

Approche de type Boîte Grise pour un contrôle Stop-and-Go de véhicule

Sungwoo CHOI¹

¹Mines ParisTech

CAOR- Centre de Robotique, Mathématiques et Systèmes
60 Bd St Michel 75272 Paris Cedex 06, France

sung-woo.choi@ensmp.fr
<http://caor.ensmp.fr/>

Résumé— Dans cet article, nous proposons une approche de type boîte grise pour un contrôle Stop-and-Go. Le Stop-and-Go cherche à placer le véhicule à des distances de sécurité dans des environnements urbains. Dans ce cas, les consignes d'accélération et de décélération sont très exigeantes, mais les couples de freinage/accélération correspondants sont souvent difficiles à obtenir à cause des incertitudes liées aux modèles du moteur et du frein. Pour compenser les dynamiques négligées tant au niveau du châssis que des actionneurs (moteur et frein), on utilisera une approche dite "commande à modèle restreint" ou "boîte grise" ([3],[22]). Les résultats obtenus sur un simulateur complet de véhicule valident notre démarche.

Mots-clés— Stop-and-Go, commande du moteur/frein sans modèle.

I. INTRODUCTION

Les systèmes d'aide à la conduite de type *Adaptive cruise control* (ACC) et *Stop-and-Go* ont été l'objet de nombreuses études ces dernières années [20]. Rappelons que l'ACC accélère ou décélère automatiquement dans le but de garder une vitesse quasi-constante et une distance de sécurité, alors que le *Stop-and-Go* cherche à placer le véhicule à des distances de sécurité dans des environnements urbains, où les freinages et accélérations sont beaucoup plus brusques. La nature de ces deux situations en termes de confort étant assez différente, elles ont souvent été traitées selon deux approches distinctes. Dans [11], les auteurs¹ proposent un modèle de référence non linéaire prenant en compte les limitations en termes de confort et sécurité et le contrôleur obtenu permet de considérer indifféremment les scénarios Stop-and-Go et ACC. Dans [22] les auteurs ont étendu cette stratégie en introduisant un PID-intelligent (I-PID, [2]) permettant de compenser les dynamiques négligées (inclinaison de la route, résistance au roulement et force aérodynamique) à partir d'une approche de type boîte grise.

D'autre part, dans [11] les auteurs supposent que l'accélération de référence générée par le modèle dynamique d'inter-distance est appliquée instantanément au véhicule *suiveur*, ce qui n'est jamais réalisé dans les situations réelles en pratique. En ce qui concerne la réponse du moteur et du frein, les couples de freinage/accélération correspon-

dants sont souvent difficiles à obtenir à cause de l'incertitude liée au modèle du moteur et du frein. Différentes approches ont été proposées pour faire face à la dynamique non-linéaire des actionneurs. La linéarisation entrée-sortie [19], la logique floue ([13], [8]), la commande par mode glissant ([7], [14]), ont été implémentées pour traiter le contrôle du moteur. La linéarisation par bouclage statique [18] et la commande par mode glissant [23] ont également été mises en œuvre pour contrôler un modèle non-linéaire de frein. La plupart des approches mentionnées ci-dessus sont des contrôleurs à gains fixes. Cependant, les caractéristiques du véhicule peuvent varier au cours de la vie du véhicule. Les paramètres du modèle dépendent du moteur considéré. De plus ce qui demande une identification hors ligne est souvent complexe et coûteux. Dans ce contexte, nous proposons d'appliquer une approche de commande de type boîte grise pour l'étage bas niveau qui sera bien adaptée pour compenser les dynamiques négligées des actionneurs (moteur et frein).

Le plan de l'article est le suivant : dans la section II nous rappelons le cadre algébrique pour la différentiation numérique et la commande sans modèle. Dans la section III nous présentons la commande de haut niveau en compensant les dynamiques négligées sur le châssis et dans la section IV nous décrivons les modèles de connaissance du moteur et du frein que nous avons considérés pour la simulation, puis nous appliquons l'approche de type boîte grise pour compenser les dynamiques mal connues et générer les consignes d'angle papillon ou de pression freinage à appliquer au véhicule. La robustesse de l'approche est illustrée au travers des résultats de simulation obtenus sur le simulateur complet. Enfin nous concluons dans la section V.

