

# Démarche d'intégration de modèles sur plateforme HIL.

## Application à un modèle de boîte de vitesses à des fins de validation d'un calculateur de transmission.

SYLVAIN RENARD<sup>1,2</sup>, XAVIER BRUN<sup>1</sup>, ERIC BIDEAUX<sup>1</sup>, DANIEL THOMASSET<sup>1</sup>, SEBASTIEN RUZZA<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire Ampère, UMR CNRS 5005, Université de Lyon, INSA de Lyon  
25, avenue Jean Capelle 69621 Villeurbanne Cedex, France

<sup>2</sup> Volvo Powertrain France, 99, route de Lyon 69802 Saint-Priest, France

sylvain.renard@volvo.com

**Résumé** — Cette publication présente une démarche d'intégration de modèles sur une plateforme HIL. La finalité de cette démarche est d'obtenir une plateforme sur laquelle l'ensemble des plans de vérification des électroniques embarquées de véhicules industriels peut être réalisé. Elle est illustrée par la modélisation puis l'intégration d'un modèle de boîte de vitesses sur une plateforme HIL de Volvo Powertrain. La phase de modélisation s'appuie sur une représentation bond graph des phénomènes afin de mieux pouvoir les analyser et envisager leur simplification si nécessaire. Ce travail prend place dans un contexte plus important de réalisation d'une plateforme HIL permettant le test de tous les calculateurs associés à la chaîne cinématique complète d'un véhicule industriel hybride.

**Mots clés** — HIL, intégration, modélisation, boîte de vitesses, bond graph, validation, véhicule industriel.

### I. INTRODUCTION

Le contexte environnemental actuel est sujet à de nombreuses interrogations quant à l'avenir de l'industrie automobile. D'une part les rejets polluants des transports représentent une partie importante de la pollution atmosphérique mondiale, d'autre part l'industrie du transport contribue pour 23% aux émissions de gaz à effet de serre avec pour l'essentiel le CO<sub>2</sub>. Une seconde inquiétude provient de la montée des prix des carburants et de la raréfaction des énergies fossiles. Devant ces préoccupations environnementales et économiques, on observe également une transformation des mentalités en faveur de véhicules de plus en plus propres. Le développement de chaînes cinématiques hybrides est une des réponses des constructeurs face à ce marché grandissant. Le groupe Volvo s'est orienté vers une architecture hybride parallèle pour ses véhicules industriels : bus, camions et bennes à ordures ménagères.

Cette nouvelle technologie nécessite une gestion intelligente et optimisée de l'énergie afin d'arbitrer entre autres l'utilisation des ses deux moteurs : thermique et électrique. On assiste ainsi à une complexification des architectures électroniques embarquées qui accroît le risque de panne. Pour assurer une certaine qualité, des moyens de vérification ont été mis en place afin de valider les solutions logicielles implémentées dans les calculateurs [1]. L'un d'eux consiste à connecter les calculateurs à tester à une plateforme pouvant simuler l'ensemble de leur environnement en temps réel, il s'agit de la simulation HIL (Hardware In the Loop) [2]. L'étude des plans de tests permet de définir un modèle de l'environnement adapté aux besoins de la vérification. Très souvent la représentativité dynamique du modèle par rapport au comportement réel des composants modélisés est requise, c'est pourquoi une attention particulière doit être apportée dans la construction de ses modèles, finalement assez proches

des phénomènes physiques. En outre, ils doivent respecter la contrainte de fonctionner en temps réel, il est donc nécessaire de définir une méthode de modélisation permettant à la fois d'obtenir un bon niveau de réalisme et en même temps d'offrir la possibilité de simplifier le modèle efficacement si nécessaire. Le langage bond graph [3] apparaît être bien approprié à cet objectif puisqu'il s'agit d'un puissant outil de modélisation multi domaines basé sur une représentation graphique. En effet, chaque élément du bond graph se rapporte à un phénomène physique élémentaire (résistance, stockage...). Un composant plus complexe sera alors un assemblage de ces éléments. Finalement, chaque phénomène pris en compte de ce composant sera directement visible sur son bond graph et son analyse en sera alors facilitée.

Ainsi, le test du système électronique de supervision de la chaîne cinématique nécessite la modélisation du groupe motopropulseur complet [4]. Dans cette publication, nous nous intéresserons uniquement à la modélisation de la boîte de vitesses robotisée liée à la vérification du calculateur de la transmission. Celle-ci offre six rapports directs et une marche arrière dont l'actionnement est géré hydrauliquement. Nous commencerons donc par rappeler la démarche de modélisation que nous avons adoptée, puis nous établirons les équations du système pour obtenir le bond graph représentatif de la phénoménologie. Nous verrons ensuite qu'il sera nécessaire d'entreprendre sa simplification pour aboutir au modèle finalement retenu. Nous finirons par la validation de son intégration au sein de l'environnement de la plateforme HIL.

### II. DEMARCHE ADOPTEE

Lors de l'étude des plans de tests relatifs à la boîte de vitesses, nous avons conclu à la nécessité de construire un modèle représentatif en dynamique pour obtenir un temps de changement de rapport proche de la réalité. Cependant la méconnaissance de certains phénomènes ou la nécessité d'obtenir un modèle capable de répondre aux contraintes temps réel lors des tests HIL a pu rendre difficile la modélisation. C'est pourquoi, tout en favorisant l'utilisation d'un modèle d'états continu, notre démarche a consisté à l'adapter aux contraintes temps réel et aux données disponibles. L'impact de ces adaptations a été soigneusement étudié de façon à bien évaluer la capacité du modèle à assurer les vérifications requises (cf. [5]). Lorsque le modèle fut obtenu, nous l'avons validé séparément de la plateforme HIL puis intégré à la plateforme et finalement validé sur cette plateforme [6]. Le graphe de décision suivant (cf. Figure 1) permet d'illustrer les différentes étapes de notre démarche.

