

Etude comparative de structures de régulation pour le guidage latéral d'un véhicule autonome

Comparison of control structures for autonomous vehicle lateral guidance

Nolwenn Monot¹²³, Xavier Moreau¹³, André Benine-Neto¹³, Audrey Rizzo²³, François Aioun²³

¹Laboratoire IMS, Université de Bordeaux, Talence, France, {prénom.nom}@ims-bordeaux.fr

²Groupe PSA, Vélizy-Villacoublay, France, {prénom.nom}@mpsa.com

³OpenLab 'Electronics and Systems for Automotive' du Groupe PSA et du Laboratoire IMS

RÉSUMÉ. La vitesse longitudinale a un impact important sur la dynamique latérale du véhicule et peut donc rendre problématique le suivi de trajectoire. L'objectif de ce papier est de présenter différentes structures de régulation pour le guidage latéral d'un véhicule autonome. Ces structures sont : un PID simple, une boucle imbriquée avec un PI et un PID, un multi régulateur pondéré à base de PID. Ils sont comparés avec des simulations de changement de voie à vitesse constante pour différentes vitesses. Le papier met en évidence le fait qu'un PID seul n'est pas capable de garantir la stabilité du système dans tous les cas et que le multi PID permet le meilleur suivi de trajectoire.

ABSTRACT. The lateral dynamics of the vehicle is strongly impacted by the longitudinal speed bringing problems to trajectory tracking. In this paper, several control structures based on PID are compared for the lateral guidance of autonomous vehicle. It includes a classic PID, a nested loop and a multi-PID controller. A comparison is made through an overtaking simulation for different speeds. The paper highlights that a PID alone cannot guarantee the stability of the closed loop in every situation and that among the three structures, the multi-PID controller allows the best tracking.

MOTS-CLÉS. Véhicule autonome, suivi de trajectoire, contrôle commande, PID.

KEYWORDS. Autonomous vehicle, trajectory tracking, control, PID.

Introduction

L'autonomisation des véhicules est devenu depuis quelques années un axe de développement majeur des groupes automobiles mais aussi des équipementiers qui travaillent, entre autres, sur des solutions de perception de l'environnement. Pour qu'une voiture puisse circuler en mode autonome, celle-ci a besoin d'équipements spécifiques comme des capteurs de perception extérieure qui permettent de reconstruire l'environnement dans lequel se trouve le véhicule, ou encore des calculateurs qui traitent en temps réel une multitude d'informations provenant de ces capteurs. L'architecture de fonctionnement d'une voiture autonome repose sur de nombreuses fonctions comme par exemple la fusion des données capteurs, l'analyse de l'environnement, le calcul d'une vitesse adaptée à la situation, la définition de la trajectoire et le suivi de cette dernière par action sur le système de direction.

Le travail de ce papier porte sur la régulation de l'angle volant pour le suivi d'une trajectoire en mode autonome. Le sujet a déjà été exploré par de nombreux chercheurs. Le suivi d'une trajectoire de référence peut se faire de deux manière différentes : la première utilise en référence un point projeté à l'avant du véhicule [Cai et al., 2003] et [Litkouhi et al., 1993], la deuxième utilise directement comme référence la position du centre de gravité mesurée par des capteurs [Tan et al., 2002] et [Guldner et al., 1999]. Concernant les techniques même de régulation déjà utilisées, on retrouve le PI [Pérez et al., 2011], la commande H_∞ [O'Brien et al., 1996], le contrôle flou [Rastelli and Peñas, 2015], le contrôle par mode glissant [Hingwe and Tomizuka, 1997], le contrôle prédictif MPC (Model Predictive Control) [Attia et al., 2014] ou encore des réseaux de neurones [Kornhauser, 1991].

Dans ce papier, trois structures de régulation pour le guidage latéral basées uniquement sur des régulateurs type PID sont comparées. Le but est de trouver une méthode de régulation de la dynamique latérale du véhicule valide sur toute la plage de vitesse [1 ; 130] km/h. En effet, la vitesse est une composante importante de la dynamique latérale du véhicule et a une grande influence sur le comportement de ce dernier. Pourtant, très peu de papiers analysent l'influence de la vitesse sur le guidage latéral. Dans [Xia et al., 2016] et [Hu et al., 2016] la vitesse longitudinale est utilisée pour le calcul des régulateurs ADRC (Active Disturbance Rejection Control) et H_∞ respectivement mais aucune analyse préalable sur l'influence de la vitesse sur le procédé n'est effectuée.

Alors que dans la suite de cet article, ce sont des structures à base de PID qui sont comparées, dans [Falcone et al., 2007], ce sont plusieurs type de régulateurs MPC qui sont analysés pour le guidage latéral du véhicule sur route glissante et à plusieurs vitesses.

La première structure est un PID classique. La deuxième utilise une boucle imbriquée de la même manière que dans [Marino et al., 2011]. Enfin, la troisième est un multi PID pondéré par la vitesse. En effet plusieurs PID sont calculés pour différentes vitesses longitudinales et sont ensuite pondérés par des poids dépendant d'une variable d'activation, ici la vitesse. Dans [Ding et al., 2013] une méthode similaire est utilisée, les gains des composantes P, I et D du régulateur sont calculés utilisant des résultats expérimentaux pour 3 vitesses, puis interpolés.

La suite du document est organisée de la manière suivante. La section 1 présente les équations de la dynamique du véhicule ainsi que leur linéarisation. Les sections 2, 3 et 4 décrivent respectivement les calculs des régulateurs pour les structures PID simple, boucle imbriquée et multi PID. Une analyse de la sensibilité de la boucle ouverte à la vitesse dans le domaine fréquentiel est aussi développée dans cette même section. Enfin, une comparaison en simulation pour une situation de changement de voie est présentée dans la section 5.

1. Dynamique latérale du véhicule

1.1. *Équations de la dynamique*

L'équation décrivant la dynamique de lacet du véhicule est donnée par :

$$\dot{\Psi}(t) = \frac{1}{I_z} \int_0^t C_{\Sigma z}(\tau) d\tau + \dot{\Psi}(0), \quad (1)$$

où I_z est le moment d'inertie et $C_{\Sigma z}(t)$ la somme des couples extérieurs appliqués à l'axe vertical du véhicule tel que :

$$\begin{aligned} C_{\Sigma z}(t) = & L_f (F_{y11}(t) + F_{y12}(t)) - L_r (F_{y21}(t) + F_{y22}(t)) \\ & + l_f (F_{x12}(t) - F_{x11}(t)) + l_r (F_{x22}(t) - F_{x21}(t)), \end{aligned} \quad (2)$$

avec L_f et L_r les empattements avant et arrière. $B_v(t)$ est l'angle de braquage des roues avant. Les forces $F_x(t)$ et $F_y(t)$ utilisées dans (2) sont les forces longitudinales et latérales appliquées par les pneumatiques. Chaque indice correspond à un pneumatique spécifique comme illustré sur la Figure 1.

