



Université des Sciences et Technologies de Lille

École Doctorale des Sciences Pour l'Ingénieur

Thèse

pour obtenir le grade de

Docteur de l'Université des Sciences et Technologies de Lille

Spécialité : Génie Électrique

Présentée et soutenue publiquement par

LHOMME Walter

le 16 novembre 2007

**GESTION D'ÉNERGIE DE
VÉHICULES ÉLECTRIQUES HYBRIDES BASÉE SUR LA
REPRÉSENTATION ÉNERGÉTIQUE MACROSCOPIQUE**

Membres du jury :

M. ALLANO Sylvain, *Rapporteur*, ENS Cachan

M. BADIN François, *Examineur (Président)*, INRETS Bron

M. BOUSCAYROL Alain, *Directeur de la thèse*, Université de Lille 1

M. DELARUE Philippe, *Codirecteur de la thèse*, Université de Lille 1

M. HENNEQUET Gonzalo, *Examineur*, Renault Technocentre

Mme. LEMAIRE-SEMAIL Betty, *Examineur*, Université de Lille 1

M. RUFER Alfred, *Examineur*, EPF Lausanne

M. VAN MIERLO Joeri, *Rapporteur*, VU Bruxelles

« Il est téméraire de rechercher les causes physiques, mais c'est en ayant le courage à la fois de formuler des théories et de les rejeter ensuite que la connaissance de la Nature avance ».

Henry-Norris Russell
(Les Novae et les Naines blanches, I, 1941, p. 4.).

Remerciements

Je tiens à remercier Messieurs Alain Bouscayrol et Philippe Delarue, respectivement Professeur et Maître de Conférences à l'Université des Sciences et Technologies de Lille, pour les conditions de travail particulièrement favorables pour mener à bien cette thèse au Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance de Lille. Cette thèse ne serait pas ce qu'elle est sans les nombreux échanges et interactions que nous avons eus. Qu'ils puissent trouver dans ce mémoire toute la reconnaissance que je leur adresse.

J'aimerais remercier Monsieur François Badin, Directeur de Recherche à l'Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité, qui m'a fait un grand honneur de bien vouloir présider le jury et d'être examinateur de cette thèse de doctorat.

Je remercie également Monsieur Sylvain Allano, Professeur à l'École Nationale Supérieure de Cachan, et Monsieur Joeri Van Mierlo, Professeur à la Vrije Universiteit de Bruxelles, pour avoir accepté d'être les rapporteurs de ce mémoire.

Je suis reconnaissant à Madame Betty Lemaire-Semail, Professeur à l'Université des Sciences et Technologies de Lille, Monsieur Alfred Rufér, Professeur à l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne, et Monsieur Gonzalo Hennequet, Chef de groupe à Renault Technocentre, d'avoir accepté d'être examinateurs de cette thèse.

Je voudrais également remercier Monsieur Rochdi Trigui, Chargé de Recherches à l'Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité, pour l'aide qu'il a pu m'apporter durant mes séjours de recherches dans l'équipe « véhicules hybrides » du Laboratoire Transport et Environnement.

Une pensée pour Monsieur Philippe Barrade, Premier Assistant à l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne, pour ses diverses interactions, notamment dans la phase finale.

Mes remerciements vont aussi aux membres du bâtiment P2, 1^{er} étage, du Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance à l'Université des Sciences et Technologies de Lille. L'ambiance et l'entraide qui y règne sont plus qu'un atout lorsque l'on commence un doctorat. Un grand merci plus particulièrement à Keyu, Julien, Virginie, Thomas, Kader, Antoine, Anne-Laure, Francisc et Maxime pour leur convivialité.

Je ne peux finir ces remerciements sans avoir une pensée pour ma petite amie et mes parents pour l'encouragement qu'ils ont pus m'apporter durant ce doctorat.