II. CADRE ALGÈBRE POUR LA COMMANDE SANS MODÈLE

A. Différentiation numérique

Commençons avec une fonction temporelle polynomiale $x_N(t) = \sum_{\nu=0}^N x^{(\nu)}(0) \frac{t^\nu}{\nu!} \in \mathbb{R}[\approx]$, $t \geq 0$, de degré N . Les notations habituelles du calcul opérationnel (voir, e.g., [24])

¹Il existe des approches alternatives traitant cette problématique, cf e.g. [10], [9] or [25].

nous permettent d'écrire

$$X_N(s) = \sum_{\nu=0}^N \frac{x^{(\nu)}(0)}{s^{\nu+1}}.$$

Multiplions maintenant les deux côtés de cette expression par des puissances positives de $\frac{d}{ds}$. Les quantités $x^{(\nu)}(0)$, $\nu = 0, 1, \dots, N$, qui sont linéairement identifiables (cf. [5]), satisfont le système triangulaire d'équations linéaires suivant :

$$\frac{d^\alpha s^{N+1} X_N}{ds^\alpha} = \frac{d^\alpha}{ds^\alpha} \left(\sum_{\nu=0}^N x^{(\nu)}(0) s^{N-\nu} \right) \quad 0 \leq \alpha \leq N-1. \quad (1)$$

Multiplier les deux côtés de l'équation (1) par $s^{-\bar{N}}$, $\bar{N} > N$, permet d'enlever des dérivées temporelles, i.e., de $s^\mu \frac{d^\mu X_N}{ds^\mu}$, $\mu = 1, \dots, N$, $0 \leq \mu \leq N$.

Considérons maintenant une fonction temporelle analytique définie par la série $x(t) = \sum_{\nu=0}^{\infty} x^{(\nu)}(0) \frac{t^\nu}{\nu!}$, qui est supposée convergente autour de $t = 0$. Substituons $x(t)$ par le développement tronqué de Taylor $x_N(t) = \sum_{\nu=0}^N x^{(\nu)}(0) \frac{t^\nu}{\nu!}$ d'ordre N , nous pouvons noter enfin que des bons estimateurs des dérivées sont obtenus suivant les calculs détaillés ci-dessus.

La procédure détaillée pour l'obtention d'un dérivateur numérique correspondant est fourni dans [12]. Cette approche sera exploitée dans la suite également pour la commande sans modèle.

B. Commande sans modèle

La difficulté pour obtenir un modèle mathématique simple mais précis dans la plupart des situations pratiques est bien connue. La stratégie de contrôle proposée considère des modèles mathématiques donnés par des équations différentielles locales "phénoménologiques", qui ne sont valables que pour un court intervalle de temps, et sont continuellement mises à jour.

Prenons un système SISO² de dimension finie

$$E(t, y, \dot{y}, \dots, y^{(\iota)}, u, \dot{u}, \dots, u^{(\kappa)}) = 0$$

linéaire ou non-linéaire, où E est une fonction suffisamment *smooth* (régulière) de ses arguments. Supposons que pour un entier n , $0 < n \leq \iota$, $\frac{\partial E}{\partial y^{(n)}} \neq 0$. Le théorème des fonctions implicites permet d'écrire localement

$$y^{(n)} = \mathfrak{E}(t, y, \dot{y}, \dots, y^{(n-1)}, y^{(n+1)}, \dots, y^{(\iota)}, u, \dot{u}, \dots, u^{(\kappa)}).$$

Cette équation peut se réécrire, si on introduit $\mathfrak{E} = F + \alpha u$, comme suit :

$$y^{(n)} = F + \alpha u \quad (2)$$

où

- $\alpha \in \mathbb{R}$ est un paramètre constant, choisi par l'ingénieur de sorte que F et αu aient le même ordre de grandeur,
- F est déterminé grâce à la connaissance de u , α , et des estimateurs de $y^{(n)}$.

²Voir [3] pour les détails.

Ainsi, si $n = 2$, le comportement souhaité est obtenu grâce à ce qu'on appelle un "intelligent PID" (i-PID, Voir [2] pour plus de détails), qui a la forme suivante :

$$u = \frac{1}{\alpha} \left(\ddot{y}_* - F + K_P e + K_I \int edt + K_D \frac{de}{dt} \right) \quad (3)$$

où

- y_* est une trajectoire de référence,
- $e = y - y_*$ est l'erreur de suivi,
- K_P , K_I , $K_D \in \mathbb{R}$ sont des gains du contrôleur convenablement choisis.

III. COMMANDE DE HAUT NIVEAU

L'architecture du contrôle longitudinal de ce type de système est conçue pour être hiérarchique, avec une commande de haut niveau et une commande de bas niveau. La commande de haut niveau détermine l'accélération désirée pour le véhicule.

