

## MODELISATION ET SIMULATION DU DEMARRAGE D'UN VEHICULE A BOITE DE VITESSES AUTOMATIQUE AVEC LES BOND GRAPHS

Dragos N. CRUCERU\*, Andrei N. MACIAC\*, Valerian CROITORESCU\*, Genevieve DAUPHIN-TANGUY\*\*

\* Université "Politehnica" de Bucarest, Chair d'Automobiles

\*\* Laboratoire d'Automatique, Génie Informatique et Signal, LAGIS UMR CNRS 8146,  
Ecole Centrale de Lille, BP 48, 59651 Villeneuve d'Ascq Cedex, France

Corresponding authors: D. N. CRUCERU, G. DAUPHIN-TANGUY

[cruceru@hotmail.com](mailto:cruceru@hotmail.com), [genevieve.dauphin-tanguy@ec-lille.fr](mailto:genevieve.dauphin-tanguy@ec-lille.fr)

L'article présente une méthodologie bond graph de modélisation et simulation d'un système de propulsion à transmission automatique (BVA) à six rapports pour une automobile. La méthode bond graph a été choisie pour bénéficier d'un langage de modélisation unique afin de déduire le modèle mathématique complet du système compliqué, multi-physique. Pour cet article on modélise les premières secondes du démarrage, y compris le plus important changement, 1-2, sous charge. Deux versions du passage sont également analysées : sous roue-libre et «clutch-to-clutch». D'autre part, la modélisation présente deux stratégies : «stick-slip» (modélisation exacte) et «all-time-slipping» (modèle approximatif, à topologie constante). Le passage dans le cas de changement sous roue-libre est commandé par un système électro-hydraulique qui suit une consigne de pression dans le frein qui applique. L'article a deux objectifs : d'abord de valider le modèle bond graph assemblé et justifier que cette méthodologie de modélisation et simulation est bien éligible pour les systèmes automobiles à BVA, et puis d'implémenter une certaine loi de contrôle en boucle fermée du système et d'évaluer les différents stratégies de changement sous couple, spécifiques aux BVA. Les simulations capturent les phénomènes existant dans les systèmes de propulsion à BVA. La loi de contrôle proposée réalise une amélioration du comportement du couple de sortie de la boîte, par rapport à un modèle commandé en boucle ouverte.

*Mots clés:* bond graph, transmission automatique, train épicycloïdal, stick-slip, all-time-slipping.

### 1. INTRODUCTION

Les transmissions automatiques (TA ou BVA) (figure 1) sont caractérisées par une mécanique très compliquée, car il y a des dizaines d'éléments seulement à la partie mécanique. Cela est commandé par une partie (sous-système) hydraulique qui est composée de quelques centaines de composants simples. Un système de commande réalise le contrôle en boucle ouverte (jusqu'en fin des années 1990) ou fermée (électroniquement), à l'aide des vannes de passage, pour commander un passage sous couple (en traction et frein moteur, également). Un hydro-convertisseur est presque toujours l'élément d'entrée de la BVA, tandis que l'arbre de sortie est couplé aux roues motrices par un arbre planétaire caractérisé par une élasticité de torsion qui ne peut pas être négligée [3], [12]. Le système met en œuvre des aspects physiques multi-domaines, la méthodologie bond graph peut être appliquée à l'étude de ce système [7], [8], [9].

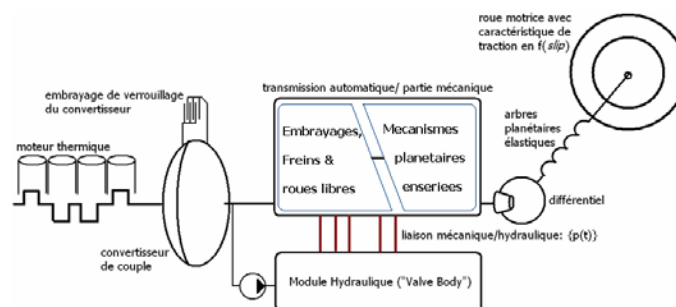


Fig. 1. Système de propulsion automobile avec BVA.

Le but de cette étude est de développer un modèle de simulation de la partie initiale du démarrage du véhicule, en analysant le phénomène de passage montant sous couple, de 1<sup>ère</sup> à 2<sup>ème</sup>, dans deux cas : (a) passage sous roue-libre, et (b) passage dit de type «clutch-to-clutch».

Il y a deux phases notables dans un passage montant : la *phase de couple*, ou *torque phase* en anglais, et la *phase d'inertie*, (*inertia phase* en anglais). Pendant la première, un transfert de couple se passe entre l'embrayage qui va s'ouvrir et celui qui applique (qui est prêt de se fermer). Malgré ça, les relations cinématiques restent celles de la 1<sup>ère</sup> vitesse. Dès que la pression dans l'embrayage qui s'ouvre atteint une certaine valeur, cet embrayage ne peut plus rester bloqué et commence à patiner.

A ce moment, la deuxième phase (dite *d'inertie*) commence : maintenant le système mécanique admet deux degrés de liberté, et la dynamique est beaucoup plus prononcée. A la fin de cette phase, le système est bloqué en 2<sup>ème</sup>, et le processus de changement de rapport est fini. Le problème à résoudre, surtout dans la phase d'inertie, est l'apparition d'une croissance non voulue au niveau du couple de sortie de la boîte, croissance qui est due au transfert d'énergie cinétique entre le moteur (dont le régime est forcé à décroître au temps du passage) et le véhicule. Ce phénomène détermine une sensation d'inconfort pour les passagers du véhicule. Donc il faut maîtriser le couple de sortie de la transmission, pendant la phase d'inertie du passage montant (le passage en frein moteur est moins important, car les puissances sont beaucoup plus petites et les phénomènes ne sont pas aussi prononcés).

La structure de la transmission automatique modélisée est donnée figure 2.

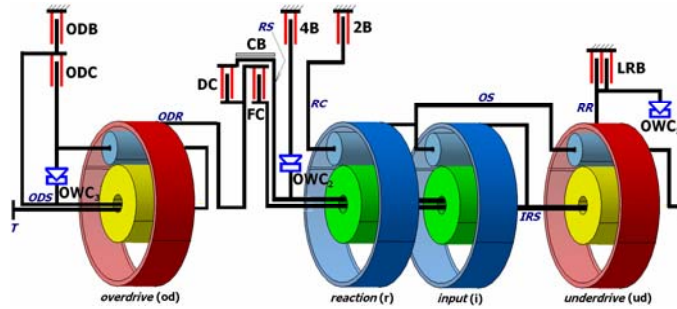


Fig. 2. Structure de la transmission automatique modélisée.