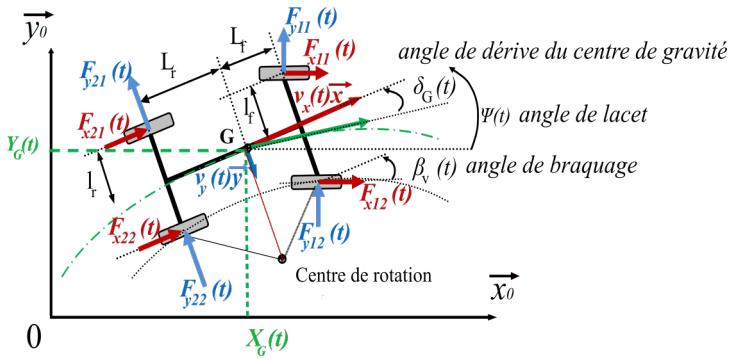


Figure 1. Représentation schématique du véhicule et des forces appliquées

Sachant que le véhicule roule à une vitesse longitudinale $V_x(t)$, sa vitesse transversale s'exprime :

$$V_y(t) = \frac{1}{M_t} \int_0^t F_{\Sigma y}(\tau) d\tau - \int_0^t V_x(t) \dot{\Psi}(\tau) d\tau + V_y(0), \quad (3)$$

avec M_t la masse totale du véhicule et $F_{\Sigma y}(t)$ la somme des forces transversales extérieures appliquées au centre de gravité telle que :

$$F_{\Sigma y}(t) = F_{y11}(t) + F_{y12}(t) + F_{y21}(t) + F_{y22}(t) + f_{0y}(t), \quad (4)$$

où $f_{0y}(t)$ représente l'effort résultant d'une rafale de vent, appliqué au centre de gravité.

Le modèle de Pacejka est utilisé pour mettre en équation les efforts des pneumatiques [Pacejka, 2005]. Il permet d'exprimer l'effort latéral $F_{yij}(t)$ en fonction de l'angle de dérive $\Delta_{pij}(t)$:

$$F_{yij}(t) = \mu D_{yij} \sin \left[C_{yij} \arctan \left(B_{yij} \left[(1 - E_{yij}) \Delta_{pij}(t) + \frac{E_{yij}}{B_{yij}} \arctan(B_{yij} \Delta_{pij}(t)) \right] \right) \right], \quad (5)$$

les paramètres D_{yij} , C_{yij} , B_{yij} et E_{yij} dépendent des micro paramètres des pneumatiques, de l'effort normal $F_z(t)$ et du coefficient d'adhérence de la route μ .

Les angles de dérive $\Delta_{pij}(t)$ utilisés dans l'équation (5) sont donnés par les relations :

$$\begin{aligned} \Delta_{p11}(t) &= B_v(t) - \text{atan} \left(\frac{V_y(t) + L_f \dot{\Psi}(t)}{V_x(t) - l_f \dot{\Psi}(t)} \right) & \Delta_{p12}(t) &= B_v(t) - \text{atan} \left(\frac{V_y(t) + L_f \dot{\Psi}(t)}{V_x(t) + l_f \dot{\Psi}(t)} \right) \\ \Delta_{p21}(t) &= -\text{atan} \left(\frac{V_y(t) - L_r \dot{\Psi}(t)}{V_x(t) - l_r \dot{\Psi}(t)} \right) & \Delta_{p22}(t) &= -\text{atan} \left(\frac{V_y(t) - L_r \dot{\Psi}(t)}{V_x(t) + l_r \dot{\Psi}(t)} \right), \end{aligned} \quad (6)$$

avec l la largeur de voie du véhicule. A noter que l'angle de braquage des roues avant $B_v(t)$ est proportionnel à l'angle volant $\Theta_v(t)$, soit :

$$\Theta_v(t) = \lambda B_v(t), \quad (7)$$

où λ est une constante qui représente le rapport de réduction de la direction.

La trajectoire du véhicule est décrite par ses coordonnées $X_G(t)$ et $Y_G(t)$ de son centre de gravité dans un repère R_0 . $R_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$ est le repère absolu et $R = (G, \vec{x}, \vec{y})$ est le repère véhicule comme illustré sur la Figure 1. Ces coordonées sont calculées en intégrant la vitesse du centre de gravité de la

voiture :

$$\begin{aligned}\vec{V}_{G/R_0} &= V_x(t) \vec{x} + V_y(t) \vec{y} = \left[\frac{d\vec{OG}}{dt} \right]_{R_0} = \left[\frac{d}{dt} (X_G(t) \vec{x}_0 + Y_G(t) \vec{y}_0) \right]_{R_0} \\ &= \dot{x}_G(t) \vec{x}_0 + \dot{y}_G(t) \vec{y}_0.\end{aligned}\quad (8)$$

Sachant que les équations permettant le passage du repère R_0 vers R sont :

$$\begin{cases} \vec{x} = \cos(\Psi(t)) \vec{x}_0 + \sin(\Psi(t)) \vec{y}_0 \\ \vec{y} = -\sin(\Psi(t)) \vec{x}_0 + \cos(\Psi(t)) \vec{y}_0, \end{cases} \quad (9)$$

les dérivées des coordonnées du centre de gravité dans le repère absolu sont donc :

$$\begin{cases} \dot{x}_G(t) = V_x(t) \cos(\Psi(t)) - V_y(t) \sin(\Psi(t)) \\ \dot{y}_G(t) = V_x(t) \sin(\Psi(t)) + V_y(t) \cos(\Psi(t)). \end{cases} \quad (10)$$

1.2. Linéarisation

Afin d'analyser la dynamique latérale du véhicule dans le domaine fréquentiel et de synthétiser ensuite la commande, un modèle linéaire de la dynamique de ce système est proposé. Parmis les équations ci-dessus décrivant la dynamique latérale du véhicule, (5), (6) et (10) sont les seules équations non linéaires.

En supposant que $V_x(t) = V_{x0} \gg |l_f \dot{\Psi}(t)|$, $V_{x0} \gg |l_r \dot{\Psi}(t)|$ et que les angles sont petits, il vient pour les angles de dérive des pneumatiques avec $j = \{1, 2\}$:

$$\Delta_{p1j}(t) = \Delta_{pf}(t) = B_v(t) - \frac{V_y(t) + L_f \dot{\Psi}(t)}{V_{x0}}, \quad \Delta_{p2j}(t) = \Delta_{pr}(t) = -\frac{V_y(t) - L_r \dot{\Psi}(t)}{V_{x0}}, \quad (11)$$

et pour la dérivée de la position latérale :

$$\dot{y}_G(t) = V_{x0} \Psi(t) + V_y(t). \quad (12)$$

Lorsque l'angle de dérive $\Delta_{p1j}(t)$ d'une roue est suffisement faible, compris entre $[-1, 5^\circ; 1, 5^\circ]$, l'effort latéral $F_{yij}(t)$ exprimé par (5) se trouve dans une zone linéaire et peut donc se simplifier sous la forme :

$$F_{yij}(t) = c_{yij} \Delta_{p1j}(t), \quad (13)$$

avec c_{yij} la rigidité de dérive du pneumatique associé. En supposant que les pneumatiques sont identiques et que l'effort normal est réparti de manière symétrique sur les côtés gauche et droit du véhicule, il vient alors :

$$F_{y1j} = F_{yf} = c_{yf} \Delta_{pf}, \quad F_{y2j} = F_{yr} = c_{yr} \Delta_{pr}, \quad (14)$$

avec c_{yf} et c_{yr} les rigidités de dérive des pneumatiques avant et arrière.

2. Le PID simple

2.1. Structure de régulation

Dans cette section, un PID classique, largement employé dans l'industrie, est utilisé pour réguler la position latérale $y_G(t)$ du véhicule. La commande utilisée est l'angle volant $\theta_v(t)$, appliqué par la DAE (Direction Assistée Electrique). Dans toute la suite de l'étude, on supposera que la dynamique de la boucle de commande interne de la DAE est suffisamment rapide pour suivre précisément la commande en angle volant désirée pour le guidage latéral. Le schéma de synthèse pour le calcul du régulateur est présenté en Figure 2.

