



HAL
open science

Contrôle de L'anti-patinage d'un véhicule électrique par retour linéarisant

Cédric Chapuis, Nicoleta Minoiu Enache, Xavier Brun, Eric Bideaux

► **To cite this version:**

Cédric Chapuis, Nicoleta Minoiu Enache, Xavier Brun, Eric Bideaux. Contrôle de L'anti-patinage d'un véhicule électrique par retour linéarisant. CIFA, Jul 2012, Grenoble, France. pp.ThPM3T7.1. hal-00799206

HAL Id: hal-00799206

<https://hal.science/hal-00799206>

Submitted on 30 Apr 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Contrôle de l'anti-patinage d'un véhicule électrique par retour linéarisant

Cédric Chapuis^{*,**} Nicoleta Minoiu-Enache^{*} Xavier Brun^{**}
Eric Bideaux^{**}

^{*} Renault SAS,

1 Avenue du Golf, 78288 Guyancourt, France
(e-mail : <prénom>.<nom>@renault.com)

^{**} Laboratoire Ampère - CNRS : UMR 5005 - Université de Lyon,
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon,
25 avenue Jean Capelle, F-69621 Villeurbanne Cedex
(e-mail : <prénom>.<nom>@insa-lyon.fr).

Résumé : Dans ce travail, une commande par retour linéarisant est développée en vue de contrôler le patinage des roues arrières d'un véhicule hybride (VELROUE) à traction conventionnelle et propulsion électrique. Les roues arrières sont entraînées par des moteurs électriques indépendants. La commande par retour linéarisant est synthétisée à partir d'un modèle de véhicule à deux variables d'état représentant l'essentiel de la dynamique longitudinale. Après une approche classique du retour linéarisant, nous proposons de remplacer l'estimation de certaines grandeurs par la mesure de l'accélération longitudinale du châssis. Cette commande présentant une dynamique résiduelle, une preuve partielle de la stabilité de celle-ci est présentée. La commande développée a été testée à l'aide d'un modèle de simulation du véhicule en vue d'une validation expérimentale sur le véhicule prototype.

Mots-clés : Contrôle du patinage, ASR, Véhicule électrique, Véhicule hybride, Contrôle non-linéaire, Retour linéarisant

1. INTRODUCTION

Les progrès techniques faits ces dernières années dans le domaine des batteries ainsi que le durcissement des normes écologiques entraînent un regain d'intérêt pour les véhicules hybrides et électriques. Par ailleurs, l'utilisation de nouveaux actionneurs et l'apparition d'architectures innovantes nous incite à étudier les nouvelles possibilités offertes pour contrôler la dynamique du châssis du véhicule à travers la prestation de motricité. Dans cet article, nous nous intéressons plus particulièrement au contrôle du patinage des roues. Cette prestation est validée sur un modèle de simulation du véhicule avant d'être mise au point sur un véhicule prototype du projet VELROUE. C'est un projet collaboratif subventionné par l'ADEME qui réunit RENAULT, MICHELIN et l'IFP. VELROUE a pour but de tester un concept de véhicule utilitaire bi-mode grâce à un démonstrateur (Fig. 1). Ce véhicule utilitaire léger est équipé d'un moteur thermique pour l'entraînement du train avant et de deux moteurs électriques de technologie MICHELIN, reliés aux deux roues arrières. La prestation ASR¹ étudiée permet de contrôler le pseudo-glissement des roues arrières λ_2 .

Les moteurs électriques du prototype VELROUE sont commandables en couple. Pour commander ce couple et réaliser une fonction d'anti-patinage, Wang et al. (2011) utilisent par exemple une commande linéaire composée d'un contrôleur PID alimenté par la différence entre le

Projet Vel'roue : véhicule bi-mode à moteur roue
Dual mode vehicle with in-wheel motor

