesse, mais son utilisation

présente un inconvénient qu'on appelle le "Chattering", Plusieurs méthode ont été utilisées pour réduire le phénomène de Réticence [13][14].

Pour réduire ou d'éliminer la réticence en remplaçant la fonction signe par une fonction lisse [15], comme la fonction saturation  $sat(\frac{S}{\Phi})$ , qui est défini par les suivants :

$$Sat\left(\frac{S}{\Phi}\right) = \begin{cases} +1 & \text{si } S > \Phi \\ \Phi^{-1} \cdot S & \text{si } |S| \leq \Phi \\ -1 & \text{si } S < -\Phi \end{cases} \quad (3.9)$$

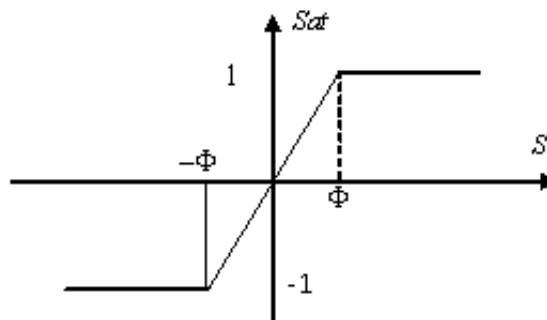


FIG. 3.2 – Représentation de la fonction saturée.

En revanche ces méthodes n'offrent pas la garantie suffisante pour la convergence vers la surface de glissement et induisent au même temps un compromis entre le "Chattering" et la robustesse.

On prend l'angle de braquage de la roue avant comme entrée du système, et l'erreur en vitesse de lacet comme sa sortie.

## 3.5 Application sur le véhicule étudié

### 3.5.1 Surface de glissement

On choisit la surface de glissement :  $S = e_v + k_1 \cdot \dot{e}_v$

L'objectif de la commande est de ramener les états du système  $e_v, \dot{e}_v$  vers les valeurs désirées  $e_{vd}, \dot{e}_{vd}$ .

### 3.5.2 Calcul de la commande équivalente

Il s'agit de calculer la commande équivalente  $\delta_{eq}^{Av}$ , qui permet de faire apparaître le phénomène de glissement en ramenant l'état du système  $e_v, \dot{e}_v$  vers la surface définie par



$S = 0$  , ainsi la dynamique de mouvement de glissement est gouverné par  $\dot{S} = 0$  :

$$\dot{S} = 0 \quad (3.10)$$

$$S = e_v + k_1 \cdot \dot{e}_v \Rightarrow \dot{S} = \dot{e}_v + k_1 \cdot \ddot{e}_v \quad (3.11)$$

En substituons  $\dot{e}_v$  de système d'équation dans (3.11) On dérivé sa valeur donc :

$$\ddot{e}_v = \dot{v}_y + a_{32} \cdot \ddot{\varphi} - v_x \cdot \dot{e}_\varphi + L \cdot v_x \cdot \dot{k}_L \quad (3.12)$$

$$\Rightarrow \dot{S} = A \cdot v_y + B \cdot \dot{\varphi} + C \cdot \delta^{Av} + D = 0 \quad (3.13)$$

Avec :  $A = 1 + k_2 \cdot a_{11} + k_2 \cdot a_{32} \cdot a_{21}$ ,  $B = a_{32} + k_2 \cdot a_{32} \cdot a_{22} + k_2 \cdot v_x$ ,  $C = k_2 \cdot b_1 + k_2 \cdot a_{32} \cdot b_2$   
 et  $D = -v_x \cdot e_\varphi + L \cdot v_x \cdot k_L - k_2 \cdot k_L \cdot v_x^2 + k_2 \cdot L \cdot v_x \cdot \dot{k}_L$

Donc :  $\delta_{eq}^{Av} = \frac{-1}{C} [A \cdot v_y + B \cdot \dot{\varphi} + D]$  la valeur estimée de la vitesse du lacet est de l'ordre de sa valeur désirée,  $\dot{\varphi}_{est} = \dot{\varphi}_d$  [17].

Donc la valeur de la commande équivalente estimée sera :  $\hat{\delta}_{eq}^{Av} = \frac{-1}{C} [A \cdot v_y + B \cdot \dot{\varphi}_{est} + D]$

### 3.5.3 Calcul de la commande robuste

Si les états des systèmes n'ont pas atteint la surface de glissement, la commande équivalente doit être renforcées par une autre commande dite robuste, nous définissons alors l'angle de braquage résultant par :

$$\delta^{Av} = \hat{\delta}_{eq}^{Av} - \delta_{rob}^{Av} \cdot Sign(S) \quad (3.14)$$

Pour remédier les effets indésirables du "Chattering", à ce niveau, en remplaçant la fonction Signe par la fonction Saturation. L'angle de braquage devient :

$$\delta^{Av} = \hat{\delta}_{eq}^{Av} - \delta_{rob}^{Av} \cdot Sat(S) \quad (3.15)$$

Il est noté que, lorsque la surface de glissement ( $S = 0$ ), la commande robuste tend vers zéro, c'est-à-dire qu'une fois cette commande robuste atteint la surface de glissement, elle n'aura pas influé sur la commande résultante. La commande robuste est déterminée en utilisant la condition à la limite [17].

$$\dot{S} \leq -\eta |S| \text{ Où } \eta > 0$$

$$\Rightarrow S \cdot [A \cdot v_y + B \cdot \dot{\varphi} + D + C \cdot [\hat{\delta}_{eq}^{Av} - \delta_{rob}^{Av} \cdot \text{sign}(S)]] \leq -\eta|S|$$

$$\Rightarrow S \cdot [B \cdot [\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{est}] - C \cdot \delta_{rob}^{Av} \cdot \text{sign}(S)] \leq -\eta|S| \quad (3.16)$$

$$S \cdot B \cdot [\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{est}] - C \cdot \delta_{rob}^{Av} \cdot |S| \leq -\eta|S| \quad (3.17)$$

On définit l'angle de braquage tel que :

$$\delta_{rob}^{Av} = \frac{1}{C}[F + \eta] \quad (3.18)$$

Remplaçant (3.14) dans (3.13) alors :

$$S \cdot B \cdot [\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{est}] - F \cdot |S| \leq 0 \quad (3.19)$$

On fixe la valeur de “F” de telle manière à assurer la condition du “reaching mode”, “F” doit être choisit :

$$F \leq B \cdot |\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{est}| \quad \text{donc :} \quad \delta^{Av} = \frac{-1}{C}[A \cdot v_y + B \cdot \dot{\varphi}_{est} + D] - \frac{(F + \eta)}{C} \text{Sat}\left(\frac{S}{\Phi}\right) \quad (3.20)$$

La valeur de  $\Phi$  détermine la grandeur de la zone entourant la surface de glissement .

### 3.5.4 résultats de Simulation

Le contrôle latéral du véhicule implique l'annulation de l'erreur latéral, pour maintenir à suivre la trajectoire de référence, permettant de garder la vitesse de lacet, et un angle de glissement désirable.

Afin de réaliser cette tâche, nous avons utilisé la technique de commande par mode glissant, explicité précédemment avec le modèle décrit précédemment aussi. Les simulations ont été faites par le logiciel “MATLAB”.

Les figures qui se suivent présentent l'erreur latéral  $e_v$  , l'erreur latéral au centre de gravité  $e_{cg}$  , et l'erreur de vitesse angulaire  $\dot{e}_\varphi$  pour la même trajectoire utilisé dans le chapitre précédent.

1. Pour  $v_x=15, 20$  et  $30$  m/s, et  $L=10$ m

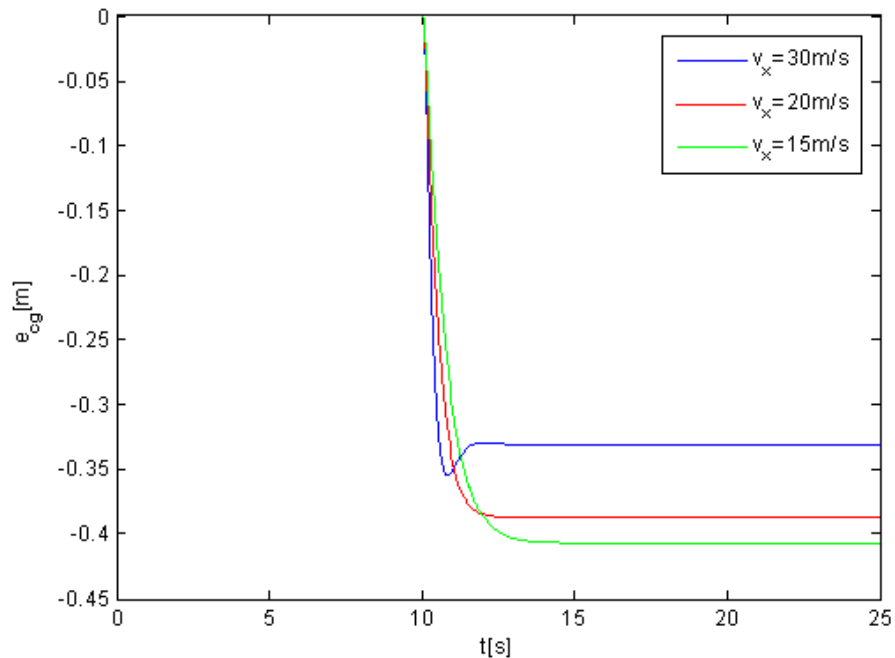


FIG. 3.3 – L'erreur latérale au centre de gravité pour  $L=10$ m.

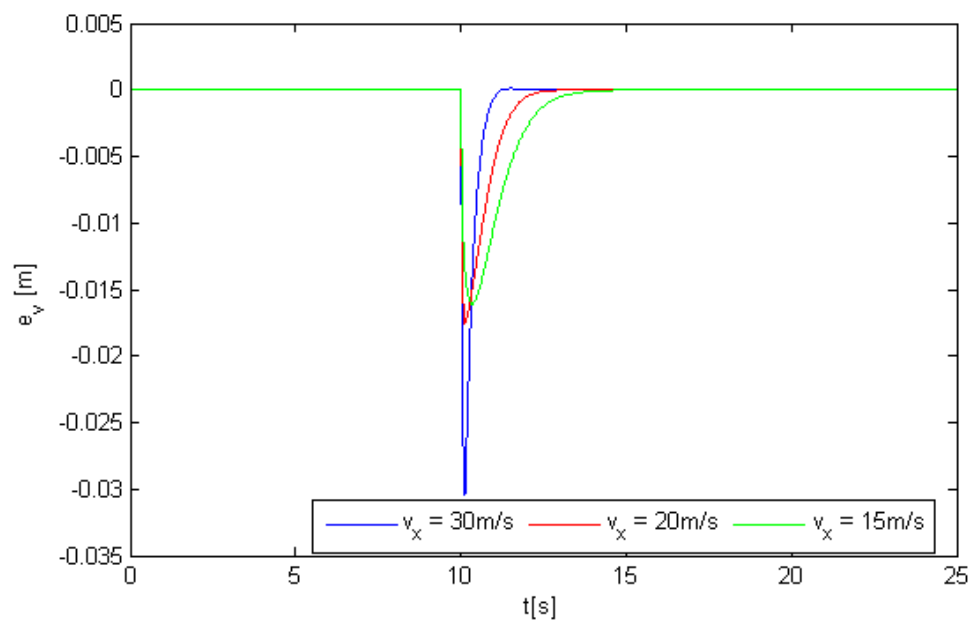


FIG. 3.4 – L'écart latéral pour  $L=10$ m.

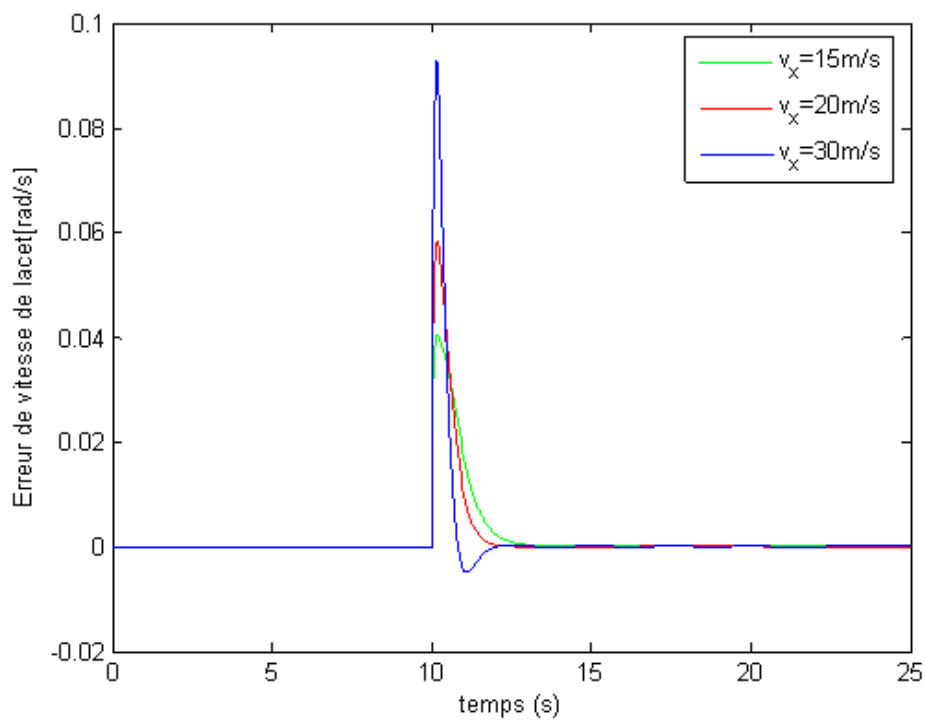


FIG. 3.5 – L’erreur en vitesse de lacet pour  $L=10\text{m}$ .

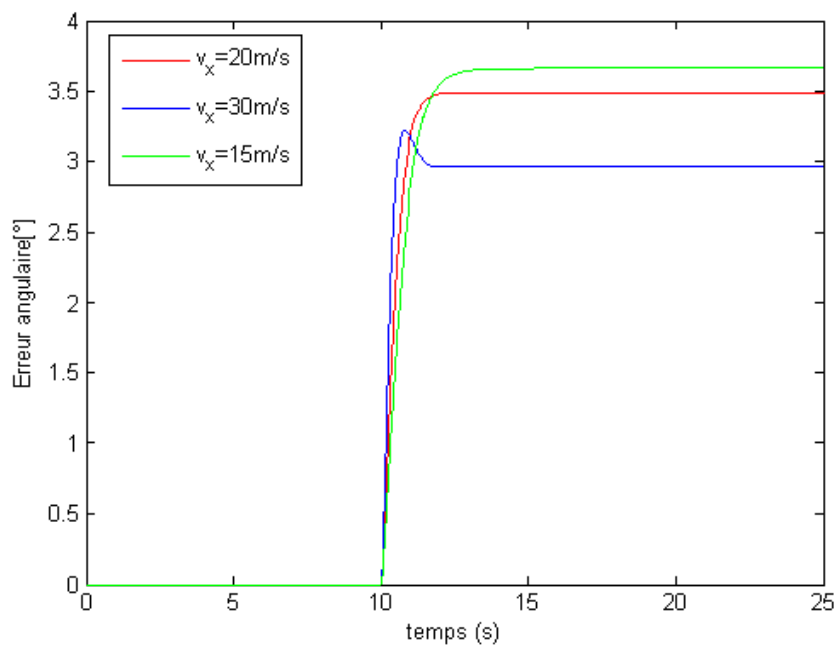


FIG. 3.6 – L’erreur angulaire pour  $L=10\text{m}$ .

2. Pour  $v_x=30, 20$  et  $15$  m/s, et  $L=5$ m

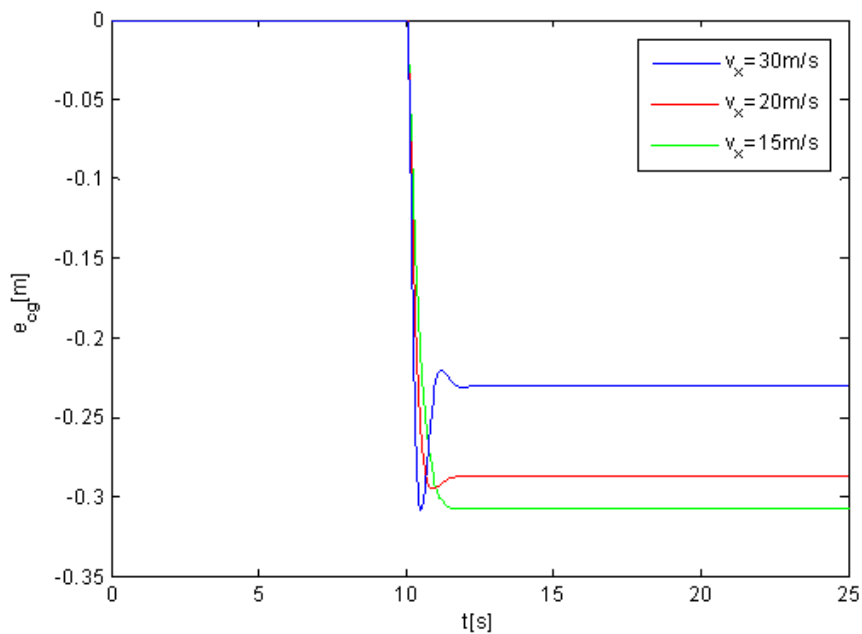


FIG. 3.7 – L’erreur latérale au centre de gravité pour  $L=5$ m.

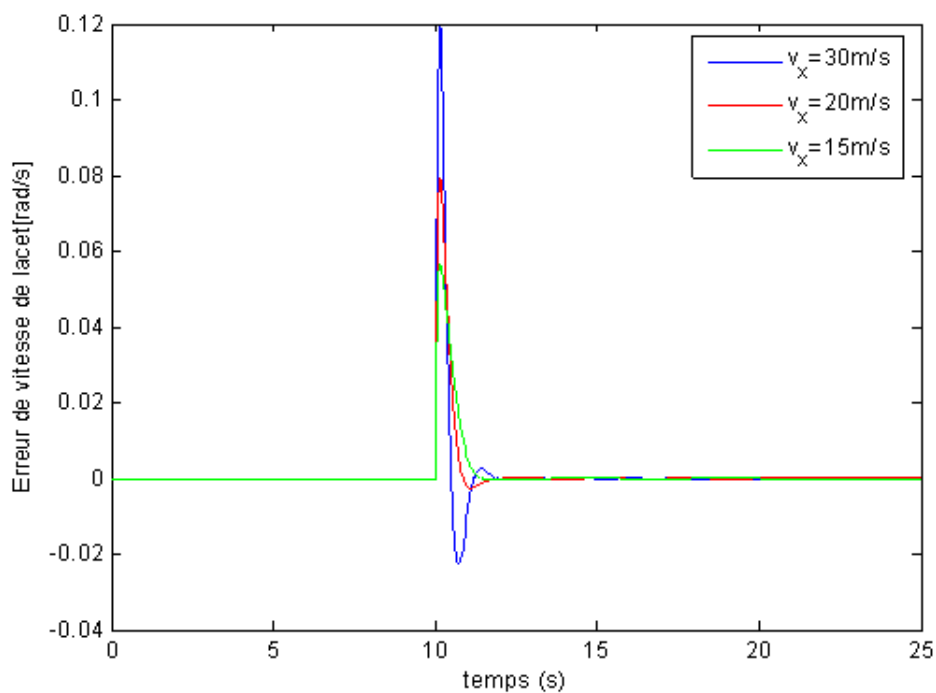


FIG. 3.8 – L’erreur en vitesse de lacet pour  $L=5$ m.

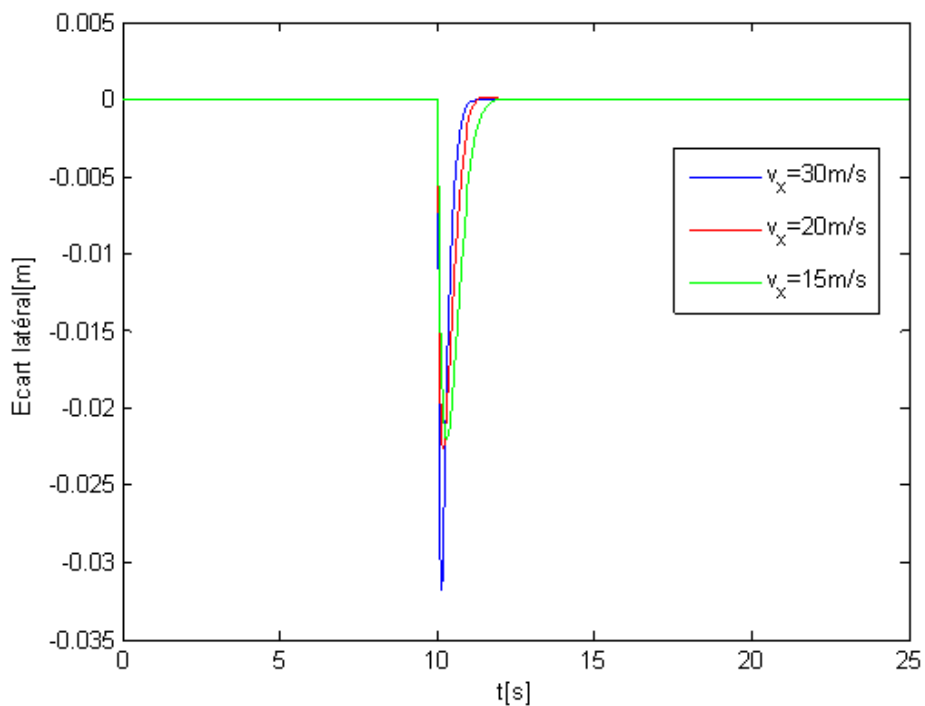


FIG. 3.9 – L'erreur latérale pour  $L=5m$ .