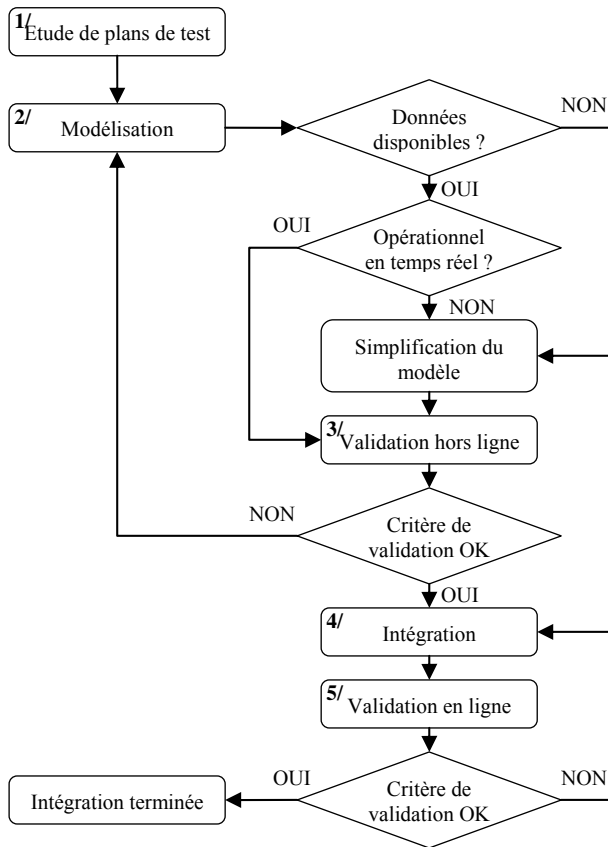


Figure 1: Démarche d'obtention d'un modèle sur plateforme HIL

Parmi les méthodes existantes pour la simplification de modèles, on peut citer celles basées sur l'étude fréquentielle des modèles selon le domaine d'intérêt [7] ou sur l'analyse de l'activité des phénomènes physiques par rapport à l'activité globale [8]. Le bond graph s'est avéré être bien adapté pour la modélisation car, outre son caractère multidisciplinaire, il offre une prédisposition à la simplification de modèles [9].

Nous allons donc structurer notre présentation de manière à présenter les étapes de deux à cinq dans les parties suivantes. Nous prendrons un exemple détaillé pour illustrer la simplification de la modélisation.

### III. MODELISATION

#### A. Décomposition du problème

Le modèle de la boîte se compose de deux parties distinctes, le système de commande hydraulique et le système mécanique. Les liens entre les deux systèmes sont les vérins hydrauliques déplaçant d'une part les fourchettes de sélection du système de synchronisation et d'autre part les fourchettes de synchronisation. Ils peuvent se caractériser par les liens bond-graph suivants de la Figure 2.

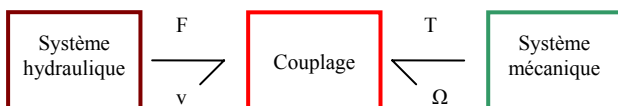


Figure 2: Décomposition du problème de modélisation de la boîte

Nous étudierons exclusivement le modèle mécanique. Il s'appuie sur la connaissance des inerties et des raideurs internes de la boîte. Sa fonction principale est d'être capable de simuler un changement de rapport avec une dynamique proche de la réalité. C'est pourquoi, l'étape de synchronisation des arbres d'entrée et de sortie lors du changement de rapport sera également modélisée.

La modélisation du système hydraulique repose sur le calcul des pressions remarquables du circuit et des débits au travers des électrovannes. Le but de ce modèle n'est pas de connaître en tout point la pression et le débit de l'huile mais d'avoir une dynamique cohérente de l'ensemble des vérins, des fourchettes et des systèmes de synchronisation selon la commande des électrovannes. Nous avons développé ces modèles au cours de nos travaux [5], mais comme nous le verrons, l'étape d'intégration a été problématique, c'est pourquoi nous ne les présenterons pas dans ce papier.

#### B. Modélisation de la partie mécanique

##### 1. Fonctionnement de la boîte de vitesses synchronisée

La boîte de vitesses est composée d'arbres et d'engrenages liés entre eux. Les engrenages sont liés aux arbres par l'intermédiaire de pignons fixés sur ces derniers soit de manière définitive (le pignon fait partie de l'arbre), soit de manière choisie (pignon fou synchronisé). Dans ce dernier cas, un système mécanique permet d'effectuer cette synchronisation. Il est composé d'un moyeu de synchronisation fixé sur l'arbre, d'un baladeur fixe en rotation sur le moyeu mais libre en translation (sa course en translation est directement liée à la position horizontale du pommeau de la boîte de vitesses mécanique ou de la position du vérin dans le cas robotisé) et d'un anneau de synchronisation libre en translation. Une de ces faces est conique de la même forme que le pignon fou à synchroniser.