## 2. MODELISATION DE LA BVA

### 1. Première vitesse.

Ici la couronne de réaction (RR) est bloquée, soit par le frein LRB, soit par le couplage roue-libre  $OWC_1$ . Le bond graph de la 1<sup>ère</sup> vitesse est donné en figure 3, (a). Les équations s'écrivent, après un petit travail :

$$\left\{ \left[ \frac{1}{k_r + 1} \cdot (k_r + 1 - k_i k_{ud}) \right]^2 J_{RC} + (1 - k_i k_{ud})^2 J_{RS} + (k_{ud} + 1)^2 \tilde{J}_T \right\} \cdot \dot{\omega}_{OS} =$$

$$= (k_{ud} + 1) \cdot M_T - \frac{1}{k_r + 1} \cdot (k_r + 1 - k_i k_{ud}) \cdot M_{2B} - M_{FD} \quad (1)$$

ce qui donne le bond graph simplifié de figure 3, (b) qui modélise le couplage cinématique entre l'arbre de sortie (OS) et les arbres IRS, RS, et RC.

Intuitivement, ceci est un bon résultat, car le mécanisme planétaire «underdrive» (UD) n'est pas en série avec le mécanisme Simpson, mais couplé avec celui-ci. Le couple de réaction du couplage roue-libre s'écrit, toujours en manipulant le bond graph :

$$M_{OWC1}^{demande} \Big|_{ir.1} = k_{ud} M_T + M_{LRB} + \frac{k_i k_{ud}}{k_r + 1} M_{2B} + \left[ -k_{ud} (k_{ud} + 1) \tilde{J}_T + k_i k_{ud} (1 - k_i k_{ud}) J_{RS} + \frac{k_i k_{ud} (1 + k_r - k_i k_{ud})}{(k_r + 1)^2} J_{RC} \right]. \quad (2)$$

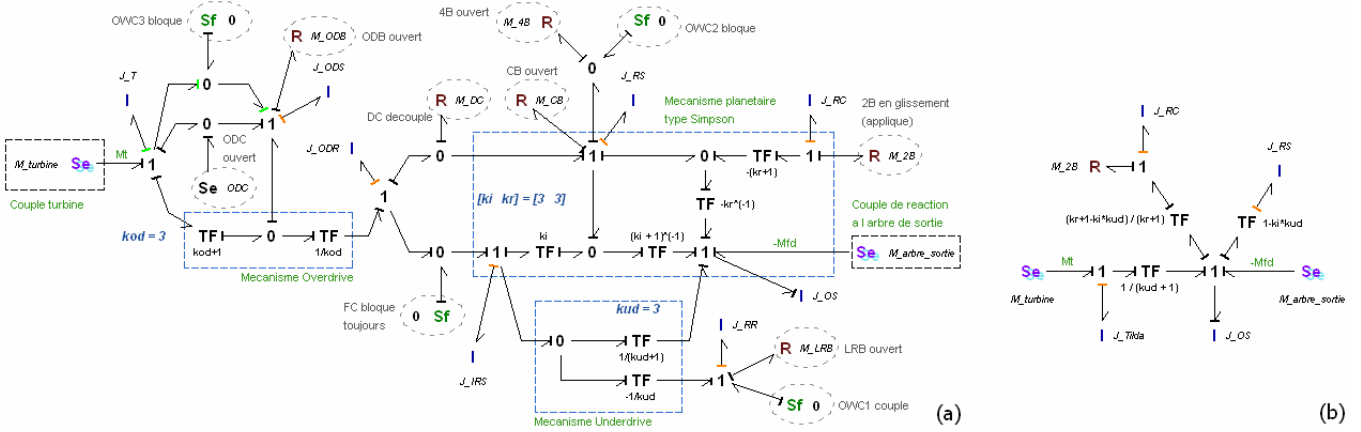


Fig. 3. Modèle bond graph de la transmission dans la 1<sup>ère</sup> vitesse.

Ce couple est une fonction du couple d'entrée, des freins découplés et de l'accélération instantanée de l'arbre de sortie (ce qui est disponible à tout instant, car on mesure  $\omega_{OS}$ ). Si le couple demandé est positif et pas limité (il n'y a pas de limitation parce qu'il n'y a pas friction dans le fonctionnement du couplage  $OWC_1$ ), la BVA reste en 1<sup>ère</sup> vitesse. Dès qu'il devient négatif, la phase de vitesse (d'inertie) commence, car l'inertie de RR s'accélère.

2. Deuxième vitesse.

Dans ce cas, le plateau porte-satellites de réaction (nommé RC) se bloque, car le frein de la 2<sup>ème</sup> (2B) est engagé. Le bond graph correspondant est présenté en figure 4. Une approche «élément transformer multiport» a été envisagée pour cette étude. De plus, on a considéré que les freins LRB, 4B et ODB peuvent également être actionnés (dont en glissement), parce qu'il est possible d'avoir trois transitions à partir de la 2<sup>ème</sup> : 2->1 («downshift»), 2->3 («upshift» normal, correspondant à la boite ayant 5 rapports) et 2->3' (ce qui correspond à un changement de vitesse 2->3 pour la BVA ayant 6 rapports, mais avec la même architecture).

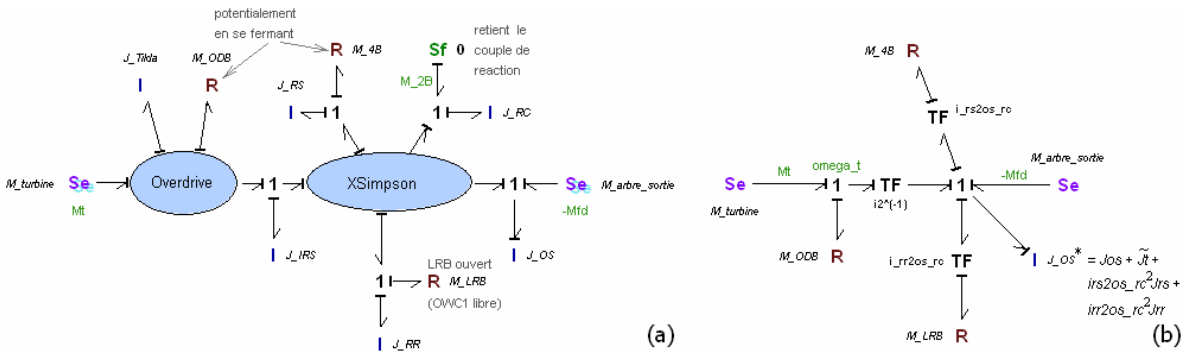


Fig. 4. Bond graph de la partie mécanique de la BVA qui correspond à la 2<sup>ème</sup> vitesse. Bond graph réduit.