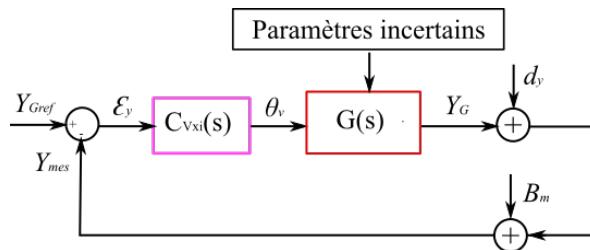


Figure 2. Schéma de synthèse pour le calcul de la régulation latérale par PID simple

Sur la Figure 2, $Y_{mes}(t)$ est la position latérale $y_G(t)$ mesurée, $B_m(t)$ représente le bruit de mesure et $d_y(t)$ est l'équivalent en déplacement d'une perturbation en sortie résultant d'une rafale de vent $f_{0y}(t)$. $G(s)$ est la fonction de transfert $Y_G(s)/\Theta_v(s)$ et $C_{Vxi}(s)$ est le PID calculé au point de fonctionnement avec une vitesse longitudinale V_{xi} . Le véhicule, et donc sa représentation fréquentielle, est soumis à des paramètres incertains pouvant varier. Ces paramètres incluent : la vitesse longitudinale, l'adhérence de la route, la masse du véhicule et tous les paramètres qui dépendent de cette dernière.

2.2. Analyse du système à réguler

La représentation d'état associée au modèle de la dynamique latérale du véhicule est de la forme :

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}}(t) = A\underline{x}(t) + Bu(t) \\ y(t) = C\underline{x}(t), \end{cases} \quad (15)$$

avec le vecteur d'état $\underline{x}(t) = \begin{pmatrix} \psi(t) \\ \dot{\psi}(t) \\ v_y(t) \\ y_G(t) \end{pmatrix}$, et le signal de commande $u(t) = \theta_v(t)$. L'objectif est de réguler la position latérale $y_G(t)$ avec une commande en angle volant $\theta_v(t)$. Les matrices de la représentation d'état sont donc :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2(L_f^2 c_{yf} + L_r^2 c_{yr})}{I_z V_{x0}} & -\frac{2PDE}{I_z V_{x0}} & 0 \\ 0 & -\frac{2PDE}{M_t V_{x0}} - V_{x0} & -\frac{2(c_{yf} + c_{yr})}{M_t V_{x0}} & 0 \\ V_{x0} & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2c_{yf}L_f}{\lambda I_z} \\ \frac{2c_{yf}}{\lambda M_t} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\text{et } C = [0 \ 0 \ 0 \ 1],$$

où $PDE = L_f c_{yf} - L_r c_{yr}$.

La fonction de transfert $G(s)$ utilisée pour le calcul des régulateurs est donnée par l'expression :

$$G(s) = \frac{Y_G(s)}{\Theta_v(s)} = C[sI - A]^{-1}B. \quad (17)$$

La Figure 3 présente les réponses fréquentielles de $G(s)$ pour différents points de fonctionnement de vitesse.

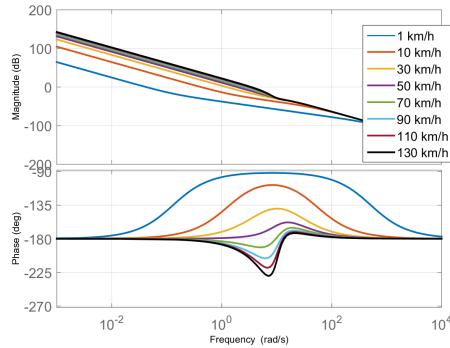


Figure 3. Diagrammes de Bode de la fonction de transfert $G(s) = Y_G(s)/\Theta_v(s)$

Sur la Figure 3, on remarque la grande influence de la vitesse longitudinale V_x sur la dynamique latérale du véhicule. Il est surtout important de noter que la vitesse longitudinale permet de différencier deux comportements : un à haute vitesse à retard de phase et un à basse vitesse à avance de phase.

En effet, $G(s)$ est de la forme :

$$G(s) = \frac{K_0}{s^2} \left(\frac{1 + 2\zeta_1(s/\omega_1) + (s/\omega_1)^2}{1 + 2\zeta_0(s/\omega_0) + (s/\omega_0)^2} \right), \quad (18)$$

les coefficients K_0 , ζ_0 , ζ_1 , ω_0 et ω_1 pouvant être exprimés de manière analytique grâce aux paramètres du véhicule, l'adhérence μ de la route et la vitesse longitudinale V_x , soit :

$$\begin{aligned} K_0 &= \frac{2c_{yf}c_{yr}V_{x0}^2L}{\lambda(2c_{yf}c_{yr}L^2 - M_tV_{x0}^2PDE)}, & \zeta_0 &= \frac{M_t(L_f^2c_{yf} + L_r^2c_{yr}) + I_z(c_{yf} + c_{yr})}{\sqrt{2I_zM_t(2c_{yf}c_{yr}L^2 - M_tV_{x0}^2PDE)}}, \\ \omega_0 &= \sqrt{2} \sqrt{\frac{2c_{yf}c_{yr}L^2 - M_tV_{x0}^2PDE}{I_zM_tV_{x0}^2}}, & \zeta_1 &= \frac{L_f}{V_{x0}} \sqrt{\frac{c_{yr}L}{2I_z}}, & \omega_1 &= \sqrt{2} \sqrt{\frac{c_{yr}L}{I_z}}, \end{aligned} \quad (19)$$

avec $L = L_f + L_r$. À part ω_1 , tous ces paramètres dépendent de V_{x0} .

2.3. Calcul du régulateur

Le PID est calculé pour une vitesse nominale $V_{xi} = 90$ km/h afin d'avoir une fréquence au gain unité en boucle ouverte $\omega_u = 6.28$ rad/s et une marge de phase $M_\Phi = 45^\circ$. Le PID est de la forme :

$$C(s) = C_0 \left(\frac{1 + s/\omega_i}{s/\omega_i} \right) \left(\frac{1 + s/\omega_1}{1 + s/\omega_2} \right), \quad (20)$$

où C_0 est un gain, ω_i est la fréquence transitionnelle telle que $\omega_i = \omega_u/10$, ω_1 et ω_2 sont les pulsations transitionnelles du régulateur à avance ou retard de phase. Sachant que la fonction de transfert en boucle ouverte s'écrit :

$$\beta(j\omega) = C(j\omega)G(j\omega), \quad (21)$$

les pulsations ω_1 et ω_2 sont calculées de sorte à respecter la marge de phase M_Φ désirée dont l'expression est donnée par :

$$M_\Phi = \arg(\beta(j\omega_u)) + \pi, \quad (22)$$

avec

$$\arg(\beta(j\omega_u)) = \arg(C(j\omega_u)G(j\omega_u)) = \arg(C(j\omega_u)) + \arg(G(j\omega_u)). \quad (23)$$

L'avance de phase ϕ_m apportée par la cellule à avance de phase du PID à la fréquence centrale $\omega_m = \sqrt{\omega_1\omega_2}$ peut s'exprimer en fonction de la marge de phase par la relation :

$$\phi_m = M_\Phi - \frac{\pi}{2} - \arg(G(j\omega_u)) - \tan(\frac{\omega_u}{\omega_i}), \quad (24)$$

avec $\omega_u = \omega_m$.