Les principales étapes du changement de rapport sont appelées ci-dessous [10]. Supposons qu'un rapport est engagé :

- Tout d'abord à lieu le **dé-crabotage**, c'est l'action de désengager le baladeur du pignon fou. Elle est rapide et est considérée comme instantanée dans nos modèles.
- On obtient alors le **point mort**. Plus aucun rapport n'est engagé et le régime de l'entrée boîte diminue à cause des frottements internes.
- L'étape d'**armement** correspond à la course du baladeur passant de l'état du point mort jusqu'au point de contact avec l'anneau de synchronisation.
- L'étape d'**indexage**, c'est-à-dire faible rotation autorisée de l'anneau de synchronisation jusqu'en butée précède l'étape de **synchronisation**. Au cours de cette dernière l'anneau va transmettre la force appliquée au baladeur sur le pignon fou sous forme d'un couple de synchronisation.
- Une fois synchronisée, le baladeur sous l'action du vérin ou du pommeau, continue sa course en translation en direction du pignon fou. Il s'agit du **vol libre**.
- Lorsque le contact a lieu, c'est le **crabotage**. Les crabots du baladeur entre en contact avec les crabots du pignon fou ce qui permet d'engrener les crabots entre eux.
- L'**accrochage** correspond au moment où la course du baladeur est terminée et que les crabots sont en position stables.

Dans nos travaux, les phases de rapport engagé, de neutre, de synchronisation, de vol libre et de crabotage ont été identifiées comme nécessaires pour simuler un changement de rapport. Nous présentons dans cette publication les trois premières.

##### 2. Phase de rapport engagé

###### a. Modélisation fine

Nous avons pris en compte chaque arbre et chaque pignon de façon indépendante avec les caractéristiques de raideur et

d'inertie. Ainsi, le modèle sera très proche de la disposition physique.

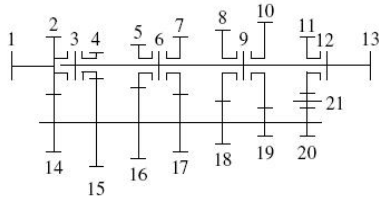


Figure 3: Emplacement des pignons sur la boîte de vitesses

Sur la Figure 3, chaque numéro correspond à une inertie. On peut noter que les numéros 3, 6 et 9 sont des inerties représentant des systèmes de synchronisation et que les numéros 4, 5, 7, 8, 10, 11 sont des pignons fous. Le tableau ci-contre permet d'indiquer les liaisons mises en jeu pour chaque rapport.

i=1	Rapport 1	9-10
i=2	Rapport 2	9-8
i=3	Rapport 3	6-7
i=4	Rapport 4	6-5
i=5	Rapport 5	3-4
i=6	Rapport 6	3-2
i=0	Marche Arr.	12-11

Les connexions entre chaque inertie sont modélisées par des raideurs. Ainsi le caractère vibratoire peut être simulé. Un amortissement (couple de trainée, frottement) est associé à chaque inertie. Chaque lien entre les arbres internes de la boîte de vitesses est modélisé par une transformation caractérisée par un rapport de transformation. De cette manière, nous avons pu obtenir un modèle bond-graph pour chaque rapport assez représentatif de la boîte de vitesses engagée. Le modèle Figure 4 illustre le premier rapport, c'est-à-dire l'engagement du pignon fou noté 10 sur l'arbre de sortie par l'intermédiaire du système de synchronisation numéro 9.

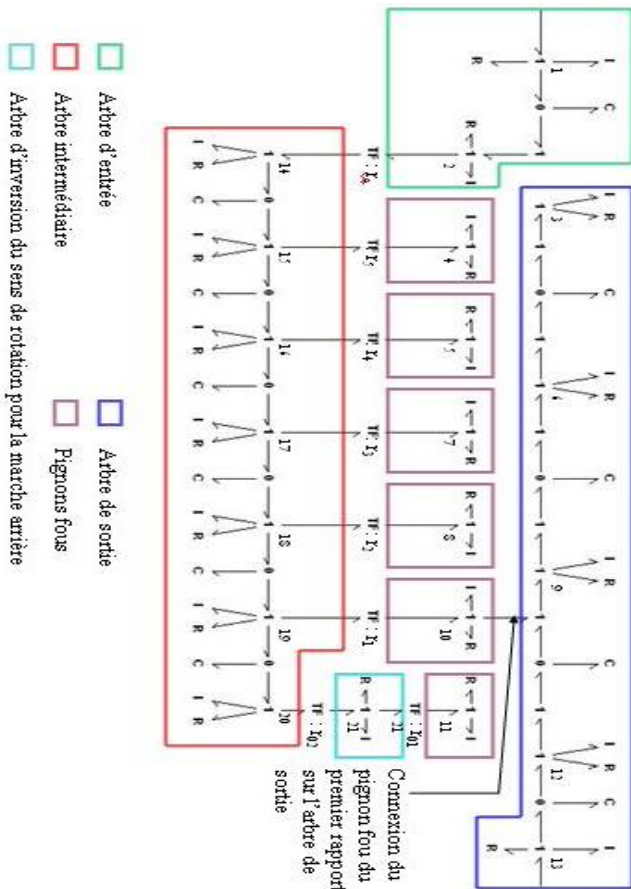


Figure 4: Modèle Bond graph du premier rapport

L'étude complète des boucles causales de ce modèle et de leur fréquence propre font apparaître des modes très rapides

au-delà d'un kilohertz. Ces modes sont très intéressants pour la caractérisation vibratoire de la boîte de vitesses mais ne permettent pas la convergence du modèle pour fonctionner en temps réel au pas de temps requis de la milliseconde. Ainsi, nous avons dû envisager sa simplification.