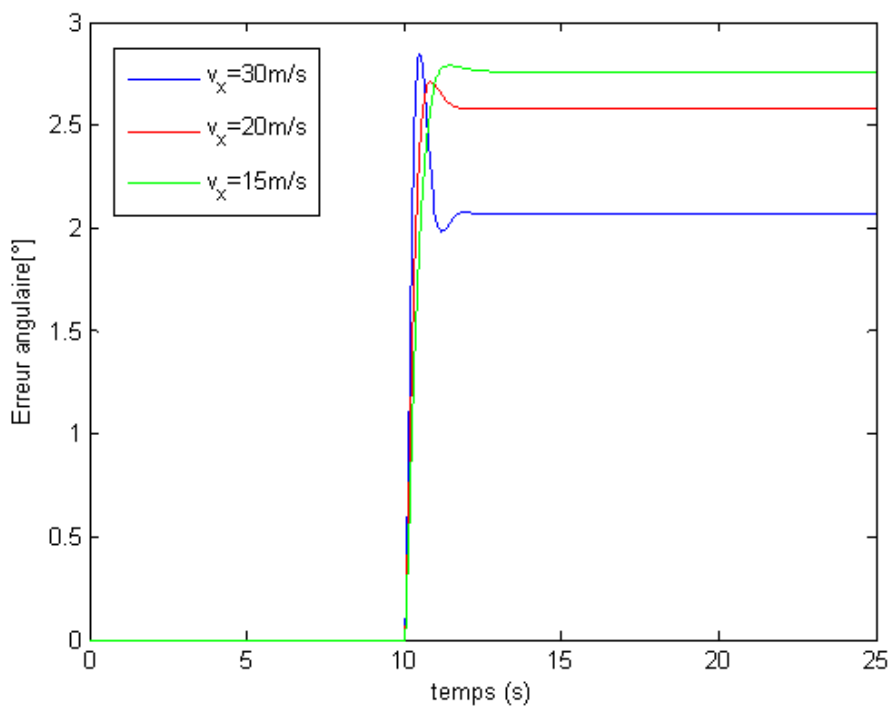


FIG. 3.10 – L'erreur angulaire pour  $L=5m$ .

Pour les résultats obtenus de figures précédentes, on observe que le Contrôleur, a pu annuler l'erreur de vitesse de lacet et l'erreur latérale au même temps, pour différents type de trajectoire et avec des conditions différentes, même chose comme le (PID).

Le dépassement de réponse apparaît et augmente, si la vitesse longitudinale  $v_x$  du véhicule augmente, comme la montre les figures de (3.3) à (3.10).

L'erreur latérale au centre de gravité est diminué pour les petites distance L, surtout avec une grande vitesse  $v_x=30\text{m/s}$ , comme l'illustre les deux figures (3.7) et (3.8), mais avec un inconvénient d'un dépassement grand, soit pour l'erreur en vitesse de lacet ou pour l'erreur au centre de gravité, et ce phénomène influe sur le confort de voyageurs.

Donc en conclusion, il faut choisir la distance adapté à la vitesse longitudinale pour atteindre des meilleurs résultats et maintenir la stabilité du système et annuler l'erreur latérale et celui en vitesse de lacet avec réduction de dépassement.

## 3.6 Test de robustesse

### 1. Variation de la charge du véhicule de $m=1590$ , $1790$ à $2090\text{kg}$ .

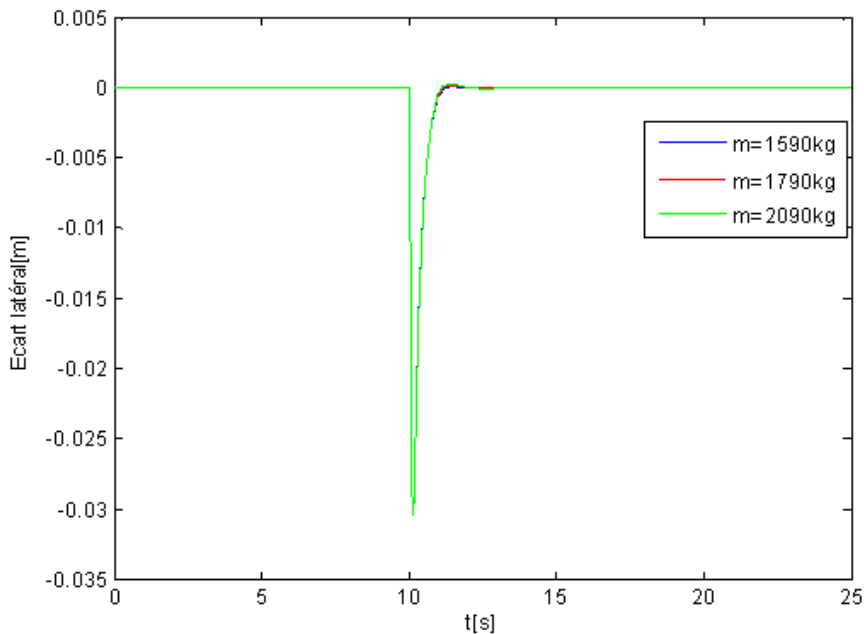


FIG. 3.11 – L'erreur latérale pour  $v_x=30\text{m/s}$  et  $L=10\text{m}$ .

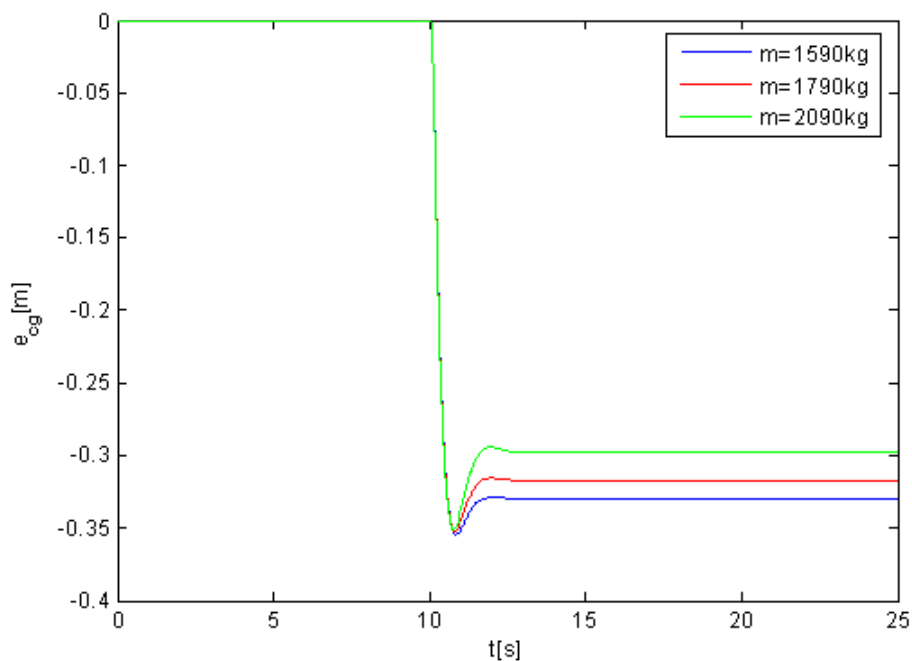


FIG. 3.12 – L’erreur au centre de gravité pour  $v_x=30$ m/s et  $L=10$ m.

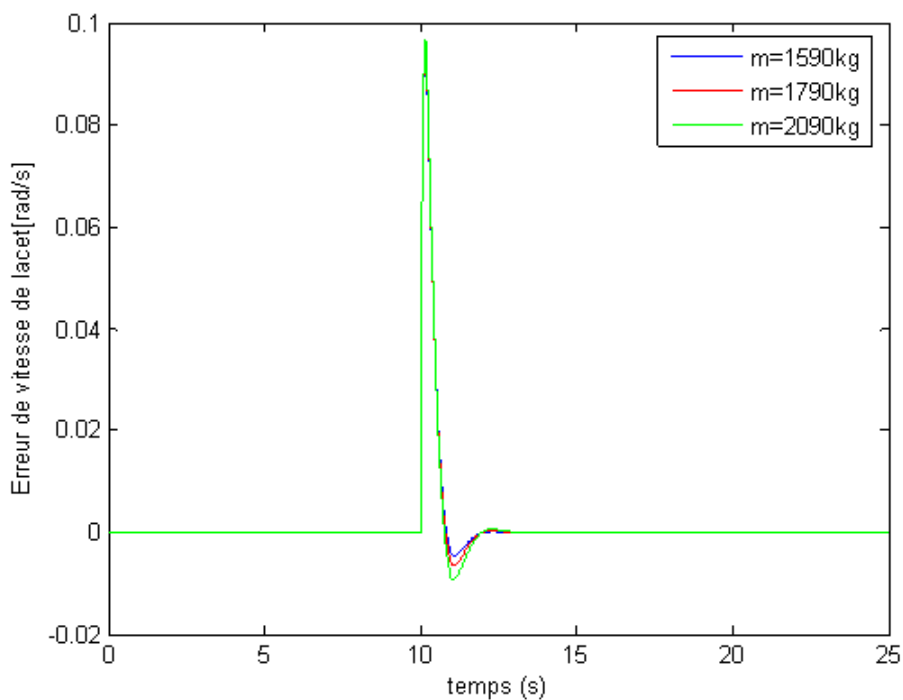


FIG. 3.13 – L’erreur en vitesse de lacet pour  $v_x=30$ m/s et  $L=10$ m.



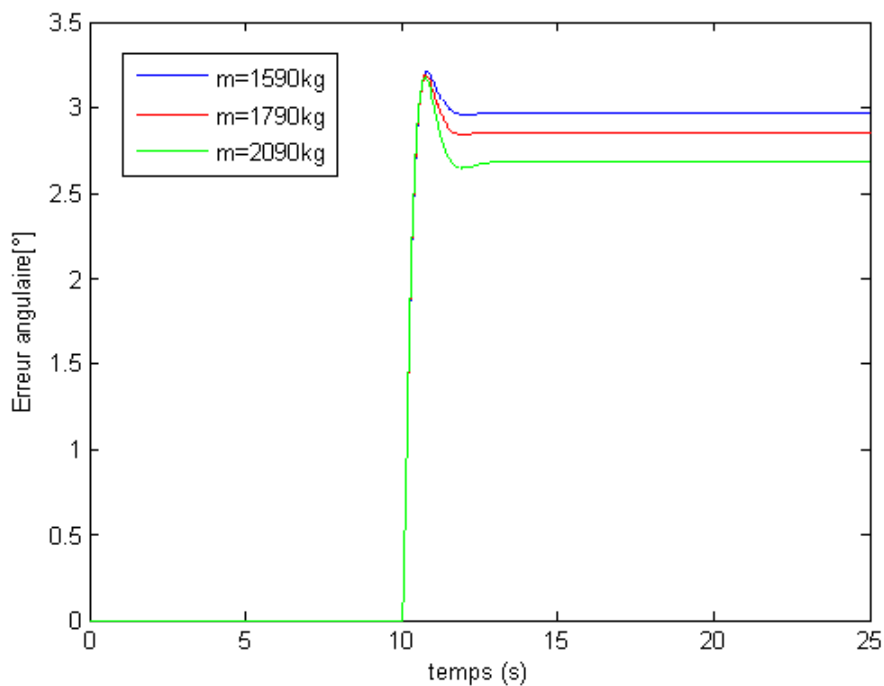


FIG. 3.14 – L'erreur angulaire pour  $v_x=30\text{m/s}$  et  $L=10\text{m}$ .

**2. Pour changer la raideur  $C^{Av,Ar}=60000, 96000$  et  $120000$  N/rad**

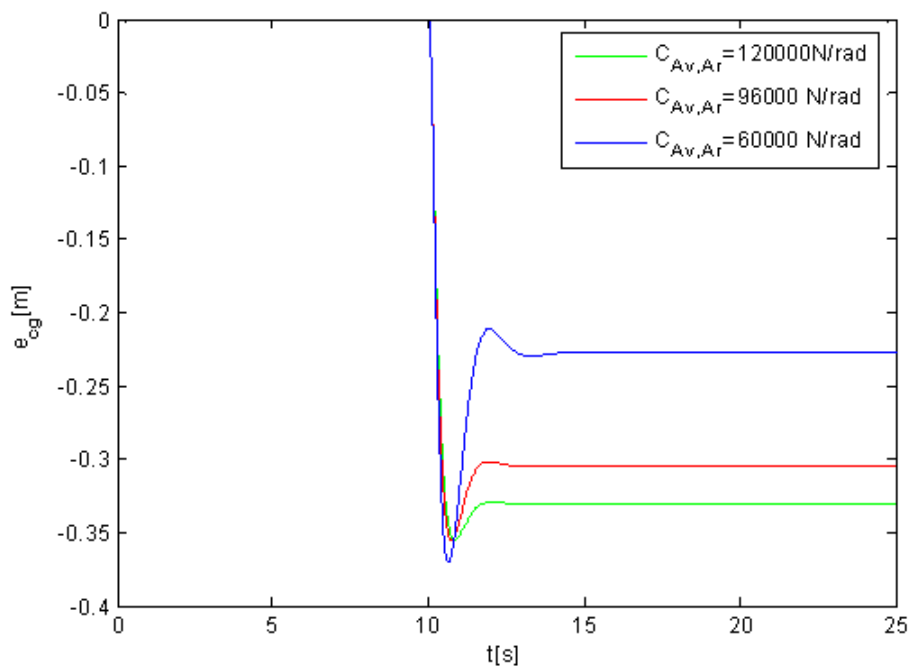


FIG. 3.15 – l'erreur au centre de graviter pour  $v_x=30\text{m/s}$  et  $L=10\text{m}$ .

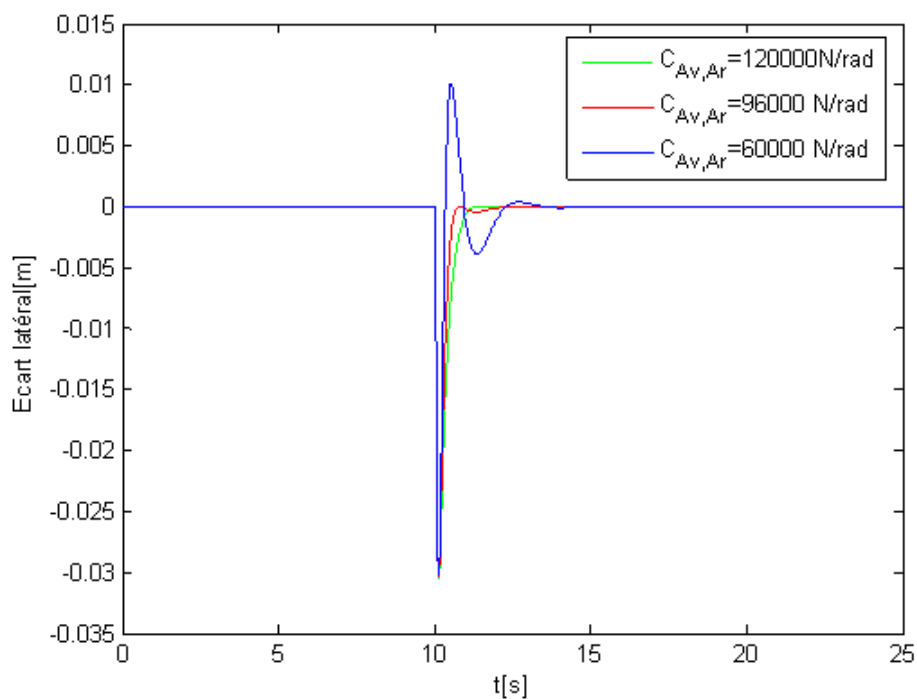


FIG. 3.16 – l'erreur latérale pour  $v_x=30$ m/s et  $L=10$ m.

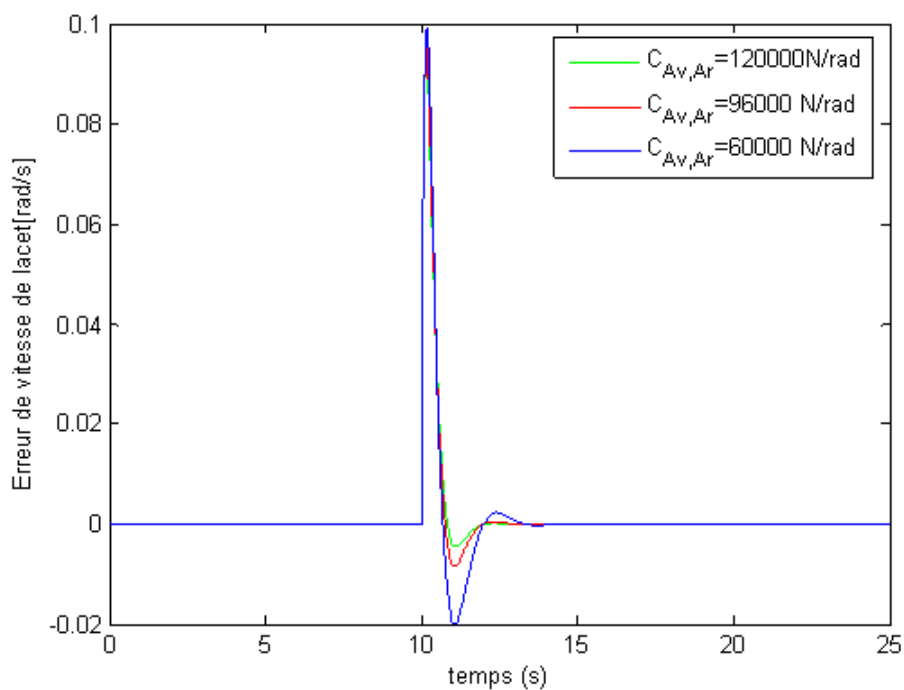


FIG. 3.17 – l'erreur en vitesse de lacet pour  $v_x=30$ m/s et  $L=10$ m.

Les résultats obtenus par l'utilisation d'un correcteur (PID) sont mieux que celles pour le mode de glissement, sauf pour le changement de la charge, la différence presque nulle, donc l'utilisation de la commande par mode de glissement pas essentiel pour notre modèle.

On observe que, le dépassement de l'écart latéral  $e_v$  pour la commande à mode glissant presque quatre fois à celui de PID, même chose pour l'erreur angulaire  $e_\varphi$ , pour l'erreur au centre de gravité donnant par la commande à mode glissant presque trois fois à celui de PID, et pour l'erreur en vitesse de lacet, le dépassement  $3/2$  à celui de PID.

Donc on peut conclure le PID est suffisant pour notre modèle, normalement à cause de la linéarité de système, puisque le mode glissant nous l'utilisons surtout pour les systèmes non-linéaires, ou le problème posé à les gains choisissant par nous.

## 3.7 Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre, la commande latérale du véhicule avec un modèle à deux roues, en utilisant la technique de contrôle par mode glissant, cette technique nous donne un bon résultat, malgré le changement de terrain. Mais elle n'offre pas de meilleures performances par rapport à ceux obtenues par le contrôleur PID.

Il est notable que malgré les nombreuses simplifications, le modèle bicyclette est très utilisée dans la littérature pour caractériser le comportement latéral du véhicule sur des conditions normales de fonctionnement, en particulier pour la synthèse des systèmes de conduite automatique.

Dans le chapitre suivant, nous allons utilisé, la commande par la Logique floue avec un modèle non-linéaire à quatre roues.

---

# Commande de la dynamique latérale par logique floue

---

## 4.1 Introduction

Durant ces dernières années, on a assisté à un retour du numérique dans les problèmes d'intelligence artificielle, avec les réseaux de neurone et la logique floue. Et au moment où les réseaux de neurone proposent une approche implicite de type "boite noire" de la représentation des connaissances, très analogue à la démarche de l'identification des systèmes en automatique, la logique floue est plus conforme à l'intelligence artificielle symbolique [46][47], qui met en avant la notion de raisonnement, et où les connaissances sont codées explicitement. Néanmoins, la logique floue permet de faire le lien entre modélisation numérique et modélisation symboliques [49], ce qui a permis des développements industriels spectaculaires à partir d'algorithmes très simples de traduction de connaissances symbolique en entité numérique et inversement. La théorie des ensembles flous a également donné naissance à un traitement original de l'incertitude, fondé sur l'idée d'ordre, et qui permet de formaliser le traitement de l'ignorance partielle et de l'inconsistance dans les systèmes d'informations avancés.