Si on définit un ordre des éléments comme (IRS, OS, RS, RC, RR), on a l'équation matricielle de Willis :

$$\begin{pmatrix} \omega_{IRS} \\ \omega_{RS} \\ \omega_{RR} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} k_r + k_r + 1 & -k_r + 1 \\ k_i & k_r + 1 \\ k_i k_{ud} - 1 - k_r & k_r + 1 \\ k_i k_{ud} & k_i k_{ud} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \omega_{OS} \\ \omega_{RC} \end{pmatrix} \triangleq [W_2] \cdot \begin{pmatrix} \omega_{OS} \\ \omega_{RC} \end{pmatrix} \quad (3)$$

Donc on a, pour la distribution des couples à la frontière du mécanisme planétaire composé :

$$\begin{pmatrix} M_{OS} \\ M_{RC} \end{pmatrix} = -[\mathbf{W}]^T \cdot \begin{pmatrix} M_{IRS} \\ M_{RS} \\ M_{RR} \end{pmatrix} = - \begin{bmatrix} \frac{k_i+k_r+1}{k_i} & k_r+1 & \frac{k_i k_{ud}-k_r-1}{k_i k_{ud}} \\ -\frac{k_r+1}{k_i} & -k_r & \frac{k_r+1}{k_i k_{ud}} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_{IRS} \\ M_{RS} \\ M_{RR} \end{pmatrix} \quad (4)$$

Finalement, on peut écrire l'équation de mouvement du sous-système mécanique de la boîte, comme :

$$\begin{aligned} & \left[ \underbrace{\left( \frac{k_i+k_r+1}{k_i} \right)^2}_{i_2} \cdot \tilde{J}_T + (k_r+1)^2 \cdot J_{RS} + \left( \frac{k_i k_{ud}-k_r-1}{k_i k_{ud}} \right)^2 \cdot J_{RR} + J_{OS}^* \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} = \\ & = \frac{k_i+k_r+1}{k_i} \cdot (M_T - M_{ODB}) - (k_r+1) \cdot M_{AB} - \frac{k_i k_{ud}-k_r-1}{k_i k_{ud}} \cdot M_{LRB} - M_{FD} \end{aligned} \quad (5)$$

et pour le couple nécessaire au frein 2B pour maintenir le système en 2<sup>ème</sup> :

$$M_{2B}^{demande} \Big|_{2^{ème}} = \frac{k_e+1}{k_i} \cdot (M_T - M_{ODB}) - k_r M_{AB} + \frac{k_r+1}{k_i k_{ud}} \cdot M_{LRB} + (k_r+1) \cdot \left[ -\frac{k_i+k_r+1}{k_i^2} \cdot \tilde{J}_T - k_r J_{RS} + \frac{k_i k_{ud}-k_r-1}{(k_i k_{ud})^2} J_{RR} \right] \cdot \frac{d\omega_{OS}}{dt} \quad (6)$$

### 3. Modèle du passage.

Ce modèle est valide à tout moment quand la couronne de réaction (RR) et le plateau de réaction (RC) ont des vitesses angulaires non nulles, à cause des glissements dans les deux freins; c'est-à-dire que le rapport de transmission est en évolution continue, entre  $i_1$  et  $i_2$ . On nomme le passage la « phase d'inertie du changement », où notre système admet deux degrés de liberté, et donc on a deux inerties en causalité intégrale sur le bond graph – figure 5.

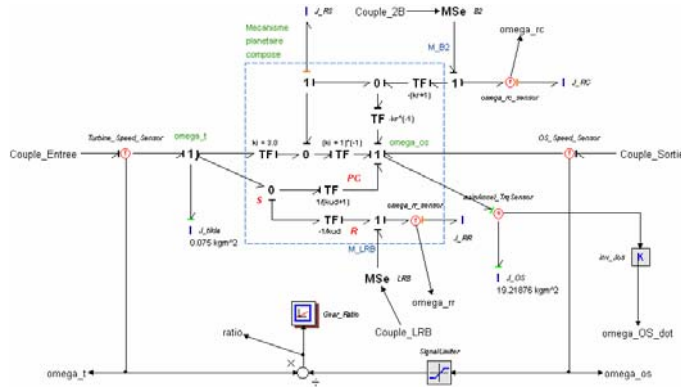


Fig. 5. Bond graph de la boîte. phase d'inertie du passage 1-2.

A partir du bond graph, les équations qui gouvernent le système mécanique sont :

$$\begin{aligned} & \left[ \tilde{J}_T + \left( \frac{1}{k_{ud}} \right)^2 J_{RR} + k_i^2 J_{RS} + \left( \frac{k_i}{k_r+1} \right)^2 J_{RC} \right] \cdot \dot{\omega}_T - \left[ \frac{k_{ud}+1}{k_{ud}^2} J_{RR} + k_i(k_i+1)J_{RS} + \frac{k_i(k_i+k_r+1)}{(k_r+1)^2} J_{RC} \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} = M_T + \frac{1}{k_{ud}} M_{LRB} + \frac{k_i}{k_r+1} M_{2B} \\ & \left[ J_{OS}^* + (k_i+1)^2 J_{RS} + \left( \frac{k_i+k_r+1}{k_r+1} \right)^2 J_{RC} + \left( \frac{k_{ud}+1}{k_{ud}} \right)^2 J_{RR} \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} - \left[ \frac{k_{ud}+1}{k_{ud}^2} J_{RR} + k_i(k_i+1)J_{RS} + \frac{k_i(k_i+k_r+1)}{(k_r+1)^2} J_{RC} \right] \cdot \dot{\omega}_T = -M_{FD} - \frac{k_{ud}+1}{k_{ud}} M_{LRB} - \frac{k_i+1}{k_r+1} M_{2B} \end{aligned} \quad (7)$$