Pour notre travail de vérification des calculateurs, la représentativité de l'aspect vibratoire n'était pas nécessaire. Ainsi, tout en caractérisant correctement les entrées du modèle (c'est-à-dire les signaux de commande des modulateurs de puissance issus du calculateur) et ses sorties (les signaux des capteurs attendus par le calculateur), nous avons pu envisager de ne retenir de ce modèle que la dynamique la plus lente. En faisant l'hypothèse d'indéformabilité des arbres, on ne conserve alors que la partie inertielle. L'aspect vibratoire est donc ignoré. Par conséquent, tous les stockages capacitifs du modèle bond graph de la Figure 4, ainsi que toutes les jonctions « 0 », sont supprimés. Nous détaillerons cette simplification afin d'obtenir une formule plus générique pouvant être étendue à tous types de boîtes de vitesses.

### b. Simplification du modèle

Chaque arbre peut donc être représenté par une inertie et une dissipation. En effet, toutes les inerties d'un même arbre peuvent être sommées ainsi que toutes les dissipations de ce même arbre. Nous pouvons donc déjà écrire :

$$I_{ae} = I_1 + I_2$$

$$R_{ae} = R_1 + R_2,$$

$$I_{as} = I_3 + I_6 + I_9 + I_{12} + I_{13}$$

$$R_{as} = R_3 + R_6 + R_9 + R_{12} + R_{13}$$

$$I_{int} = I_{14} + I_{15} + I_{16} + I_{17} + I_{18} + I_{19} + I_{20}$$

$$R_{int} = R_{14} + R_{15} + R_{16} + R_{17} + R_{18} + R_{19} + R_{20}$$

Puisque les engrenages sont considérés parfaits, il est possible d'exprimer les inerties et dissipations d'un côté ou de l'autre des transformations. Nous avons donc défini pour tous les rapports  $r_i$ ,  $I(i)$ ,  $R(i)$ ,  $I_{eq}(i)$  et  $R_{eq}(i)$  de la façon suivante ( $i$  prendra donc les valeurs de 0 à 6 pour indiquer le rapport engagé) :

$r_i$  : Rapport de transformation entre l'arbre intermédiaire et l'arbre de sortie avec  $r_0 = r_{01} \cdot r_{02}$  et  $r_6 = 1/r_e$

$I(i)$  : Inertie du pignon fou engagé (inerties 4, 5, 7, 8, 10 et 11). Dans le cas de la sixième, il n'y a pas à proprement dit de pignon fou (connexion directe). Nous considérerons donc que  $I(6)=0$

$R(i)$  : Dissipation sur l'inertie du pignon fou engagé (avec  $R(6)=0$ ).

$$I_{eq1}(i) : I_{eq1}(i) = r_{02}^2 \cdot I_{21} + \sum_{k \neq i} r_k^2 \cdot I(k)$$

$$R_{eq1}(i) : R_{eq1}(i) = r_{02}^2 \cdot R_{21} + \sum_{k \neq i} r_k^2 \cdot R(k)$$

Ainsi, la représentation de la Figure 5 est valable pour tous les rapports :

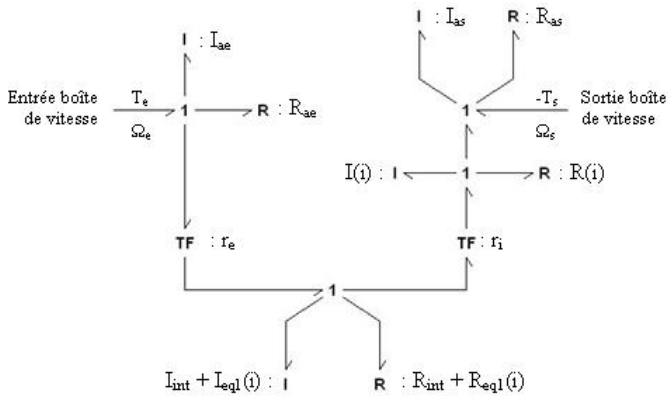


Figure 5: Première étape de simplification du bond graph

Finalement, en ramenant toutes les inerties et dissipations à l'entrée de la boîte, on peut alors définir pour tous les rapports une inertie et une dissipation équivalente (cf. Figure 6).

$$I_{eq}(i) = I_{ae} + r_e^2 \left( r_{02}^2 \cdot I_{21} + \sum_{k \neq i} r_k^2 \cdot I(k) \right) + n_i^2 \cdot (I(i) + I_{as})$$

$$R_{eq}(i) = R_{ae} + r_e^2 \left( r_{02}^2 \cdot R_{21} + \sum_{k \neq i} r_k^2 \cdot R(k) \right) + n_i^2 \cdot (R(i) + R_{as})$$

$n_i = r_e \cdot r_i$  représente le rapport de transmission global entre l'entrée et la sortie pour chaque rapport