Résumé

La résolution du problème de pollution est l'un des défis du XXI^{ème} siècle. Ces dernières années ont vu un développement important de Véhicules Électriques Hybrides (VEHs) qui allient les avantages des propulsions thermique (autonomie) et électrique (faible pollution). Le système embarqué est de plus en plus complexe car il multiplie les éléments de conversion énergétique ainsi que les couplages. L'objectif de ce travail est de proposer une méthodologie d'étude de VEHs pour en déduire des règles de commande (gestion locale de l'énergie) et de stratégie (gestion globale de l'énergie). Nous avons utilisé la Représentation Énergétique Macroscopique (REM), qui décrit de manière synthétique des systèmes complexes et leur commande, basée sur le principe d'action et de réaction des éléments connectés. Trois types de véhicules ont ainsi été étudiés, les architectures hybrides série, parallèle et mixte. La REM permet de mettre en avant les nœuds énergétiques des VEHs étudiés. En se basant sur l'exploitation des contraintes et propriétés énergétiques des sous systèmes associés, l'inversion de ces couplages fait apparaître, au sein de la structure de commande locale, les divers degrés de liberté qui mènent à l'articulation de la gestion globale de l'énergie des architectures étudiées. De part la complexité et la multidisciplinarité des véhicules hybrides, ce travail a également participé à l'extension des travaux de formalisme pour la commande et la gestion d'énergie des systèmes à énergies réparties. De nombreux travaux sont en cours et restent à faire pour développer ce type de véhicule.

Mots clés : Véhicules électriques hybrides, traction, représentation énergétique macroscopique, méthodes graphiques, commande automatique, gestion d'énergie.

Abstract

Emissions of pollutant are one of the most important challenges of 21st century. A significant development of Hybrid Electric Vehicles (HEVs) has been realised during the last years. These vehicles combine the advantages of the thermal propulsion (autonomy) and electrical propulsion (weak pollution). The on-board system is increasingly complex because it is composed of numerous components and connections. The objective of this work is to develop a methodology to study HEVs in order to deduce their control rules (energy local management) and strategy (energy global management). Energetic Macroscopic Representation (EMR) has been chosen because it describes synthetically complex systems and their control, based on the principles of causality and interactions. Three types of vehicles are thus studied, hybrid architectures series, parallel and combined. EMR has for advantage to expose clearly the distribution of energy using coupling devices. The inversion of these couplings determines supplementary freedom degrees, which are very useful for energy management. The complexity and the multidisciplinary of the hybrid vehicles require extension of the formalism for the control and the energy management. Some experimental results validate new energy management concepts that have been developed.

Keywords: Hybrid electric vehicles, traction, energetic macroscopic representation, graphical methods, automatic control, management energy.

Table des matières

Introduction	1
1 Le véhicule électrique hybride : présentation et représentations	5
Résumé du chapitre	6
1.1. Le véhicule hybride : du pourquoi au comment.....	7
1.1.1. Pourquoi l'hybride ?.....	7
1.1.2. Concept du véhicule hybride.....	11
1.1.3. Classifications des véhicules hybrides	12
1.1.4. Perspective de l'automobile hybride	17
1.1.5. Stratégies de supervision pour véhicules hybrides.....	19
1.2. Formalismes multi physiques pour la description de véhicules hybrides	24
1.2.1. Bond Graph et formalismes dérivés	25
1.2.2. Graphe Informationnel Causal	32
1.2.3. Comparaison des formalismes	34
1.2.4. Représentation Énergétique Macroscopique	35
1.3. Conclusion.....	38
2 Représentation Énergétique Macroscopique de véhicules électriques hybrides.....	39
Résumé du chapitre	40
2.1. REM d'un VEH série avec supercondensateurs	41
2.1.1. Présentation du VEH série	41
2.1.2. Modélisation du bus continu : problématique du couplage énergétique.....	42
2.1.3. Modélisation du VEH série	44
2.2. REM d'un VEH parallèle à double embrayage.....	55
2.2.1. Présentation du VEH parallèle	55
2.2.2. Modélisation de la transmission : problématique de l'embrayage.....	55
2.2.3. Modélisation du VEH parallèle.....	64
2.3. REM d'un VEH mixte avec train planétaire	69
2.3.1. Présentation du VEH mixte.....	69
2.3.2. Modélisation du train planétaire : problématique du nœud inertiel	69
2.3.3. Modélisation du VEH mixte	77