Elles s'écrivent d'une façon plus compacte comme :

$$\begin{bmatrix} J_T^* & J_m \\ J_m & J_{OS}^* \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\omega}_T \\ \dot{\omega}_{OS} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -k_i & -\frac{k_i}{k_r+1} & -\frac{1}{k_{ud}} \\ 0 & 1 & k_i+1 & \frac{k_i+k_r+1}{k_r+1} & \frac{k_{ud}+1}{k_{ud}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} M_T \\ -M_{FD} \\ 0 \\ -M_{2B} \\ -M_{LRB} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

en mettant en évidence un couplage cinématique entre les trois inerties qui ont des états dépendant des deux états principaux (associés aux inerties qui sont en causalité intégrale préférentielle).  $J_m$  est l'inertie « mutuelle » qui caractérise ce couplage pendant la phase d'inertie du changement. Une matrice d'inertie de la forme générique donnée par l'équation (8), dont le membre gauche a été trouvé aussi par [4]. D'une façon plus générale, on peut montrer que les équations dans les trois cas analysés ici peuvent être dérivées directement à partir de l'équation suivante :

$$\begin{cases} ([\mathbf{J}_{princ}] + [\mathbf{A}][\mathbf{J}_{sec}][\mathbf{A}]) \cdot \{\dot{\omega}_{princ}\} = \{\mathbf{M}_{princ}\} + [\mathbf{A}]^T \{\mathbf{M}_{sec}\} \\ \{\omega_{sec}\} = [\mathbf{A}] \cdot \{\omega_{princ}\} \end{cases} \quad (9)$$

où  $\mathbf{A}$  est une matrice de type Willis, dans une des hypothèses de causalité spécifiques au mode de fonctionnement instantané de la transmission. L'équation générale (9) a été déduite à partir d'un bond graph.

### 3. SIMULATION : UN PREMIER MODELE

Une approche « stick-slip » à topologie constante (limitée par le logiciel de simulation) a été conçue pour valider le modèle de la BVA. Dans ce modèle, des blocs spéciaux calculent algébriquement les couples de frottement des freins quand ils sont bloqués, car leur comportement est bien estimable seulement en mode « débloqué ». D'ici la nécessité d'imposer les couples de frottement statique aux freins / embrayages bloqués (fig. 6), ce qui n'est pas un problème simple [10] sauf pour des architectures très simples des systèmes mécaniques à structure variable. Des sous-modèles spécifiques ont été développés pour les freins, car LRB peut être également vu comme un frein ou un couplage roue libre.

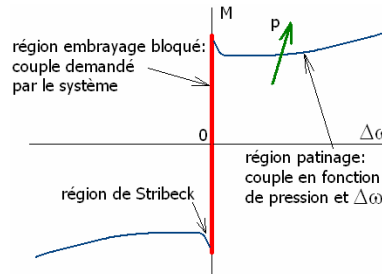


Fig. 6. Caractéristique réelle d'un embrayage.

Le modèle stick/slip BVA a été intégré dans le modèle véhicule (figure 7). Les résultats des simulations (figure 8) montrent une bonne concordance avec la réalité [3], [12], [19]. L'élément qui doit être optimisé est le couple de sortie, qui est proportionnel à l'accélération du véhicule. Les simulations montrent clairement les avantages liés à l'utilisation des couplages roue-libre (changement OWC->C) par rapport aux changements C->C : tous les paramètres sont améliorés dans le passage sous roue-libre. Le bien connu phénomène de *bindup* caractérise le changement sans couplage roue-libre, car il faut régler très bien deux éléments d'entrée; si ça ne se fait pas parfaitement il y a un temps pendant lequel les freins « luttent l'un contre l'autre ».

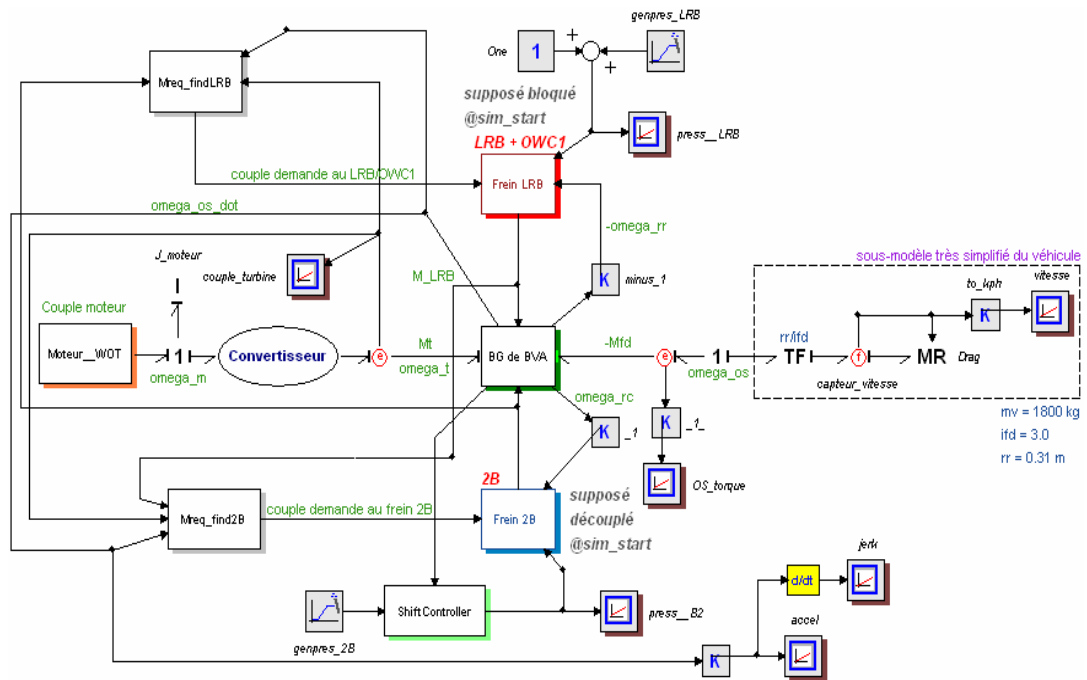


Fig. 7. Modèle stick/slip BVA intégré dans le modèle véhicule.