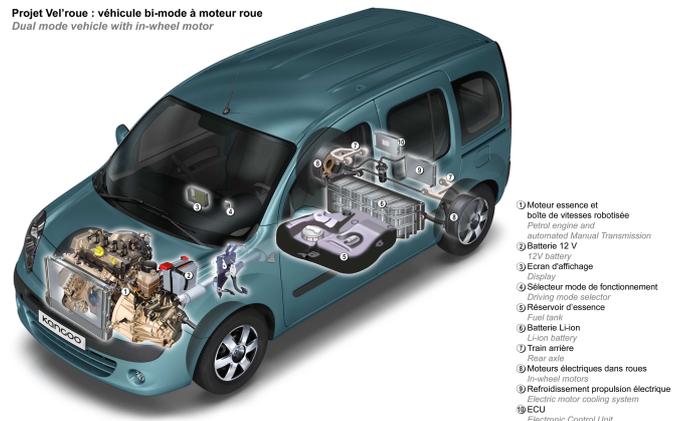


FIGURE 1. Démonstrateur VELROUE

pseudo-glissement désiré et le pseudo-glissement mesuré. La force de contact roue-route est obtenue à l'aide d'un dérivateur en temps réel de la vitesse de rotation de la roue à contrôler et du modèle véhicule (1) présenté par la suite. Différentes techniques de commande non-linéaire sont présentées dans la littérature. Sakai et Hori (2000) et Yin et al. (2009) utilisent la technique de contrôle par modèle interne. Fan et al. (1995), Canudas et Tsiotras (1999) et Nam et Hori (2010) synthétisent des commandes par mode glissant d'ordre 1. Fan et al. (1995) l'appliquent à un véhicule sur rail. La surface de glissement est définie par la différence absolue entre les pseudo-glissements désiré et mesuré. Canudas et Tsiotras (1999) utilisent cette

commande sur un véhicule avec un modèle de contact roue-route basé sur le modèle de LuGre présenté par Canudas et al. (1995). Nam et Hori (2010) développent un contrôle du patinage des roues d'un véhicule électrique. Contrairement aux deux articles précédents, la surface de glissement utilisée est définie par la différence entre les pseudo-glissements désiré et mesuré. Amodéo et al. (2010) étudient l'ASR et l'ABS² à l'aide d'une commande par mode glissant d'ordre 2. Chen et Liao (2000) introduisent une commande par logique floue afin de réaliser la prestation ABS. Les auteurs présentent également un algorithme génétique pour déterminer en temps réel les nombreux paramètres de mise au point que nécessite la commande par logique floue. Chen et Liao (2000) comparent les deux contrôleurs flous à une commande par retour linéarisant. Nakakuki et al. (2008) utilisent aussi un retour linéarisant mais pour réaliser la prestation d'ASR. Des lois de commande de contrôle du patinage ont été développées pour des véhicules thermiques et électriques. Certaines sont réalisées à l'aide d'un retour linéarisant. On étudiera ce type de loi de commande appliquée à un véhicule hybride d'architecture innovante.

Dans cet article on appliquera une commande par retour linéarisant pour contrôler le patinage des roues arrières entrainées par deux moteurs électriques. Tout d'abord, le modèle de véhicule utilisé pour la synthèse de la loi de commande sera décrit dans la section 2. Cette section contient deux lois de commande linéarisantes possibles ainsi qu'une preuve de stabilité de la dynamique résiduelle. Les simulations pour le fonctionnement de ces lois de commande sont présentées dans la section 3. Les conclusions sont données en fin de cet article en section 4.

2. MODÈLE DU VÉHICULE ET SYNTHÈSE DE LA LOI DE COMMANDE

2.1 Modèle du véhicule

Le Bond Graph de la figure 3 représente le modèle véhicule utilisé pour synthétiser la commande de contrôle du patinage. Il est basé sur un modèle « bicyclette » (Fig. 2 et 3) ne tenant compte que du déplacement longitudinal et de la dynamique de rotation de la roue arrière.

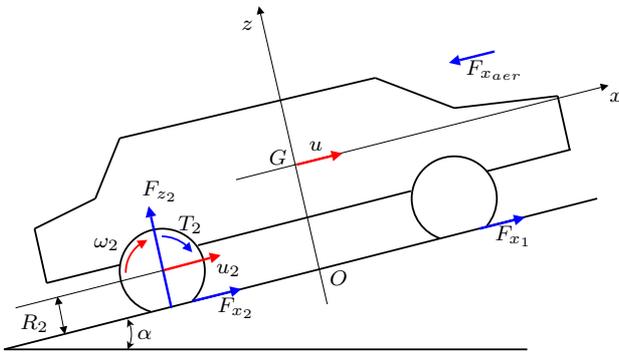


FIGURE 2. Schéma du modèle véhicule

Le système (1) en (u, ω_2) correspond au véhicule décrit ci-dessus.

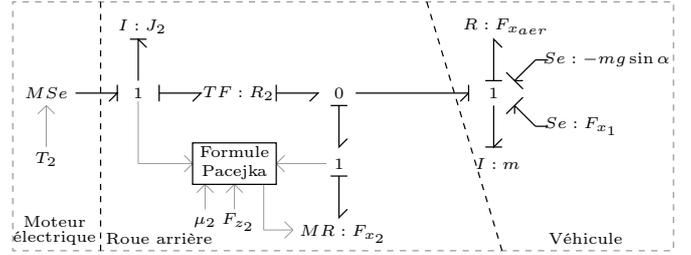


FIGURE 3. Modèle Bond Graph pour la synthèse de commande

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ J_2 \dot{\omega}_2 = T_2 - R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (1)$$