Sachant que

$$\alpha = \frac{1 + \sin\phi_m}{1 - \sin\phi_m}, \quad (25)$$

ω_1 et ω_2 s'écrivent :

$$\omega_1 = \omega_u\sqrt{\alpha}, \quad \omega_2 = \omega_u/\sqrt{\alpha}. \quad (26)$$

Enfin, le gain C_0 est obtenu à partir de la relation :

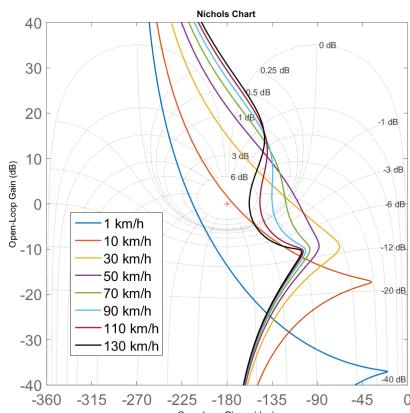
$$|\beta(j\omega_u)| = |C(j\omega_u)G(j\omega_u)| = 1. \quad (27)$$

2.4. Analyse de la boucle ouverte

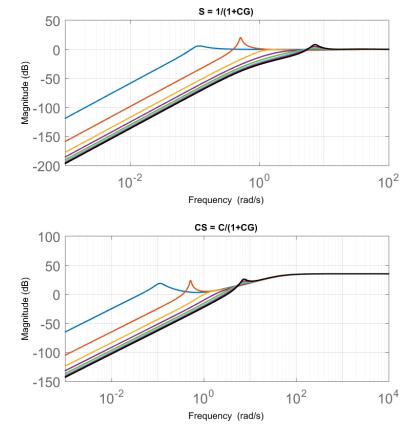
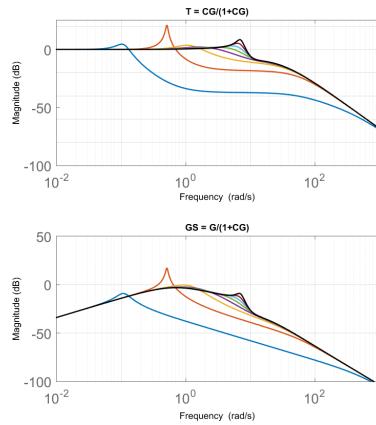
Les Figures 4 (a) et (b) présentent les diagrammes de Black-Nichols de la boucle ouverte $\beta(s) = C(s)G(s)$ et les diagrammes de Bode des gains des fonctions de sensibilité dont les expressions sont données par :

- la fonction de sensibilité complémentaire : $T(s) = \frac{C(s)G(s)}{1+C(s)G(s)}$,
- la fonction de sensibilité : $S(s) = \frac{1}{1+C(s)G(s)}$,
- la fonction de sensibilité aux perturbations en entrée : $GS(s) = \frac{G(s)}{1+C(s)G(s)}$,
- la fonction de sensibilité en entrée : $CS(s) = \frac{C(s)}{1+C(s)G(s)}$.

Sur la Figure 4 (a), la boucle ouverte $\beta(s)$ est tracée à différentes vitesses longitudinales. Il s'avère que pour les vitesses très faibles, la boucle fermée est instable. De plus, pour les vitesses supérieures à 90km/h, plus V_x augmente et plus les valeurs des contours d'amplitude tangentés par les courbes sont importantes provoquant ainsi une diminution du degré de stabilité.



(a)



(b)

Figure 4. Réponses fréquentielles de la boucle ouverte dans le plan de Black-Nichols (a) et diagrammes de Bode des gains des fonctions de sensibilité (b)

REMARQUE. Peu importe la vitesse du point de fonctionnement choisi ou la marge de phase utilisée pour le réglage du PID, il y aura toujours des cas d'instabilité. Lorsque le point de fonctionnement est à vitesse faible, il existe aussi des problèmes d'instabilité. En effet, étant donnée la variation de phase de $G(s)$ à ω_u , un PID réglé à basse vitesse a tendance à apporter du retard de phase à ω_u alors que le procédé à haute vitesse a besoin que le régulateur apporte de l'avance de phase à la fréquence au gain unité désirée pour pouvoir répondre au cahier des charges.

La méthode de base étant inappropriée pour le cas d'étude présenté ici, l'idée est de trouver une nouvelle structure de régulation permettant d'assurer la stabilité du système bouclé quelle que soit la vitesse longitudinale V_x du véhicule.

3. La boucle imbriquée avec un PI et un PID

3.1. Structure de régulation

L'approche présentée ici est plus proche de l'architecture organique du véhicule avec une première boucle qui correspond à la dynamique de la direction et une deuxième boucle qui correspond à la dynamique conducteur.

Cette structure de régulation pour le guidage latérale repose sur deux boucles de régulation. Une première boucle interne régule la vitesse de lacet avec une commande en angle volant, et une deuxième boucle externe régule la position latérale avec une commande en vitesse de lacet. La structure est visible sur la Figure 5.

3.1.1. Procédé vu par la boucle interne

La boucle interne a pour objectif de réguler la vitesse de lacet $\dot{\psi}(t)$ par l'angle volant $\theta_v(t)$. La fonction de transfert représentant la dynamique d'évolution de la vitesse de lacet en fonction de l'angle volant est notée $G_{\dot{\psi}}(s)$. Elle est calculée de la même manière que $G(s)$, avec les équations (15) et (16) de la section

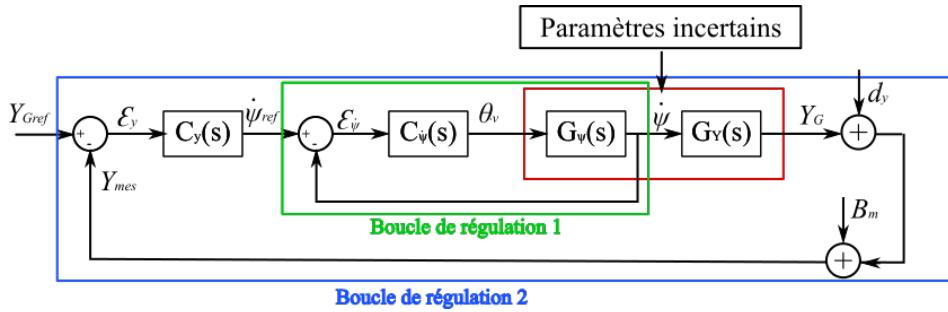


Figure 5. Schéma de synthèse pour le calcul de la régulation latérale par boucle imbriquée

2 et $C = [0 \ 1 \ 0 \ 0]$. Son expression est donnée par :

$$G_{\dot{\Psi}}(s) = K'_0 \frac{1 + (s/\omega'_1)}{1 + 2\zeta_0(s/\omega_0) + (s/\omega_0)^2}, \quad (28)$$

où ζ_0 et ω_0 sont identiques à la relation (19) de la section 2 et où

$$K'_0 = \frac{2c_{yf}c_{yr}V_{x0}L}{\lambda(2c_{yf}c_{yr}L^2 - M_tV_{x0}^2PDE)} \quad \text{et} \quad \omega'_1 = \frac{L_fM_tV_{x0}}{2c_{yr}L}. \quad (29)$$

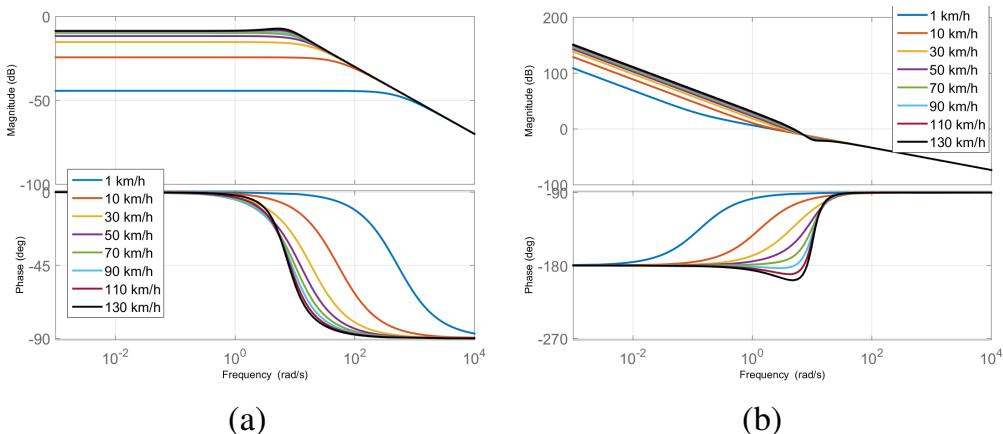


Figure 6. Diagrammes de Bode des fonctions de transfert $\dot{\Psi}(s)/\Theta_v(s)$ (a) et $Y_G(s)/\dot{\Psi}(s)$ (b)

La Figure 6 (a) présente les diagrammes de Bode de $G_{\dot{\Psi}}(s)$ pour différentes vitesses longitudinales. Contrairement à $G(s)$ la différence entre comportement à basse et haute vitesses n'est pas visible. Il existe tout de même de fortes variations de phase et de gain entre les vitesses.