2.4.	Conclusion sur la REM de VEHS.....	80
3	Commande par inversion et gestion d'énergie de véhicules électriques hybrides ..	81
	Résumé du chapitre	82
3.1.	Préambule sur la gestion des VEHS étudiés	83
3.1.1.	Méthodologie d'étude des systèmes couplés	83
3.1.2.	Modes de fonctionnement de VEHS.....	87
3.1.3.	Stratégie du stockeur d'énergie et du moteur thermique.....	90
3.2.	Commande du VEH série avec supercondensateurs	93
3.2.1.	Analyse générale du VEH série	93
3.2.2.	Structure de commande du VEH série	96
3.2.3.	Gestion énergétique globale du VEH série	99
3.2.4.	Résultats de simulation et validation expérimentale	103
3.2.5.	Bilan de la commande du VEH série	108
3.3.	Commande du VEH parallèle à double embrayage	109
3.3.1.	Analyse générale du VEH parallèle	109
3.3.2.	Structure de commande du VEH parallèle.....	112
3.3.3.	Gestion énergétique globale du VEH parallèle	116
3.3.4.	Résultats de simulation et validation expérimentale	119
3.3.5.	Bilan de la commande du VEH parallèle	124
3.4.	Commande du VEH mixte avec train planétaire.....	125
3.4.1.	Analyse générale du VEH mixte.....	125
3.4.2.	Structure de commande du VEH mixte.....	128
3.4.3.	Gestion énergétique globale du VEH mixte.....	133
3.4.4.	Résultats de simulation.....	136
3.4.5.	Bilan de la commande du VEH mixte.....	137
3.5.	Conclusion sur la commande et gestion d'énergie de VEHS	138
	Conclusion générale	141
	Annexe A. Éléments constitutifs de formalismes.....	145
	Annexe B. Structure Maximale de Commande de convertisseurs classiques.....	155
	Annexe C. Présentation d'éléments constituants	157
	Annexe D. Plates formes expérimentales	165
	Annexe E. Limites du VEH mixte.....	173
	Abréviations.....	175
	Bibliographie.....	177

Introduction

Les rejets de polluants des véhicules routiers préoccupent depuis déjà longtemps gouvernements et pouvoirs publics. Depuis les années 1970, constructeurs et équipementiers ont commencé à mettre en place des véhicules de moins en moins polluants. Cependant, même si les moteurs thermiques s'améliorent d'année en année, la consommation ne diminue pas significativement. L'une des raisons principales est l'accroissement de la demande de puissance au groupe motopropulseur pour les performances demandées, la sécurité et le confort des usagers. Avec une part estimée à 32 % des émissions globales de dioxyde de carbone (CO₂) en 2004 [EIA 06], le secteur transport est le premier contributeur au réchauffement de la planète. L'accroissement de la population prévu entre 1990 et 2025 et le développement de certains pays asiatiques amplifient ce phénomène [EIA 05].

La résolution du problème de la pollution est donc l'un des défis du XXI^{ème} siècle. En outre, la réduction des ressources fossiles remet progressivement en cause l'utilisation des véhicules à propulsion thermique. Le véhicule tout électrique semble a priori ne pas être une solution viable à court et moyen termes de part sa faible autonomie et son temps important de recharge. Ainsi, depuis peu, des nouvelles structures alternatives aux véhicules conventionnels, qui allient les avantages des propulsions thermique et électrique, sont mises en place. Ces nouveaux véhicules sont nommés véhicules hybrides. De nombreuses solutions ont ainsi été proposées [CHAN 02, TRIGUI 03] dont quelques unes utilisant de nouvelles technologies telles que les supercondensateurs et les piles à combustible [VAN MIERLO 06]. Ces véhicules hybrides devraient permettre une réduction significative, d'une part des polluants, et, d'autre part de la consommation, réduisant ainsi le taux de CO₂.