Les ensembles flous ont également eu un impact sur les techniques de classification automatique, et ont contribué à un certain renouvellement des approches existantes de l'aide à la décision [46].

En 1965, *Lotfi Zadeh*, Professeur à l'université de *Berkeley*, publia le premier article

intitulé "Fuzzy Sets" sur ce sujet et s'appuie sur la théorie des ensembles flous. Ses principes ont été appliqués en 1974 par *E.H Mamdani* à la construction d'un premier contrôleur flou.

Pendant longtemps, la logique floue est restée le domaine exclusif de quelques chercheurs et seules quelques applications pratiques avaient vu le jour. Actuellement la commande floue connaît un essor remarquable essentiellement au Japon où cette nouvelle technique de contrôle est la plus privilégiée dans différents domaines [50].

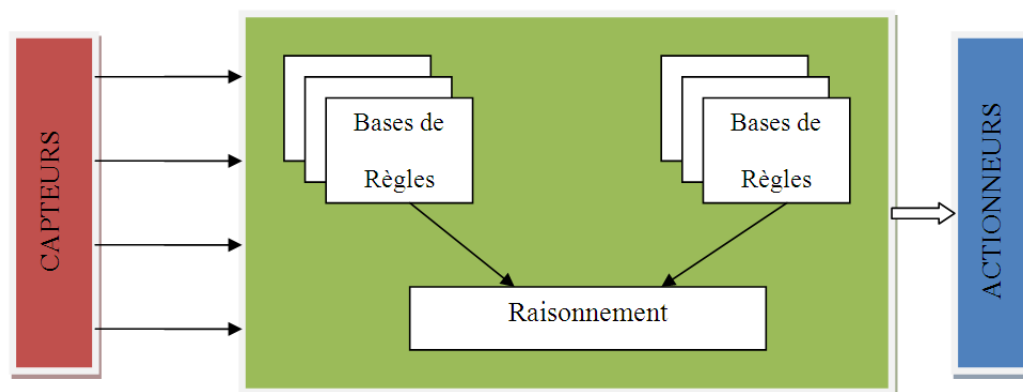


FIG. 4.1 – Structure d'un contrôleur flou.

## 4.2 Structure d'un contrôleur flou

La configuration de base d'un F.L.C, sous la forme la plus générale est illustrée par la figure précédente et suivante, quelque soit le type d'application du contrôleur, on retrouve généralement, la même configuration de base, et qui consiste en trois modules à savoir :

Le premier module traite les entrées du système (valeurs réglant). On définit tout d'abord un univers de discours, un partitionnement de cet univers en classes pour chaque entrée, et des fonctions d'appartenance pour chacune de ces entrées (par exemple vitesse grande, petite, faible, négative grande). La première étape, appelée fuzzification, consiste à attribuer à la valeur réelle de chaque entrée, au temps "t" sa fonction d'appartenance à chacune des classes préalablement définies, donc à transformer l'entrée réelle en un ensemble flou.

Le deuxième module consiste en application de ces règles vont permettre de passer d'un degré d'appartenance d'une grandeur réglant au degré d'appartenance d'une commande. Ce module est constitué d'une base de règles et d'un moteur d'inférence qui permet le calcul.

Le troisième et le dernier module décrit l'étape de défuzzification qui est la transformation inverse de la première. Il permet de passer d'une règle d'appartenance d'une commande à la détermination de la valeur à donner à cette commande.

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

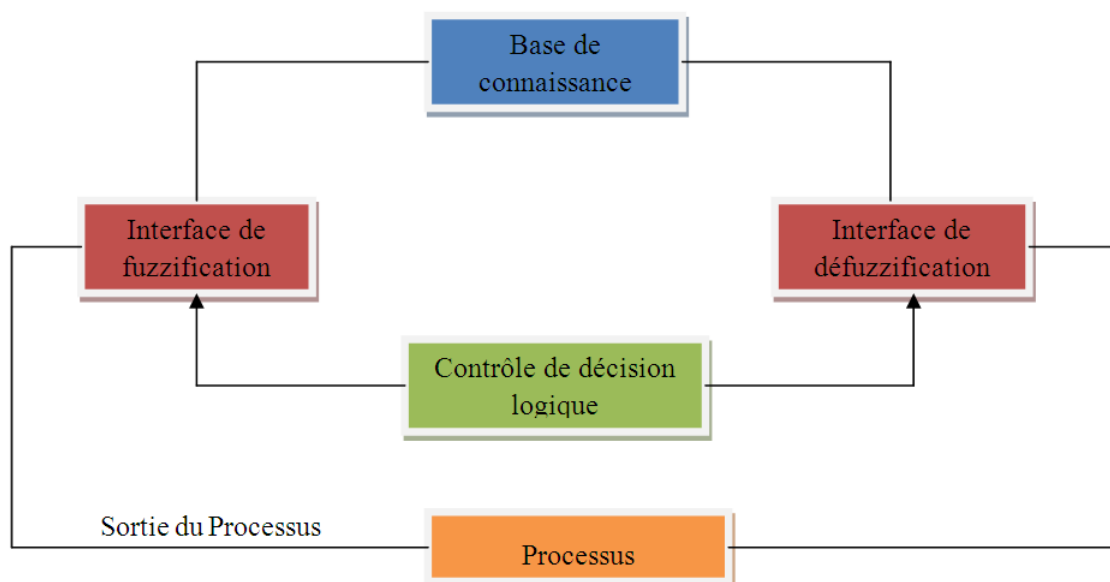


FIG. 4.2 – Schéma d'un contrôleur flou.

### 4.3 Conception du contrôleur de la dynamique latérale

Les contrôleurs de traction à logique floue ont l'habilité de contrôler un véhicule sous diverses conditions, tels qu'un terrain mouillé ou gelé. Ils sont efficaces à la manipulation des incertitudes et des non-linéarités, par ailleurs les lois de commande prenant explicitement en compte les glissements des véhicules, sont des lois de commande partielles, c'est-à-dire qu'elles ne contrôlent qu'une partie de la dynamique du robot, exceptions faites pour des rares cas très récents, *Acker* par exemple a proposé un contrôleur, responsable de la stabilité latérale du robot [51], alors que pour [52], la loi de commande ne contrôle que la dynamique longitudinale.

Par ailleurs la loi de commande proposée par [53], contrôle la dynamique latérale, cependant pour *All*, seules les vitesses longitudinales sont effectivement contrôlées, alors que pour [54], qui travaille sur un véhicule routier réel, le contrôle est réalisé sur la totalité du véhicule.



$F_z^{Ard}$  : Force normale arrière droite ;

$F_z^{Arg}$  : Force normale arrière gauche ;

$\mu_y$  : Coefficient de frottement(Adhérence) latéral [7], (voir annexe A)

$$F_z^{Avd} = \frac{m \cdot l^{Ar}}{(l^{Av} + l^{Ar})} \left( \frac{g}{2} - \frac{h \cdot (\dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi})}{2b} \right) \quad (4.5)$$

$$F_z^{Avg} = \frac{m \cdot l^{Ar}}{(l^{Av} + l^{Ar})} \left( \frac{g}{2} + \frac{h \cdot (\dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi})}{2b} \right) \quad (4.6)$$

$$F_z^{Ard} = \frac{m \cdot l^{Av}}{(l^{Av} + l^{Ar})} \left( \frac{g}{2} - \frac{h \cdot C_{ra} \cdot (\dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi})}{2b} \right) \quad (4.7)$$

$$F_z^{Arg} = \frac{m \cdot l^{Av}}{(l^{Av} + l^{Ar})} \left( \frac{g}{2} + \frac{h \cdot C_{ra} \cdot (\dot{v}_y + v_x \cdot \dot{\varphi})}{2b} \right) \quad (4.8)$$

$g$  : accélération de gravité ;

$h$  : l'hauteur de centre de gravité par rapport à la terre ;

$2b$  : largeur du véhicule ;

$C_{ra}$  : coefficient de moment de roulis arrière ;

## 4.4 Modélisation du contrôleur flou

### 4.4.1 Les entrées du contrôleur

Le problème de contrôle qui nous considère est l'atteindre une position latérale désirée, soit une ligne droite ou un cercle de rayon  $R_d$ , avec une vitesse de translation  $v$  constante. Le régulateur flou a comme entrées l'erreur latérale de position, et sa dérivée, et sa sortie l'angle de braquage des roues avant.

– **Pour une ligne droite :**

$$e = y_d - y$$

– **Pour une trajectoire circulaire :**

$$e = R_d - \sqrt{(x - x_c)^2 + (y - y_c)^2} \quad (4.9)$$

$(x_c, y_c)$  et  $(x, y)$ , la position du centre du trajectoire, et celle de véhicule actuelle.

Alors,  $\frac{de}{dt}$  estimé comme le changement de l'erreur latérale de position sur une période d'échantillonnage.



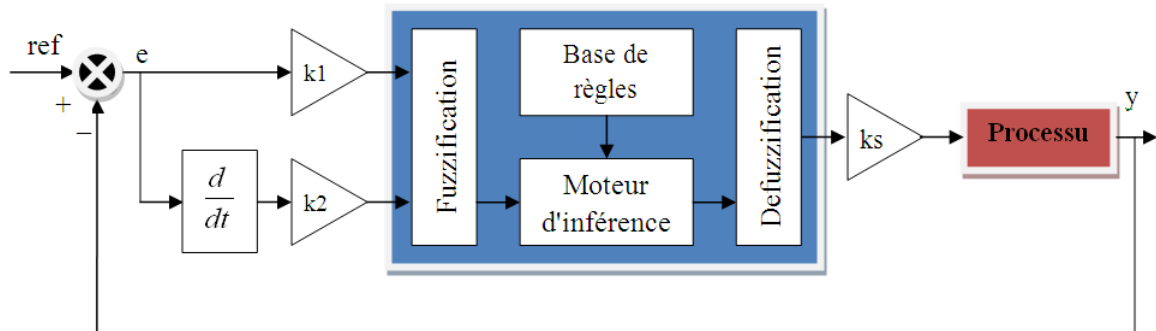


FIG. 4.4 – Structure du contrôleur flou.

$k_1$ ,  $k_2$  et  $k_s$  sont les gains ou facteurs d'échelle.

#### 4.4.2 Les fonctions d'appartenance

Chaque sous-ensemble flou peut être représenté par sa fonction d'appartenance [6], les deux entrées du régulateur flou possèdent des fonctions d'appartenance triangulaire où on peut classer les tous en cinq classes, graphiquement, on peut représenter ces fonctions d'appartenance, par la figure suivante :

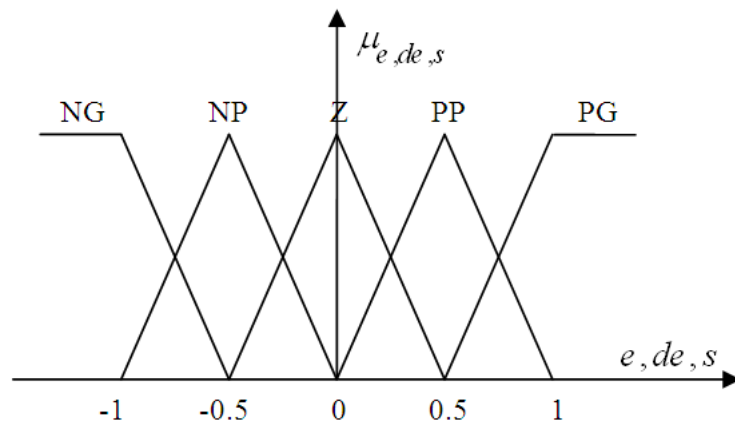


FIG. 4.5 – Fonctions d'appartenance.

Les significations des ensembles flous sont :

$ZE$  : Zéro;  $NP$  : Négative Petite;  $NG$  : Négative Grande;  $PP$  : Positive Petite;  $PG$  : Positive Grande.

### 4.4.3 La base des règles floues

Normalement le régulateur flou est reçu à chaque instant la valeur de ses entrées, et donne une valeur de l'angle de braquage envoyé au véhicule, nous avons choisi une base de règle que l'on trouve dans la plupart des applications, le mode de commande est illustré par cet exemple (case rouge) : Si l'erreur "e" Positive Grande (PG) et la variation de l'erreur "de" Positive Grande (PG), alors la sortie "de" Négative Grande (NG), Les règles floues sont associées dans la table suivante :

TAB. 4.1 – Règles flou

		de/dt				
		<i>NG</i>	<i>NP</i>	<i>ZE</i>	<i>PP</i>	<i>PG</i>
e	<i>NG</i>	PG	PG	PG	PP	ZE
	<i>NP</i>	PG	PG	PP	ZE	PP
	<i>ZE</i>	PG	PP	ZE	NP	NG
	<i>PP</i>	PP	ZE	NP	NG	NG
	<i>PG</i>	ZE	NP	NG	NG	<b>NG</b>

Pour la stratégie de défuzzification, nous avons utilisé la plus utilisée en commande flou est celle du centre de gravité.

## 4.5 Application au véhicule étudié

Test pour une commande donnée  $\delta = 5 \cdot \sin(2\pi \cdot t/15)^\circ$

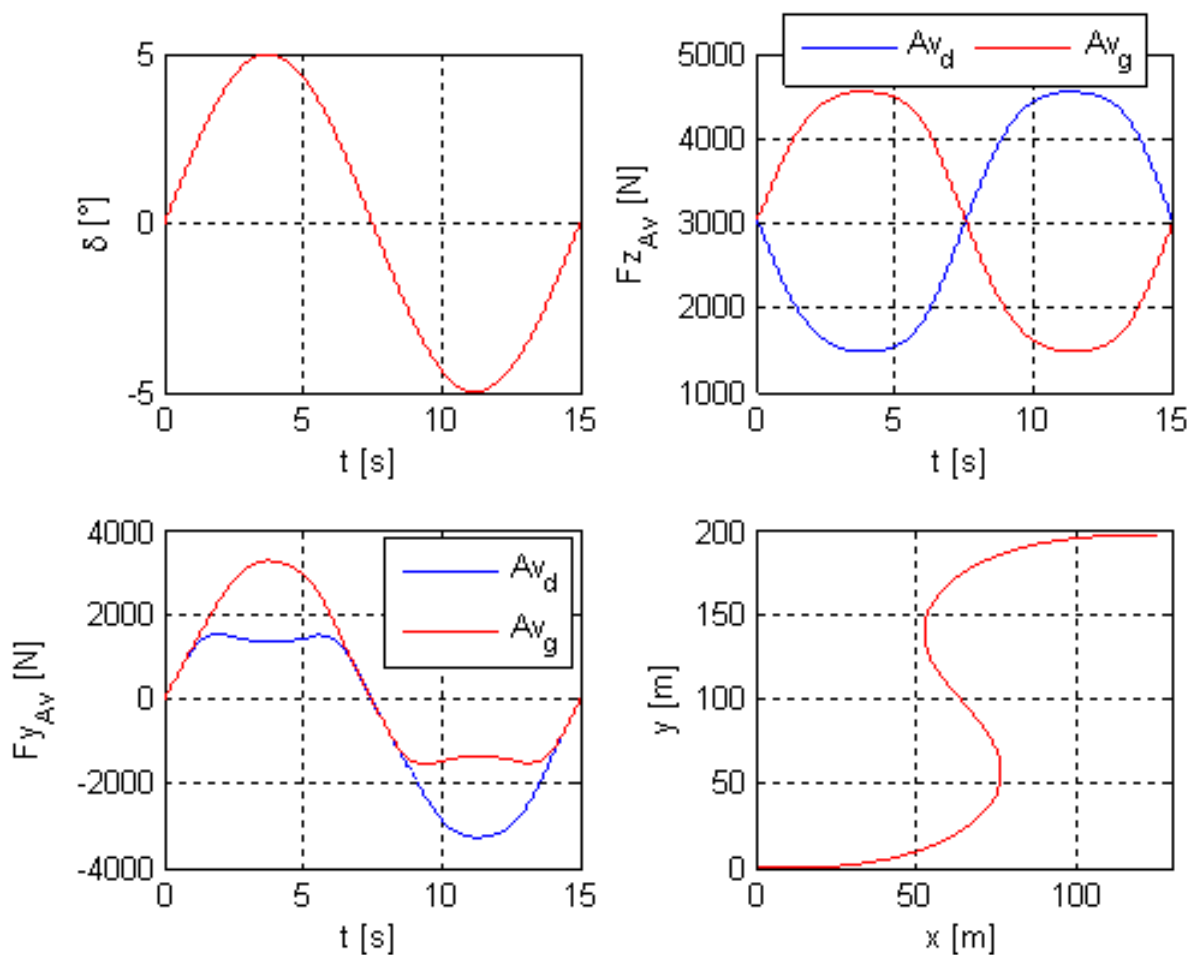


FIG. 4.6 – Résultats pour  $\delta = 5 \cdot \sin(2\pi \cdot t/15)^\circ$ .

la figure (4.7) détermine la commande, la force normale, la force latérale des roues avants et la position du véhicule.

pour les roues arrières, elle nous donne des résultats similaires avec des valeurs inférieures à celles des roues avants.

1. Pour une position initiale  $(x,y) = (0m,5m)$ , pour suivi un cercle de rayon  $Rd=500m$

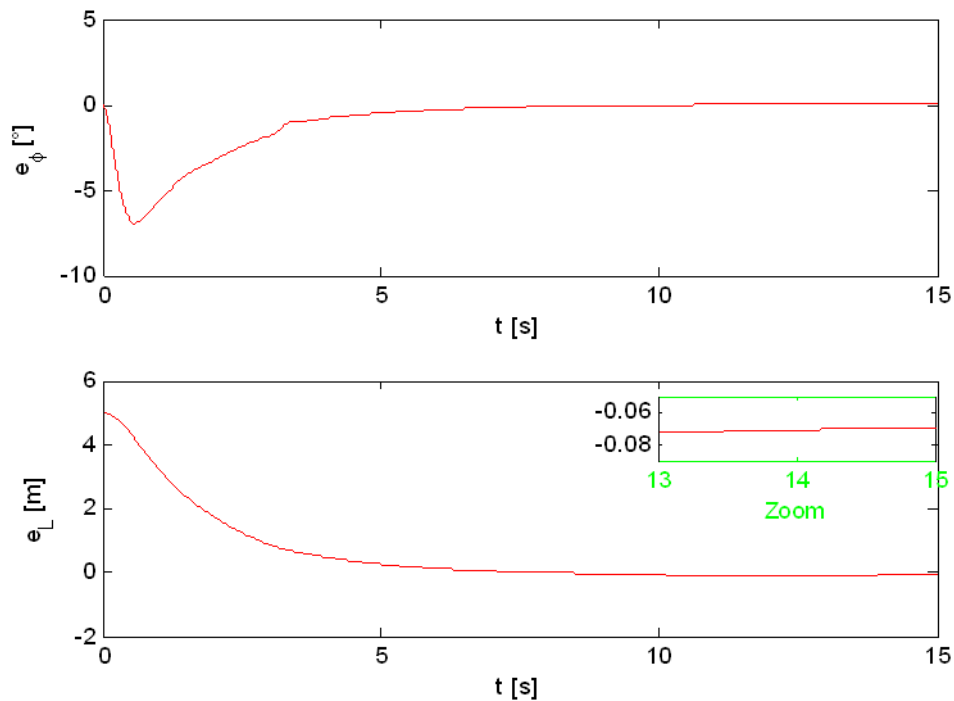


FIG. 4.7 – Erreur latérale et angulaire.