A. Commande feedforward

Un modèle de référence proposé par [11] agira comme un terme "feedforward" dans la loi de commande longitudinale de haut niveau. Le modèle référentiel de l'inter-distance décrit une dynamique d'un véhicule virtuel qui est positionné à la distance d^r (la distance de référence) du véhicule précédent. L'équation dynamique du modèle référentiel est donnée par :

$$\ddot{d}^r = \ddot{x}_l - \ddot{x}_f^r \quad (4)$$

où, \ddot{x}_l est l'accélération du véhicule précédent, alors que l'accélération du véhicule *suiveur* est donnée par :

$$\ddot{x}_f^r = u^r(d^r, \dot{d}^r) \quad (5)$$

qui est une fonction de l'inter-distance et sa dérivée temporelle.

En introduisant $\tilde{d} \triangleq d_0 - d^r$ dans (5), où d_0 représente l'inter-distance nominale de sécurité, le problème du contrôle est alors de trouver un contrôle adapté quand $\tilde{d} \geq 0$ pour que toutes les solutions de la dynamique (4) satisfassent les contraintes de confort et de sécurité suivantes :

- $d^r \geq d_c$, avec l'inter-distance minimale d_c , garantira d'éviter la collision.
- $\|\ddot{x}_f^r\| \leq B_{max}$, où B_{max} est l'accélération maximale dépendante du conducteur, du véhicule et de l'infrastructure, ce qui aura un effet sur la sécurité et le confort.
- $\|\ddot{\ddot{x}}_f^r\| \leq J_{max}$, avec une borne J_{max} sur le "jerk" désiré par le conducteur, qui affectera directement le confort.

Inspiré par la théorie de l'élasticité et de la mécanique de contact, [11] propose d'utiliser un modèle non linéaire d'amortisseur/ressort :

$$u^r = -c|\tilde{d}|^n \dot{\tilde{d}} - k\tilde{d}^n, \quad \forall \tilde{d} \geq 0$$

qui, pour $k = 0$ (pas d'effets de ressort) et $n = 1$, peut être introduite dans l'équation dynamique (4) pour donner :

$$\ddot{\tilde{d}} = -c|\tilde{d}| \dot{\tilde{d}} - \ddot{x}_l.$$

L'équation précédente peut être intégrée analytiquement et exprimée comme suit en supposant que $\dot{x}_l(0) = 0$:

$$\dot{d}^r = \frac{c}{2}(d_0 - d^r)^2 + \dot{x}_l(t) - \beta, \quad \beta = \dot{x}_f^r(0) + \frac{c}{2}(d_0 - d^r(0))^2 \quad (6)$$

De l'équation (5), la loi de commande "feedforward" en accélération est obtenue en appliquant

$$u^r = \ddot{x}_f^r = c|d_0 - d^r|\dot{d}^r \quad (7)$$

où l'évolution de l'inter-distance provient de l'intégration numérique de (6).

Notez que les paramètres c et d_0 sont des fonctions algébriques des paramètres de sécurité et de confort (voir les détails dans [11]).

B. Commande en boucle fermée

La commande *feedforward* doit être corrigée avec un terme de rétroaction qui corrige les erreurs induites par les bruits de mesure. On utilise un correcteur PD pour compléter la commande *feedforward* :

$$u = c|d_0 - d^r|\dot{d}^r + K_P e + K_D \dot{e} \quad (8)$$

où e représente l'erreur entre l'inter-distance réelle et de référence ($e = d - d^r$) et sa dérivée \dot{e} sera estimée en utilisant les techniques numériques décrites en II-A.

C. Génération du couple de référence

L'équation de rotation de la roue s'écrit

$$I\dot{\omega} = -rF_x + \tau_e - \tau_b \quad (9)$$

où I est le moment d'inertie de rotation, ω la vitesse angulaire de rotation, r le rayon de la roue, τ_e le couple du moteur, et τ_b le couple frein, tous les deux supposés appliqués au centre de la roue.

La somme des 4 vitesses de rotation des roues et l'équation simplifiée de la dynamique longitudinale du véhicule ($M\gamma_x = \sum_{i=1}^4 F_{x_i}$) nous permet d'écrire, $\tau_g (= 4(\tau_e - \tau_b))$ étant le couple total appliqué au véhicule :

$$\tau_g = I \sum_{i=1}^4 \dot{\omega}_i + rM\gamma_x. \quad (10)$$

Remarque : Le couple total sera obtenu en utilisant (10) où $\gamma_x = u^r$ est donné par (8) avec d^r solution de (6). Dans ces expressions, la vitesse du véhicule leader \dot{x}_l sera estimée en utilisant $\dot{x}_l = \dot{d} + \dot{x}_f$ où la dérivée \dot{d} de l'interdistance réelle sera estimée avec les techniques numériques décrites en II-A (voir [1] pour une application de cette méthode). Il en sera de même des estimées des $\dot{\omega}_i$ dans (10).