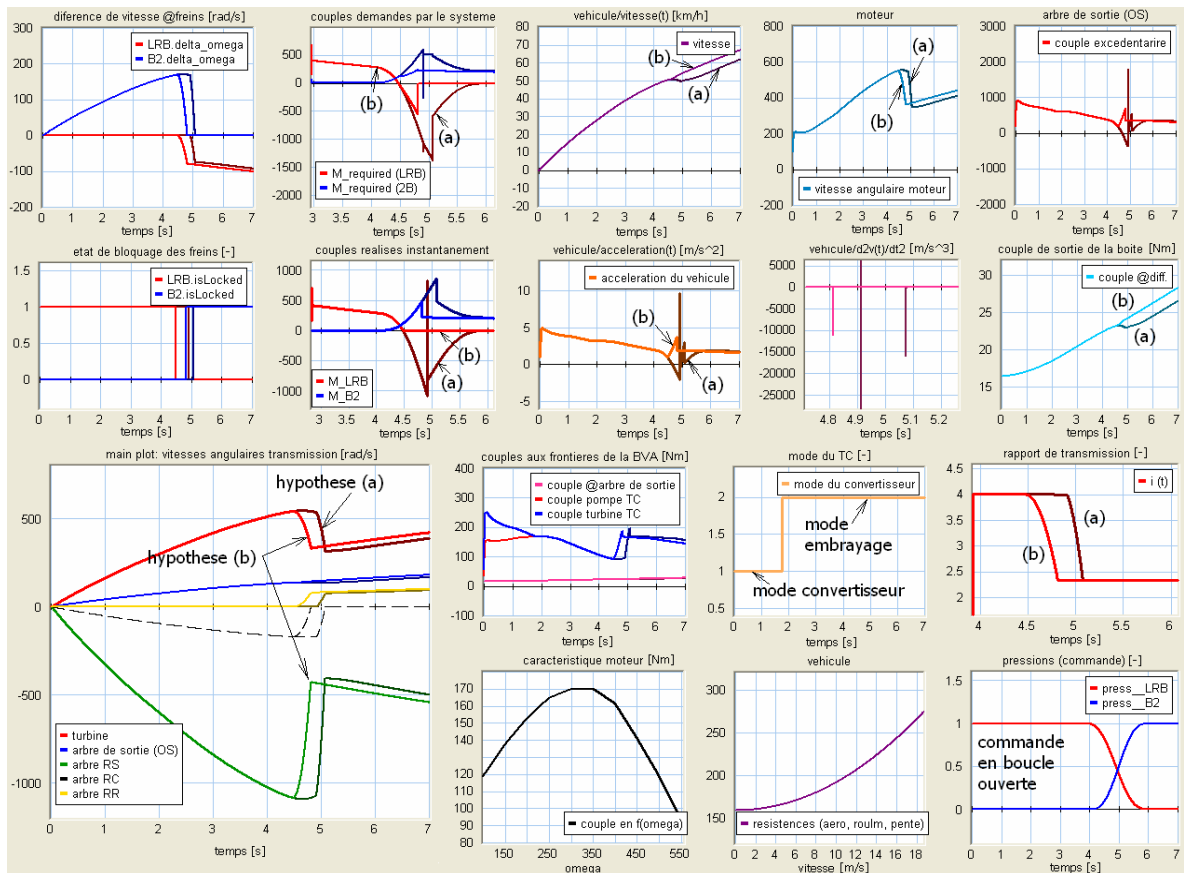


Fig. 8. Résultats de la simulation sous deux hypothèses: (a) clutch-to-clutch, (b) OWC-to-clutch.

#### 4. SIMULATION : UN MODELE PLUS PRECIS DU VEHICULE

Pour bien modéliser et contrôler le passage de la transmission automatique (le modèle comprenant le train de roulement, le système hydraulique et le contrôleur est représenté figure 9), il faut avoir de bons modèles du moteur, du convertisseur de couple et aussi du train de roulement. Pour le moteur on a considéré une caractéristique couple =  $f(\text{régime})$ , pour charge pleine (WOT) et pour des charges partielles. Le convertisseur de couple a été modélisé comme un élément statique, d'après [14]. Ceci est un modèle créé pour le contrôle, car il est très rapide, même s'il y a des erreurs pendant les transitoires rapides.

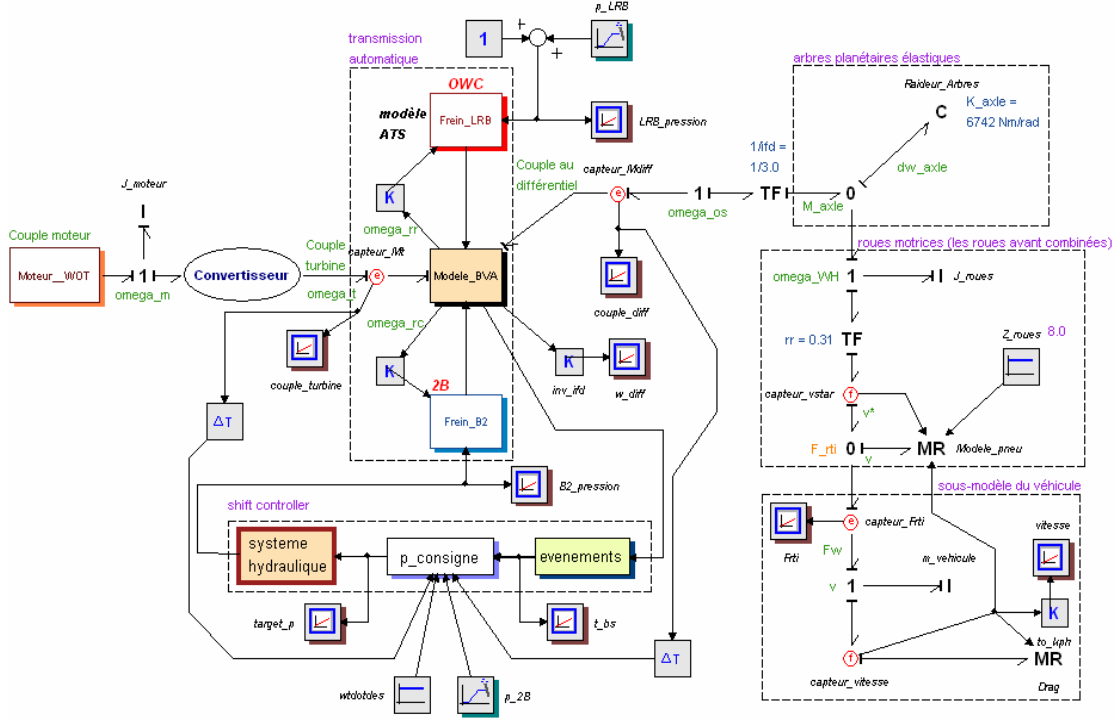


Fig. 9. Modèle comprenant le train de roulement, le système hydraulique et le contrôleur.