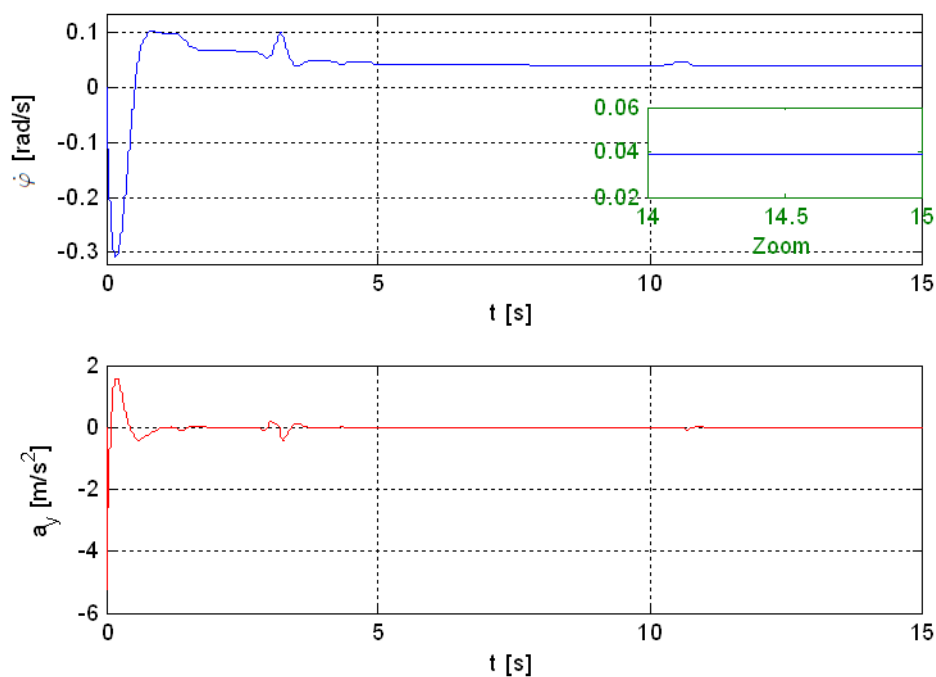


FIG. 4.8 – Vitesse du lacet et accélération latérale.

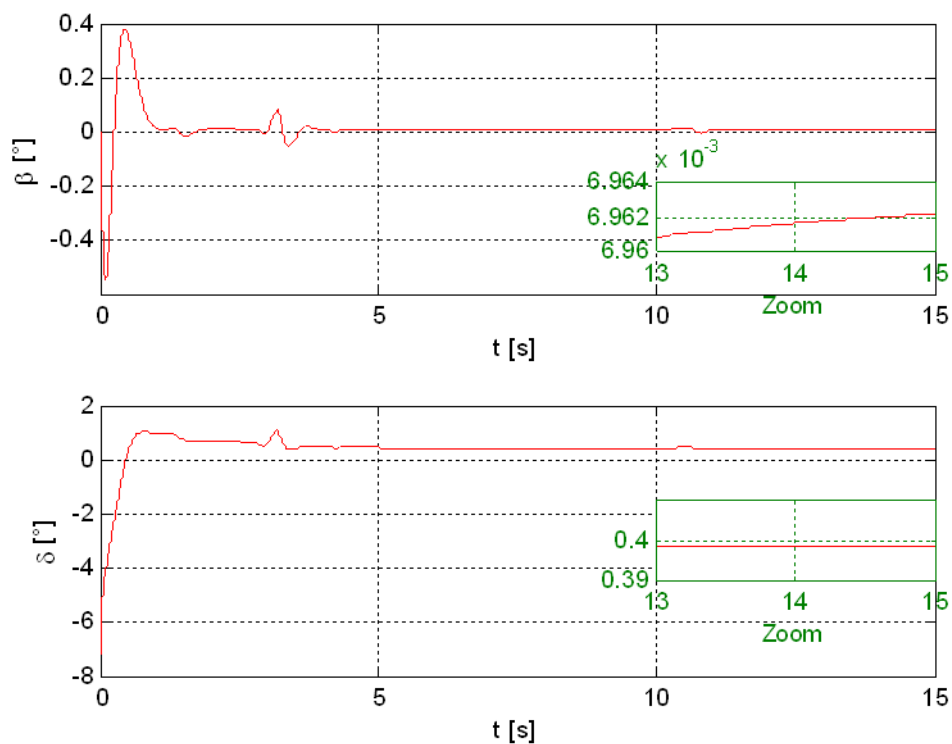


FIG. 4.9 – Angle de direction de véhicule et celle de braquage de roues avant.

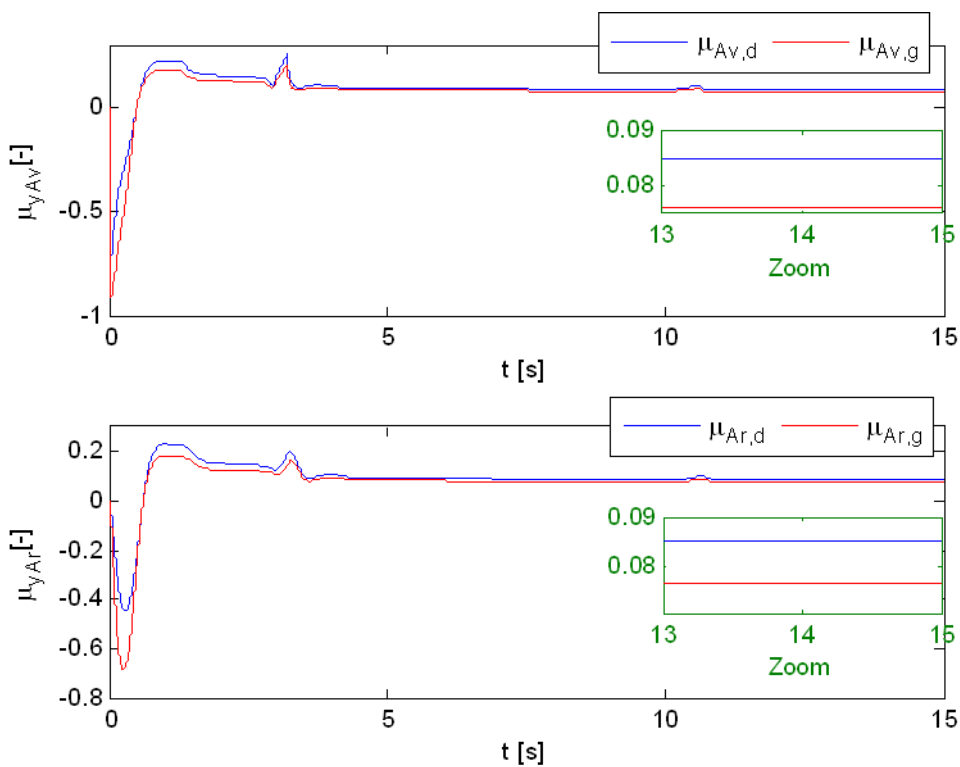


FIG. 4.10 – Adhésion latérale avant et arrière.

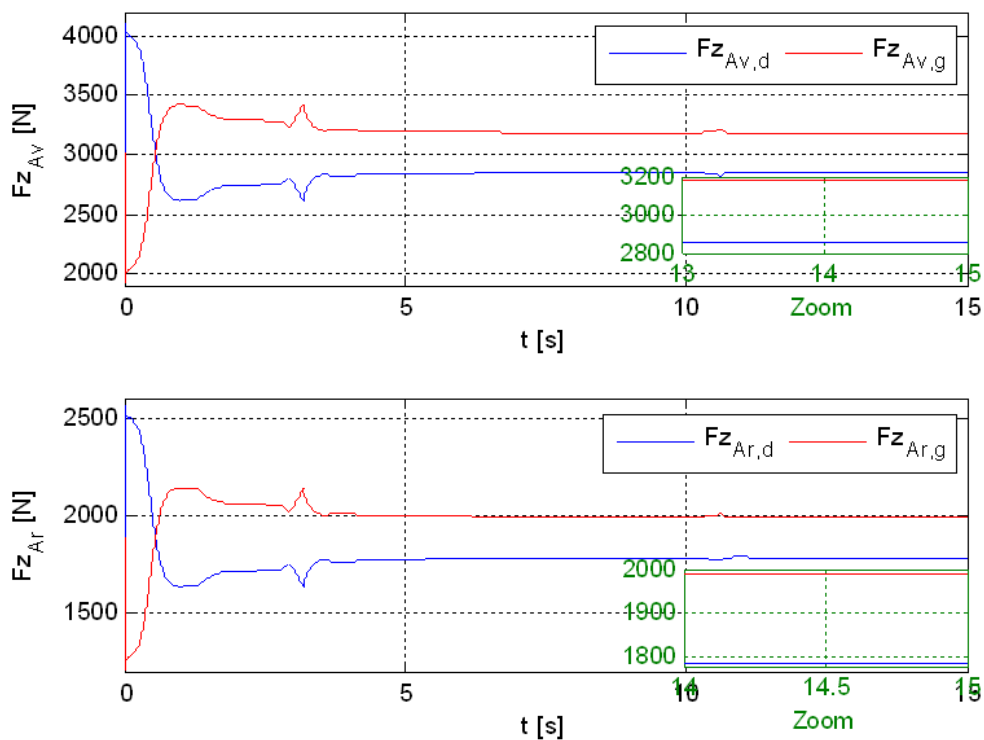


FIG. 4.11 – Forces normales.

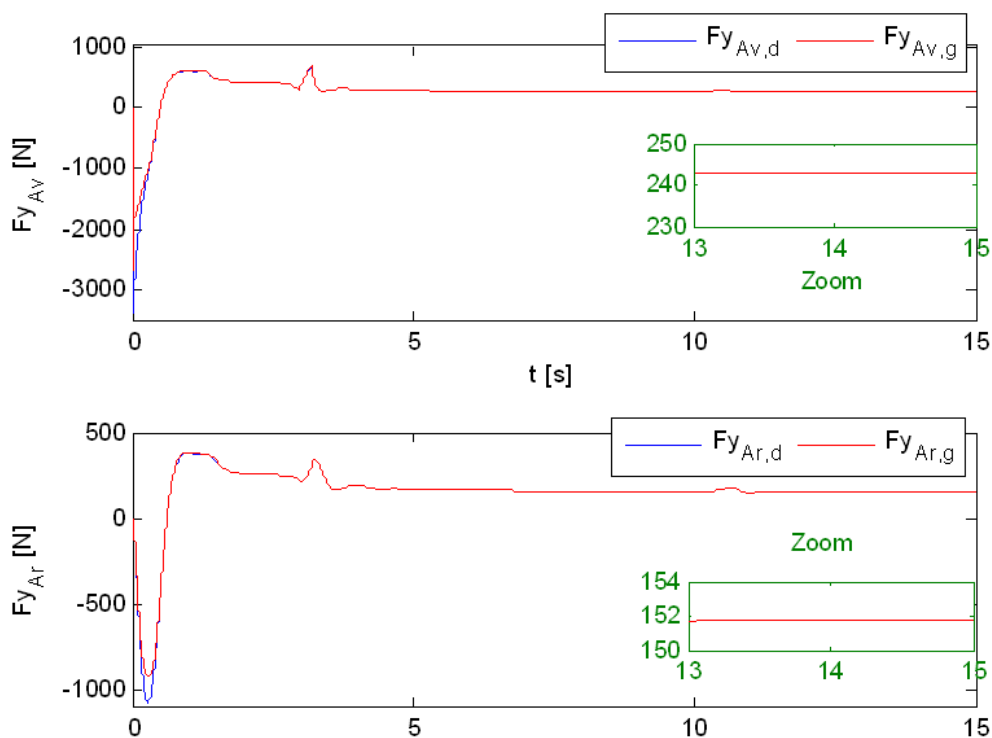


FIG. 4.12 – Forces latéraux avant et arrière.

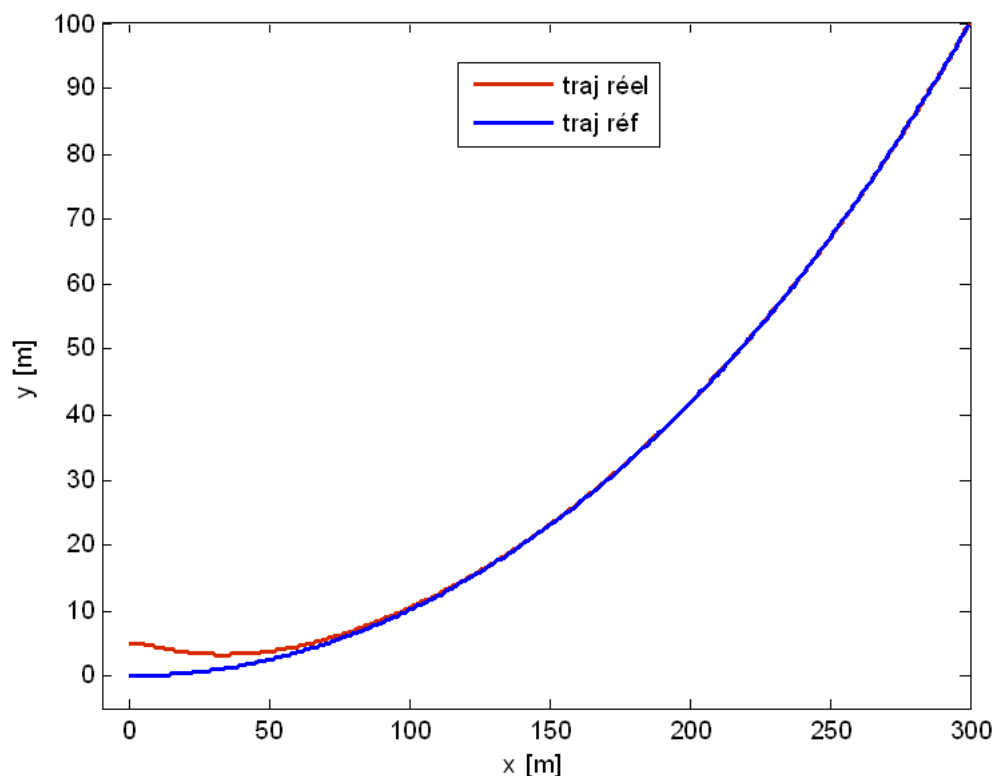


FIG. 4.13 – Trajectoire du véhicule.

A l'instant initial l'erreur de position est grande ( $e=5\text{m}$ ), donc le contrôleur flou injecté un braquage assez grande pour pouvoir corriger la trajectoire de véhicule  $\delta(0) = -7.2^\circ$ , lorsque le véhicule introduire la trajectoire désiré, l'erreur va prendre une valeur à signe négatif, donc le contrôleur va donne une direction au sens inverse c'est-à-dire ( $\delta \geq 0$ ) jusqu'à atteindre l'erreur nulle.

On observe que les deux erreurs latérale et angulaire presque sont nulles, tel que  $e_L = -7\text{cm}$ . L'adhérence latérale en fonction de  $F_z$  et la charge statique du véhicule, voir [annexe B].

$F_z$  en fonction de la vitesse latérale  $v_y$  et celle du lacet  $\dot{\varphi}$  et les dimensions du véhicule, voir l'équation (4.5) à (4.9). La force latérale c'est la multiplication de l'adhérence latérale et la force normale  $F_z$ , voir l'équation (4.3) et (4.4).

2. Pour le changement de terrain en variant la raideur des pneus à 50%

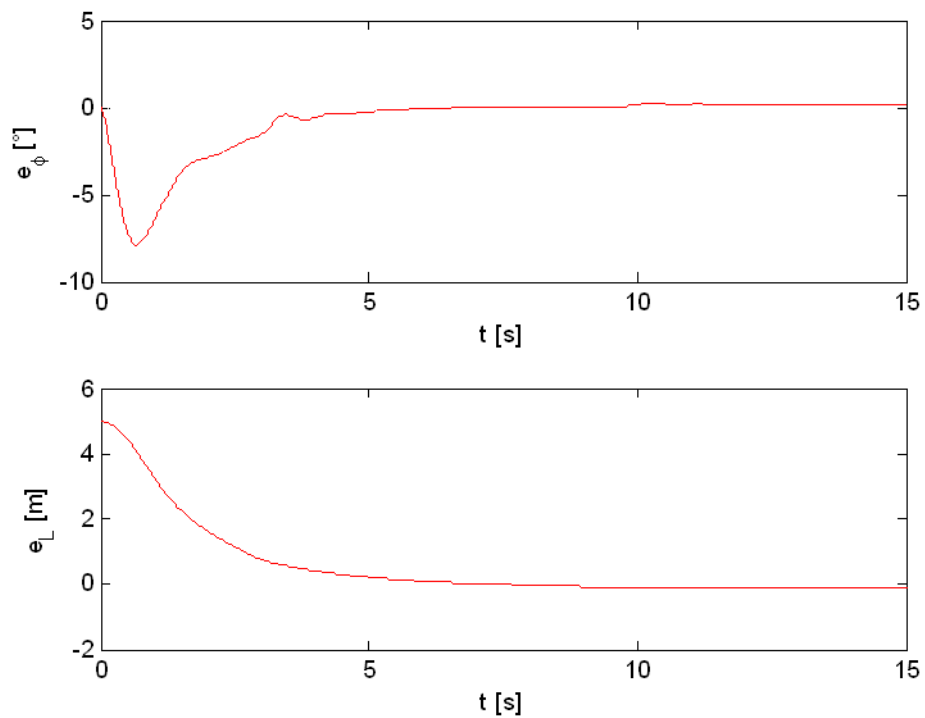


FIG. 4.14 – Écart latérale et erreur angulaire.

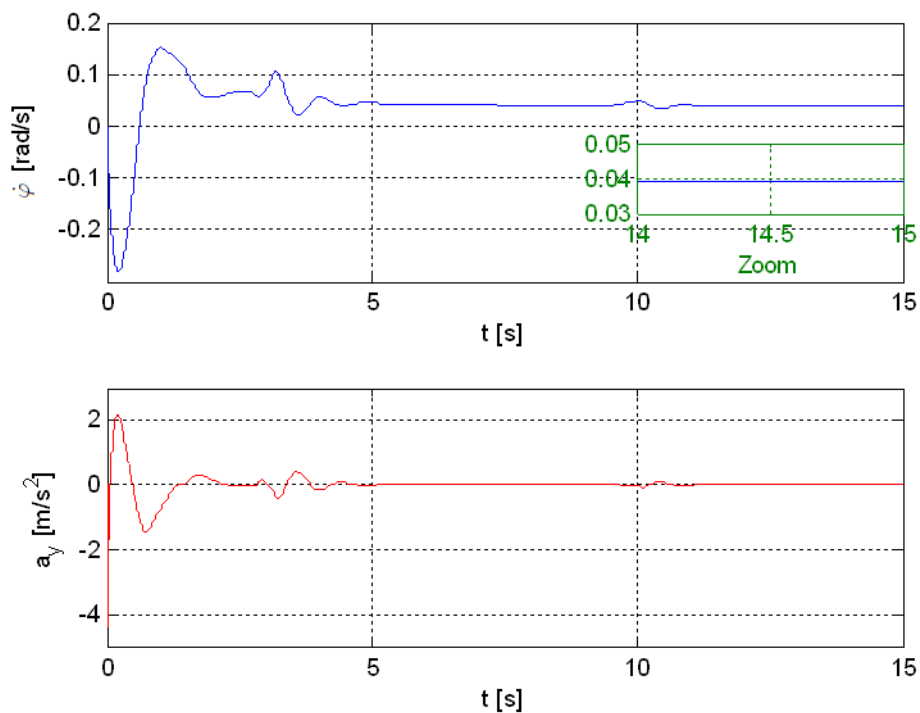


FIG. 4.15 – Vitesse de lacet et accélération latérale.



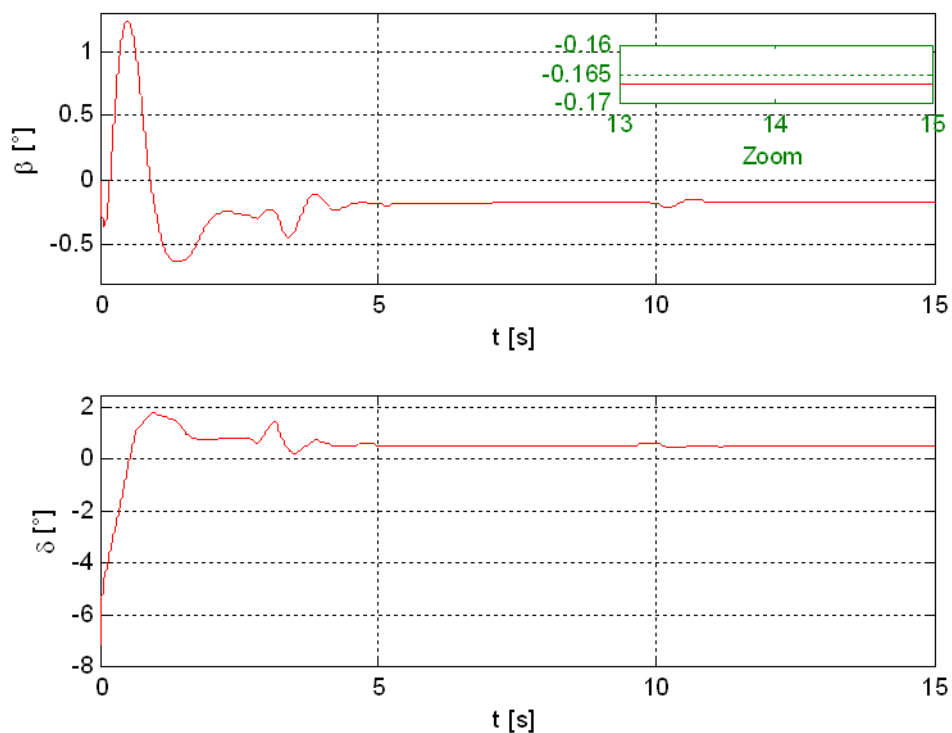


FIG. 4.16 – Angle de direction du véhicule et celle de braquage de roues avant.