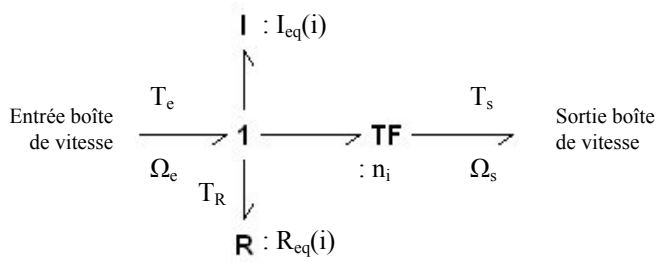


Figure 6: Bond graph simplifié obtenu

### c. Implémentation du modèle

Pour des raisons de résolution numérique, l'équation de la dynamique ne sera pas traitée dans ce modèle puisqu'elle dépend du différentiel, du pont, des roues, de la route... En effet, les solveurs de Matlab/Simulink ne permettent pas de résoudre une équation en causalité dérivée si elle a déjà été résolue en causalité intégrale dans le modèle, c'est-à-dire qu'il est impossible de dériver une variable préalablement intégrée. Ainsi l'inertie de la boîte de vitesse sera transmise au modèle en aval comme l'indique le schéma suivant (Figure 7) :

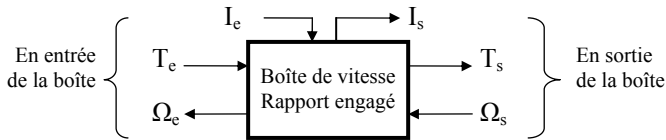


Figure 7: Interface du modèle pour la phase engagée

La mise en place de ce modèle suppose la connaissance de toutes les inerties et de toutes les dissipations à l'intérieur de la boîte de vitesse. Les inerties peuvent être facilement obtenues du fournisseur. En revanche, nous n'avons que peu d'information sur les couples de trainées et les frottements internes. Le constructeur fournit habituellement une cartographie de rendement dépendante du régime, du couple et du rapport engagé. Ainsi nous avons seulement pris en compte la dissipation globale à l'aide de la cartographie fournie. Nous avons donc retenu les équations suivantes :

$$T_R = (1 - \eta(i)) \cdot T_e \text{ avec } \eta(i) = f(T_e, \Omega_e)$$

$$\Omega_s = n_i \cdot \Omega_e, T_s = \frac{T_e - T_R}{n_i} \text{ et } I_s = \frac{I_e + I_{eq}(i)}{n_i^2}$$

### 3. Phase de neutre

Le point mort correspond à la mise au neutre de tous les systèmes de synchronisation. Ainsi l'arbre de sortie n'est plus relié mécaniquement à l'arbre d'entrée. L'inertie de la boîte est donc divisée en deux parties, la première qui sera ramenée en entrée boîte notée  $I_{eq\_e}$  et la seconde en sortie notée  $I_{eq\_s}$ . Devant les inerties et frottements visqueux mis en jeu, nous avons négligé les frottements secs. Le bond graph de cet état est représenté sur la Figure 8.

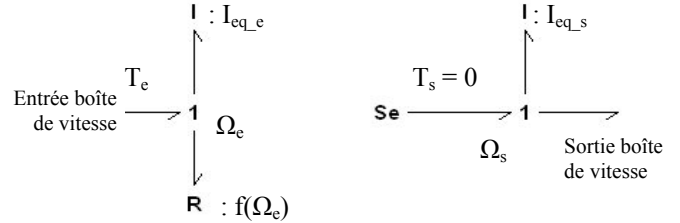


Figure 8: Bond graph de la boîte simplifiée au neutre

Pour l'implémentation du modèle, l'interface du modèle en Figure 7 reste inchangée.

#### a. Partie avant de la boîte

L'équation fondamentale de la dynamique est appliquée. On considère les frottements visqueux.

$$(I_e + I_{eq\_e}) \cdot \frac{d\Omega_e}{dt} + f_{visqueux}(\Omega_e) = T_e$$

$$(I_e + I_{eq\_e}) \cdot \frac{d\Omega_e}{dt} = T_e - f_{visqueux}(\Omega_e) = T_{tot}$$

#### b. Partie arrière de la boîte

Etant donné l'inertie du poids lourd et les frottements auxquels il est soumis, ceux en sortie de boîte n'en représentent qu'une minime partie pouvant être négligée. Ainsi les données transmises à la suite de la chaîne cinématique sont les suivantes :

$$T_s = 0 \text{ et } I_s = I_{eq\_s}$$

### 4. Phase de synchronisation

Il est important de bien mettre en équation la phase de synchronisation afin d'obtenir un comportement représentatif dans les dynamiques. Cependant elle dépend d'un paramètre difficile à obtenir : la force appliquée sur le système de synchronisation via le levier de vitesse dans le cas d'une boîte mécanique ou via le vérin hydraulique dans le cas d'une boîte robotisée. Cette force, notée  $F_{syn}$ , permet d'appliquer un couple sur le pignon fou directement transmis sur l'arbre de sortie de la boîte. De la même façon, ce couple est répercuté sur l'avant de boîte [10].

$$T_{syn} = \frac{F_{syn} \cdot f \cdot R}{\sin \alpha} \cdot \text{sign}(\Omega_{diff}) \text{ avec } \Omega_{diff} = \Omega_e \cdot n_i - \Omega_s$$

Les paramètres  $f$ ,  $R$  et  $\alpha$  sont des caractéristiques du système de synchronisation.

Le bond-graph de la phase de synchronisation est représenté en Figure 9. Il ne tient pas compte des frottements internes de la boîte calculée pendant la phase de neutre afin de ne pas perturber le phénomène de synchronisation difficile à identifier.

