

NADHIRA KHEZNADJI,

(Laboratoire de Mécanique Avancée, Département CMP, Faculté GM&GP,
USTHB, BP32 BEZ, El Alia, 16111 Alger.)

Email : nadh_khez@yahoo.fr

INTRODUCTION :

La majorité des systèmes industriels complexes sont difficiles à contrôler automatiquement. Ces problèmes sont dus à la non linéarité et à la variation des paramètres de ces systèmes ainsi qu'à la qualité des variables mesurables. La théorie de la logique floue est une nouvelle stratégie de commande qui apporte une solution à ces problèmes, étant donné qu'elle est fondée sur la connaissance que peut avoir l'expert humain sur le système à commander. Cette connaissance est utilisée principalement pour la génération de la base des règles qui constituent une partie indissociable du contrôleur flou.

En effet, la méthodologie du contrôle flou apparaît utile quand les processus sont très complexes à analyser par des techniques conventionnelles ou quand les sources d'information sont jugées non précises ou incertaines. Elle se prête donc particulièrement bien tant à la conception de régulateurs pour les processus mal modélisables, qu'à la conception de régulateurs non linéaires pour les processus modélisables.

DESCRIPTION DU MODELE :

Sur la figure (1) est représenté le modèle du système de suspension de demi véhicule à quatre degrés de liberté que nous avons étudié. Les calculs reposent sur le réglage des forces de commande par l'intermédiaire des contrôleurs flous agissant directement sur le système.

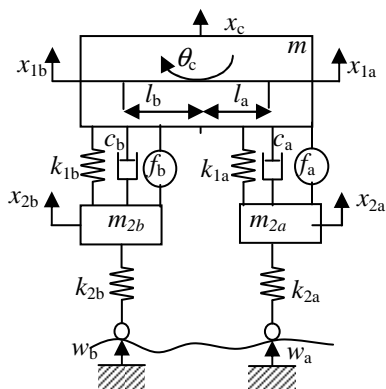


Fig. 1 : Modèle d'1/2 véhicule

$$l=l_a+l_b ; x_c = (l_b x_{1a} + l_a x_{1b}) / l \text{ et } \theta_c = (x_{1a} - x_{1b}) / l$$

La formulation matricielle regroupant d'emblée les quatre équations dynamiques est :

$$M\ddot{X} + C(t)\dot{X} + K(t)X + d(t) = Df + EW \tag{1}$$

Où $W = (W_a, \dot{W}_a, W_b, \dot{W}_b)^T$ est l'excitation due au micro profil de la route au niveau des roues avant et arrière.

$x = (x_{1a}, x_{2a}, x_{1b}, x_{2b})^T$ est le vecteur d'état ,

$f = (f_a, f_b)^T$ est le vecteur force dont les composantes f_a et f_b sont délivrées par les actionneurs des suspensions secondaires avant et arrière. Celles-ci sont générées par des pistons dans les cylindres hydrauliques de chacun des deux actionneurs, (voir travaux de Yoshimura et al. [3]). Nous

pouvons donc écrire que : $f_i = -A_{yi}(\dot{x}_{1i} - \dot{x}_{2i}) + u_i$ $i= a,b$.

A_{yi} représentent les aires des pistons et u_i correspondent aux forces de contrôle que nous calculerons ultérieurement :
Sous forme matricielle, $f = F\dot{x} + u$ où F est la matrice des

$$\text{aires : } F = \begin{bmatrix} -A_{ya} & A_{ya} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -A_{yb} & A_{yb} \end{bmatrix} \text{ et } u = (u_a, u_b)^T$$

L'équation matricielle prend alors la forme suivante :

$$M\ddot{X} + (C(t) - DF)\dot{X} + K(t)X + d(t) = Du + EW \tag{2}$$

$$\text{Avec } M = \begin{bmatrix} l_b m_c / l & 0 & l_a m_c / l & 0 \\ I_c / l & 0 & -I_c / l & 0 \\ 0 & m_{2a} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{2b} \end{bmatrix}$$

$$C(t) = \begin{bmatrix} c_a & -c_a & c_b & -c_b \\ l_a c_a & -l_a c_a & -l_b c_b & l_b c_b \\ -c_a & c_a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_b & c_b \end{bmatrix} \text{ E} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{2a} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{2b} & 0 \end{bmatrix}$$

$$K(t) = \begin{bmatrix} k_{1a} & -k_{1a} & k_{1b} & -k_{1b} \\ l_a k_{1a} & -l_a k_{1a} & -l_b k_{1b} & l_b k_{1b} \\ -k_{1a} & k_{1a} + k_{2a} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{1b} & k_{1b} + k_{2b} \end{bmatrix}$$

$$d(t) = \begin{bmatrix} d_{ca} + d_{ka} + d_{cb} + d_{kb} \\ l_a(d_{ca} + d_{ka}) - l_b(d_{cb} + d_{kb}) \\ -d_{ca} - d_{ka} \\ -d_{cb} - d_{kb} \end{bmatrix} \text{ D} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ l_a & -l_b \\ -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix}$$