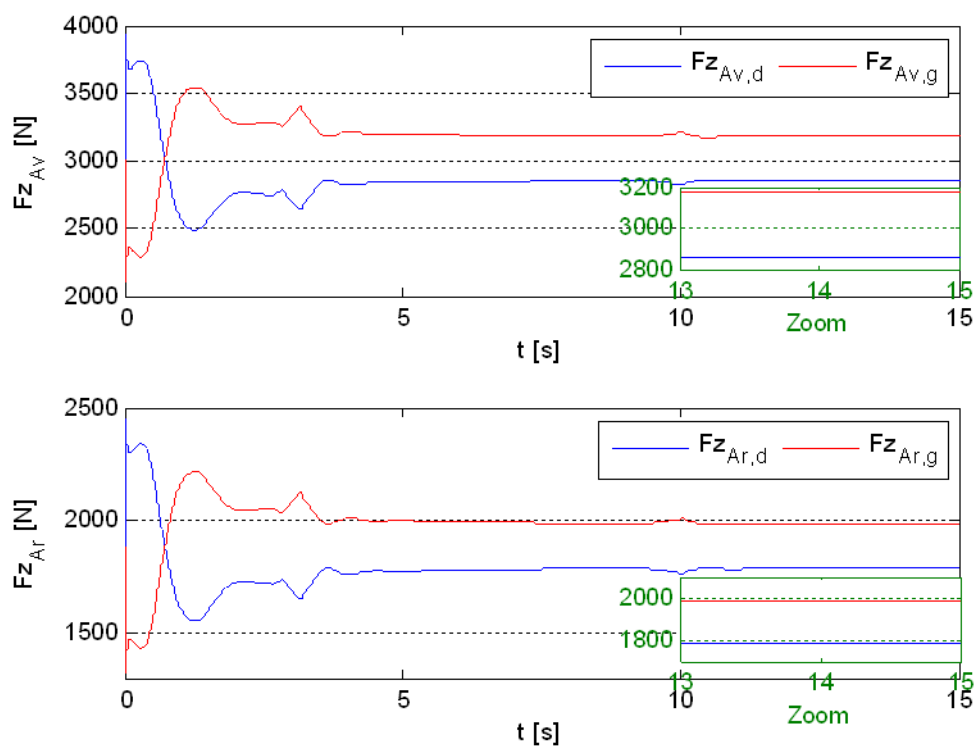


FIG. 4.17 – Les forces normales avant et arrières.

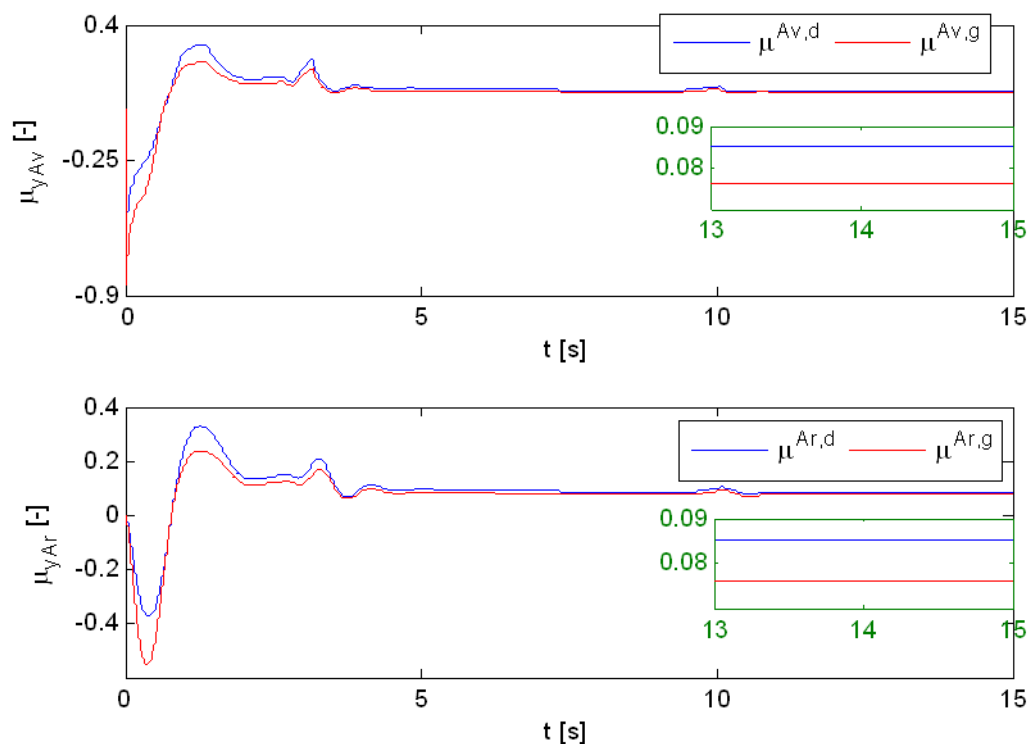


FIG. 4.18 – Coefficient de frottement(Adhérence) latéral.

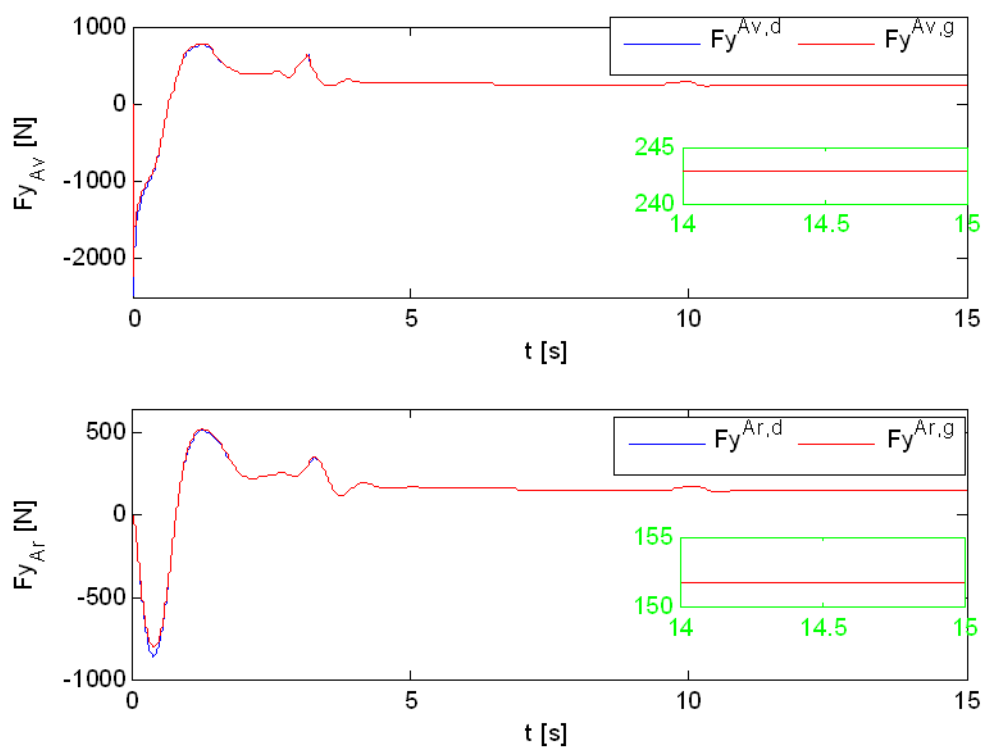


FIG. 4.19 – Les forces latérales réelles et les Forces estimées avant et arrière.

Au moment où la raideur prend sa valeur complète :

- Pour les figures (4.16) et (4.17), des valeurs importantes pour la vitesse de lacet  $\dot{\varphi}$ , l'accélération latérale  $a_y$  et l'angle de dérive  $\beta$ , le véhicule risque de perdre sa stabilité au régime transitoire, lorsqu'il s'engage à entreprendre le virage d'une manière considérable, et après il rejoint sa trajectoire désirée et risque une deuxième fois avec un dépassement important, mais très vite il s'aligne sur sa trajectoire courbée. Même remarques à peu près aux forces latérales dont les valeurs sont plus importantes par rapport aux roues arrières (FIG. 4.19).
- Quand aux forces normales, elles sont maximales pour la roue gauche (minimale pour la roue droite) au début du virage et minimale lors d'alignement sur la trajectoire (maximale pour la roue d'avant), ainsi que les forces normales d'avant sont plus importantes à celles d'arrière ce qui est tout à fait normales (FIG. 4.17).
- la vitesse du lacet ainsi que  $\beta$  et  $\delta$  expriment bien l'orientation du véhicule.
- finalement les erreurs angulaires et latérales montrent bien l'efficacité du contrôleur flou pour minimiser les erreurs de suivi de trajectoires courbées. Pour une raideur de 50% à sa valeur complète, c'est-à-dire le changement de terrain.
- C'est-à-dire pour une adhérence beaucoup plus faible du contact roues/sol, les dépassements ont tendances à s'élargir du fait de la fragilité de la surface du terrain, ce qui rend le véhicule plus fragile, quoi que le régulateur flou stabilise le véhicule sur sa trajectoire.

Finalement malgré le grand changement du terrain (raideur de 100% à 50%), mais le contrôleur flou peut éliminer l'erreur latérale et suit le chemin désiré, sans perdre la stabilité du lacet, ainsi que la vitesse de lacet pour un changement de terrain apparaît est acceptable.

## 4.6 Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre, la commande de la dynamique latérale du véhicule avec un modèle à quatre roues non-linéaire, en utilisant la logique floue, cette dernière nous a donné un bon résultat malgré le changement de terrain.

Dans le chapitre suivant nous allons estimer les forces de contact pneu/chaussé avec deux méthodes différentes.

---

# Estimation des forces de contact

---

## 5.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter la problématique de la reconstruction des forces de contacts pneu chaussée.

Actuellement, il est difficile de faire une mesure directe de forces développées au niveau du contact pneu/chaussée, pour cela nous nous intéressons à l'estimation des forces de contact roue/sol.

La difficulté et le coût des mesures de ces forces motivent l'investigation de techniques d'observation et le développement d'estimateurs embarqués [56].

Plusieurs travaux ont été proposés dans ce domaine, citons [57]. Dans [58], les auteurs proposent un contrôle par mode glissant, d'autres travaux ont porté sur l'estimation des forces de contact par la méthode de moindre carré, filtre de Kalman, etc.

Dans ce chapitre, nous utilisons deux méthodes d'estimation.

- Une méthode d'estimation basée sur le filtre de Kalman, pour reconstruction d'état et estimer les forces de contact, de modèle linéaire ;
- Une méthode d'estimation non linéaire, basée sur observateurs robuste pour estimer les forces de contact pneu chaussée.

## 5.2 Définition d'un observateur

Considérons le modèle d'état d'un système supposé linéaire :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Mw(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) + v(t) \end{cases} \quad (5.1)$$

$x(t)$  : est le vecteur d'état du système ;

$u(t)$  : est le vecteur des entrées déterministes et connues (commandes) ;

$w(t)$  : est le vecteur des signaux aléatoires inconnus qui viennent perturber directement l'équation d'état du système à travers une matrice d'entrée ;

$y(t)$  : est le vecteur des mesures ;

$v(t)$  : est le vecteur des signaux aléatoires (bruit de mesure).

Un observateur est un système dynamique permet de reconstituer ou d'estimer en temps réel l'état courant d'un système, à partir des mesures disponibles, des entrées du système et une connaissance à priori du modèle.

Le schéma de principe d'un observateur est montré sur figure (5.1), où  $y(t)$  et  $u(t)$  sont les entrées de l'observateur, et  $\hat{x}$  le vecteur estimé de l'état  $x$ ,  $Y(t)$  représente les valeurs mesurées par les capteurs et  $u(t)$  l'entrée de commande.

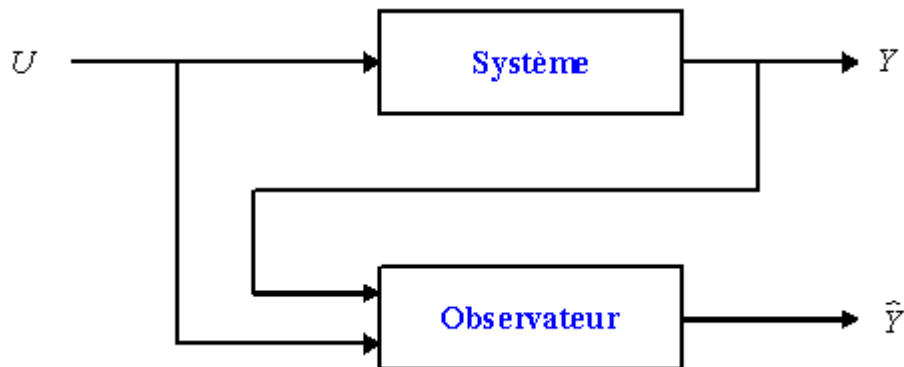


FIG. 5.1 – Schéma de principe d'un observateur.

## 5.3 Estimation des forces dans le cas d'un modèle linéaire

On utilise dans cette partie le filtre de Kalman pour estimer l'état dynamique du véhicule et estimer aussi les forces de contact latérales avant et arrière.

Le filtre de Kalman permettant de donner une estimation de l'état du système à partir d'une information a priori sur l'évolution de cet état (modèle) et de mesures réelles [55].

L'estimation de l'état s'effectue en minimisant la variance de l'erreur d'estimation [55].

$$E [\tilde{x}(t)^T \tilde{x}(t)] = E \{ [x(t) - \hat{x}(t)]^T [x(t) - \hat{x}(t)] \} \quad (5.2)$$

Le modèle d'état est décrit par les deux équations suivantes :

$$\begin{cases} x(t+1) = Ax(t) + Bu(t) + w(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) + v(t) \end{cases} \quad (5.3)$$

$w(t)$  : Le bruit d'état ou de modélisation représente les perturbations extérieures (le vent dans le cas d'un avion, les irrégularités de la route dans le cas d'une voiture, ...), et  $v(t)$  celui de la mesure, Ils traduisent respectivement l'incertitude que l'on a sur le modèle et le bruit du capteur de mesure, ces bruits sont supposés gaussiens, blancs, centrés et décorrélés.

$$E [w(t)^T w(t+k)] = Q(t)\eta(t) \quad \eta(t) : \text{Symbole de Kroncker.}$$

$Q(t)$  : Matrice de variances du vecteur  $w(t)$

$$E [w(t)^T v(t)] = 0, E [v(t)^T v(t+k)] = R(t)\eta(t)$$

$R(t)$  : Matrice de variances du bruit.

Si les bruits sont stationnaires, leurs matrices de variances, notées  $Q$  et  $R$ , sont indépendantes du temps. L'estimation récurrente de l'état peut se décomposer en 2 étapes comme le montre le dessin suivant (FIG. 5.2).

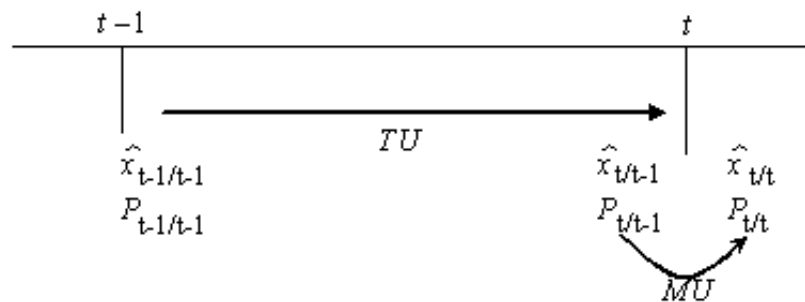


FIG. 5.2 – Étapes d'estimation.

– Etape TU (Time Update)(Etape de correction)

Correspond à l'évolution de l'état entre 2 périodes d'échantillonnage.

$$\hat{x}_{t/t-1} = A\hat{x}_{t-1/t-1} + Bu(t)$$

En l'absence de mesures, l'incertitude augmente, en effet, la matrice  $P$  de variance de l'erreur d'estimation augmente.

$$P_{t/t-1} = E \left\{ [x(t) - \hat{x}_{t/t-1}]^T [x(t) - \hat{x}_{t/t-1}] \right\} = AP_{t-1/t-1}A^T + Q \quad (5.4)$$

– Etape MU (Measurement Update)(Etape de mesure)

L'état est remis à jour à la suite de la lecture de la sortie du système.

$$\hat{x} = \hat{x}_{t/t-1} + K(t) [y(t) - C.\hat{x}_{t/t-1}] \quad (5.5)$$

L'écart entre la sortie mesurée et celle prédite par le modèle est multiplié par le gain  $K(t)$  pour s'ajouter à l'état précédent pour sa remise à jour.

La matrice de variances de l'erreur d'estimation décroît pendant cette étape de remise à jour puisque l'apport d'une nouvelle information se traduit par une meilleure connaissance de l'état.

$$P_{t/t} = P_{t/t-1} - P_{t/t-1}C^T [R + CP_{t/t-1}C^T]^{-1} CP_{t/t-1} \quad (5.6)$$

Le gain d'adaptation  $K(t)$  est donné par :

$$K(t) = P_{t/t-1}.C^T [R + CP_{t/t-1}C^T]^{-1} \quad (5.7)$$

L'équation du filtre de Kalman s'écrit :

$$\hat{x} = (A\hat{x} + Bu) + K_f(y - C\hat{x}) \quad (5.8)$$

$$\hat{x} = (A\hat{x}(t-1) + Bu(t)) + K_f(t) (y(t) - C\hat{x}(t-1)) \quad (5.9)$$

### 5.3.1 Résultats d'estimation

Pour le système étudié, on dispose d'un capteur pour fournir la vitesse de lacet, donc la vitesse de lacet un des entrées de filtre de Kalman, ce dernier servira à estimer l'état du système.

Nous avons :

Le vecteur d'état (voir chapitre 2) :  $[v_y \quad \dot{\varphi} \quad e_v \quad e_\varphi]^T$ ,  $F_y^{Av.Ar} = C^{Av.Ar} \alpha^{Av.Ar}$

Donc, les forces latérales sont données par :  $\hat{F} = C\hat{\alpha}$ ,  $\hat{\alpha}^{Av} = \delta - \tan^{-1} \left[ \frac{\hat{v}_y + l^{Av} \hat{\dot{\varphi}}}{v_x} \right]$  et

$$\hat{\alpha}^{Ar} = -\tan^{-1} \left[ \frac{\hat{v}_y + l^{Av} \hat{\dot{\varphi}}}{v_x} \right] \quad (5.10)$$

On répète la même condition pour la trajectoire du chapitre (2), nous avons obtenus les résultats suivants :

La commande (le braquage), est une entrée de filtre de Kalman.

On observe une bonne estimation, pour l'état du véhicule voir la figure (5.3) et (5.4) pour la vitesse latérale et celle de lacet, Les figures (5.5) et (5.6), montrent une bonne estimation d'angles de dérive avant et arrière  $\hat{\alpha}^{Av.Ar}$ .

Les figures (5.7) et (5.8), montrent une bonne estimation de force latérale avant et arrière.

Nous remarquons que la reconstitution est satisfaite. Les signaux estimés suivent bien l'allure des signaux issue du modèle réel.

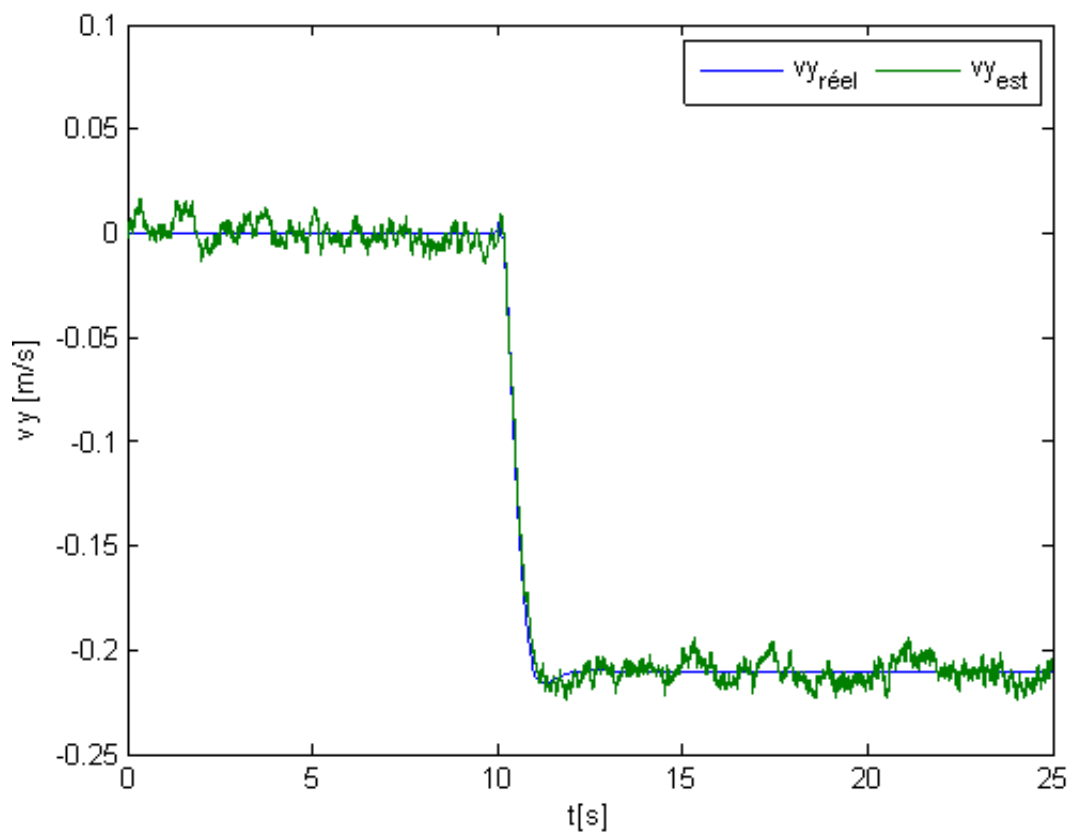


FIG. 5.3 – Vitesse latérale et sa valeur estimée.