3.1.2. Procédé vu par la boucle externe

La fonction de transfert $G_Y(s)$ de la boucle externe utilisée pour le calcul du régulateur est déterminée à l'aide des deux fonctions de transfert précédentes $G(s)$ et $G_{\dot{\Psi}}(s)$. En effet :

$$G_Y(s) = \frac{Y_G(s)}{\dot{\Psi}(s)} = \frac{Y_G(s)}{\Theta_v(s)} \frac{\Theta_v(s)}{\dot{\Psi}(s)} = \frac{G(s)}{G_{\dot{\Psi}}(s)}. \quad (30)$$

On a donc :

$$G_Y(s) = \frac{V_{x0}}{s^2} \left(\frac{1 + 2\zeta_1(s/\omega_1) + (s/\omega_1)^2}{1 + (s/\omega'_1)} \right), \quad (31)$$

avec $K_0 = V_{x0}K'_0$.

La Figure 6 (b) présente les diagrammes de Bode de $G_Y(s)$ pour différentes vitesses. Là aussi, il y a une grande différence entre les basses et hautes vitesses.

3.2. Calcul des régulateurs

3.2.1. Boucle interne

Pour la régulation de la première boucle, compte tenu des contraintes liées aux actionneurs, la spécification de rapidité de la boucle donne comme fréquence au gain unité en boucle ouverte $\omega_{u1} < 628$ rad/s.

Etant données les réponses fréquentielles de $G_{\dot{\Psi}}(s)$ (Figure 6 (a)), le régulateur n'a pas besoin d'apporter de l'avance de phase. $C_{\dot{\Psi}}(s)$ se résume donc à un régulateur PI de la forme :

$$C_{\dot{\Psi}}(s) = C_1 \left(\frac{1 + (s/\omega_{i1})}{s/\omega_{i1}} \right), \quad (32)$$

avec $\omega_{i1} = \omega_{u1}/10$.

Il s'agit ensuite de déterminer le point de fonctionnement adéquat, c'est à dire de choisir la vitesse V_{x0} pour le calcul du PI à la fréquence au gain unité ω_{u1} . Le plus pertinent, compte tenu de la réponse fréquentielle de $G_{\dot{\Psi}}(s)$ est de calculer le PI pour $V_{x0} = 130$ km/h car la fréquence au gain unité de la boucle ouverte diminue en fonction de la vitesse. Ainsi, en choisissant $\omega_{u1} < 628$ rad/s pour 130 km/h, le cahier des charges est forcément respecté. Pour garder une marge suffisante et ne pas saturer les actionneurs, ω_{u1} est choisi telle que $\omega_{u1} = 300$ rad/s.

3.2.2. Boucle externe

Les spécifications pour la deuxième boucle de régulation sont les suivantes :

- $\omega_{u2} = 6.28$ rad/s
- $\omega_{u1} > 10\omega_{u2}$.

Le deuxième point découle du fait que pour découpler les dynamiques des deux boucles il faut que la dynamique de la boucle interne soit beaucoup plus rapide que celle de la boucle externe.

$C_Y(s)$ est un PID calculé de la même manière que dans la section 2.3 pour $V_{x0} = 130$ km/h. La deuxième condition est donc certaine d'être respectée à 130 km/h. Un vérification, a posteriori, montre qu'elle est toujours vraie.

3.3. Analyse de la boucle ouverte

Pour pouvoir comparer la régulation de la position latérale en boucle imbriquée avec les autres structures de régulation dans le domaine fréquentiel, il faut ramener la boucle imbriquée à une structure équivalente à la Figure 2. La Figure 7 montre les différentes étapes pour se ramener au régulateur équivalent. Celui-ci s'écrit alors :

$$C_{eq}(s) = C_Y(s) \frac{C_{\dot{\Psi}}}{1 + C_{\dot{\Psi}}G_{\dot{\Psi}}}. \quad (33)$$

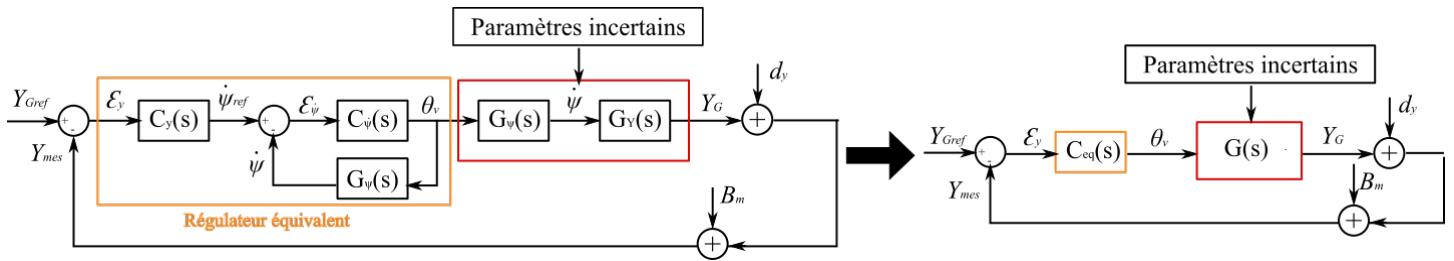


Figure 7. Schéma équivalent des boucles imbriquées

Les Figure 8 (a) et (b) montre les réponses fréquentielles de la boucle ouverte dans le plan de Black-Nichols et les diagrammes de Bode des gains des fonctions de sensibilité.

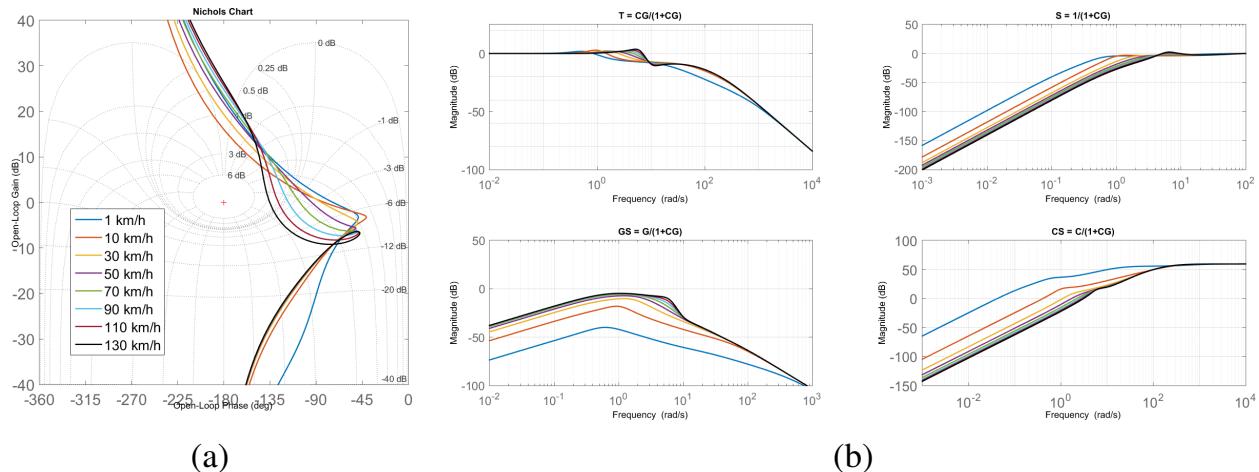


Figure 8. Réponse fréquentielle de la boucle ouverte dans le plan de Black-Nichols (a) et diagrammes de Bode des gains des fonctions de sensibilité (b)

Contrairement à une régulation classique avec un simple PID, le fait de créer une structure avec 2 boucles de régulation permet de rendre le système stable sur toute la plage de vitesse désirée. Il persiste cependant une forte sensibilité à la vitesse conduisant à des variations de performance pour le suivi de trajectoire en fonction de la vitesse.