2.2 Synthèse de la loi de commande

L'objectif de la fonction d'anti-patinage est de maintenir le pseudo-glissement des roues arrières λ_2 (2) inférieur à une valeur constante λ_2^* en phase d'accélération. En dérivant (2), Nakakuki et al. (2008) font apparaître le pseudo-glissement λ_2 de la roue arrière dans le modèle véhicule (1).

$$\lambda_2 = \frac{R_2 \omega_2 - u}{R_2 \omega_2} \quad (2)$$

$$\dot{\lambda}_2 = -\frac{\dot{u}}{R_2 \omega_2} + \frac{u \dot{\omega}_2}{R_2 \omega_2^2} \quad (3)$$

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ \dot{\lambda}_2 = \frac{u}{J_2 R_2 \omega_2^2} T_2 + \frac{1}{m R_2 \omega_2} F_{x_{aer}}(u) \\ \quad + \frac{g}{R_2 \omega_2} \sin \alpha - \frac{1}{m R_2 \omega_2} F_{x_1} \\ \quad - \left(\frac{1}{m R_2 \omega_2} + \frac{u}{J_2 \omega_2^2} \right) F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (4)$$

La pente et l'effort de traction F_{x_1} sont considérés comme des perturbations. On désire piloter l'évolution du pseudo-glissement λ_2 à partir de la commande du couple T_2 . Le système (4) a un degré relatif de 1 par rapport à la sortie $y = \lambda_2$, on peut donc transformer le modèle en introduisant une nouvelle commande U définie par $\frac{d}{dt}(\lambda_2 - \lambda_2^*) = \dot{\lambda}_2 = U$ et choisie telle que λ_2 converge vers λ_2^* (5).

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ \dot{\lambda}_2 = U \end{cases} \quad (5)$$

En pratique, la commande de couple T_2 est issue de l'interprétation de la demande conducteur ainsi, le couple moteur réellement appliqué aux roues est défini par $T_2 = \min(T_{2_{conducteur}}, T_{2_{ASR}})$ quand $\lambda_2 > \lambda_2^*$. Pour satisfaire (5), le couple moteur $T_{2_{ASR}}$ à appliquer aux roues arrières par la loi de commande afin de compenser tous les termes non-linéaires et obtenir une dynamique linéaire est défini par l'équation (6).

$$\begin{aligned}
T_{2ASR} = & -\frac{J_2\omega_2}{mu}F_{x_{aer}}(u) - \frac{gJ_2\omega_2}{u}\sin\alpha \\
& + \frac{J_2\omega_2}{mu}F_{x_1} + \frac{J_2R_2\omega_2^2}{u}U \\
& + \left(\frac{J_2\omega_2}{mu} + R_2\right)F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2)
\end{aligned} \quad (6)$$

Par la suite, un retour stabilisant proportionnel et intégrateur a été retenu pour la commande U .

$$U = -k_p(\lambda_2 - \lambda_2^*) - k_i \int (\lambda_2 - \lambda_2^*) dt \quad (7)$$

D'autre part, lorsque la commande atteint les limites de l'actionneur, le terme intégral pourrait augmenter indéfiniment. Un système « anti windup » doit être ajouté. Une combinaison d'intégration conditionnelle et de calcul de la sortie de l'intégrateur en fonction de la sortie du contrôleur PI est utilisé ici comme le propose Visioli (2003).

La commande linéarisante nécessite la mesure et l'estimation de plusieurs grandeurs pour calculer le couple (6) à appliquer aux roues arrières. A partir des vitesses mesurées, on calcule le pseudo-glisement pour obtenir l'estimation des forces de frottement entre la roue et le sol à partir du modèle de Pacejka (2002). Afin de simplifier l'estimation des forces de contact roue-route, le coefficient d'adhérence de la route μ_2 et l'effort vertical appliqué à la roue arrière F_{z_2} sont considérés comme constants. Ces hypothèses de simplification introduisent évidemment des erreurs d'estimation. En outre, les forces dues à la pente et à la traction sont difficilement quantifiables.

Pour réduire leur influence, l'accélération longitudinale du véhicule \dot{u} qui est mesurée sur ce véhicule peut aussi être utilisée. Grâce à cette grandeur, on s'affranchit alors de l'estimation de la pente et des forces de frottements au niveau de la roue avant et on atténue l'influence de l'erreur d'estimation des forces de frottements au niveau de la roue arrière. Le modèle véhicule (5) en (u, λ_2) et l'expression du couple moteur T_{2ASR} (6) sont transformés respectivement en (8) et (9).