IV. COMMANDE DE BAS NIVEAU

La commande de bas niveau détermine l'angle papillon ou la pression de maître cylindre du frein nécessaire pour suivre le couple total désiré déterminé par la commande de haut niveau. Pour cette étude, un modèle du moteur et un modèle du frein ont été utilisés.

TABLE I
NOTATIONS RELATIVES À LA MODÉLISATION DU MOTEUR

\dot{m}_{ac_e}	Somme de tous les débits entrant (kg/s)
\dot{m}_{ac_s}	Somme de tous les débits sortant (kg/s)
P_{ad}	Pression dans la chambre d'admission (P_a)
α_p	Angle papillon (°)
w_m	Vitesse angulaire du moteur (tr/min)
T_m	Couple net généré par le moteur (Nm)
T_{ch}	Couple de charge sur l'arbre de sortie (Nm)
$T_{ch_{pert}}$	Couple de charge externes (Nm)
k_p	Constante de la dynamique de P_{ad}
k_n	Constante de la dynamique en rotation

A. Modèle numérique du moteur thermique à essence

Pour le modèle du moteur, nous allons utiliser les résultats expérimentaux et les paramètres ($a_i, i = 1, \dots, 12$) proposés dans [17] et [15]. Nous utilisons les valeurs relatives à un moteur essence de cylindrée 1.6 l, 4 cylindres. Les variables utilisées sont explicitées dans la table I. Les équations de la dynamique, pour les simulations effectuées, sont les suivantes :

- Première équation d'état : dynamique de pression dans la chambre d'admission

$$\dot{P}_{ad} = k_p(\dot{m}_{ac_e} - \dot{m}_{ac_s}) \quad (11)$$

- Deuxième équation d'état : dynamique en rotation du moteur

$$\dot{w}_m = k_n(T_m - T_{ch}) \quad (12)$$

- Débit d'air entrant dans la chambre d'admission :

$$\dot{m}_{ac_e} = (1 + a_1\alpha_p + a_2\alpha_p^2)g(P_{ad}) \quad (13)$$

avec :

$$g(P_{ad}) = \begin{cases} 1, & P_{ad} \leq 50.66 \\ a_3\sqrt{(a_4P_{ad} - P_{ad}^2)}, & P_{ad} > 50.66 \end{cases}$$

- Débit d'air et carburant sortant de la chambre d'admission :

$$\dot{m}_{ac_s} = a_5w_m + a_6P_{ad} + a_7w_mP_{ad} + a_8w_mP_{ad}^2 \quad (14)$$

- Couple moteur :

$$T_m = a_9 + a_{10}\tilde{m}_{a_s} + a_{11}w_m + a_{12}w_m^2 \quad (15)$$

avec :

$$\tilde{m}_{a_s} = \frac{\dot{m}_{ac_s}}{120w_m} \quad (16)$$

- Couple de charge :

$$T_{ch} = \left(\frac{w_m}{263.17}\right)^2 + T_{ch_{pert}}. \quad (17)$$

B. Modèle numérique du frein

Nous employons un modèle simple du frein trouvé dans [23] où la dynamique hydraulique du frein a été approchée par un système linéaire du second ordre, c'est ce système que nous retenons et dont la fonction de transfert est la suivante avec pulsation propre du système ω_n et coefficient d'amortissement ζ :

$$P_w = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} P_{mc} \quad (18)$$

où P_w est la pression appliquée à la roue et P_{mc} est la pression de maître cylindre.

Le couple de freinage est proportionnel à la pression appliquée à la roue avec un gain constant K_b :

$$T_b = K_b P_w. \quad (19)$$

C. Commande de bas niveau à l'aide d'une boîte grise

On fait l'hypothèse que localement il y a une relation linéaire entre le couple moteur et l'angle papillon :

$$T_m = k_a \alpha_p + G(t) \quad (20)$$

où k_a est une constante et $G(t)$ représente des dynamiques négligées du moteur.