Il faut donc trouver une nouvelle structure qui réduise la sensibilité à la vitesse pour le suivi de trajectoire.

4. Le multi PID

4.1. Structure de régulation

La multi régulation par PID consiste à utiliser plusieurs PID et à les pondérer par une variable d'activation. Comme l'objectif est de pouvoir réguler la position latérale du véhicule à toutes les vitesses, la variable d'activation qui sert à pondérer chaque PID est V_{x0} . La structure de cette régulation est présentée Figure 9.

Pour le $i^{\text{ème}}$ point de fonctionnement ξ_i , le régulateur associé est noté $C_{\xi_i}(s)$. Il y a N points de fonctionnement, chacun pondéré par w_i qui dépend de la variable d'activation $V_x(t)$.

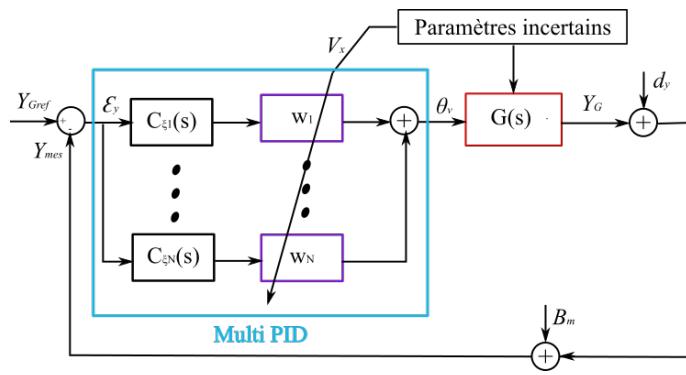


Figure 9. Schéma de synthèse pour le calcul de la régulation latérale par multi PID

4.2. Calcul du régulateur

Les points importants de cette technique de régulation sont : le choix des points de fonctionnement pour le calcul des régulateurs et le calcul des pondérations qui servent à activer ces régulateurs. Ici, le choix de ces points est fait en fonction de la variation de phase du procédé à la fréquence ω_u désirée. En effet, la variation de phase à ω_u n'est pas linéaire comme on peut le voir sur la Figure 10 (a). De ce fait, il est plus judicieux de choisir les points de fonctionnement avec une variation de phase Var_ϕ constante entre ces points. L'avance de phase apportée est alors optimisée pour chaque vitesse.

Il faut ensuite choisir le bon nombre de PID à calculer. Pour faire en sorte de conserver une marge de phase proche de 45° , il faut que Var_ϕ , la variation de phase à ω_u entre deux points de fonctionnement, soit bien calibrée. La valeur empirique choisie est $Var_\phi = 15^\circ$. Pour le cas d'étude présenté ici, cela revient à $N = 7$ PID calculés aux vitesses $\{1 ; 13.3 ; 26.6 ; 42.2 ; 62 ; 89.4 ; 130\}$ km/h.

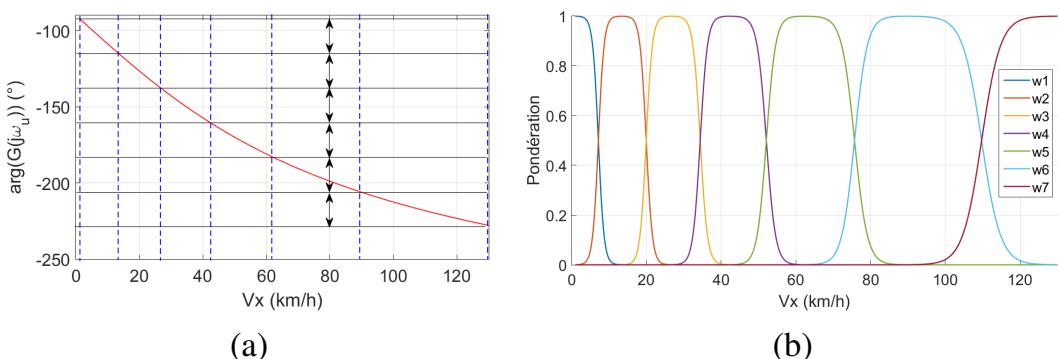


Figure 10. Variation de la phase de $G(s)$ à ω_u (a) et des pondérations (b) en fonction de V_x

Les pondérations qui servent à activer les PID sont des sigmoïdes. L'utilisation de tels poids permet de garantir la continuité de la régulation en fonction de la vitesse V_x tout en ayant une transition fluide entre les régulateurs. Une sigmoïde $f_\lambda(x)$, avec $x \in \mathbb{R}$, $\lambda \in \mathbb{R}$, s'écrit :

$$f_\lambda(x) = \frac{1}{1 + e^{-\lambda x}}. \quad (34)$$

Pour le i^{eme} PID, son poids w_i est calculé tel que :

$$w_i(V_x) = 1 - f_{\lambda_i}(V_x) + f_{\lambda_{i-1}}(V_x), \quad (35)$$

avec $1 - f_{\lambda_i}(V_x)$ la sigmoïde sur l'intervalle $[V_{xint}(i); V_{xint}(i+1)]$ et $f_{\lambda_{i-1}}(V_x)$ la sigmoïde sur l'intervalle

$[V_{xint}(i-1); V_{xint}(i)]$. Le multi PID s'écrit finalement :

$$PID(s) = \sum_{i=1}^7 w_i(V_x) PID_i(s), \quad (36)$$

et les variations des pondérations en fonction de la vitesse sont visibles sur la Figure 10 (b).

Le calcul des PID se fait de la même manière que dans la section 2.3, avec les mêmes contraintes de marge de phase M_Φ et de fréquence ω_u .

REMARQUE. Sur la Figure 10 (a), on peut voir que l'avance de phase à apporter pour avoir une marge de phase de 45° à ω_u est supérieure à 90° pour $V_x > 112$ km/h. Par conséquent, pour le PID calculé à 130 km/h, une deuxième cellule à avance de phase est ajoutée.