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg\sin\alpha \\ \dot{\lambda}_2 = \frac{u}{J_2R_2\omega_2^2}T_2 - \frac{1}{R_2\omega_2}\dot{u} - \frac{u}{J_2\omega_2^2}F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (8)$$

$$T_{2ASR} = \frac{J_2\omega_2}{u}\dot{u} + R_2F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) + \frac{J_2R_2\omega_2^2}{u}U \quad (9)$$

Comme nous l'avons indiqué précédemment, le degré relatif est de 1, il existe donc une dynamique résiduelle. En effet, cette commande par retour linéarisant permet de contrôler le pseudo-glisement λ_2 des roues arrière mais pas l'évolution de la vitesse longitudinale du châssis u . Il est donc nécessaire d'étudier la stabilité de u .

2.3 Stabilité ISS de la dynamique résiduelle

La loi de commande linéarisante décrite par l'équation (6) ou (9) stabilise seulement le pseudo-glisement autour d'une valeur de référence λ_2^* . Il reste une dynamique résiduelle qui est la même dans les deux cas et qui correspond

à la première équation du système (5) ou (8), soit la vitesse longitudinale du châssis u .

D'après la Définition 1, pour montrer que cette dynamique est stable, il faut prouver que le sous-système en u de (4) est ISS³ par rapport à l'entrée λ_2 . Une fois cette preuve établie, on peut contrôler λ_2 sans se préoccuper de la stabilité de u .

Tout d'abord rappelons quelques définitions issues de Sontag (1995) et Marquez (2003).

Définition 1. Le système $\dot{x} = f(x, u)$ est dit globalement ISS s'il existe une \mathcal{KL} -fonction β , une \mathcal{K} -fonction γ et des constantes $k_1, k_2 \in \mathbb{R}^+$ tels que

$$\|x(t)\| \leq \beta(\|x_0\|, t) + \gamma(\|u_T(\cdot)\|_{\mathcal{L}^\infty}), \quad \forall t \geq 0, \quad 0 \leq T \leq t$$

pour tout $x_0 \in \mathbb{R}^n$ et $u \in \mathbb{R}^m$ satisfaisant : $\|x_0\| < k_1$ et $\sup_{t>0} \|u_T(t)\| = \|u_T\|_{\mathcal{L}^\infty} < k_2, \quad 0 \leq T \leq t$.

Définition 2. Une fonction dérivable indéfiniment $V : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ est une fonction de Lyapunov ISS sur \mathbb{R}^n pour le système $\dot{x} = f(x, u)$ si et seulement s'il existe des fonctions de classe \mathcal{K}_∞ $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ et σ tels que :

$$\begin{aligned} \alpha_1(\|x\|) & \leq V(x(t)) \leq \alpha_2(\|x\|) & \forall x \in \mathbb{R}^n, t > 0 \\ \frac{\partial V(x)}{\partial x}f(x, u) & \leq -\alpha_3(\|x\|) + \sigma(\|u\|) & \forall x \in \mathbb{R}^n, u \in \mathbb{R}^m \end{aligned}$$

Théorème 1. Soit $V : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ une fonction de Lyapunov globalement ISS pour le système $\dot{x} = f(x, u)$. D'après la définition 1, le système est globalement ISS.

En faisant le choix $F_{x_{aer}} = \sigma u^2$, une preuve partielle a été trouvée quand la vitesse désirée u^* pour un pseudo-glisement désiré λ_2^* est solution de l'équation (10).

$$F_{x_2}^* + F_{x_1} - mg\sin\alpha = \sigma u^{*2} + K \quad (10)$$

avec $K = F_{x_1} - mg\sin\alpha$ et $|K| < K_{max}$.

Cette situation correspond à une vitesse longitudinale établie ou la force longitudinale du train avant et la pente sont considérées comme des perturbations bornées.

Soit $V(u)$ la fonction de stockage suivante :

$$V(u) = \frac{m}{2}(u - u^*)^2 \quad (11)$$

La dérivée obtenue de cette fonction de stockage est :

$$\dot{V}(u) \leq -\sigma u(u - u^*)^2 + \rho(F_{x_2} - F_{x_2}^* + K_{max})^2 \quad (12)$$

avec $\rho \geq \frac{1}{4\sigma u^*}$.

D'après la définition 2 et le théorème 1, $V(u)$ est une fonction de Lyapunov ISS et u est ISS par rapport à F_{x_2} et donc par rapport à λ_2 .

3. VALIDATION EN SIMULATION

Le modèle véhicule utilisé en simulation pour valider la loi de commande tient compte des six degrés de liberté de la caisse $(x, y, z, \theta, \varphi, \psi)$, du déplacement vertical des masses non suspendues $(z_{M_{nsi}})$ et de la rotation des roues (ω_i) . $i = \{1, \dots, 4\}$.