En remplaçant τ_g dans (10) par (20), on obtient :

$$\gamma_x = \frac{1}{Mr} \left(k_a \alpha_p - I \sum_{i=1}^4 \dot{\omega}_i + G(t) \right), \quad (21)$$

S'il n'y a pas de braquage, l'équation suivante peut être considérée :

$$\dot{V}_x = F(t) + \alpha(t) + \beta \alpha_p \quad (22)$$

$$\text{où } F = \frac{G}{Mr}, \alpha = -\frac{I \sum_{i=1}^4 \dot{\omega}_i}{Mr} \text{ et } \beta = \frac{k_a}{Mr}.$$

On réécrit (21) dans le domaine opérationnel avec l'hypothèse $F = F_0$ dans la fenêtre d'estimation :

$$sV_x - V_0 = \frac{F_0}{s} + \alpha(s) + \beta \alpha_p(s). \quad (23)$$

Ensuite, nous appliquons un opérateur $\frac{d}{ds}$ pour éliminer la condition initiale V_0 :

$$V_x + s \frac{dV_x}{ds} = -\frac{F_0}{s^2} + \frac{d\alpha}{ds} + \beta \frac{d\alpha_p}{ds}.$$

Finalement, nous multiplions par $s^{-\nu}$, avec $\nu = 2$ pour éliminer les termes non causaux :

TABLE II
COUPLE TOTAL - k_a

Couple total (Nm)	k_a
252	16
322	18
532	22
672	25
742	26
882	26.8
1022	27.3

$$\frac{F_0}{s^4} = -\frac{1}{s^2} V_x - \frac{1}{s} \frac{dV_x}{ds} + \frac{1}{s^2} \frac{d\alpha}{ds} + \beta \frac{1}{s^2} \frac{d\alpha_p}{ds}. \quad (24)$$

Pour finir, on réécrit (24) dans le domaine temporel :

$$F_0 = \frac{3!}{T^3} \int_0^T ((-T + 2t) V_x(t) - (T - t)t(\alpha(t) + \beta \alpha_p(t))) dt. \quad (25)$$

Et la commande papillon finale est la suivante :

$$\alpha_p = \frac{1}{k_a} (I \sum_{i=1}^4 \dot{\omega}_i + rM(\ddot{x}_f^r - F_0 + K_P e + K_D \dot{e})) \quad (26)$$

Quant au couple frein, il peut s'exprimer également sous la forme :

$$T_b = k_f P_{mc} + D(t) \quad (27)$$

où k_f est une constante et $D(t)$ représente des dynamiques négligées du frein. Et la même technique peut être également appliquée.

Des essais pour trouver le coefficient k_a dans (20) qui permet de suivre la référence le mieux possible, ont été faits et il semble qu'un k_a fixe ne permet pas d'atteindre une bonne performance pour une référence variable. Ainsi, selon la figure 1, plus la référence est élevée plus k_a doit être élevé. Les k_a trouvés sont donnés dans la table II.

Par contre, en ce qui concerne le frein, un gain k_f fixe (=9) donne déjà un bon résultat (figure 2).

En effet, le modèle moteur étant fortement non-linéaire, on ne peut pas se contenter d'approximer le couple par une constante k_a fois l'angle papillon. La valeur de k_a de notre commande sans modèle étant fixe au cours du temps, notre stratégie a du mal à réguler correctement autour de la trajectoire de référence. Ce phénomène est d'ailleurs à l'origine de fortes oscillations quand la valeur de k_a n'est pas adaptée à la valeur du couple. On peut facilement constater que, suivant la sollicitation appliquée, k_a peut varier entre 14 et 28. Il faut donc chercher à adapter la valeur de k_a .

Par contre le tracking pour le freinage fonctionne beaucoup mieux parce que le modèle du frein est approximé par un deuxième ordre, où k_f est logiquement constant.