D'autre part, pour le calcul des forces d'amortissement et de raideur de la suspension, nous avons pris : $f_{ci} = c_i(\dot{x}_{1i} - \dot{x}_{2i}) + d_{ci}$ et $f_{ki} = k_{1i}(x_{1i} - x_{2i}) + d_{ki}$ $i=a, b$. f_{ci} et f_{ki} sont respectivement les forces d'amortissement et de raideur de la suspension. Les valeurs numériques de f_{ci} , f_{ki} , d_{ci} et d_{ki} ont été calculées à partir de graphes expérimentaux (donnés par Daihatsu [3])

CONCEPTION DU CONTROLEUR FLOU :

Deux régulateurs interviennent au niveau du contrôle par la logique floue. L'un pour la roue avant (RLF_a) avec deux entrées α_{1a} , α_{2a} et une sortie β_a . Le second pour la roue arrière (RLF_b) avec deux entrées α_{1b} , α_{2b} et une sortie β_b (voir figure (2)). Sur ce schéma :

$$\alpha_{1i} = [(x_{1i} + \lambda_{1i}\theta_c) / C_{1isf}] \tag{3a}$$

$$\text{et } \alpha_{2i} = [(\dot{x}_{1i} + \lambda_{2i}\dot{\theta}_c) / C_{2isf}] \tag{3b}$$

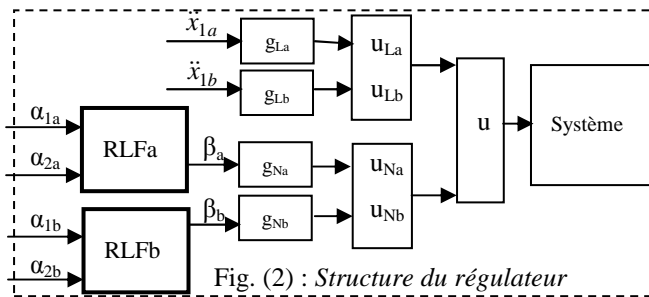


Fig. (2) : Structure du régulateur

$\lambda_{1i}, \lambda_{2i}$ représentent des facteurs de pondération dus à l'effet de rotation. C_{1isf} et C_{2isf} sont des facteurs d'échelle.

u_{Li} est une commande *linéaire* fonction de l'accélération verticale de châssis $u_{Li} = -g_{Li} \ddot{x}_{1i}$

u_{Ni} est une commande *non linéaire* obtenue par les régulateurs flous $u_{Ni} = g_{Ni} \beta_i$

g_{Li} et g_{Ni} sont des gains de contrôle, et β_i est *calculé en sortie du contrôleur flou*.

INTERFACE DE FUZZIFICATION :

Le fuzzificateur convertit les entrées en informations de telle façon que le mécanisme d'inférence puisse facilement les utiliser pour appliquer et activer les règles.

Les fonctions d'appartenance sont de formes triangulaires et trapézoïdales symétriques avec une distribution équidistante, et un nombre de sous ensembles flous égal à sept dans le but d'avoir un réglage fin. Ces sous ensembles sont symbolisés comme suit: {NG Négatif Grand, NM Négatif Moyen, NP Négatif Petit, EZ Environ Zéro, PP Positif Petit, PM Positif Moyen, PG Positif Grand}. Les fonctions d'appartenance sont complètement identiques pour les variables d'entrée et les variables de sortie des deux régulateurs flous (RLFa) et (RLFb). Les première et dernière fonctions (NG et PG) sont trapézoïdales, nous supposons que les limites supérieures de α_1, α_2 et β coïncident avec 1, et les limites inférieures avec -1. Dans nos calculs, la base des règles est mise sous forme d'une table d'inférences diagonale et symétrique. Elle comprend 49 règles d'inférences. Cet ensemble de règles devrait regrouper toutes les situations possibles du système, évaluer les différentes valeurs attribuées à α_1, α_2 et toutes les valeurs correspondantes de β .

β		α_2						
		NG	NM	NP	EZ	PP	PM	PG
α_1	NG	PG	PG	PM	PM	PP	EZ	EZ
	NM	PG	PM	PM	PP	EZ	EZ	NP
	NP	PM	PM	PP	EZ	EZ	NP	NP
	EZ	PM	PP	EZ	EZ	NP	NP	NM
	PP	PP	EZ	EZ	NP	NP	NM	NM
	PM	EZ	EZ	NP	NP	NM	NM	NG
	PG	EZ	NP	NP	NM	NM	NG	NG

Fig. (3) : Matrice des inférence

Dans nos calculs nous avons utilisé la méthode d'inférence « Somme - Prod, » et fait la défuzzification par la méthode du centre de gravité.