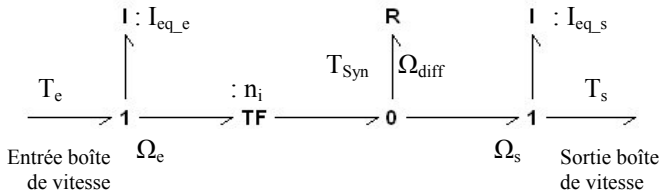


Figure 9: bond graph de la boîte simplifiée en phase de synchronisation

La dissipation relate de l'actionnement de la partie hydraulique sur le système de synchronisation. Les équations peuvent s'écrire de la façon suivante.

$$(I_e + I_{eq\_e}) \cdot \frac{d\Omega_e}{dt} = T_e - T_{syn} \cdot n_i \quad T_s = T_{syn} \text{ et } I_s = I_{eq\_s}$$

### C. Modèle complet

La Figure 10 présente l'implémentation finale du modèle de la boîte de vitesses. La partie hydraulique, directement en contact avec les entrées et les sorties du calculateur, y est aussi représentée. En phase engagée et neutre, le système hydraulique n'a pas d'influence sur la partie mécanique puisque les positions des pistons dans les vérins sont fixes. Lorsque le calculateur de la transmission engage un changement de rapport, la partie hydraulique permet donc de déterminer les nouvelles positions des pistons et si une synchronisation est nécessaire, elle fournit une force de synchronisation à la partie mécanique.

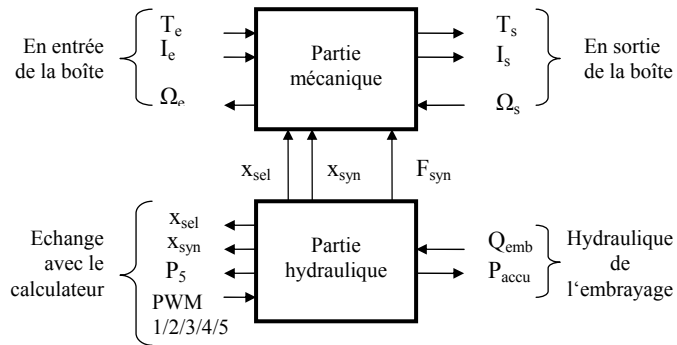


Figure 10: Implémentation finale de la boîte de vitesses complète

A partir des données du constructeur, nous avons pu paramétrer ce modèle et envisager sa validation hors ligne.

## IV. VALIDATION HORS LIGNE

La validation hors ligne consiste à vérifier le bon fonctionnement du modèle sans s'interfacer avec le calculateur. On distingue la validation en régime stabilisé et celle en régime transitoire.

Pendant la première, le modèle doit être capable de reproduire les comportements en régime établi du composant qu'il modélise à partir des mêmes stimuli que ceux utilisés expérimentalement. Ainsi, le choix des variables de comparaison est déterminant pour définir le domaine de validité du modèle. En outre, il faudra également définir des critères de validation pour accepter ou non le paramétrage relatif au comportement stabilisé du modèle.

La validation en régime transitoire permet de vérifier certains comportements dynamiques du modèle pendant un certain temps. Ainsi, les comportements devant être représentatifs seront simulés et comparés aux essais expérimentaux pendant la même durée de test. Les critères de validation pourront requérir une représentativité sur le temps ou sur la variation de certains signaux.

### A. Validation en régime stabilisé

Le test en régime stabilisé de la boîte de vitesses consiste à vérifier la phase de rapport engagé. Ainsi, pour chaque rapport, avec des valeurs différentes des entrées (couple et régime), la sortie est comparée à la boîte de vitesses réelle dans les mêmes conditions de fonctionnement. Rappelons que le modèle est basé sur le rendement de la boîte de vitesses, information déduite de mesures. Ceci explique pourquoi les écarts de validation en régime stabilisé que nous avons obtenus étaient très faibles entre le modèle et les mesures. Ainsi les critères de validation ont été atteints dès la première itération sans nécessiter des modifications du modèle. Nous allons donc maintenant décrire la validation en régime transitoire.

### B. Validation en régime transitoire

Lorsque que la boîte de vitesses est au neutre, l'entrée boîte est déconnectée de la sortie et la demande de couple en entrée est nulle. Le test consiste alors à donner une vitesse initiale à l'arbre d'entrée, à demander la mise au neutre et à ouvrir l'embrayage. Par conséquent, l'arbre d'entrée n'est soumis plus qu'à ses frottements et à son inertie. Le test Figure 11 montre le comportement de l'entrée boîte lorsque l'embrayage est complètement ouvert avec un régime initial. On peut noter de fortes oscillations dues au caractère vibratoire non pris en compte par notre modèle. On remarque aussi un comportement particulier lorsque la vitesse devient nulle, cela est dû d'une part à la précision de mesure du capteur de vitesse à faible régime et dans une moindre mesure à l'action des frottements secs. Puisque notre modèle ne tient compte que des frottements visqueux, nous avons pu les identifier à partir de la courbe moyenne.