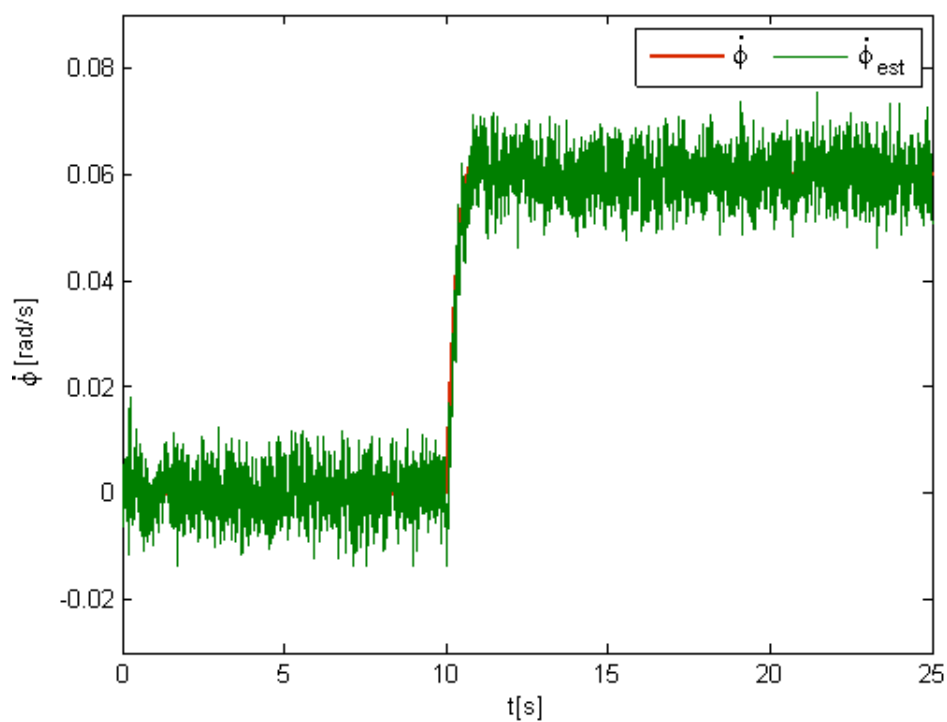


FIG. 5.4 – Vitesse de lacet et sa valeur estimée.

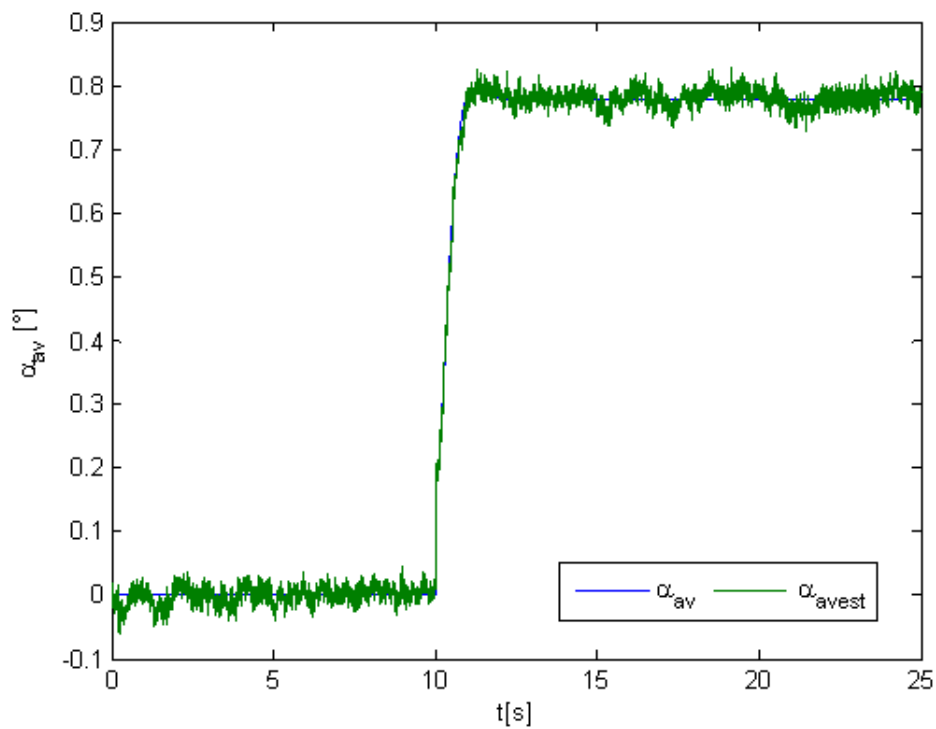


FIG. 5.5 – Angle de dérive avant et sa valeur estimée.

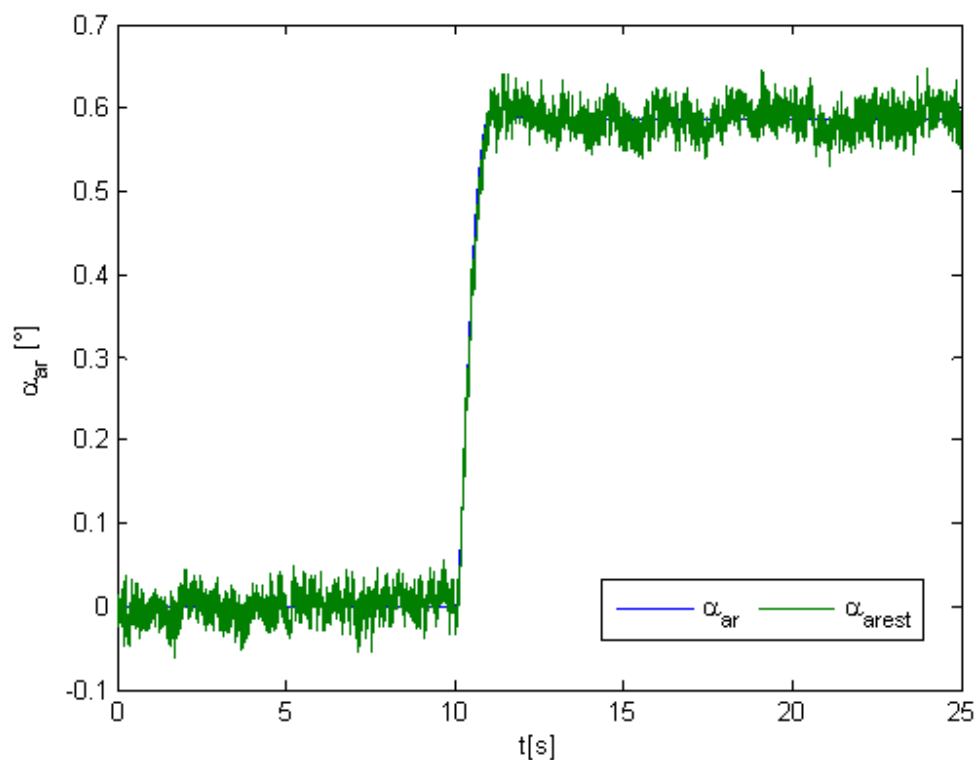


FIG. 5.6 – Angle de dérive arrière et sa valeur estimée.

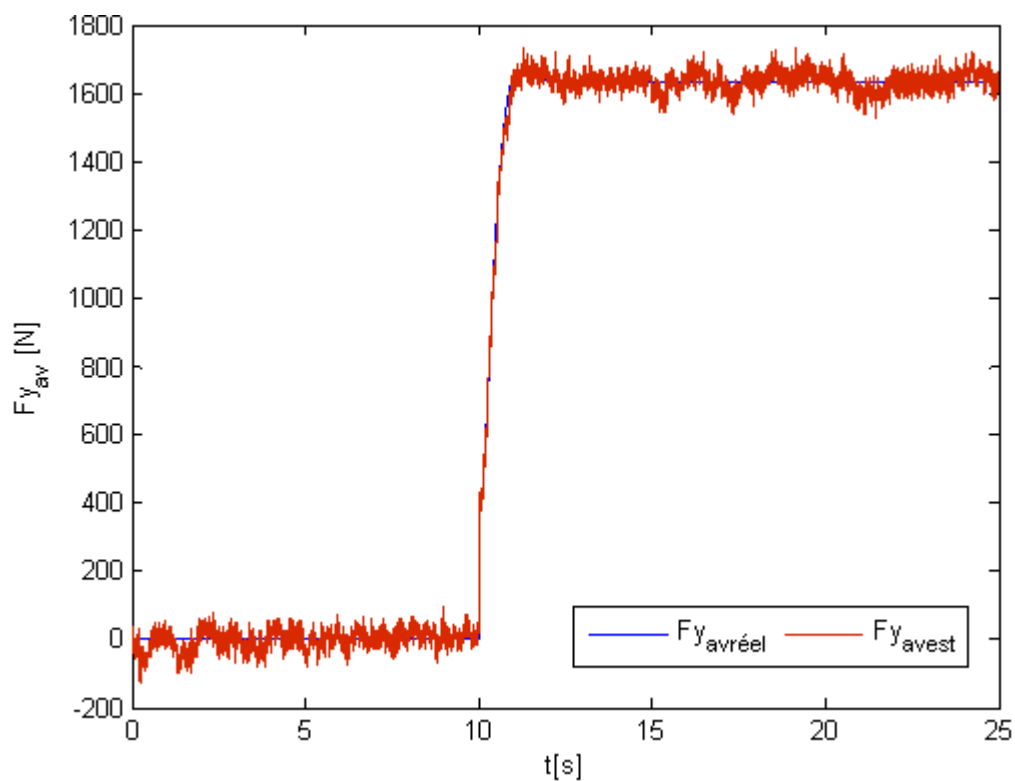


FIG. 5.7 – Les forces latérales avant et ses valeurs estimées.

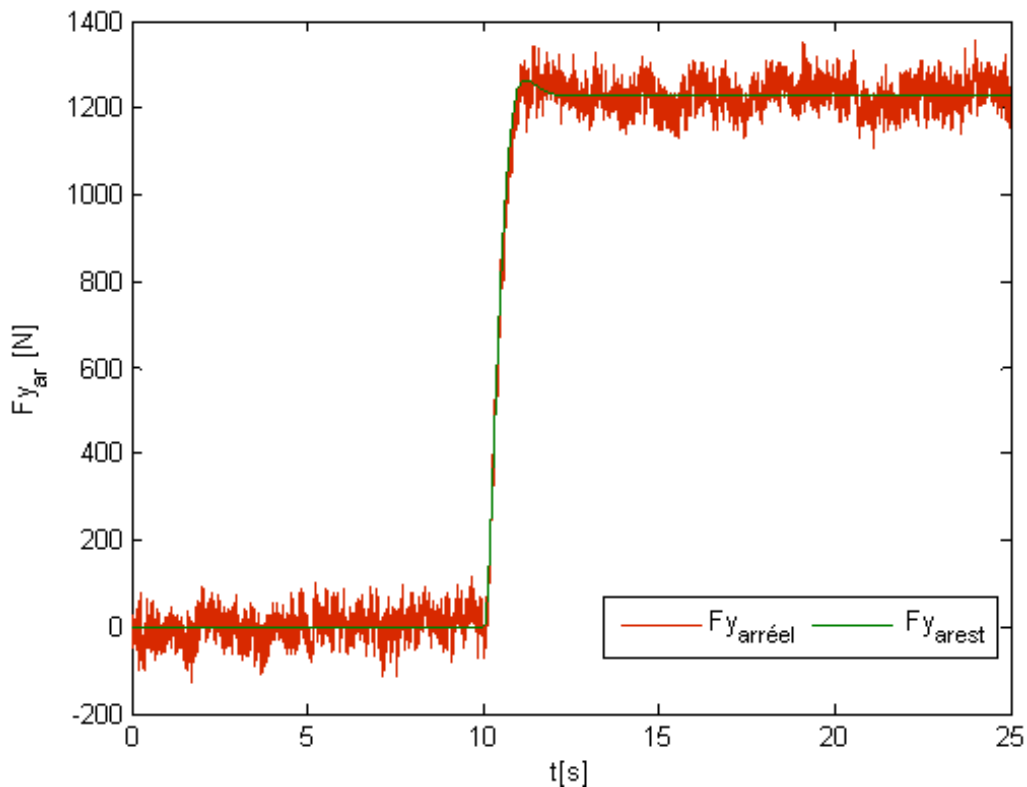


FIG. 5.8 – Les forces latérales arrière et ses valeurs estimées.

## 5.4 Deuxième méthode d'estimation des forces dans le cas d'un modèle non linéaire

Dans cette partie, on utilise l'observateur différentiel développé par *Levant et Fridman* [58], pour estimer les vitesses angulaire et les accélérations angulaire des roues, à partir des positions angulaires des roues fournis par des capteurs (codeurs placés sur l'ABS par exemple), et conclure les forces de contact longitudinales et latérales.

Le nombre de degré de liberté considéré dans le modèle utilisé peut être différent selon l'application.

Dans notre cas, le modèle utilisé à 3DDL est le même que celui présenté au chapitre (2) et (3), modèle bicyclette non linéaire. Les dynamiques transversales, du lacet et de roues sont prises en compte avec les forces longitudinales.

Les équations de la dynamique associées à ce modèle sont les suivantes :

$$m(\dot{v}_y + v_x \dot{\varphi}) = F_y^{Av} \cos \delta + F_x^{Ar} \sin \delta \quad (5.11)$$

$$I_z \ddot{\varphi} = l^{Av} (F_y^{Av} \cos \delta + F_x^{Ar} \sin \delta) - l^{Ar} F_y^{Ar} \quad (5.12)$$

$$j_w \dot{\omega} = T - r F_x^{Av} \quad (5.13)$$

Le contrôle de la dynamique latérale est assuré par la stabilité des roues directrices, tout en opérant dans la zone de pseudo-glisement [17].

A partir de la relation liant le coefficient d'adhérence latérale  $\mu_y$  et le glissement longitudinal  $\lambda_x$  comme la montre la figure suivante :

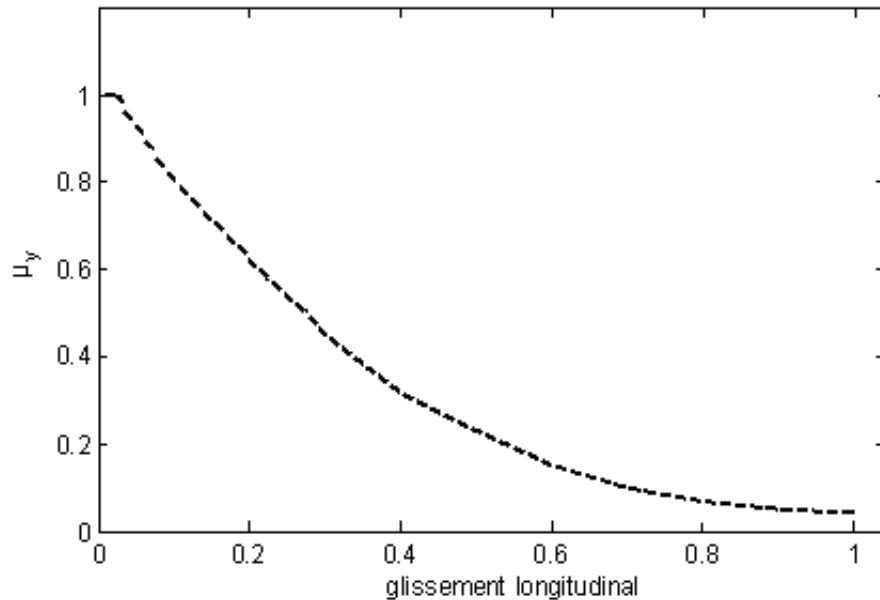


FIG. 5.9 – Coefficient d'adhérence latéral.

On observe que, la valeur maximale de  $\mu_y$  correspond à  $\lambda_x = 0$ , ce qui implique que la valeur optimal d'orientation du véhicule est obtenue pour un minimum de  $\lambda_x$ .

La valeur maximale de la force latérale est correspondante à  $\mu_{ymax}$  puisque  $F_y = \mu_y F_z$ . Donc pour garder la valeur optimale de  $\lambda_x$ , nous avons utilisé la technique de mode de glissement. Le calcule pour vous m'aïdé à estimer les forces.

#### 5.4.1 Choisit la surface de glissement

$$S = \lambda_x - \lambda_d \quad (5.14)$$

$\lambda_d$  : Le glissement de la roue désiré ( $\lambda_{cri}$ )

**Pendant la phase d'accélération**

$$v_x < rw \quad (5.15)$$

$$\lambda_x = 1 - \frac{v_x}{rw} \quad (5.16)$$

$\dot{S} = \dot{\lambda}_x$ , puisque  $\dot{\lambda}_d = 0$

$$\dot{S} = \frac{v_x}{rw^2} \frac{1}{j_w} (T - rF_x^{Av}) \quad (5.17)$$

On dispose  $\dot{S} = -kS$  Donc :  $T = r.F_x^{Av} - kj_w w^2 r.S/v_x$

**Pendant la phase de freinage**

$$v_x > rw$$

$$\lambda_x = \frac{rw}{v_x} - 1 \quad (5.18)$$

$$\dot{S} = \frac{r}{v_x} \dot{w} = \frac{r}{j_w v_x} (T - rF_x^{Av}) \quad (5.19)$$

$$\dot{S} = -k.S$$

$$T = rF_x^{Av} - kj_w v_x S/r \quad (5.20)$$

## 5.4.2 Développement de l'observateur

Dans ce paragraphe, nous développons l'observateur différentiel pour reconstituer la vitesse et l'accélération angulaire des roues et pour enfin estimer les forces longitudinales et latérales [56].

La forme de l'observateur d'état peut être alors écrite de la façon suivante :

$$\dot{\hat{z}}_0 = \hat{z}_1 - \lambda_1 |z_0 - \hat{z}_0|^{\frac{2}{3}} \text{sign}(z_0 - \hat{z}_0) = v_0 \quad (5.21)$$

$$\dot{\hat{z}}_1 = \hat{z}_2 - \lambda_2 |v_0 - \hat{z}_1|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(v_0 - \hat{z}_1) = v_1 \quad (5.22)$$

$$\dot{\hat{z}}_2 = -\lambda_3 \text{sign}(v_1 - \hat{z}_2) \quad (5.23)$$

$\lambda_1, \lambda_2$  et  $\lambda_3$  : les gains d'estimateur. **1<sup>ere</sup> étape :**

Pour estimer la vitesse et l'accélération angulaire des roues, les trois équations précédentes deviennent :

$$\dot{\hat{\theta}} = \hat{w} - \lambda_1 |\theta - \hat{\theta}_0|^{\frac{2}{3}} \text{sign}(\theta - \hat{\theta}_0) = v_0 \quad (5.24)$$

$$\dot{\hat{w}} = \hat{v} - \lambda_2 |v_0 - \hat{w}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(v_0 - \hat{w}) = v_1 \quad (5.25)$$

$$\dot{\hat{v}} = -\lambda_3 \text{sign}(v_1 - \hat{w}) \quad (5.26)$$

**2<sup>eme</sup> étape :**

A partir de l'équation :  $j_w \dot{w} = T - rF_x^{Av}$

On peut trouver la valeur de la force longitudinale estimée  $F_x^{Av}$ .

$$F_x^{Av} = (T - j_w \dot{w}) / r \quad (5.27)$$

3<sup>eme</sup> étape :

A partir de deux équations dynamiques du véhicule, nous écrivons le système sous forme linéaire en les paramètres à estimer :

$$Y_t = \phi_y(t)\theta_y(t) \quad (5.28)$$

Avec :

$$Y_y(t) = \begin{bmatrix} ma_y - F_x^{Av} \sin \delta \\ I_z \ddot{\varphi} - l_x^{Av} \sin \delta \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

$$\phi_y(t) = \begin{bmatrix} \cos \delta & 1 \\ l^{Av} \cos \delta & -l^{Ar} \end{bmatrix} \quad (5.30)$$

$$\theta_y = \begin{bmatrix} F_y^{Av} \\ F_y^{Ar} \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

Par la résolution du système en utilisant les moindres carrées, nous reconstituons les forces latérales :

$$\theta_y = [\phi_y^T \quad \phi_y]^{-1} \phi_y^T Y_y, \text{ donc } F_y^{Av} = \theta_y(1) \text{ et } F_y^{Ar} = \theta_y(2)$$

Donc on obtient les résultats suivants :

### 5.4.3 Résultats d'estimation

Pour une route sèche, on garde le glissement longitudinal à une valeur désirée  $\lambda_d = 0.2$ . On garde le glissement  $\lambda_x$  à sa valeur désirée, et la dynamique latérale du véhicule, pour suivre un cercle de rayon de (500m) avec une position initiale (0, 5m), comme nous avons vu aux chapitres précédentes.