SIMULATIONS :

Les différents paramètres intervenant dans le modèle sont : $m_c = 430\text{Kg}$; $I_c = 600\text{Kg m}^2$; $m_{2a} = 30\text{Kg}$; $m_{2b} = 25\text{Kg}$; $l_a = 0.871\text{ m}$; $l_b = 1.469\text{ m}$; $K_{2a} = K_{2b} = 152\text{ KN/m}$; $v = 20\text{ m/s} = 72\text{ Km/h}$; $a = 0.05\text{ m}^{-1}$; $A = 10^{-6}\text{ m}$; $A_{ya} = A_{yb} = 15\text{ Ns/m}$; $C_{1asf} = C_{1bsf} = 0.02$; $C_{2asf} = C_{2bsf} = 0.03$; $\lambda_{1a} = 3.2$; $\lambda_{2a} = 0.5$; $\lambda_{1b} = -5.2$; $\lambda_{2b} = -0.8$

Nous avons testé trois excitations types : sinusoïdale, bruit blanc et bosse. Pour chaque cas, il a été nécessaire d'adapter les gains de commande pour aboutir à un contrôle satisfaisant. Cependant, dans ce qui suit nous nous sommes limités seulement à quelques résultats.

a/ Résultats relatifs à une excitation sinusoïdale :

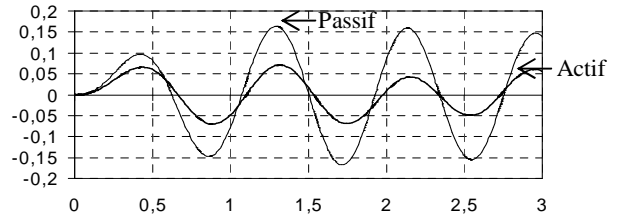


Fig. (4a) : Déplacement du châssis

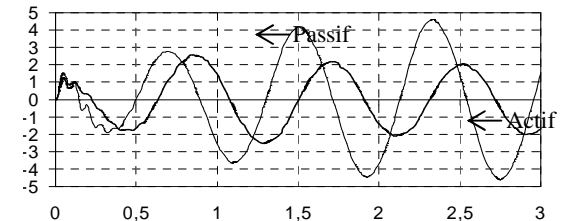


Fig. (4b) : Accélération de tangage

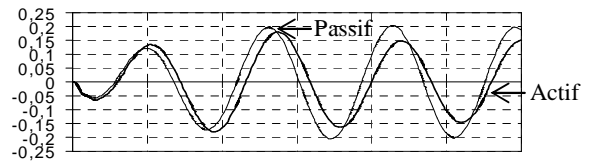


Fig. (4c) : Déflexion de la suspension avant

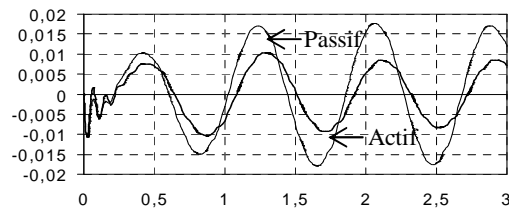


Fig. (4d) : Déflexion de la roue avant

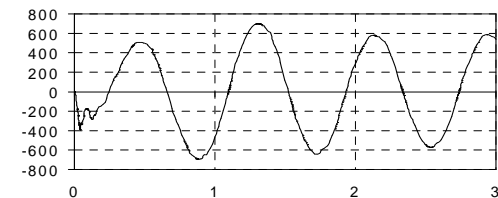


Fig. (4e) : Force de commande f_a

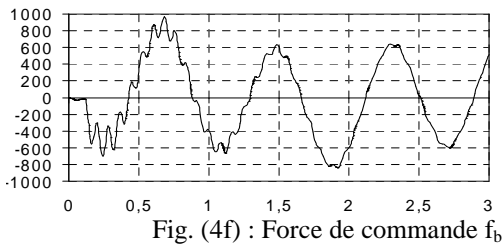


Fig. (4f) : Force de commande f_b

Bien que l'on arrive à avoir des réductions importantes, le système actif ne requiert pas beaucoup d'énergie, cela se voit sur les graphes de la force de commande de la suspension avant et arrière

Globalement nous constatons sur toutes les réponses que les amplitudes du système actif sont très petites par rapport à celles du système passif.

b/ Résultats relatifs à une excitation bosse :