Ce modèle est constituée de cinq corps rigides :

3. Input to State Stable

- la masse suspendue de la caisse et des demi-trains
- les quatre masses non suspendues des demi-trains et des roues.

Le modèle de simulation comporte quatre roues alors que le modèle de synthèse de loi de commande n'en a que deux. Une possibilité pour palier à cet inconvénient est d'utiliser un modèle « bicyclette » pour le côté gauche de la voiture et un autre modèle « bicyclette » pour le côté droit. On dispose donc d'une loi de commande propre à chaque côté du véhicule.

Dans le scénario de simulation choisi, le véhicule roule sur une route de pente nulle et d'adhérence asymétrique. A gauche, le coefficient d'adhérence est constant et vaut 1, à droite, le coefficient $\mu_{sim}(t)$ varie entre 0,2 et 1 (Fig. 4). Le couple moteur arrière demandé par le conducteur $T_{2_{conducteur}}$ a été mesuré sur un véhicule prototype VELROUE. Il correspond à un démarrage en mode électrique pied à fond suivi d'un levé de pied qui entraîne une récupération d'énergie puis, une accélération et un autre levé de pied (Fig. 5). La figure 6 représente le couple moteur avant T_1 utilisé pour ce test. Ce scénario sert à étudier l'influence d'une erreur d'estimation variable et asymétrique du coefficient d'adhérence en présence d'une perturbation variable représentée par la force de contact au niveau des roues avant. Le pseudo-glissement désiré λ^* varie lentement en fonction de la vitesse du véhicule.

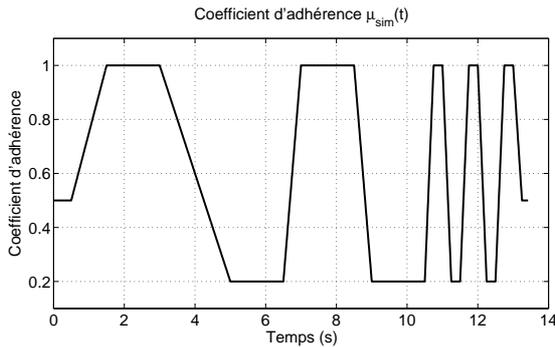


FIGURE 4. Coefficient d'adhérence variable $\mu_{sim}(t)$ utilisé pour les roues droite

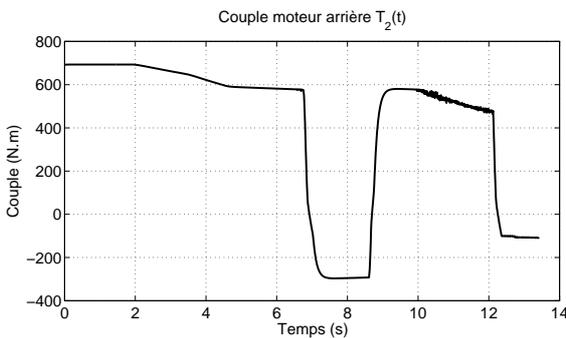


FIGURE 5. Couple moteur arrière variable $T_{2_{conducteur}}$

La figure 7 illustre les résultats de simulation du test décrit précédemment. L'erreur de pseudo-glissement (d) graphique correspond à la différence entre le pseudo-glissement mesuré et le pseudo-glissement désiré. Lorsque cette erreur est positive, cela signifie que le glissement est excessif. C'est à ce moment que le contrôle par retour linéarisant s'active et limite le couple demandé par le

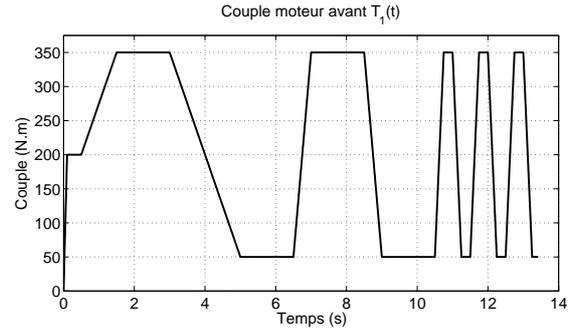


FIGURE 6. Couple moteur avant variable $T_1(t)$

conducteur à $T_{2_{ASR}}$. On fera donc particulièrement attention à réduire le plus rapidement possible cette erreur à une valeur négative ou nulle. (b) montre l'évolution du coefficient d'adhérence de la route au niveau des roues droite et gauche. On s'intéresse aux périodes où la valeur du coefficient est faible. Dans ces zones, la vitesse de la roue arrière droite en pointillés dans (c) devient supérieure à celles de la roue arrière gauche en tirets et de la vitesse longitudinale du châssis en trait continu. L'erreur de pseudo-glissement augmente jusqu'à 3.5% à $t=9s$. La commande d'anti-patinage s'active au moment où cette erreur devient positive et la demande de couple à appliquer à la roue arrière droite en trait continu dans (a) est limitée par la demande de couple de la commande par retour linéarisant en tirets. Le couple réellement appliqué aux roues arrière après passage par une stratégie destinée à éviter les accoups causés par une activation de l'ASR correspond aux courbes en pointillés et mixte. Comme les deux moteurs sont indépendants, le glissement de chaque roue est régulé selon l'adhérence de la route du côté du véhicule considéré (b). Ceci permet à la roue gauche de transmettre à la route la totalité du couple demandé par le conducteur.