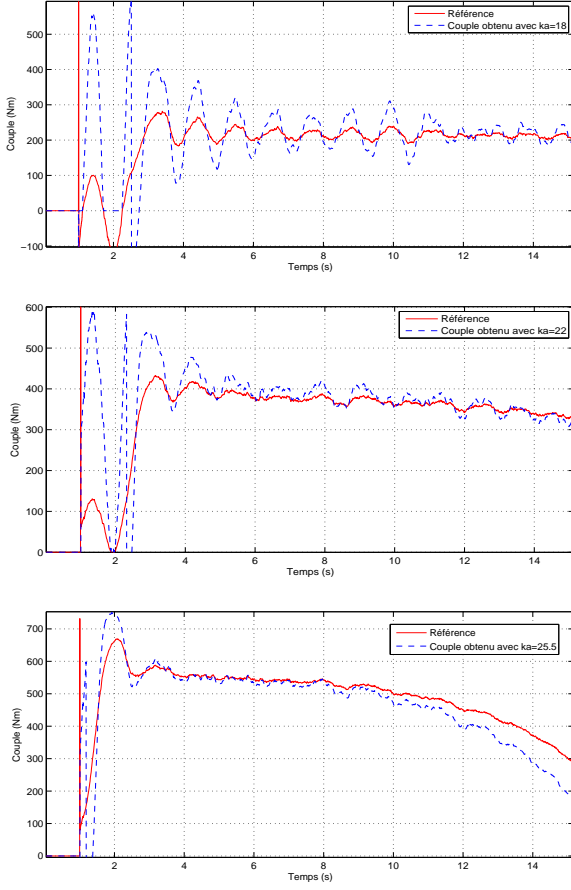


Fig. 1. Commande de bas niveau pour le moteur à l'aide d'une boîte grise

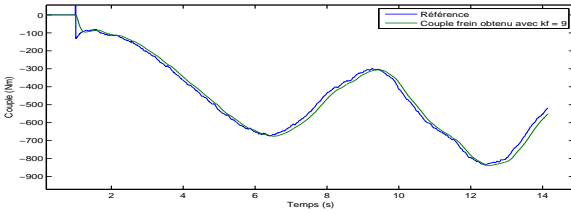


Fig. 2. Commande de bas niveau pour le frein à l'aide d'une boîte grise

D. Amélioration de la Commande de bas niveau à l'aide d'un correcteur proportionnel

Pour adapter k_a automatiquement en fonction du couple, un simple correcteur P a été ajouté et une valeur moyenne k de k_a a été utilisée. Donc le couple moteur devient :

$$\tau_g = (k + K_{P_a} \tilde{\tau}_g) \alpha_p + G(t) \quad (28)$$

où $k = 20$, $K_{P_a} = 0.7$, $\tilde{\tau}_g$ représente l'erreur entre le couple de référence τ_g donné par (10) et le couple mesuré τ_m .

Et la commande moteur finale est la suivante :

$$\alpha_p = \frac{1}{k + K_{P_a} \tilde{\tau}_g} (I \sum_{i=1}^4 \dot{\omega}_i + rM(u^r - F_0 + K_{P_e} + K_{D_e} \dot{e})) \quad (29)$$

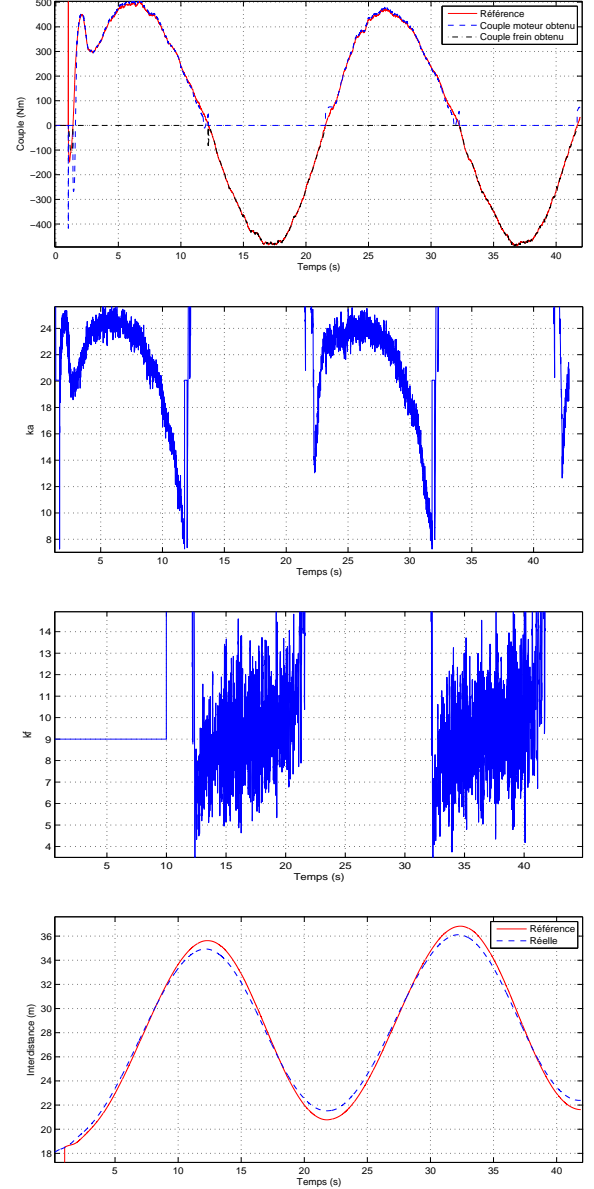


Fig. 3. Commande de bas niveau à l'aide d'une boîte grise avec k_a (k_f) variant

Nous avons appliqué la même stratégie (avec $k = 9$ et $K_{P_f} = 0.8$) sur le frein en vue d'améliorer le résultat.