4.3. Analyse de la boucle ouverte

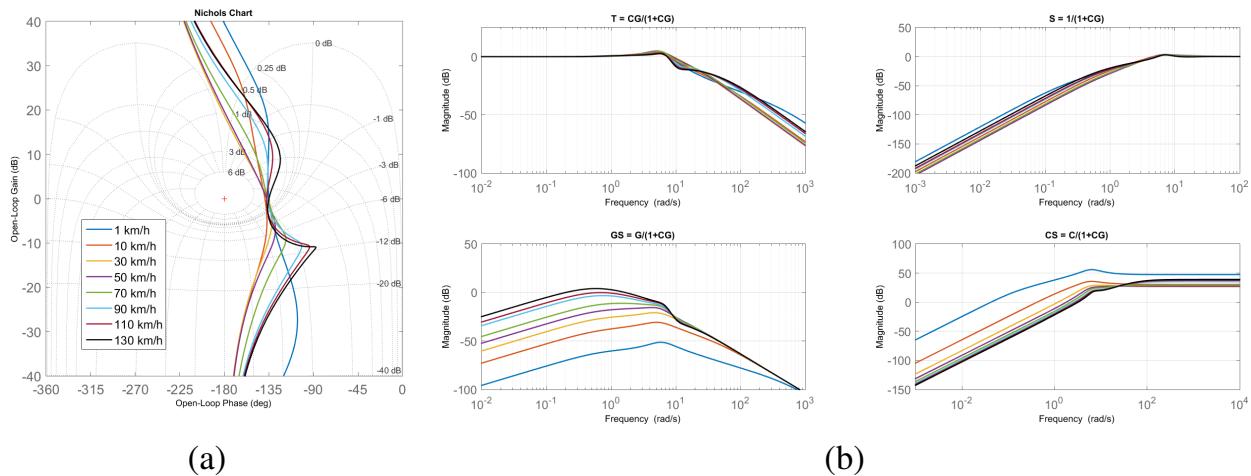


Figure 11. Réponses fréquentielles de la boucle ouverte dans le plan de Black-Nichols (a) et diagrammes de Bode des gains des fonctions de sensibilité (b)

D'après la Figure 11, le multi PID avec des poids en fonction de la vitesse permet d'assurer la stabilité du système sur tout l'intervalle de vitesse $[1 ; 130]$ km/h avec une meilleure robustesse en degré de stabilité mais aussi en précision du suivi de consigne que les deux approches proposées précédemment. De plus, les gains des fonctions de sensibilités montrent que le multi PID rejette les perturbations de manière plus efficace.

5. Comparaison en simulation

Les régulateurs présentés dans les sections précédentes sont comparés en simulation dans le cas d'un changement de voie. Le modèle non linéaire du véhicule présenté à la section 1.1 est utilisé pour les simulations. Pour chaque dépassement, le véhicule doit effectuer un déplacement latéral de 3.5m en 5s. L'équation d'évolution de la position latérale de référence du centre de gravité est décrite par un polynôme du 3^{eme} ordre.

Pour la même référence, chaque boucle de régulation est testée avec les vitesses $V_{x0} = \{10 ; 30 ; 50 ; 70 ; 90 ; 110 ; 130\}$ km/h. La vitesse reste constante lors de la simulation, la route est sèche et les paramètres

de masse sont les paramètres nominaux utilisés pour le calcul des régulateurs.

Les Figure 12 (a)-(b)-(c) présentent l'évolution de la position latérale pour chaque vitesse, chaque sous-figure correspondant à une structure de régulation différente.

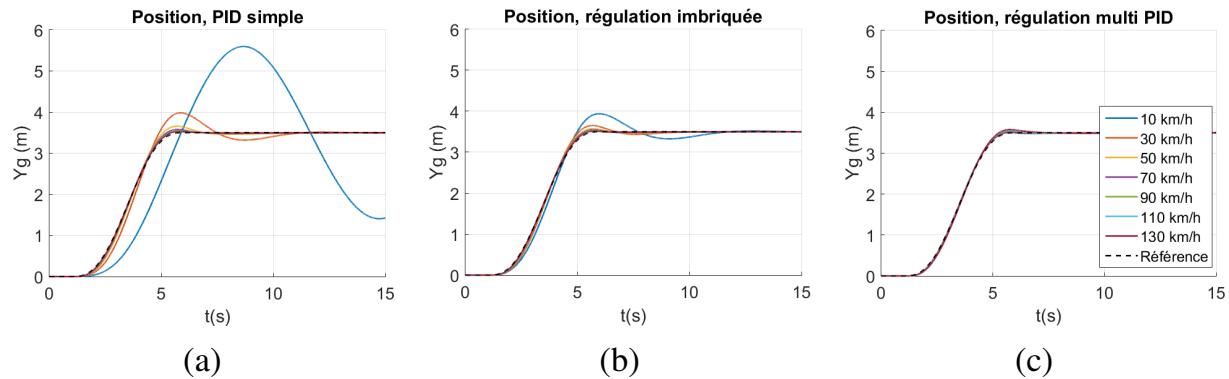


Figure 12. Évolutions de la position latérale pour (a) le PID simple, (b) la boucle imbriquée, (c) le multi PID

Comme précisé dans l'analyse de la boucle ouverte, le PID simple ne permet pas un bon suivi de trajectoire à toutes les vitesses, et en particulier à basses vitesses où il rend même le système bouclé instable. Par contre, les deux autres méthodes permettent de conserver la stabilité en fonction de la vitesse. En terme de poursuite, le multi PID est la structure qui arrive le mieux à suivre la trajectoire.

Les Figure 13 et 14 montrent respectivement l'angle volant et un zoom de ce dernier pour les différents cas de régulation et de vitesse.

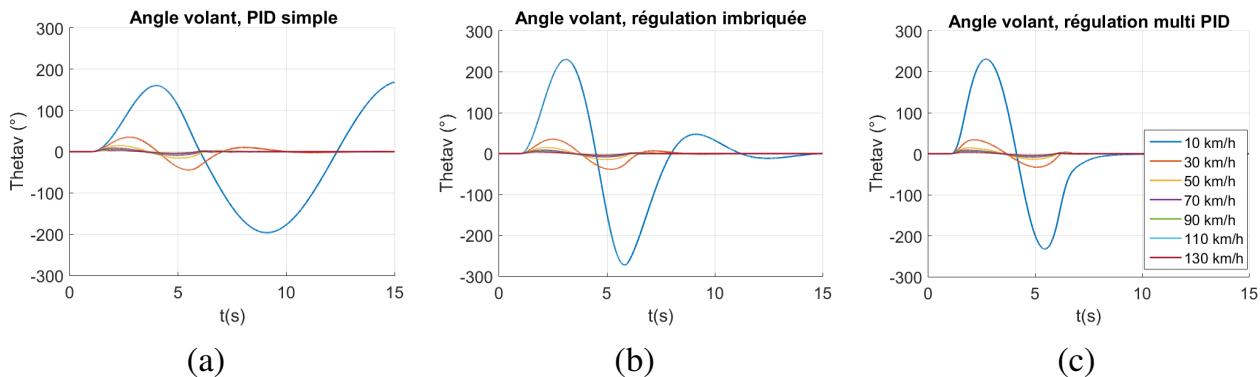


Figure 13. Évolutions de l'angle volant pour (a) le PID simple, (b) la boucle imbriquée, (c) le multi PID

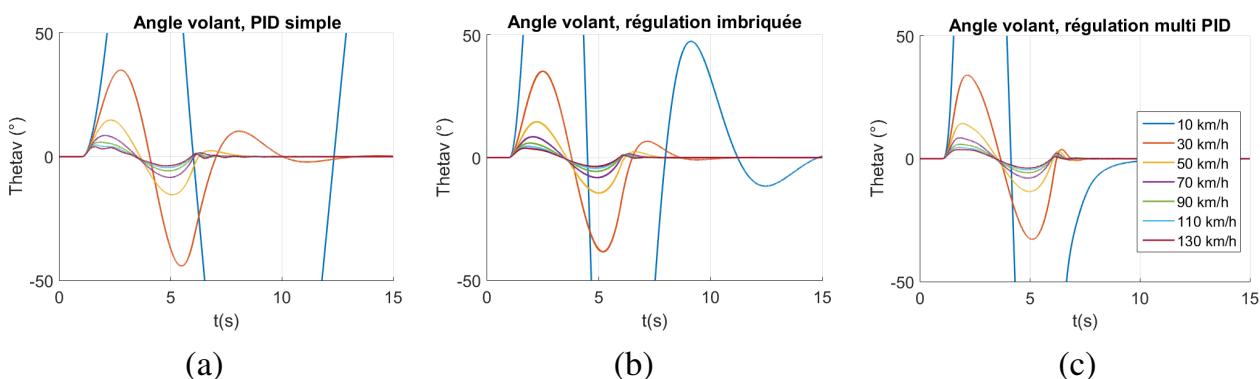


Figure 14. Zoom de l'angle volant pour (a) le PID simple, (b) la boucle imbriquée, (c) le multi PID

Le fait que la valeur des contours d'amplitude tangentés par la boucle ouverte avec le PID classique

augmente après 90km/h s'évalue ici sur l'angle volant. En effet, la diminution du degré de stabilité évoquée à la section 2.4 se traduit ici par des oscillations de l'angle volant sur la Figure 14 (a).