Les trois équations qui modélisent la partie avant de la BVA sont donc :

$$\begin{aligned}
 M_e(\omega_m, \theta) - M_p(\omega_p, \omega_T) &= J_m \dot{\omega}_m \\
 \begin{cases} M_p = a_0 \omega_p^2 + a_1 \omega_p \omega_T + a_2 \omega_T^2 \\ M_T = b_0 \omega_p^2 + b_1 \omega_p \omega_T + b_2 \omega_T^2 \end{cases} & \text{régime convertisseur} \\
 M_p = M_T = c_0 \omega_p^2 + c_1 \omega_p \omega_T + c_2 \omega_T^2 & \text{régime embrayage}
 \end{aligned} \tag{10}$$

Pour le sous-système de la partie arrière de la BVA, on ne peut pas négliger les phénomènes dynamiques liés à l'élasticité des arbres planétaires et au comportement du pneu. Ceci est modélisé en utilisant la «formule magique» de Pacejka [16] :

$$F_R = D \sin \{ C \arctan [ B \cdot slip - E \cdot (B \cdot slip - \arctan(B \cdot slip)) ] \} \tag{11}$$

où le glissement de la roue (*slip*) est défini comme :

$$slip \hat{=} 100 \cdot \left( 1 - \frac{v}{v^*} \right) \quad [\%] \tag{12}$$

avec  $v$  la vitesse instantanée du véhicule et  $v^*$  la «vitesse équivalente» de la partie roue motrice liée à l'arbre planétaire. La figure 10 présente la caractéristique  $F(\text{slip})$  pour un pneu qui roule sur une surface adhérente, tandis que le système hydraulique qui commande le frein 2B avec un feedback de pression est donné en figure 11.

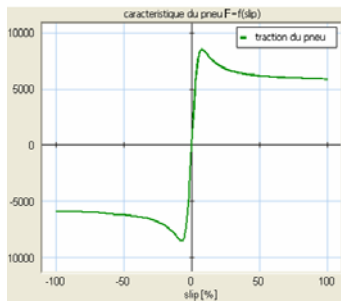


Fig. 10. Caractéristique du pneu.

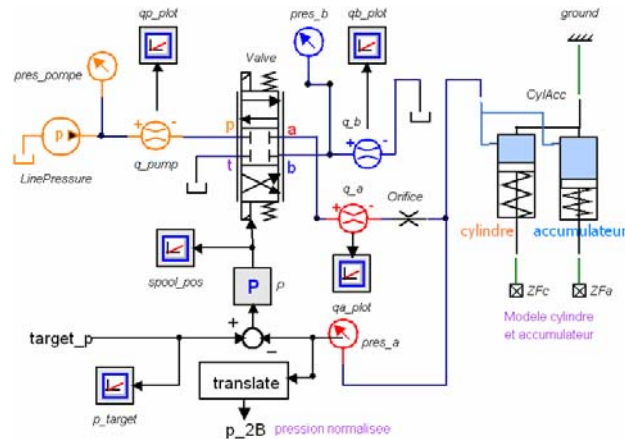


Fig. 11. Système hydraulique de commande du frein 2B.

Le système hydraulique suit bien la consigne de pression donnée par le contrôleur de la transmission (qui, ici considère des trajets linéaires pendant les trois phases les plus importantes du passage montant), figure 12. Le système n'utilise pas les « classiques » vannes de passage, mais un paradigme plus moderne de contrôle individuel des embrayages et freins. Par conséquent, chaque élément de friction possède un tel sous-système d'asservissement électro-hydraulique, comme trouvé en [18].

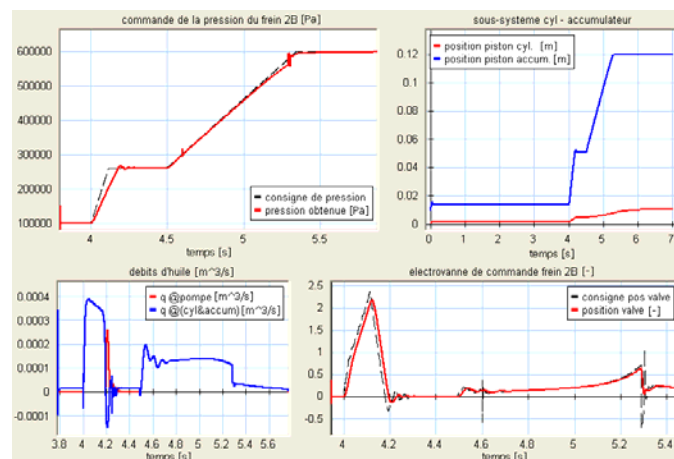


Fig. 12. Résultats spécifiques de la partie hydraulique.

Les simulations – figure 13 – montrent des bonnes concordances avec les données connues dans la littérature : les allures des graphiques, les valeurs numériques ( $\sim 0.4$  sec. durée de la phase d'inertie), les phénomènes dynamiques liés au train de roulement (glissements qui modélisent bien le contact roue – sol). On remarque que le modèle plus simplifié (et approximatif), basé sur une fonction arctangente [4] des éléments de friction de la BVA n'a pas apporté d'erreurs dans la simulation. Cependant, il y a des phénomènes dynamiques de couplage entre les éléments dynamiques du train de roulement, qui peuvent donner des résultats très loin de la vérité dans les premières 2 secondes. Une fois ces problèmes résolus, ce modèle offre des résultats bons qualitativement, proches des résultats expérimentaux et des autres études dans le domaine.

## 5. CONCLUSIONS

Un système de propulsion basé sur une transmission automatique épicycloïdale à 6 rapports a été modélisé en bond graph, et la simulation du démarrage avec le passage 1-2 inclus a été faite sous deux hypothèses : une modélisation exacte (« stick/slip ») de la partie mécanique de la boîte (ce qui suppose de traiter un système dynamique à topologie variable), et un deuxième modèle approximatif de la BVA (à topologie constante), mais qui prend en compte les phénomènes réels d'oscillation amortie d'un train de