De part sa conception et sa structure le véhicule électrique hybride fait partie des systèmes pluridisciplinaires. Il demande des compétences multiples pour son développement, sa conception et sa gestion d'énergie. La gestion de l'énergie électrique est au cœur même de la problématique de ce type de véhicules. En effet, diverses fonctionnalités y sont associées : la production et la distribution d'énergie électrique à bord (alternateurs, piles à combustible, réseaux de bord...), la conversion de l'énergie électrique (machines électriques de traction, résistance de dissipation...), le stockage (batteries électrochimiques, supercondensateurs...) ou encore la réalisation d'étages d'adaptation (convertisseurs statiques, bus continu...). D'autres domaines de la physique comme la mécanique (différentiel mécanique, boîte de vitesses...), l'automatique (gestion locale et globale du système), la thermique (moteur à combustion interne, turbine à gaz...) ou encore la chimie (électrolyses, batteries...) sont également mis à contribution.

Dans la plupart des applications existantes, l'aspect énergétique est étudié de manière globale. Cette vision énergétique permet d'avoir, en théorie, la consommation minimale (tout en satisfaisant la demande du conducteur) en utilisant des algorithmes mathématiques complexes. Néanmoins, dans cette approche, la gestion des flux énergétiques entre les composantes du véhicule et leurs contraintes associées (nœuds énergétiques par exemple) sont souvent négligées. Cette approche simplifiée peut engendrer un rendement énergétique global affaibli et des performances dynamiques réduites. Pour ces

systèmes multi physiques, il semble évident qu'il reste de nombreux travaux à réaliser pour améliorer la gestion énergétique de l'ensemble.

Dans ce cadre, une opération nationale a été mise en place au sein du réseau trans-régional sur les transports terrestres (RT3)¹ du Ministère de la Recherche pour coordonner les activités de partenaires académiques et industriels sur ce thème : MEGEVH (Modélisation Énergétique et Gestion d'Énergie de Véhicules Hybrides) [MEGEVH 07]. Cette opération se compose de plusieurs projets dont « MEGEVH – stratégie » qui se focalise sur les stratégies de gestion énergétique de tels systèmes. Par rapport aux projets actuels en cours, souvent très ciblés, le projet « MEGEVH – stratégie » se démarque en prenant aussi en compte la gestion d'énergie locale en l'articulant avec la stratégie globale, pour une réelle gestion en temps réel. Les travaux que nous avons effectués dans cette thèse s'inscrivent dans le cadre de ce projet. Parmi les laboratoires impliqués, on retrouve le Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance (L2EP) et le Laboratoire Transports et Environnement (LTE) de l'Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité (INRETS) de Bron spécialisé dans le domaine de l'étude et la caractérisation des véhicules électriques et hybrides au travers de l'équipe de recherche « Véhicule Hybrides ». Diverses validations expérimentales ont pu être réalisées au LTE dans le cadre du projet « MEGEVH – stratégie ».

Les véhicules hybrides possèdent des chaînes de conversions complexes. Les interactions entre les divers sous-systèmes sont par conséquent complexes et les contraintes de chacun plus limitatives sur l'ensemble du système. La gestion énergétique, tant d'un point de vue global que local, est donc également difficile à mettre en œuvre. Afin de répondre au mieux à ces attentes, une représentation modélisant le véhicule dans un réel esprit systémique est souhaitable.

L'objectif de cette thèse vise à proposer une méthodologie d'étude de véhicules électriques hybrides pour en déduire des règles de commande (gestion locale de l'énergie) et de stratégie (gestion globale de l'énergie) en se basant sur l'exploitation des contraintes et propriétés énergétiques des sous systèmes associés. Nous pouvons noter que cette étude est réalisée dans le thème Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs (SMM) de l'équipe commande du L2EP. En effet, des outils ont été développés pour organiser le système selon une approche systémique, c'est-à-dire une analyse globale où les différents composants sont dans une relation d'interdépendance [BOUSCAYROL 03]. Une représentation dédiée est la Représentation Énergétique Macroscopique (REM). L'application aux véhicules hybrides paraît particulièrement pertinente car ces systèmes multisources offrent naturellement de nombreuses combinaisons et interactions. Comme nous le verrons, la complexité des structures hybrides nous amènera à étendre les règles existantes de la REM.