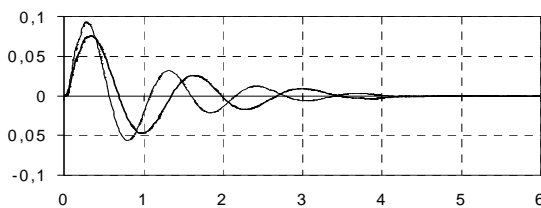


Fig. (5a) : Déplacement du châssis

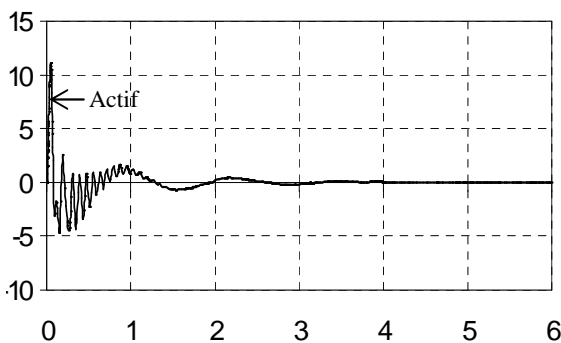


Fig. (5b) : Accélération du châssis

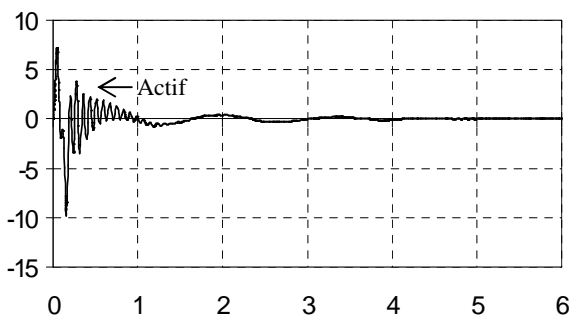


Fig. (5c) : Accélération de tangage

CONCLUSION :

Le contrôle par la théorie de la logique floue a été fait sur un système de suspension active d'un modèle de demi véhicule à quatre degrés de liberté. Les résultats obtenus pour différents types d'excitations ont été comparés à ceux obtenus d'une part avec le même système passif et d'autre part avec ceux qui ont été calculés par le biais d'autres

méthodes de contrôle [1 à 5] (contrôle optimal, le mode de glissement, le mode glissant – flou).

Cette comparaison nous a permis de conclure que les contrôleurs flous apportent une grande amélioration du point de vue du confort et de la tenue de route par rapport au système de suspension passif, et aussi de vérifier que les résultats obtenus par la logique floue sont globalement du même ordre de grandeur que ceux qui ont déjà été calculés par les autres méthodes de contrôle.

Cependant, par la logique floue, pour aboutir aux meilleurs résultats, il faut parvenir à ajuster convenablement les gains de commande. Cette recherche se fait actuellement encore par tâtonnement, ce qui la rend particulièrement fastidieuse et nécessite beaucoup de temps.

Bibliographie

- [1] N. Kheznadji, S. Boukerroum, A. Berouaken , R. Boulahia «Réglage d'une suspension active d'1/4 de véhicule par un contrôleur flou » , 5^{èmes} Journées de Mécanique, JM'05, Alger, Mars 2006.
- [2] N. Kheznadji, S. Boukerroum, A. Berouaken «Commande d'un système de suspension active d'1/4 de véhicule par des méthodes appliquées en automatique » , 7^{ème} Congrès de Mécanique, pp.19-20.,(18, 21/04/2005), Casablanca, Maroc.
- [3] N. Kheznadji, S. Boukerroum, A. Berouaken « Contrôle actif d'une suspension d'1/4 de véhicule par la théorie de la logique floue » JEM'2003, pp.62, (16, 17/12/2003), Annaba, Algérie.
- [4] N. Kheznadji, S. Boukerroum, A. Berouaken « Optimisation d'une suspension active d'un véhicule par le contrôle optimal, le mode glissant, et le mode glissant flou » 2èmes Journées de Mécanique JM-EMP'2001 (23, 24/12/2001), Alger, Algérie.
- [5] Chen-Sheng Ting, Tzuo-Hseng S. Li & Fan Chu Kung «Design of fuzzy controller for active suspension control system » Mechatronics, Vol. 5, N°2, pp. 365-383, 1995.
- [6] Yue C. Butsuen T. & Hedrick J. K. « Alternative control laws for automotive active suspensions » J. Dynam. Syst. , Meas. Control, Vol. 111, pp. 286-291, 1986.
- [7] A. Hac, « Suspension Optimization of a 2 DOF Vehicle Model Using a Stochastic Optimal Control Technique ». J.Syst.Vehicle, Vol. 100 (3), 1985, pp.343-357.
- [8] Bühler « Réglage par mode de glissement » Presses Polytechniques Romandes, 1986.
- [9] Bühler « Réglage par logique floue » Presses Polytechniques Romandes, 1994.
- [10] T. Yoshimura, K. Nakaminami, M. Kurimoto and J. Hino « Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls », Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, The University of Tokushima, Minamijosanjima 2-1, Tokushima 770-8506, pp 41– 47 Japan, 1999.