La baisse du couple maximal transmissible au niveau de la roue droite s'accompagne d'une différence de couple sur l'essieu arrière qui peut conduire le conducteur à corriger la trajectoire du véhicule par une action au volant. Dans les cas d'adhérence asymétrique extrême, quand un côté du véhicule est sur une surface d'adhérence quasi-nulle, cette implémentation permet de démarrer en transmettant du couple sur la roue de plus forte adhérence.

La figure 8 représente respectivement le couple appliqué aux roues avant (a) et aux roues arrière (b). Les forces de contact roue-route estimées en pointillé et trait mixte sont traduites en couple pour pouvoir les comparer avec les couples réellement appliqués en trait continu et tirets. On observe que les erreurs d'estimation de ces forces sont élevées et dépendent principalement de la différence entre le coefficient d'adhérence de la route et le coefficient d'adhérence utilisé par la loi de commande. Malgré cette importante erreur d'estimation des forces de contact, les résultats en simulation montrent que la commande stabilise le système et que le pseudo-glissement est correctement contrôlé. La perturbation engendrée par l'erreur d'estimation de la force d'avancement arrière est rejetée par la partie intégrale du retour stabilisant au prix d'une augmentation du temps de réaction contrebalancée par des

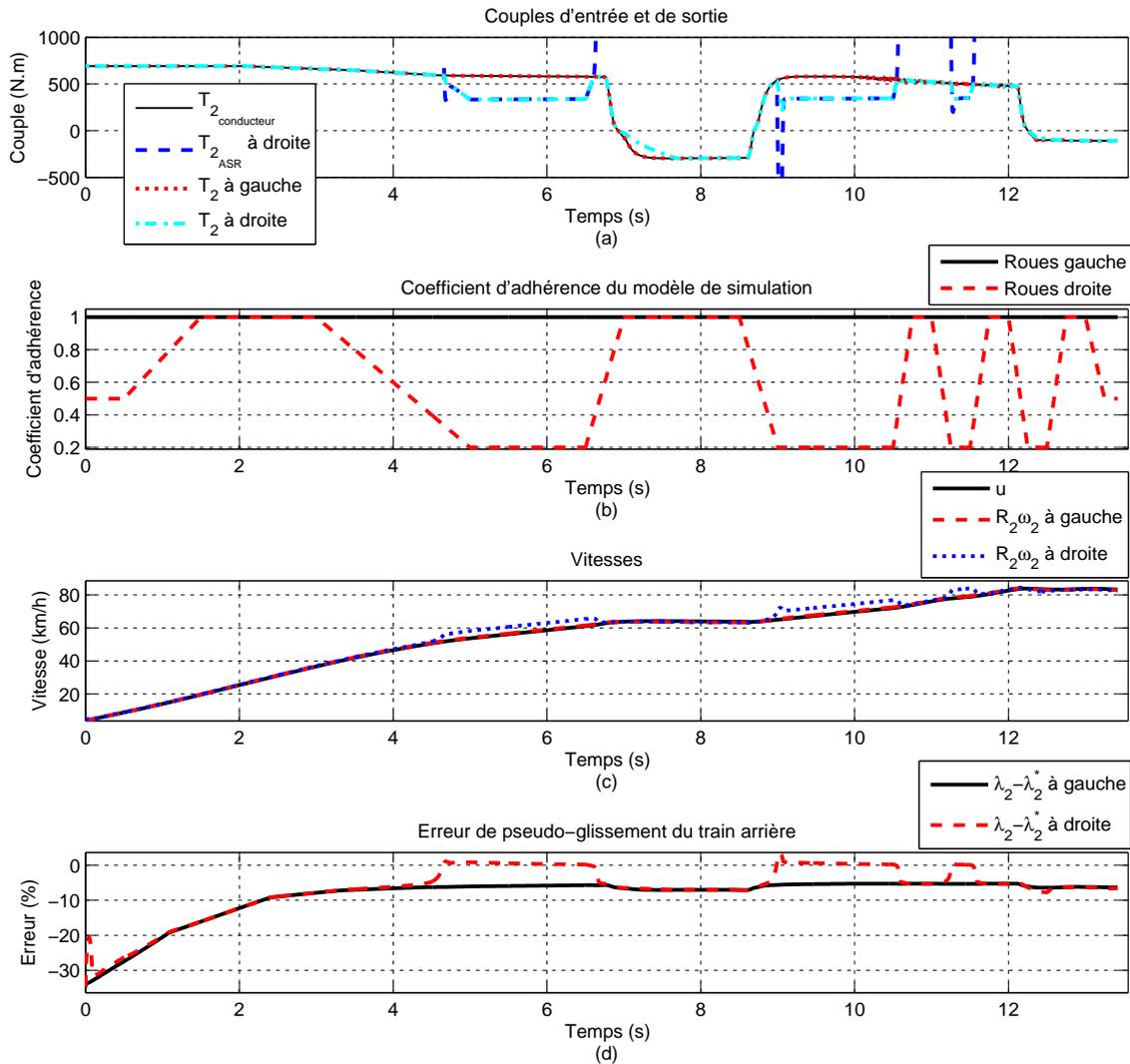


FIGURE 7. Résultats de simulation : (a) Couples aux roues arrière, (b) Coefficients d'adhérence, (c) Vitesses, (d) Erreurs de pseudo-glisement

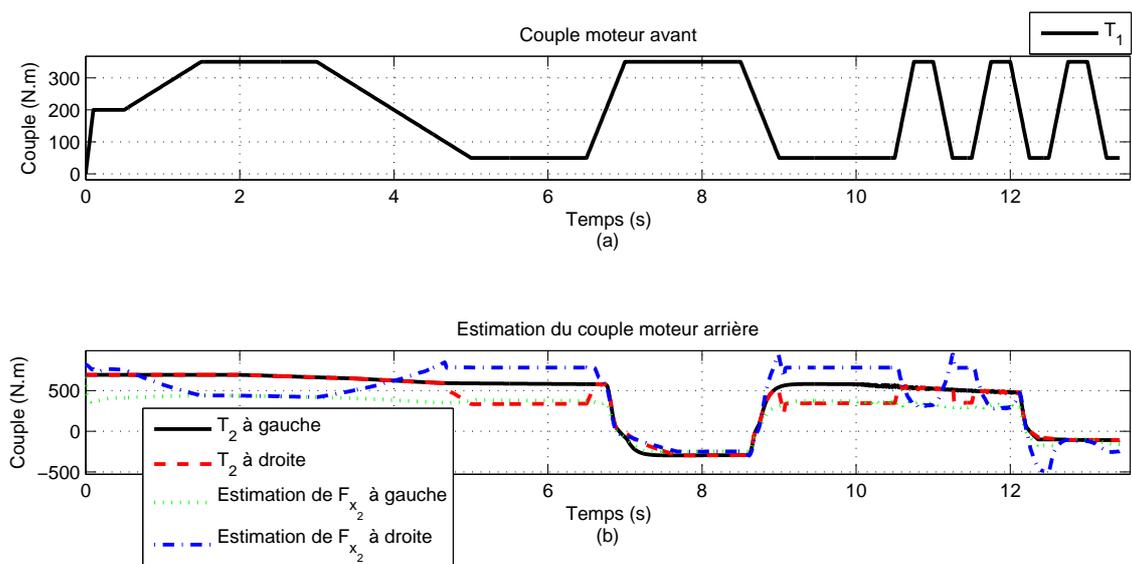