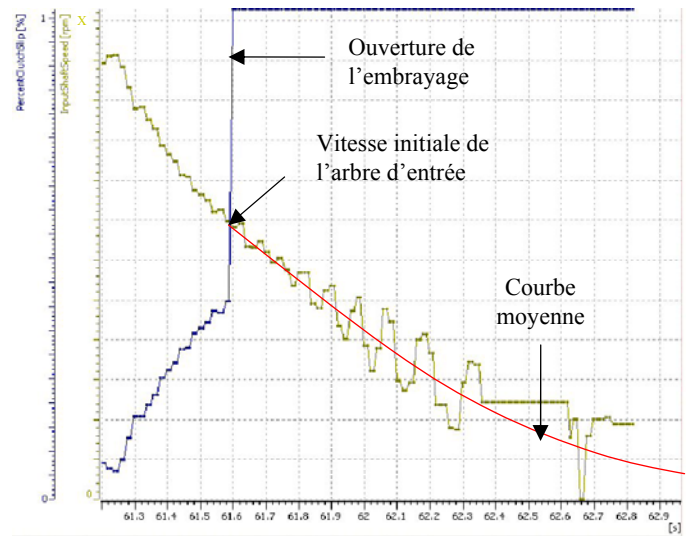


Figure 11: Essai sur véhicule de mise au neutre

A partir de l'équation du neutre :

$$(I_e + I_{eq\_e}) \cdot \frac{d\Omega_e}{dt} + b \cdot \Omega_e = T_e$$

Puisque le couple d'entrée est nul, on obtient l'équation temporelle suivante :

$$\Omega_e(t) = \Omega_e(t_0) \cdot e^{-\frac{b}{I_e + I_{eq\_e}}(t-t_0)}$$

$$\text{Et donc: } b = (I_e + I_{eq\_e}) \cdot \frac{\text{Ln}(\Omega_e(t_0)) - \text{Ln}(\Omega_e(t))}{t - t_0}$$

Des essais similaires en changeant la valeur de l'inertie d'entrée (par exemple en prenant en compte l'inertie du

moteur électrique sur le véhicule hybride) ou en changeant le régime initial permettraient d'évaluer statistiquement la pertinence du résultat trouvé.

Ainsi pour procéder à cette validation de manière fiable, il faudrait pouvoir faire de nombreuses mesures sur banc d'essai et suivre des procédures de tests comme celui décrit précédemment. Dans le contexte industriel de non-disponibilité d'une telle cellule pour effectuer ces tests, les quelques mesures disponibles ont permis une première caractérisation.

Une deuxième validation a consisté à effectuer des accélérations et décélérations en phase de rapport engagé. Les résultats ont permis de valider les inerties équivalentes calculées auparavant.

Nous avons également validé qualitativement le modèle par rapport à sa capacité de changer d'état entre les phases de rapport engagé, de neutre et de synchronisation. La validation finale de ces changements d'états est traitée dans le chapitre de validation en ligne puisqu'ils sont complètement dépendants de la commande du calculateur.

## V. INTEGRATION

Le travail d'intégration consiste à interfacer le modèle concerné correctement dans l'environnement de la plateforme. L'aspect matériel pourra nécessiter un important travail si des capteurs ou des modulateurs de puissance du calculateur réel ne sont pas encore reliés à la plateforme.

L'intégration du modèle a demandé beaucoup d'effort eu égard aux informations confidentielles du fournisseur de la boîte de vitesses. Elle a abouti à un compromis entre simulation et utilisation de composants réels dans un premier temps. De ce fait, les composants réels utilisés ont été les actionneurs et l'ensemble du système hydraulique (pompe, accumulateur, électrovannes, vérins). La partie simulée concernait les phénomènes mécaniques de la boîte de vitesses dont nous avons établi le modèle précédemment et le reste de la chaîne cinématique.

Vis-à-vis de l'ensemble des tests à effectuer sur le calculateur de la transmission, certains, considérés comme dangereux avec le système réel (comme tester une surpression dans le système hydraulique), n'étaient plus envisageables. Ainsi, dans un second temps, le but est de pouvoir utiliser le modèle complet.

## VI. VALIDATION EN LIGNE

Il s'agit d'effectuer des tests de validation du modèle piloté par le calculateur concerné. Ainsi la commande du calculateur va opérer en temps réel sur le modèle par l'intermédiaire des modulateurs de puissance. Des fonctionnalités complètes peuvent alors être validées comme par exemple les différentes étapes du changement de rapport à partir de critères temporels. Enfin, la représentativité de la plateforme peut être évaluée.

Dans ce but, nous avons mis en place plusieurs procédures de test qui ont été effectuées sur plusieurs véhicules de configurations différentes dotés de la boîte de vitesses modélisée. Ces mêmes procédures ont été faites sur la plateforme HIL préalablement configurée conformément aux configurations des véhicules. Ainsi, cela a permis d'obtenir des enregistrements pour chaque configuration d'un part de mesures sur véhicules et d'autre part de résultats de simulation.

Dans ce papier, nous avons choisi de présenter les résultats de corrélation pour la montée de rapport. La courbe suivante, Figure 12, permet d'exprimer pour plusieurs variables

comparées (à chaque sommet du graphe), les différences entre les résultats de simulation pour chacune des configurations et les mesures faites sur chacun des véhicules de configuration analogue. Ainsi les mesures sur véhicules sont prises comme références (100%) et les résultats de simulation sont exprimés par des pourcentages de corrélation avec la configuration de référence.