On observe que, l'estimation des forces latérales est parfaitement avec une erreur d'estimation nulle.

Les résultats obtenus sont comparés avec des données par le modèle mathématique du véhicule. Cette étude comparative montre que l'estimation par cette méthode est globalement correcte.

On observe que la vitesse angulaire des roues augmente à 83 rad/s, en changeant de couple moteur pour atteindre à notre objectif (glissement longitudinal désiré), et braquer la roue avant pour suivre la trajectoire définie préalablement.

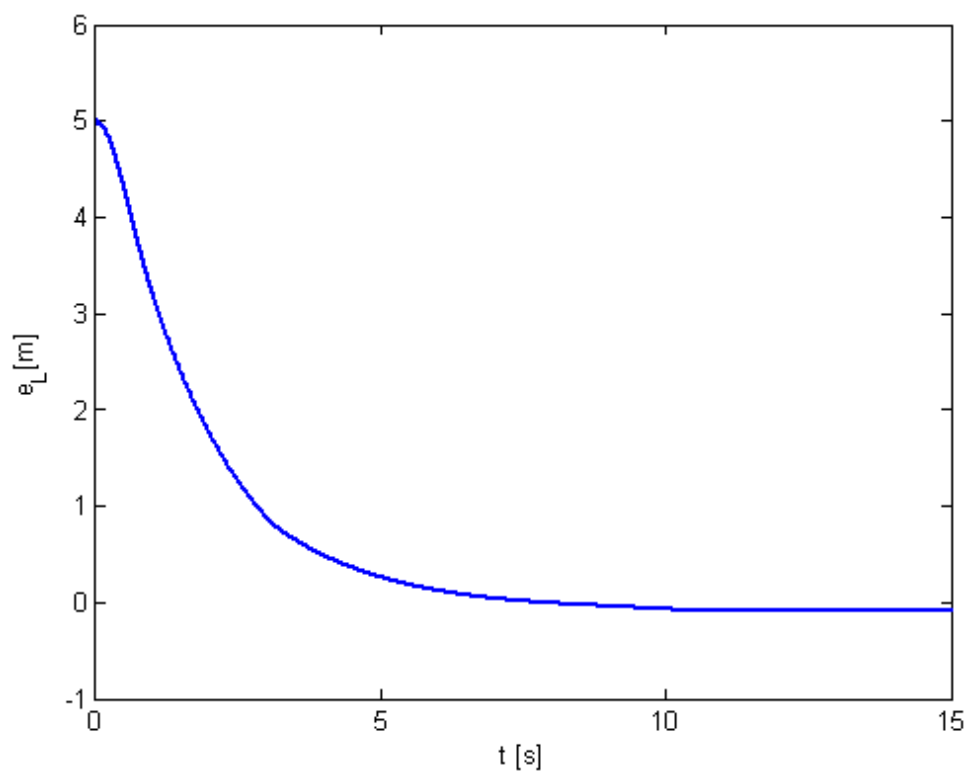


FIG. 5.10 – Ecart latéral.

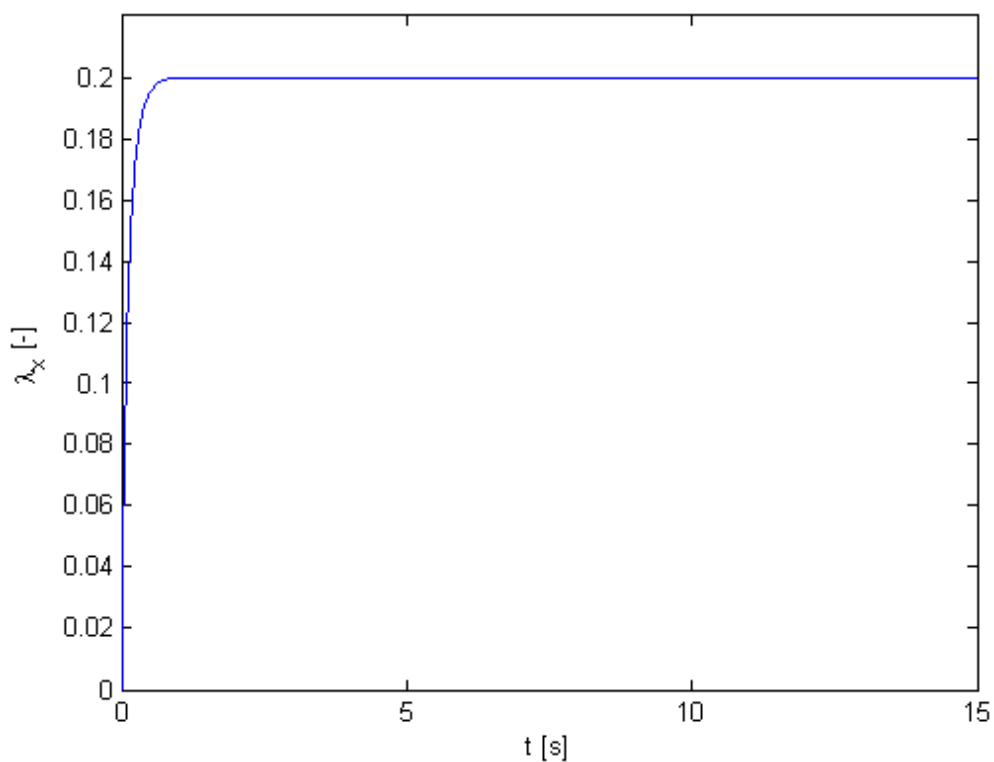


FIG. 5.11 – Glissement longitudinal.

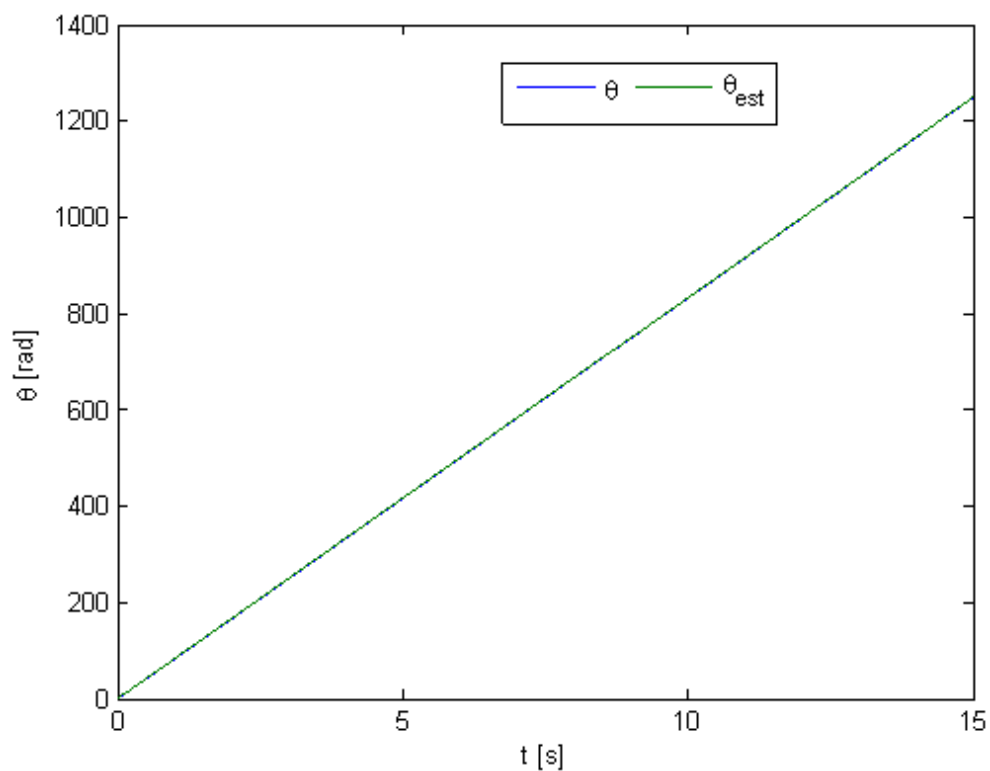


FIG. 5.12 – Position angulaire des roues.

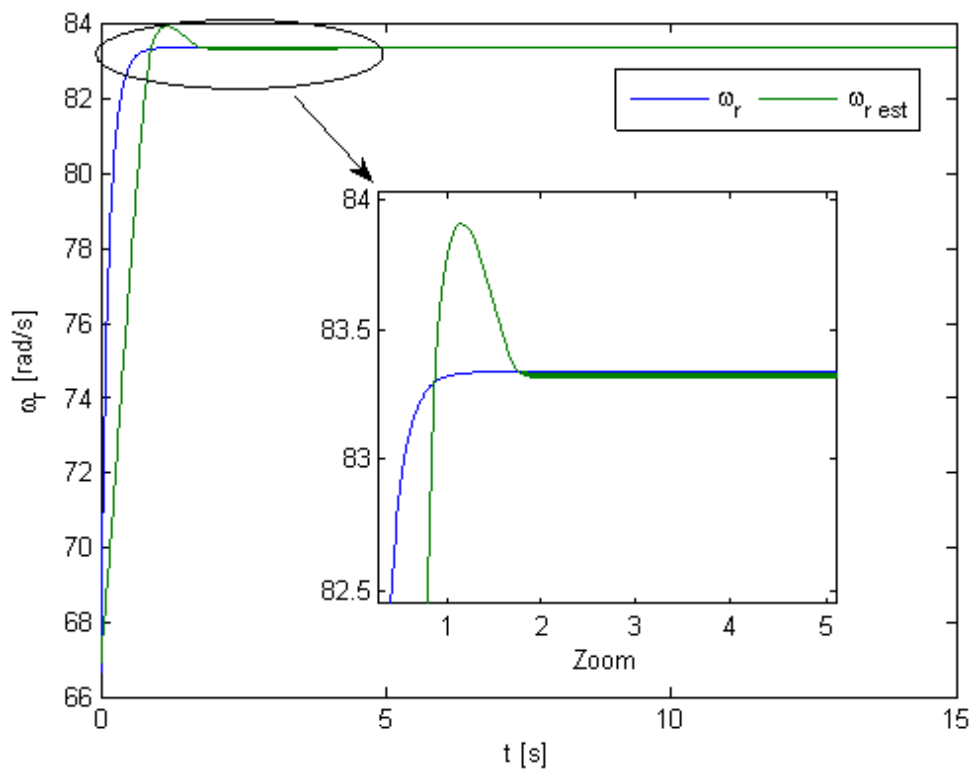


FIG. 5.13 – Vitesse angulaire des roues.



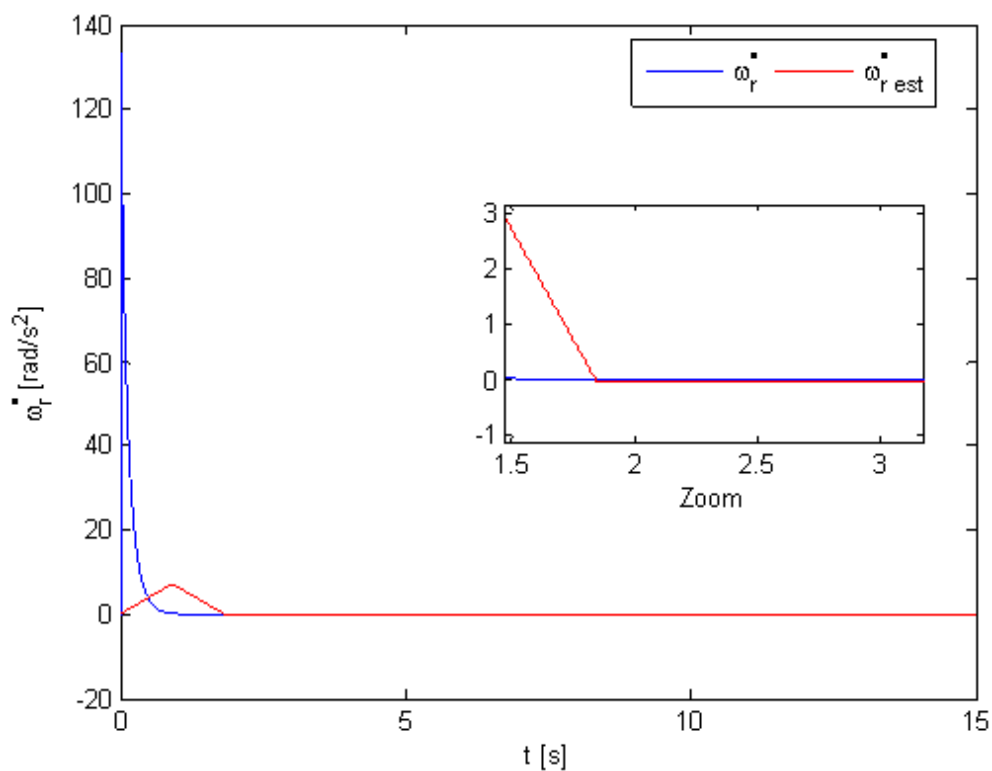


FIG. 5.14 – Accélération angulaire des roues.

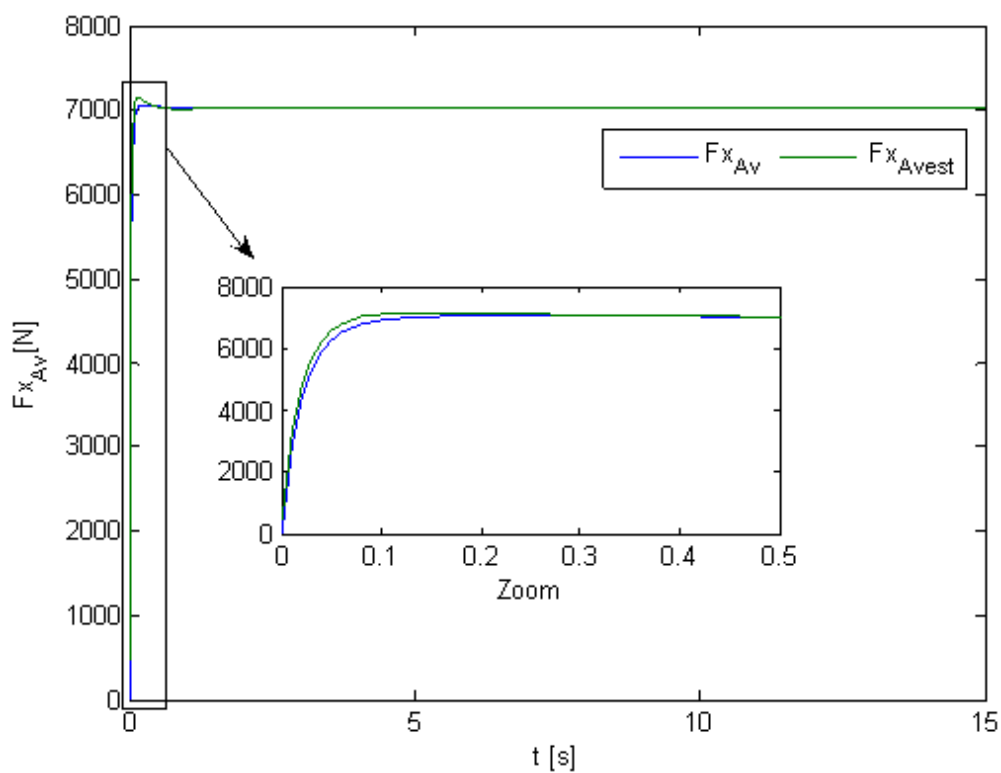


FIG. 5.15 – Force longitudinal réelle et estimée.

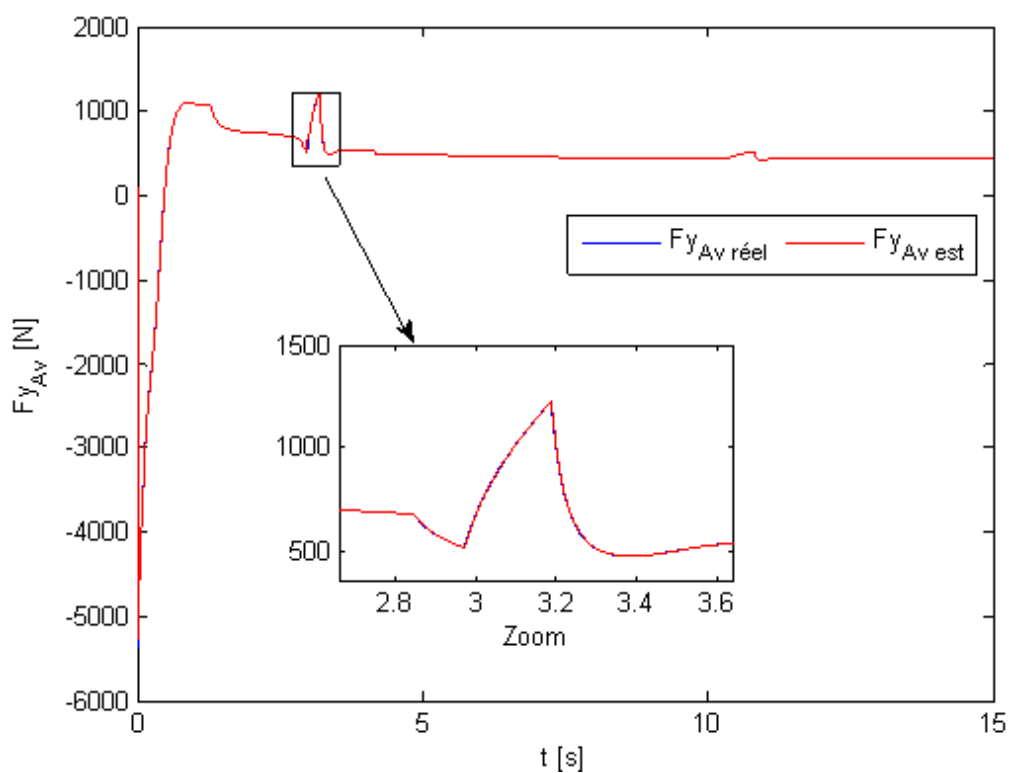


FIG. 5.16 – Force latérale avant réel et estimée.

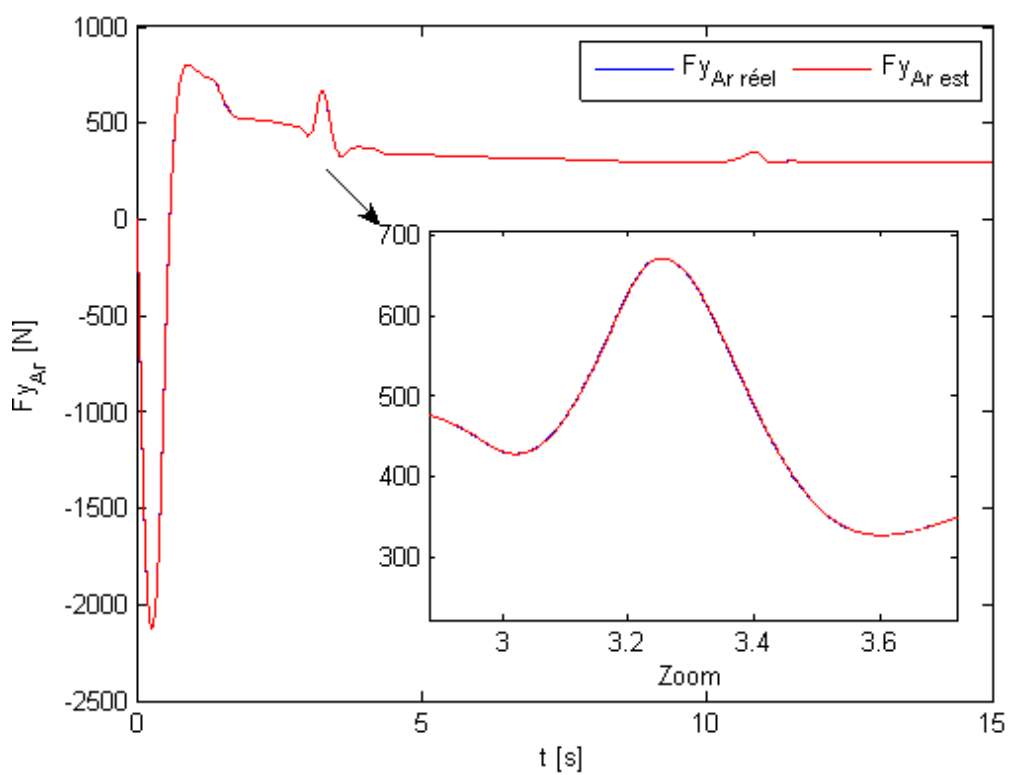


FIG. 5.17 – Force latérale arrière réelle et estimée.