FIGURE 8. (a) Couple moteur avant, (b) Estimation des forces d'avancement arrière ramenées en couple moteur

gains élevés du PI. S'il s'avère en pratique que cette erreur d'estimation influence trop le calcul du couple à appliquer aux roues arrières, on pourra utiliser un estimateur plus complexe capable d'estimer précisément l'effort vertical appliqué aux roues, voire se basant sur un observateur d'adhérence comme le propose Canudas et al. (2003) et Svendenius (2007). Des essais expérimentaux avec le véhicule prototype VELROUE sont en cours. Les premiers résultats confirment la stabilité et la robustesse de la commande aux variations de coefficient d'adhérence de la route.

4. CONCLUSION

Une commande par retour linéarisant a été présentée dans cet article. Celle-ci permet de réaliser un contrôle ASR indépendant des roues arrières du prototype VELROUE. Une preuve partielle de stabilité de la dynamique résiduelle a été donnée. Aucune instabilité n'a été observée lors des simulations et de la validation expérimentale avec un pseudo-glisement désiré variable. La commande présentée dans cet article transmet plus de couple à la route que le contrôleur PI utilisé à ce jour dans le prototype VELROUE tout en contrôlant correctement le pseudo-glisement des roues arrières. Elle améliore les performances du véhicule lors d'un patinage ainsi que l'agrément conducteur. Des travaux futurs concernent la poursuite des validations expérimentales avec le véhicule prototype VELROUE. D'autres lois de commande sont envisagées, notamment des lois basées sur la platitude du système.