Pour la simulation, un scénario de Stop-and-Go où le véhicule leader accélère et décélère régulièrement de façon sinusoïdale a été testé. Selon la figure 3 on peut constater que k_a et k_f sont corrigés en fonction du couple et cela permet de suivre très bien la référence.

Pour tester la robustesse de notre commande, des perturbations externes (inclinaison de la route, résistance au roulement et force aérodynamique) ont été ajoutées. En dépit des perturbations ajoutées, le résultat obtenu dans la figure 4 est très satisfaisant, et on peut constater que cette approche permet de bien compenser non seulement les dynamiques négligées des actionneurs mais aussi des perturbations externes.

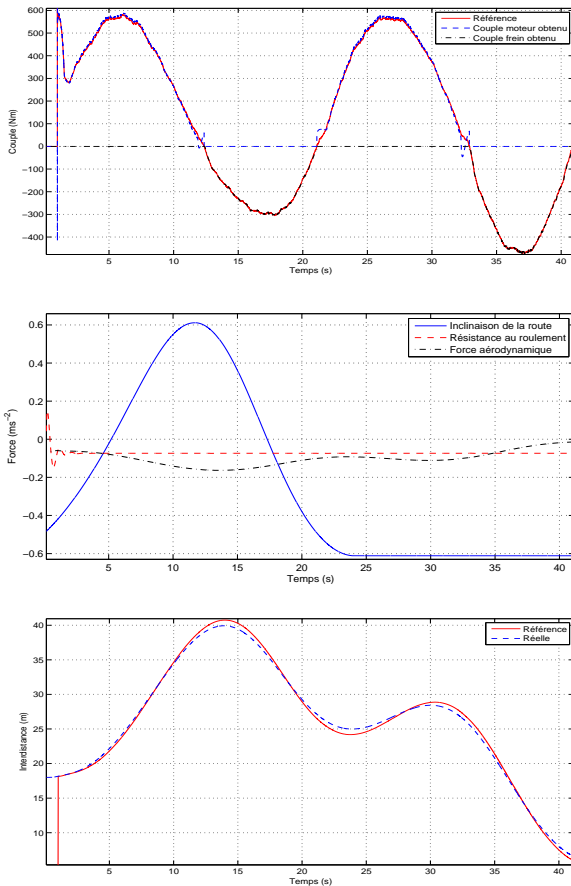


Fig. 4. Commande de bas niveau à l'aide d'une boîte grise avec $k_a(k_f)$ variant et une condition de la route

V. CONCLUSION

Une commande de type boîte grise a été appliquée pour une situation de type Stop-and-Go prenant en compte l'étage bas niveau papillon et frein. Ce type de commande ne dépendant pas explicitement des paramètres des modèles bas niveau est naturellement robuste par rapport à des variations de ces paramètres. Nous avons également mis en évidence la robustesse de la commande par rapport aux perturbations externes. Pour éviter des mesures directes de couples, on pourrait les estimer à partir de (10).

Remerciements : Je souhaite remercier Brigitte d'Andréa-Novel, Jorge Villagra, Michel Fliess et Hugues Mounier pour leur aide et la relecture attentive du manuscrit.

RÉFÉRENCES

- [1] S. Choi, B. d'Andréa-novel and J. Villagra, 'Robust Algebraic Approach for Radar Signal Processing : Noise filtering, time-derivative estimation and perturbation estimation' *Proc. EU-Korea Conf. Science and Technology* pp. 297-305, 2008.
- [2] M. Fliess, C. Join, 'Intelligent PID controllers', *Proc. 16th Medit. Conf. Control Automat.*, Ajaccio, 2008.
- [3] M. Fliess and C. Join, 'Commande sans modèle et commande à modèle restreint', *e-STA*, vol. 5, 2008.
- [4] M. Fliess, R. Marquez, E. Delaleau, and H. Sira-Ramírez, 'Correcteurs proportionnels-intégraux généralisés' *ESAIM Control Optim. Calc. Variat.*, Vol. 7, pp. 23-41, 2002.
- [5] M. Fliess and H. Sira-Ramírez, 'Closed-loop parametric identification for continuous-time linear systems via new algebraic techni-