On observe l'accélération angulaire  $\dot{w}_r$  a un pic au démarrage à cause des conditions initiales puis prend la valeur zéro, puisque la vitesse angulaire  $w_r$  constante à  $83 \text{ rad/s}$ , donc sa dérivé  $\dot{w}_r$  est nulle. Donc le glissement est constant puisque  $T$  c'est une fonction de  $\dot{w}_r$ .

A partir de cette opinion, on peut estimer toutes les forces pour un modèle complet avec les quatres roues, mais un peu difficile à cause de couplage entre la dynamique longitudinal et latérale.

## 5.5 Conclusion

L'analyse des performances longitudinales et latérales des véhicules nécessite l'estimation des forces de contacts pneu-chaussée. La difficulté d'effectuer une telle mesure nous a incité à étudier le développement d'observateurs et d'estimateurs.

Nous avons, dans un premier temps, utilisé un modèle bicyclette et un filtre de Kalman. Nous avons comparé nos résultats d'estimation aux résultats donnés par le modèle. Nous avons remarqué que l'estimation des différents états et des forces était correcte.

Dans la seconde partie d'estimation, nous avons utilisé un modèle non linéaire du véhicule avec prendre en considération le glissement longitudinal des roues. Nous avons développé un observateur différentiel pour estimer la vitesse et l'accélération angulaire des roues.

Reconstituer les forces de contacts. Les résultats obtenus sont comparés avec des données par le modèle mathématique du véhicule. Cette comparaison montre que l'estimation par cette méthode est globalement correcte.

---

# Conclusion générale

---

Nous avons vu à travers de ce travail, une commande de la dynamique latérale du véhicule avec plusieurs types de modèle dynamique, soit un modèle linéaire à deux roues (modèle bicyclette), ou avec un modèle non linéaire à quatre roues, pour le premier modèle, donne-nous un comportement latérale du véhicule malgré les hypothèses simplificatrices, donc on peut conclure que le modèle bicyclette est suffisant pour connaître le comportement du véhicule.

Nous avons contrôlé le mouvement du véhicule avec trois types de contrôleurs, où nous avons choisi un contrôleur classique PID et le deuxième par mode de glissement pour le modèle bicyclette, le résultat obtenu par le PID est suffisant et maintien la stabilité du véhicule avec le changement de vitesse du véhicule ou le changement de type de terrain, mais pour le modèle à quatre roues, nous avons choisi la logique floue, et nous avons vu, aussi des résultats suffisants.

Nous avons aussi étudié le cas où en tenant compte le glissement longitudinal, c'est-à-dire en prendre en compte la dynamique longitudinale et garder le glissement à certaine valeur désirée selon le type de terrain.

Généralement les résultats obtenus montrent que les contrôleurs utilisés sont efficaces.

Pour l'estimation de forces de contact roue/sol, nous avons choisi un filtre de Kalman pour reconstituer l'état du système du modèle bicyclette et calculer les forces latérales. Et pour le modèle de couplage entre la dynamique longitudinale et latérale, nous avons utilisé un observateur différentiel par mode glissant, où avec lequel, on peut estimer la vitesse et l'accélération angulaire des roues, et à partir de cette dernière on peut estimer les forces longitudinales et latérales, et comme nous avons vu l'estimation des forces a été

parfaitement.

### **Perspectives**

Plusieurs travaux ont été déjà réalisés, ou en cours de réalisation dans cet axe de recherche, mais ce domaine reste très vaste et très étendu, nous résumons dans les travaux envisagés dans les perspectives suivantes :

- Une modélisation complète avec le modèle de suspension pour rapprocher à l'état réel du véhicule ;
- Une réalisation expérimentale de notre travail avec un véhicule instrumenté par des capteurs pour on peut estimer les forces de contact ;
- Une étude très approfondie sur le comportement des véhicules face au glissement longitudinal, et le couplage entre les deux dynamiques longitudinale et latérale, avec la proposition de nouveaux algorithmes de contrôle, est un très bon axe de recherche ;
- Prendre en compte les déplacements du véhicule sur des surfaces inclinées, et considérer les surfaces de terrains accidentés.

---

# Bibliographie

---

- [1] F. Ben Amar. "Steering behavior and control of fast wheeled robots," *In : Proceedings of the IEEE Conference on Intelligent Robots*, 1997.
- [2] A. Ciocan. *Contribution à l'analyse et à la commande du véhicule automobile, thèse doctorat, Université de Picardie jules verne-Amiens.*, France 2005.
- [3] Seul Jung, T. C. Hsia. "Explicit Lateral Force Control of an Autonomous Mobile Robot with Slip," *IEEE.*, 2004.
- [4] Han-Shue Tan and Ching-Yao Chan. "Design of Steering Controller and Analysis of Vehicle Lateral Dynamics under Impulsive Disturbances," *Proceedings of the American Control Conference Chicago.*, Illinois June, 2000.
- [5] R. A. Ramirez Mendoza. *Modélisation et commande des véhicules automobiles, PhD thesis, LAG/INPG, Grenoble, .*, France, 1997.
- [6] Jelena Godjevac. *Idées nettes sur la logique floue*, livre de l'université romande, Lausanne, 1999.
- [7] César A. Grau. *A Parametric Study of the Lateral Dynamics of a Nonlinear Four-wheel Road-Vehicle model, PhD thesis, University of Cincinnati.*, Canada, 2002.
- [8] Wu Jianyong, Tang Houjun, Li Shaoyuan, Fang Wan. "Improvement of Vehicle Handling and Stability by Integrated Control of Four Wheel Steering and Direct Yaw Moment," *Proceedings of the 26th Chinese Control Conference, Zhangjiajie, Hunan.*, China, July, pp. 26–31, 2007.
- [9] Eiichi Ono, Shigeyuki Hoang D. Tuan and Shun'ichi Doi. "Bifurcation in vehicle Dynamic and Robust Front Wheel Steering Control," *IEEE Transactions on Control systems technology.*, Volume6, n°3, May 1998.
- [10] Saoudi Kamel. *Conception d'un stabilisateur adaptatif flou d'une machine synchrone liée à un jeu de barres infini, Thèse de magister, Département d'électrotechnique, Université de Farhat Abbas de setif.*, Algérie 2008.
- [11] A. K. Das<sup>2</sup>, R. Fierro, V. Kumar, B. Southall, J. Spletzer, and C. J. Taylor. "Real-Time Vision-Based Control of a Nonholonomic Mobile Robot," *International Conference on robotic and Automation IEEE.*, 2001.

- [12] J.-J.E. Slotine. "Sliding controller design for nonlinear systems," *Int.J. Contr.* vol. 84. 1984.
- [13] J.-J.E. Slotine FFE, Li W. "Applied nonlinear controller," NJ : Prentice Hall, 1991.
- [14] Kachroo, P., Tomizuka, M., 1996. "Chattering reduction and error convergence in the sliding-mode control of a class of nonlinear systems," *IEEE Transactions on Automatic Control* 41 (7)., July 1996.
- [15] P.Ruau, G.Bourdon, S.Delaplace. *Dynamic Control of wheeled mobile robot using sliding mode*, Romancy 1996 Udine, Italie, PP. 205–112, 1996.
- [16] Hung JY. "Variable structure control : A survey," *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 40(1)., . 2-22, 1993
- [17] Djamel-Eddine Ameddah. *Conception d'une commande en temps minimal d'un robot mobile*, Thèse doctorat, Université de Batna., Algérie, juillet 2004.
- [18] J.STEPHANT, A.CHARARA, D.MEIZEL. "Contact Roue-Sol : Comparaison de modèles d'efforts," *Journées "Automatique et Automobile"*, LAP-ENSEIRB - Université Bordeaux I., France , 2001.
- [19] Benmakhlouf Abdeslam. *Contrôleur flou pour la navigation d'un robot mobile d'intérieur*, thèse magister en robotique, université de Batna., Algérie, 2006.
- [20] R. H. Byrne, C. T. Abdallah, and P. Dorato. "Experimental results in robust lateral control of highway vehicles," *IEEE Control Systems.*, pp. 70–76, 1998.
- [21] W. Milliken and D. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers (SAE), 1995.
- [22] Kiencke, U. and L. Nielsen. *Automotive control system*, Springer-Verlag, ISBN 3-540-66922-1, 2000.
- [23] Pacejka, H. B. *Tyre and vehicle dynamics*, Elsevier Butterzorth-Heinemann, 2002.
- [24] Mammar, S. and Koenig, D. *Vehicle handling Improvement by active steering. Vehicle system dynamics*, 38 ; pp. 211–242, 2002.
- [25] Peng, H., and M. Tomizuka. "Vehicle Lateral Control for Highway Automation," *American Control Conference. San Diego.*, CA. 281, 1990.
- [26] M. Segel. "Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control," *Proceedings of Automobile division of the institute of mechanical engineers.*, vol. 7, pp. 310–3301, 1956.
- [27] M. Linderoth, K. Soltesz and M. Richard. "Nonlinear Lateral Control Strategy for Non-holonomic Vehicles," *American Control Conference.*, 2008.
- [28] Segel, M.(1956). "theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control," *Proc. Automobile division of the institut of mechanical engineers*, 7.
- [29] Rajesh Rajamani. *Vehicle Dynamics and Control*, University of Minnesota, USA 2006.
- [30] Nacer Hamadi. *Modélisation d'un véhicule avec en présence des forces de contact roues/sol*, thèse de magister, Institut d'électronique, Université de Batna., Algérie, 30 avril 2009.
- [31] M. Bertozzi, A. Fascioli, C. Guarino, A. Piazzzi. "The Argo Autonomous Vehicle's Vision and Control systems," *International Journal Of Intelligent Control and Systems.*, 2000.
- [32] J. Kosecka, R. Blasi, C. J. Taylor, and J. Malik. "Vision-based lateral control of vehicles," In *Intelligent Transportation Systems*, Boston (USA), November 1997.

- [33] Van Zanten, A. T., Erhardt, R., Pfaff, G., Kost, F., Uwe, H. and Ehret, T. "Control Aspects of the Bosch-VDC," *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control.*, Vol. 1, pp. 573–608, 1996.
- [34] J.Y. Wong. *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley and sons. (2nd edition) 2001,(3rd edition) 1993.
- [35] Xavier CLAEYS. *Commande Latérale des Véhicules Automobiles avec prise en compte de la dynamique des actionneur, Application à la conduite en peloton des poids lourds, thèse doctorant, Institut National Polytechnique de Grenoble.*, France Mars 2002.
- [36] Jesús Arámburo and Antonio Ramírez Treviño. "Advances in Robotics, Automation and Control," October 2008.
- [37] Djamel Khadraoui. *La commande référencée vision pour le guidage automatique de véhicules, Thèse doctorant, Université Blaise Pascal-clermont II.*, Décembre 1996.
- [38] Jonathan Bom. *Etude et mise en œuvre d'un convoi de véhicules urbains avec accrochage immatériel, Thèse doctorant, Université Blaise Pascal-clermont II.*, Juillet 2006.
- [39] P. Hingwe et M. Tomizuka. "A variable look-ahead controller for lateral guidance of four wheeled vehicles," *Dans ACC'98.*,. 1999.
- [40] J. Ackermann, J. Guldner, W. Sienel, R. Steinhauser, et V. Utkin. "Linear and nonlinear controller design for robust automatic steering," *IEEE Transaction on control Systems Technology*, 3(1)., March 1995.
- [41] Miguel Angel Sotelo · Eugenio Naranjo · Ricardo Garc´a · Teresa de Pedro · Carlos Gonz´alez. *Comparative study of chained systems theory and fuzzy logic as a solution for the nonlinear lateral control of a road vehicle*, Springer 2006.
- [42] Znthony B. Will. Marcelo C.M. Texeira, Stanislaw H. Zak. "Four Wheel Steering Control System Design Usign Fuzzy Models," *Conference on control Application, IEEE.*, 1997.
- [43] Daegun Hong, Palijoo Yoon, Hyoung-Jin Kang, Inyong Hwang and Kunsoo Huh. "Wheel Slip Control Systems Utilizing the Estimated Tire Force," *American Control Conference.*, 2006.
- [44] H. Sakai. "Theoretical and Experimental Studies on the Dynamical Properties of Tyres," Part 4 : Investigations of the Influences of Running Conditions by Calculation and Experiment,*International Journal of Vehicle Design.*, Vo1.3, No. 3, pp. 333–375, 1982.
- [45] Tan, H. S., Guldner, J., Chen, C., and Patwardhan, S. "Changing lanes on automated highways with look-down reference systems," *Proceeding of the 1998 IFAC workshop on advances in automotive control.*, pp. 69–74, Loudonville, OH, USA.1998.
- [46] H. Ying, W.Siler & J.J.Buckely. *Fuzzy control theory : a nonlinear case*. Automatica, vol. 26, pp. 513–520. 1990.
- [47] J.M.Mendel. "Fuzzy logic systems for engineering," *a tutorial. IEEE.*, 1995.
- [48] A. Levant. "Full real-time control output variables via higher order sliding modes," *European Control Conference.*, Karlsruhe, 1999.
- [49] R.M. Tong. A "control enginerring review of fuzzy systems," *R Automotica.*, Vol. 13, PP. 559–569, 1997.
- [50] W. Tong, & T.H.S. Li. "Realization of two-dimonsional target tracking problem via autonomous mobile robots using fuzzy sliding mode control," *IEEE tran on robotic and automation*, vol. 7., PP. 1158–1163, 1998.
- [51] J. Ackerman. "Active steering for better safety, Handling and comfort," *In AVCS'98 Amiens.*, France 1998.



- [52] V. d. B Jan, P.Blazevic. "Antilock braking and traction control concept for all-terrain Robotic vehicle," *proceeding of the 97 international conference on robotics and automation ICRA '97 Albuquerque.*, New Mexoco, vol. 2 PP. 1400–1405. 1997.
- [53] Tan, H. S., Guldner, J., Chen, C., and Patwardhan, S. "Changing lanes on automated highways with look-down reference systems," *Proceeding of the 1998 IFAC workshop on advances in automotive control.*, pp. 69–74, Loudonville, OH, USA.1998.
- [54] A. El Hadri, J.C. Cadiou, K. N. M'Sirdi and Delanne. "Wheel-slip regulation based on sliding mode approach," *SAE 2001 World Congress.*, 2001.
- [55] M. Mokhtari, *MATLAB 5.2 & 5.3 et SIMULINK 2&3 pour étudiants et ingénieurs ISBN 3-540-66619-4.*
- [56] A. Rebhi, *Estimation de la Dynamique du Véhicule en Interaction avec son Environnement Thèse doctorant, Université de Versailles - Saint-Quentin-en-Yvelines.*, Décembre 2005.
- [57] J. Ackermann "Robust control prevents car skidding," *IEEE Control systems magazine.*, V17, N3, pp. 23–31, 1997.
- [58] C. Canudas De Wit and R. Horowitz. "Observers for Tire/Road Contact Friction Using Only Wheel Angular Velocity Information," *In Proceeding of the 38th Conference on Decision and Control.*, pp. 3932–3937, 1999.
- [59] J. Guldner, H-S. Tan, et S. Patwardhan. "Analysis of automatic steering control for highway vehicles with look-down lateral reference systems," *Vehicle System Dynamics*, 1996.
- [60] Joanny. STEPHANT. *Contribution à l'étude et à la validation expérimentale d'observateur appliqués à la dynamique du véhicule, Thèse doctorant Université de Technologie Compiègne.*, 14 Décembre 2004.

---

## Les forces latérales

---

### A.1 Comment calculer les forces latérales trouvant au chapitre quatre

voir [7], page 91.

$F_y = f \cdot \mu \cdot F_z$ , Where  $\mu$  is the coefficient of friction between the tire and the road,  $F_z$  is the normal force on the tire and  $f$  is the nondimensional or normalized tire lateral force.

The normalized slip angle is defined as :

$$\bar{\alpha} = \frac{C_{\alpha} \cdot \tan \alpha}{\mu \cdot F_z} \cdot f \text{ en fonction de } \bar{\alpha}$$

Where  $\tan \alpha$  is the tangent of the tire slip angle. For the front wheels :

$$\tan \alpha_{Avd,g} = \frac{-v_y + b \cdot \dot{\varphi}}{v_x}, \tan \alpha_{Ard,g} = \frac{-v_y - b \cdot \dot{\varphi}}{v_x}$$

The coefficient of friction  $\mu$ , between the tire and the road is not a constant value, but rather decreases monotonically as the normal load is increased in the case of a dry tire/road interface. The expression for the coefficient of friction  $\mu$  used throughout this research is the linear approximation :  $\mu = 0.95 - 0.2 \cdot \frac{F_z}{W}$  Where  $F_z$  is the instantaneous normal load on the tire and  $W$  is the static normal load on the tire.

---

## Sur et Sous-virage

---

### B.1 Vitesse critique de véhicule

voir [7]

$$v_{crit} = \sqrt{\frac{2.C^{\alpha}.(l^{Av}+l^{Ar})^2}{m.(l^{Av}-l^{Ar})}}$$

Si  $C^{\alpha}.l^{Av} \leq C^{\alpha}.l^{Ar} \Rightarrow$  sous-virage.

Si  $C^{\alpha}.l^{Av} \geq C^{\alpha}.l^{Ar} \Rightarrow$  sur virage.

### B.2 Angle de dérive de la roue

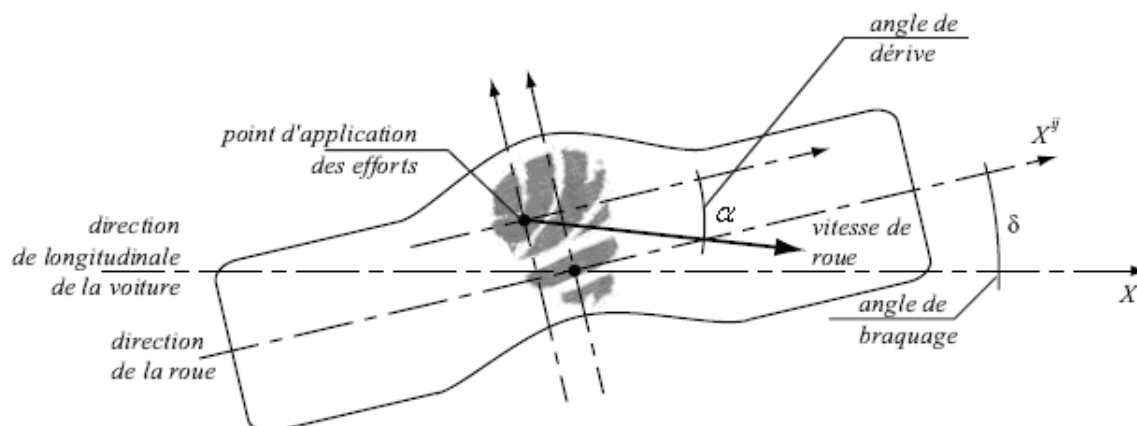


FIG. B.1 – Angle de dérive de la roue.

# Résumée

*La thèse est dédiée au contrôle latéral d'un véhicule, Ce contrôle est orienté vers la dérive latérale qui apparaît de l'imperfection de l'adhérence entre les roues et le sol support du mouvement, notre souci intéresse le mouvement latéral pour éviter les accidents de type sortie de voie, surtout dans les trajectoires courbés.*

*Deux modèles de véhicules sont utilisés, un modèle de bicyclette et l'autre à quatre roues.*

*Les modèles utilisés sont testés pour le changement de surface de sol. Des modèles de commande sont associés qui relèvent du contrôleur PID et du contrôleur en modes glissant pour le modèle linéaire(modèle de bicyclette), et du contrôle flou pour le modèle non-linéaire à quatre roues.*

*Pour l'estimation des forces de contact, nous avons utilisé deux méthodes, la première basée sur le filtre de Kalman pour la reconstruction d'état, puis estimer les forces de contact de modèle linéaire, et la deuxième méthode basée sur un observateur robuste, pour le modèle non-linéaire à quatre roues.*

*Mots Clés : commande d'un véhicule, Contrôle latérale, Dérive latérale, Estimation de forces.*