REMERCIEMENTS

Ces travaux sont issus de la thèse CIFRE 10/169 conventionnée par l'ANRT. Le projet VELROUE est subventionné par l'Agence De l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie. Les auteurs expriment leur gratitude à Michelin et l'IFP, partenaires de Renault dans ce projet.

RÉFÉRENCES

Amodeo, M., Ferrara, A., Terzaghi, R., Vecchio, C., Mar. 2010. Wheel slip control via a second-order sliding-mode generation. *IEEE Transactions On Intelligent Transportation Systems* 11 (1), 122 – 131.

Canudas, C., Olsson, H., Aström, K. J., Lischinsky, P., Mar. 1995. A new model for control of systems with friction. Dans : *IEEE Transactions on automatic control*. pp. 419 – 425.

Canudas, C., Peterson, M. L., Shiriaev, A., Déc. 2003. A new nonlinear observer for tire/road distributed contact friction. Dans : *IEEE Conference on Decision and Control*. pp. 2246–2251.

Canudas, C., Tsiotras, P., Déc. 1999. Dynamic tire friction models for vehicle traction control. Dans : *Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control*. Vol. 4. pp. 3746 – 3751.

Chen, F., Liao, T., 2000. Nonlinear linearization controller and genetic algorithm-based fuzzy logic controller for abs systems and their comparison. *International Journal of Vehicle Design* 4 (4), 334–349.

Fan, Z., Koren, Y., Wehe, D., 1995. A simple traction control for tracked vehicle. Dans : *Proceedings of the American Control Conference*. Vol. 2. pp. 1176 – 1177.

Marquez, H. J., 2003. *Nonlinear control system*. Wiley, pp. 183–189.

Nakakuki, T., Shen, T., Tamura, K., Jan. 2008. Adaptive control approach to uncertain longitudinal tire slip in traction control of vehicles. *Asian Journal of Control* 10 (1), 67–73.

Nam, K., Hori, Y., 2010. Sliding mode controller design for optimal slip control of electric vehicles based on fuzzy vehicle velocity estimation logic. Dans : *FISITA*.

Pacejka, H., 2002. *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann.

Sakai, S., Hori, Y., 2000. Advantage of electric motor for anti skid control of electric vehicle.

Sontag, E., 1995. On characterizations of the input-to-state stability property. *Systems & Control Letters* 24 (5), 351–359.

Svendenius, J., Avr. 2007. Tire modeling and friction estimation. Mémoire Doctorat, Department of Automatic Control, Lund University.

Visioli, A., Jan. 2003. Modified anti-windup scheme for pid controllers. *IEE Proceedings Control Theory and Applications* 150 (1), 49–54.

Wang, J., Wang, Q., Jin, L., Song, C., Fév. 2011. Independent wheel torque control of 4wd electric vehicle for differential drive assisted steering. *Mechatronics* 21, 63–76.

Yin, D., Oh, S., Hori, Y., Juin 2009. A novel traction control for ev based on maximum transmissible torque estimation. *IEEE Transactions On Industrial Electronics* 56 (6), 2086–2094.

Annexe A. NOMENCLATURE

m	masse du véhicule (kg)
g	constante d'accélération gravitationnelle ($m.s^{-2}$)
R_2	rayon de la roue arrière (m)
J_2	inertie de rotation de la roue arrière et de la chaîne de transmission associée ($kg.m^2$)
u	vitesse longitudinale ($m.s$)
ω_2	vitesse de rotation de la roue arrière ($rad.s^{-1}$)
λ_2	pseudo-glisement de la roue arrière (%)
λ_2^*	pseudo-glisement de la roue arrière désiré (%)
α	pente de la route (rad)
T_2	couple moteur arrière (Nm)
T_{2ASR}	couple moteur arrière en sortie de l'ASR (Nm)
$T_{2conducteur}$	couple moteur arrière demandé par le conducteur (Nm)
$F_{x_{aer}}$	force de trainée aérodynamique (N)
F_{x_1}	force de contact entre la roue avant et la route (N)
F_{x_2}	force de contact entre la roue arrière et la route (N)
F_{z_2}	force verticale appliquée à la roue arrière (N)
μ_2	coefficient d'adhérence de la route au niveau de la roue arrière
$\mu_{sim}(t)$	coefficient d'adhérence variable utilisé par le modèle de simulation
k_p	gain proportionnel
k_i	gain intégral