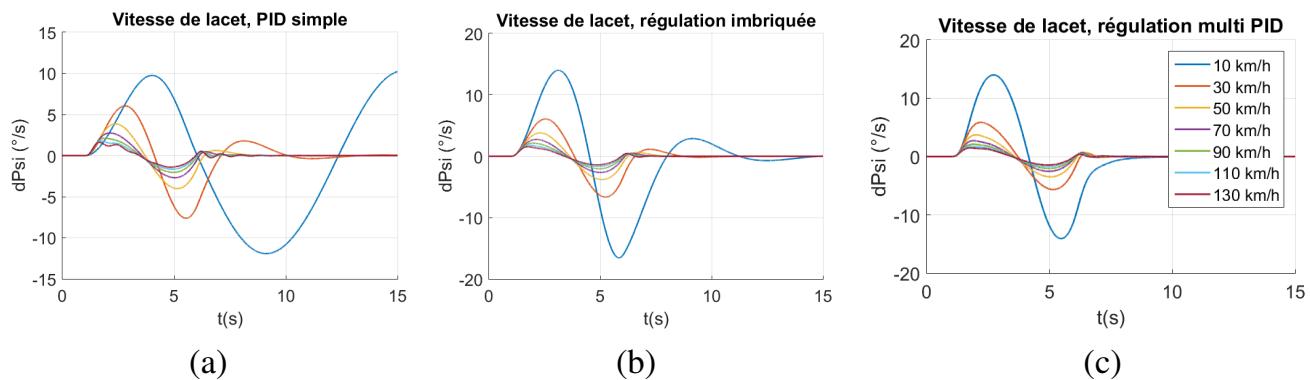


Figure 15. Évolutions de la vitesse de lacet pour (a) le PID simple, (b) la boucle imbriquée, (c) le multi PID

La Figure 15 montre l'évolution de la vitesse de lacet pour les différents scénarios. Il est intéressant de regarder ce signal puisque c'est l'un des deux signal de commande de la structure en boucle imbriquée. Les remarques pouvant être faites sur ces figures sont cependant les mêmes que celles sur l'angle volant : des oscillations à hautes vitesses pour le PID simple et un régime stabilisé atteint plus rapidement pour le multi PID.

Conclusion

Dans ce papier, trois structures de régulation pour le guidage latéral d'un véhicule autonome ont été présentées. Il s'avère que la vitesse joue un rôle important dans le choix de la structure la plus adaptée au cas d'une conduite autonome. Un PID classique n'arrive pas à gérer les situations avec des vitesses trop éloignées de son point de fonctionnement, rendant le système instable à certaines vitesses. Même si la boucle imbriquée assure la stabilité du système bouclé à toutes les vitesses, il existe de fortes variations de comportement et de rapidité pour le suivi de trajectoire. Le multi PID quant à lui, est moins sensible à la variation de la vitesse longitudinale et permet de rester très proche du cahier des charge sur toute la plage de vitesse. Ceci est rendu possible grâce au choix des pondérations et des points de fonctionnement, répartis de manière optimale sur tout l'intervalle de vitesse.

Concernant les perspectives de cet article, une étude pour prouver la stabilité globale du système bouclé est en cours. A court terme, les simulations comparant les trois régulateurs vont être enrichies avec l'ajout de bruit de mesure, de perturbations liés à des rafales de vent latérales et de variation de la vitesse longitudinale lors de déplacements latéraux. Dans ce cadre, ces régulateurs seront comparés à des régulateurs robustes type CRONE ou H_∞ . De plus, ces travaux vont être étendus avec l'étude de multi régulateurs robustes (CRONE ou H_∞). L'idée est de remplacer les régulateurs du multi PID par des régulateurs robustes pour améliorer la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des paramètres incertains tels que l'adhérence de la route ou la masse du véhicule. Enfin, la stratégie multi PID sera testée sur un prototype de véhicule autonome du Groupe PSA.

Bibliographie

- Attia, R., Orjuela, R., and Basset, M. (2014). Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance. *Vehicle System Dynamics*, 52(2) :261–279.
- Cai, L., Rad, A. B., Chan, W.-L., and Cai, K.-Y. (2003). A robust fuzzy pd controller for automatic steering control of autonomous vehicles. In *Fuzzy Systems, 2003. FUZZ'03. The 12th IEEE International Conference on*, volume 1, pages 549–554. IEEE.
- Ding, N., Zhang, Y., Gao, F., and Xu, G. (2013). A gain-scheduled pid controller for automatic path following of a tractor semi-trailer. *SAE Int. J. Commer. Veh.*, 6 :110–117.
- Falcone, P., Borrelli, F., Asgari, J., Tseng, H. E., and Hrovat, D. (2007). Predictive active steering control for autonomous vehicle systems. *IEEE Transactions on control systems technology*, 15(3) :566–580.
- Guldner, J., Sienel, W., Tan, H.-S., Ackermann, J., Patwardhan, S., and Bunte, T. (1999). Robust automatic steering control for look-down reference systems with front and rear sensors. *IEEE transactions on control systems technology*, 7(1) :2–11.
- Hingwe, P. and Tomizuka, M. (1997). Experimental evaluation of a chatter free sliding mode control for lateral control in ahs. In *American Control Conference, 1997. Proceedings of the 1997*, volume 5, pages 3365–3369. IEEE.
- Hu, C., Jing, H., Wang, R., Yan, F., and Chadli, M. (2016). Robust \hat{h} output-feedback control for path following of autonomous ground vehicles. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70 :414–427.
- Kornhauser, A. L. (1991). Neural network approaches for lateral control of autonomous highway vehicles. In *Vehicle Navigation and Information Systems Conference, 1991*, volume 2, pages 1143–1151. IEEE.
- Litkouhi, B. B., Lee, A. Y., and Craig, D. B. (1993). Estimator and controller design for lanetrak, a vision-based automatic vehicle steering system. In *Decision and Control, 1993., Proceedings of the 32nd IEEE Conference on*, pages 1868–1873. IEEE.
- Marino, R., Scalzi, S., and Netto, M. (2011). Nested pid steering control for lane keeping in autonomous vehicles. *Control Engineering Practice*, 19(12) :1459–1467.
- O'Brien, R. T., Iglesias, P. A., and Urban, T. J. (1996). Vehicle lateral control for automated highway systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 4(3) :266–273.
- Pacejka, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier.
- Pérez, J., Milanés, V., De Pedro, T., and Vlacic, L. (2011). Autonomous driving manoeuvres in urban road traffic environment : a study on roundabouts. *IFAC Proceedings Volumes*, 44(1) :13795–13800.
- Rastelli, J. P. and Peñas, M. S. (2015). Fuzzy logic steering control of autonomous vehicles inside roundabouts. *Applied Soft Computing*, 35 :662–669.
- Tan, H.-S., Bougler, B., and Zhang, W.-B. (2002). Automatic steering based on roadway markers : From highway driving to precision docking. *Vehicle System Dynamics*, 37(5) :315–338.
- Xia, Y., Pu, F., Li, S., and Gao, Y. (2016). Lateral path tracking control of autonomous land vehicle based on adrc and differential flatness. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 63(5) :3091–3099.