### Caractéristiques de montée de rapport

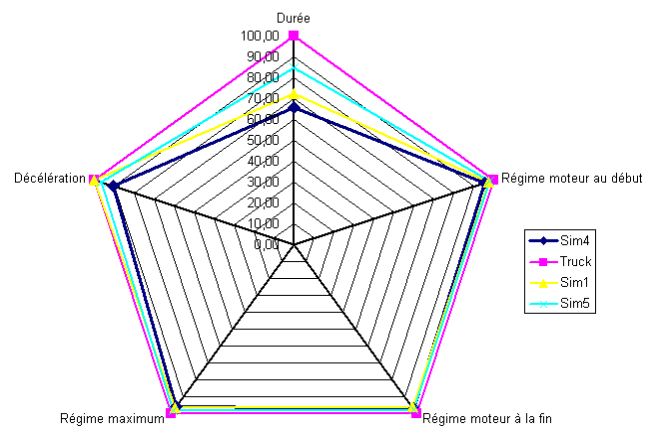


Figure 12: Comparaison des montées de rapport

La comparaison des régimes a donné de très bons résultats. Cela est cohérent avec les tests en vitesse stabilisée. La pente de décélération est également bien suivie avec un maximum de 10% d'erreur. La durée du changement de rapport (c'est à dire le temps entre le dé-crochage de l'ancien pignon engagé et le crochage du nouveau pignon) reste le point le plus divergent entre le banc et le véhicule. Cela signifie que le temps de la synchronisation de la sortie boîte avec l'entrée boîte et l'arbre moteur n'est pas assez représentatif (jusqu'à 55% d'erreur). Cela s'explique par l'utilisation du système hydraulique réel. En effet, cela a nécessité la mise en place d'un second système réel additionnel s'opposant au déplacement du piston durant la synchronisation afin de simuler la charge. Cette force devait être dépendante de la position du piston, c'est pourquoi une cartographie lui a été associée pendant la phase d'intégration. Celle-ci devra donc être retravaillée de façon à être plus représentative ou devra prendre en compte de nouvelles données d'entrée. En attendant ce travail, nous avons pu délimiter les domaines de validité de différentes variables clés du modèle en fonction des caractéristiques des véhicules, ceci dans le but de connaître exactement qu'elles sont les spécifications vérifiables et non vérifiables du système à tester.

## VII. CONCLUSION

Nous avons compris en introduction l'importance de garantir la qualité des solutions logicielles implémentées dans les calculateurs. C'est pourquoi les moyens de tests doivent être totalement opérationnels, c'est-à-dire permettre la vérification de l'ensemble des spécifications, et fiables. Pour le premier point, nous avons présenté la plateforme de simulation HIL comme solution efficace à condition qu'elle soit entièrement construite à partir des spécifications du système à tester. Pour obtenir la fiabilité, nous avons développé une démarche d'intégration de nouveaux modèles. A partir de l'exemple de la boîte de vitesses, nous avons pu l'illustrer et montrer son efficacité particulièrement avec la simplification des modèles obtenue par l'étude phénoménologique du bond graph. L'intérêt de cette démarche est d'être capable d'établir la couverture exacte des plans de test si par exemple il y a eu simplification du modèle pour diverses raisons.

Appliquée à l'ensemble d'un système électronique, cette démarche nous a permis de construire un simulateur complexe au sein de Volvo Powertrain dans le but de vérifier l'ensemble des électroniques relatives au fonctionnement d'un groupe motopropulseur hybride.

#### VIII. REMERCIEMENTS

Les travaux présentés dans ce papier ont été obtenus par une étroite collaboration entre le laboratoire Ampère et Volvo Powertrain. Les auteurs remercient spécialement tous les acteurs de Volvo Powertrain impliqués dans cette étude.

#### IX. RÉFÉRENCES

- [1] E. R. Lumpkin, M. Gabrick, *Hardware/Software Design and Development Process*, 2006-01-0170, SAE World Congress 2006, April 3-6, Detroit.
- [2] J. Brunet, L. Flambard, A. Yazman, *A hardware in the loop (HIL) model development and implementation methodology and support tools for testing and validating car engine electronic control unit (ECU)*, TCN CAE 2005, October 5-8, Lecce, Italy.
- [3] Karnopp, D.C., Margolis, D.L., Rosenberg, R.C. *System Dynamics: Modeling and Simulation of Mechatronic Systems*, John Wiley & Sons, 3<sup>rd</sup> edition, 2000, New York, 166 p.
- [4] S. Renard, E. Bideaux, X. Brun, D. Thomasset, W. Marquis-Favre, P. Lager, *Machine Drive System Modelling for HIL Simulation*, 2<sup>nd</sup> International Conference APE – SIA, 2007, 26-27 September, Paris.
- [5] S. Renard, *Validation « Hardware in the Loop » de l'architecture de commande embarquée du groupe motopropulseur hybride pour véhicules industriels*, Thèse de doctorat, INSA Lyon, 261p, ISAL-0131, 2008.
- [6] D. Brunel, L. Flambard, C. Lompre, A. Sarrazin, *Hardware in the loop (HIL) tools development and use process for testing and validating car and trucks electronic control units (ECU)*, OTEKON'06, 2006, June 26-28, Bursa, Turkey.
- [7] G. Dauphin-Tanguy and P. Borne M. Lebrun, *Order Reduction of Multi-time Scale Systems Using Bond Graphs, the Reciprocal System and the Singular Perturbation Method*, Journal of the Franklin Institute, Vol. 319, Issues 1-2, pp151-171, 1985.
- [8] L.S. Louca, J.L. Stein, G.M. Hulbert, and J.K. Sprague, *Proper Model Generation: An Energy-Based Methodology*, International Conference of Bond Graph modeling, ICBGM 1997, SCS Simulation Series, Vol. 29, No.1, pp44-49, 1997.
- [9] C. Sueur and G. Dauphin-Tanguy, *Bond graph approach to multi-time scale systems analysis*, Journal of the Franklin Institute, Vol. 328, Issues 5-6, pp1005-1026, 1991.
- [10] D. Derrien, *Oscillations transitoires dans les chaînes cinématiques automobiles*, Thèse de doctorat, Université de Nantes, 1999, 264p.