roulement pendant un fort démarrage, aussi que les limitations données par les pneus. Le but a été de démontrer la faisabilité de ces deux modèles de simulation proposés qui, en partant de la modélisation bond graph, permettent de déterminer les équations de mouvement des systèmes complexes, comme les transmissions automatiques. En utilisant la modélisation bond graph, les équations ont été développées beaucoup plus rapidement qu'en utilisant une autre méthode, comme Newton-d'Alembert, Lagrange, analogie avec les systèmes plans de barres etc. A partir des équations on a ajouté une stratégie simple de contrôle du processus de changement des vitesses, en considérant les caractéristiques de chaque phase pendant le changement. On a vu [4] que, en vue d'obtenir un bon passage montant, il faut faire croître d'abord très vite la pression dans la phase du couple (pour minimiser le « inescapable drop » de couple de sortie de la boite), et puis contrôler en boucle fermée la pression pendant la phase la plus critique – phase d'inertie –, où la dynamique du système est beaucoup plus rapide et les phénomènes d'à-coup sont plus sensibles. On a considéré ici une stratégie « pression constante » pendant cette phase critique, pour valider d'abord le modèle du système envisagé. La choix de cette stratégie est justifiée de l'observation qu'en cette phase le couple de sortie (et, par conséquent, l'accélération du véhicule) est fortement dépendent de la pression du couplage à friction qui se ferme (fig. 8, graphique « accélération du véhicule »). Pendant la phase d'inertie, une pression monotonement croissante donne une accélération forte du véhicule, comme on a vu dans le cas simplifié, fig. 8. Dans le modèle plus réaliste, on a choisi d'imposer une consigne de pression constante dans cette phase critique en essayant de minimiser le « *torque overshoot* », en connaissant la forte dépendance entre le couple de sortie (qu'il faut contrôler) et la pression dans le frein 2B. Des stratégies de contrôle qui génèrent une pression cvasi – constante pour l'élément qui applique existent dans la littérature des BVA, un bon exemple étant [18].

Les résultats de simulation sont considérés comme réalistes pour ce début d'étude. L'étape suivante sera de générer les consignes de pression avec un algorithme plus sophistiqué, qui minimisera l'à-coup du couple de sortie.

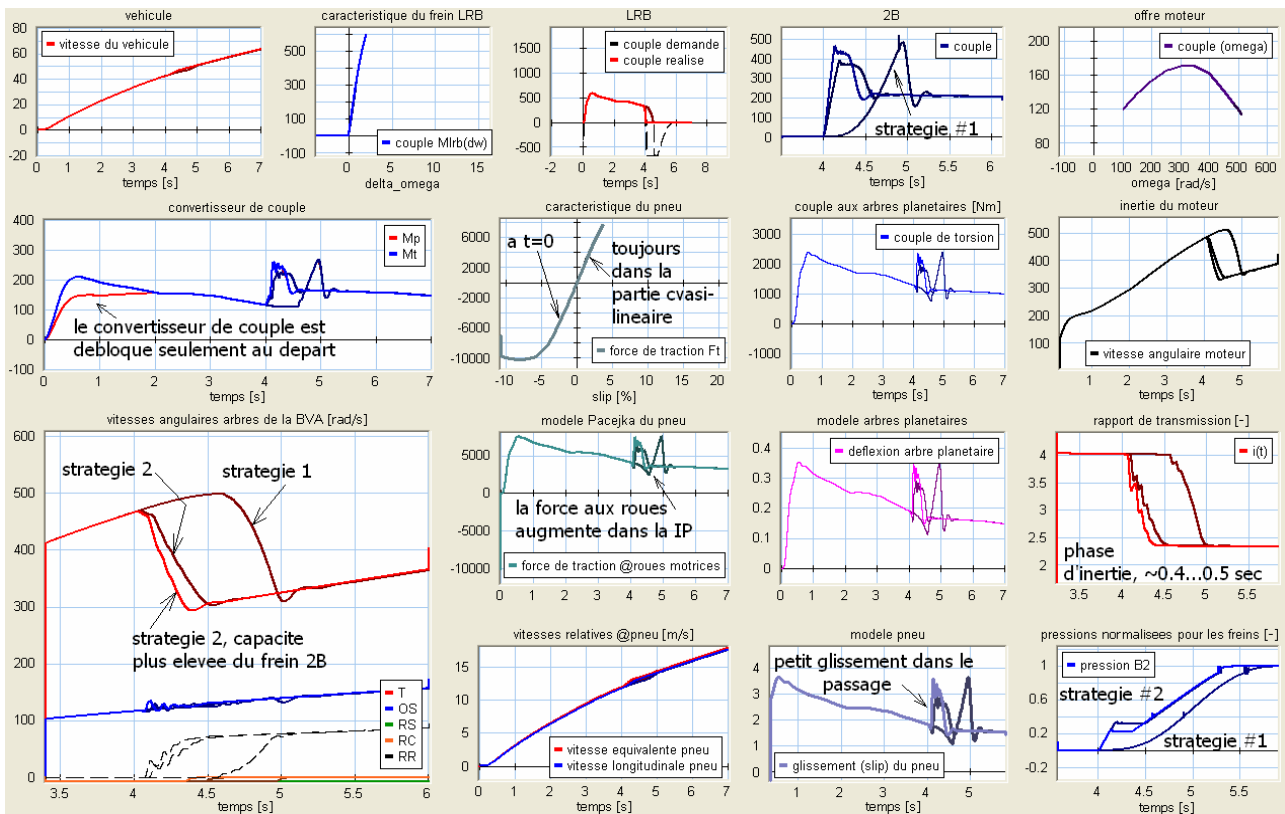


Fig. 13. Résultats de la simulation avec un modèle plus précis du véhicule.