- ques', in H. Garnier & L. Wang (Eds.) : *Continuous-Time Model Identification from Sampled Data*, Springer, 2008.
- [6] G. Genta, 'Motor vehicle dynamics : modeling and simulation', World Scientific, 1997.
- [7] J.C. Gerdes and J.K. Hedrick, 'Vehicle speed and spacing control via coordinated throttle and brake actuation', *Control Eng. Practice*, Vol. 5 No. 11, pp. 1607-1614, 1997.
- [8] S. Germann and R. Isermann, 'Nonlinear distance and cruise control for passenger cars', *Proc. Amer. Control Conf.*, Seattle, 1995.
- [9] P. Ioannou and Z. Xu, 'Throttle and Brake Control Systems for Automatic Vehicle Following' *IVHS Journal*, Vol.1 No. 4, pp.345-377, 1994.
- [10] M. Liubakka, D. Rhode, J. Winkelman, and P. Kokotovic, 'Adaptive automotive speed control', *IEEE Trans. Automat. Control*, Vol. 38, pp. 146-156, 1993.
- [11] J. Martinez and C. Canudas-de-Wit, 'A Safe Longitudinal Control for Adaptive Cruise Control and Stop-and-Go Scenarios', *IEEE Trans. Control Systems Technology*, Vol. 15, pp. 246-258, 2007
- [12] M. Mboup, C. Join and M. Fliess, 'Numerical differentiation with annihilators in noisy environment', *Numerical Algorithms*, 2008.
- [13] J. E. Naranjo, C. González, R. García and T. de Pedro, 'ACC+Stop&Go Maneuvers With Throttle and Brake Fuzzy Control', *IEEE Trans. Intelligent Transportation Systems*, Vol. 7, No. 2, pp 213-225, 2006.
- [14] L. Nouvelière and S. Mammar, 'Experimental vehicle longitudinal control using a second order sliding mode technique', *Control Eng. Practice*, Vol. 15, pp. 943-953, 2007.
- [15] L. Nouvelière, 'Commandes robustes appliquées au contrôle assisté d'un véhicule à basse vitesse', *Thèse*, Université de Versailles-Saint Quentin en Yvelines, 2002.
- [16] M. Persson, F. Botling, E. Hesslow and R. Johansson, 'Stop & Go Controller for Adaptive Cruise Control', *Proc. of the IEEE International Conference on Control Applications*, pp 1692-1697, Hawaii, 1999
- [17] B.K.Powel,D. Hrovat, 'Optimal idle speed control of an automotive engine', *American Control Conference*, Chicago, June 2000.
- [18] H. Raza, Z. Xu, B. Yang, and P. Ioannou, 'Modeling and control design for a computer-controlled brake system', *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, Vol. 5, pp. 279-296, 1997.
- [19] D. Swaroop, K. Hedrick, C. Chien, and P. Ioannou, 'Comparison of spacing and headway control laws for automatically controlled vehicles', *Vehicle Syst. Dyn.*, Vol. 23, pp. 597-625, 1994.
- [20] A. Vahidi and A. Eskandarian, 'Research Advances in Intelligent Collision Avoidance and Adaptive Cruise Control', *IEEE Trans. Intelligent Transportation Systems*, Vol. 4, pp 143-153, 2003.
- [21] J. Villagra, B. d'Andréa-Novel, M. Fliess and H. Mounier 'Estimation of longitudinal and lateral vehicle velocities : an algebraic approach', *Proc. of American Control Conference 2008*
- [22] J. Villagra, B. d'Andréa-Novel, M. Fliess and H. Mounier, 'Robust grey-box closed-loop stop-and-go control', *Proc. of IEEE conference on Decision and Control*, Cancun. Mexico 2008.
- [23] K. Yi and J. Chung, 'Nonlinear Brake Control for Vehicle CW/CA Systems', *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 6, No. 1, pp. 17-25, 2001
- [24] K. Yosida, *Operational Calculus : A Theory of Hyperfunctions*, Springer, New York, 1984 (translated from the Japanese).
- [25] K. Youcef-Toumi, Y. Sasage, Y. Ardini, and S. Huang, 'Application of time delay control to an intelligent cruise control system' *Proc. American Control Conf.*, pp. 1743-1747, Chicago, 1992