## NOMENCLATURE ET VALEURS NUMERIQUES

### Nomenclature :

- BVA Boite de Vitesse Automatique ;  
 LRB Frein de marche lentement et arrière ;  
 2B Frein de la 2<sup>ème</sup> vitesse ;  
 4B Frein engagée dans la 4<sup>ème</sup> ;  
 CB Frein à bande qui bloque l'arbre RS pendant les freins moteur ;  
 ODB Frein pour la 6<sup>ème</sup> (*overdrive*) ;  
 FC Embrayage de marche avant ;  
 DC Embrayage de marche en « prise directe » ;  
 ODC Embrayage pour l'*overdrive* ;  
 OWC<sub>j</sub> Couplage type « roue libre », No. *j* ;  
 T Arbre de la turbine ;  
 OS Arbre de sortie de la boite ;  
 ODS Arbre connecté à la roue solaire du 1<sup>er</sup> mécanisme (dit « d'*overdrive* ») ;  
 ODR Arbre central de la couronne épicycloïdale du même mécanisme ;  
 IRS Arbre d'entrée du flux de puissance dans le mécanisme composé Simpson et mécanisme d'*underdrive* ;  
 RS Arbre qui connecte les deux roues solaires du mécanisme Simpson (dites « solaires de réaction ») ;  
 RC Arbre central du plateau porte-satellites de réaction ;  
 RR Arbre central de la couronne épicycloïdale du mécanisme d'*underdrive* ;  
 XSimpson Mécanisme «eXtended Simpson», comprenant le mécanisme Simpson (*Input* et *Reaction*, figure 1) et le mécanisme *Underdrive* ;  
 TP phase de couple (*torque phase*) ;  
 IP phase d'inertie (*inertia phase*) ;  
 $k_j$  constante u mécanisme planétaire simple *j* [-],  $k_j = z_{c_j} / z_{s_j}$ , où *z* représente le numéro de dents de la couronne, respectivement de la solaire du mécanisme planétaire simple *j* ;  
*M* couple [Nm] ;  
*J* moment d'inertie [kg m<sup>2</sup>] ;  
 $\omega$  vitesse angulaire d'un arbre [rad/s] ;  
*v* vitesse du véhicule [m/s ; km/h] ;  
*v*<sup>\*</sup> vitesse « équivalente » de la partie rotative de roue ;  
*slip* glissement du pneu sur la roue [%] ;  
*A...E* coefficients de la « formule magique » de Pacejka ;  
 $a_0 \dots a_2, \dots b_2$  coefficients du modèle statique de Kotwicki ;  
*princ* (indice) en se référant aux éléments (arbres) qui imposent un flux (vitesse angulaire) sur un mécanisme planétaire ;  
*sec* (indice) en se référant aux arbres qui imposent un couple ;  
 [*A*], [*W*] matrices « de Willis » (qui expriment les équations de dépendance cinématique de Willis).

### Valeurs numériques utilisées :

Variable	Symbole	Valeur	U.M.
rapports de transmission	$\{i\} = \{i_j \mid j=1..6\}$	$\{i\} = [4.0 \ 2.33 \ 1.75 \ 1.33 \ 1.0 \ 0.75]$	[-]
constantes des mécanismes planétaires	$\{k\} = \{k_i, k_r, k_{ud}, k_{od}\}$	$\{k\} = [3.0 \ 3.0 \ 3.0 \ 3.0]$	[-]
inerties des arbres centraux	$\{J\} = \{J_T, J_{OS}, J_{RS}, J_{RC}, J_{RR}\}$	$\{J\} = [0.056 \ 0.009 \ 0.005 \ 0.007 \ 0.07]$	[kg m <sup>2</sup> ]
coefficient de frottement dynamique	$\mu$	$0.1316 + a \cdot \Delta\omega$	[-]
masse du véhicule	$m_v$	1800	Kg
couple maximal du moteur	$M_e^{max}$	170	Nm
raideur des arbres planétaires (gauche et droit combinés)	$k_{axle}$	6742	Nm/rad
pression de ligne du système hydraulique	$p_l$	6	bar
aire de l'orifice dans le système hydraulique	$A_{orif}$	0.00002	m <sup>2</sup>
diamètres des pistons	$\{D_p\} = \{D_{p \ cvl}, D_{p \ acc}\}$	$\{D\} = [0.08, 0.04]$	m
constantes des ressorts	$\{k_{res}\} = \{k_{res \ cvl}, k_{res \ acc}\}$	$\{k_{res}\} = [280000, 5416]$	N/m

## REFERENCES

1. ABSMEIER, J.P., *Automatic transmission modeling and controller development*, Thèse DEA, Univ. California at Berkeley, 2001.
2. BREEDVELD, P.C., *An alternative model for static and dynamic friction in dynamic system simulation*, IFAC Conference on Mechatronic Systems, Darmstadt, Germany, Vol. 2, pp. 717-722, September 2000.
3. CHO, D., HEDRICK, J.K., *Automotive powertrain modeling for control*, Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 111, pp. 568-576, December 1989.
4. COUDERT, N., *Contribution à la commande d'une boîte de vitesses automatique: approche mécatronique*, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lille, 1995.
5. CRUCERU, D.N., TABACU, I., *Automotive powertrain modeling & simulation. A basic approach*, Editura Universității din Pitești, 2004, ISBN 973-690-260-9.
6. CRUCERU, D.N., TABACU, I., OPREAN, I.M., ANDREESCU, C.N., *Bond graph modeling and forward simulation of a parallel hybrid electric powertrain with epicyclic automatic transmission*, Congrès EAEC 2007, Budapest, Hongrie.
7. DAUPHIN – TANGUY, G., *Les bond graphs*, Hermès Sciences Publications, 2000, ISBN 2-7462-0158-5;
8. DAUPHIN – TANGUY, G., *Les bond graphs et leur application en mécatronique*, Techniques de l'Ingénieur, S 7 222-1 à 24, 1999.
9. DAUPHIN – TANGUY, G., FOULLOY, L., POPESCU, D., *Modélisation, identification et commande des systèmes*, Editura Academiei Române, Ouvrage collectif, 2004.
10. DEUR, J., ASGARI, J., HROVAT, D., KOVAC, P., *Modeling and analysis of automatic transmission engagement dynamics – linear case*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 128, juin 2006.
11. HAJ-FRAJ, A., PFEIFFER, F., *Dynamic modeling and analysis of automatic transmissions*, Proceedings of the 1999 IEEE/ASME.
12. HONG, K.S., YANG, K.J., LEE, K.I., *An object – oriented modular simulation model for integrated gasoline engine and automatic transmission control*, Article SAE No. 1999-01-0750, 1999.
13. HROVAT, D., TOBLER, W.E., *Bond graph modeling of automotive power trains*, Journal of the Franklin Institute, Volume 328, Issues 5-6, 1991, Pages 623-662.
14. KOTWICKI, A.J., *Dynamic models for torque converter equipped vehicles*; SAE Transactions, paper number 820393, pp. 1595-1609, 1982.
15. PETERSEN, M.R., STARKEY, J.M., *Nonlinear vehicle performance simulation with test correlation and sensitivity analysis*, Article SAE No. 960521, 1996.
16. PUSCA, R., *Contribution au pilotage d'une plate-forme mobile d'essais de constituants d'une chaîne de traction électrique*, PhD. Thesis, Université de Franche Comté, Belfort, France, 2002.
17. RUNDE, J.K., *Modelling and control of an automatic transmission*, Master, Massachusetts Institute of Technology, 1986.
18. USUKI, K., FUJIT, K., HATTA, K., *The INVECS-II electronically controlled automatic transaxles for FWD passenger cars*, Article SAE No. 960429, 1996.
19. ZHENG, Q., SRINIVASAN, K., RIZZONI, G., *Transmission shift controller based on a dynamic model of transmission response*, Control Engineering Practice 7 (1999), pages 1007 – 1014.

Received July 8, 2009