La première partie de ce mémoire se subdivise en deux points essentiels. Le premier vise à situer, par une étude bibliographique, les véhicules électriques hybrides. Les questions substantielles, tant d'un point de vue conception que d'un point de vue stratégie, seront synthétisées afin de faire apparaître la difficulté de la mise en œuvre de telles structures. Le second point de cette partie fait office de

¹ Le réseau interrégional de Recherches Technologiques pour les Transports Terrestres (RT3), rassemblant 5 pôles scientifiques et technologiques régionaux, apporte une dimension territoriale et industrielle au travail du Point de Contact National transports (PCN). Il favorise son action par la mise en oeuvre de groupes de diffusion et l'organisation de journées thématiques [RT3 07].

synthèse sur les formalismes pouvant prétendre à une modélisation physique et macroscopique. Divers formalismes seront ainsi présentés en vue de déterminer celui qui sera choisi pour dégager, d'une part des structures de commande, et, d'autre part une optimisation énergétique.

La seconde partie est dédiée à l'utilisation de la Représentation Énergétique Macroscopique (REM) pour trois architectures hybrides différentes, à savoir les architectures série, parallèle et mixte. Le véhicule électrique hybride série avec supercondensateurs fera apparaître un problème de représentativité concernant les couplages énergétiques. Le véhicule électrique hybride parallèle à double embrayage mettra en exergue la notion de représentation multi-modèles au sein d'une même formulation. Enfin, le véhicule électrique hybride mixte mettra en évidence l'intérêt de faire apparaître une représentation d'éléments vectoriels.

La troisième et dernière partie présente la commande des trois architectures hybrides étudiées. Le contrôle de l'architecture série mettra en évidence les degrés de liberté soulignés par la REM et exploités par les règles d'inversion. Une nouvelle règle concernant l'inversion des couplages énergétiques sera présentée et validée expérimentalement sur ce premier cas d'étude. Une validation expérimentale fera apparaître l'importance des degrés de liberté au sein d'une commande. Afin de prendre en compte la gestion énergétique des systèmes multi-modèles, le contrôle de l'architecture parallèle donnera lieu à une extension des règles d'inversion du formalisme REM. Cette commande originale sera vérifiée expérimentalement sur un émulateur d'un véhicule thermique. Quant à l'architecture mixte, la nouvelle démarche d'inversion des couplages énergétiques mettra en avant la notion de critères interdépendants dans la commande. Pour ces trois véhicules, nous avons opté pour une gestion énergétique basée sur les mêmes considérations.

Diverses annexes présentent les outils et formalismes utilisés, des précisions sur certains composants de ces véhicules, ainsi que les plates formes expérimentales du L2EP et du LTE-INRETS. Les différentes abréviations sont rappelées à la fin de ce mémoire.

1

Le véhicule électrique hybride : présentation et représentations

« Si quelqu'un veut sérieusement rechercher la vérité, il ne doit pas faire choix d'une science particulière ; elles sont toutes unies entre elles et dépendent les unes des autres. Qu'il pense seulement à accroître la lumière naturelle de sa raison ».

Descartes

Résumé du chapitre

L'objectif de ce chapitre est tout d'abord de réaliser une présentation succincte des aspects caractérisant un véhicule électrique hybride, afin de poser leurs avantages et inconvénients (§ 1.1). L'enjeu majeur de ce type de véhicule correspond à la gestion des flux énergétiques. Cela est d'autant plus délicat à atteindre que ces systèmes sont pluridisciplinaires et qu'ils disposent de chaînes de conversion multiples et imbriquées. Une représentation physique semble un intermédiaire incontournable pour dégager des structures de commande et de gestion adaptées. Différents formalismes de représentation seront ainsi présentés afin de faire ressortir celui qui sera adapté à une représentation physique, en vue de réaliser une optimisation énergétique (§ 1.2). Une conclusion permettra de rappeler les points essentiels d'un véhicule hybride et argumentera sur le formalisme choisi (§ 1.3).

1.1. Le véhicule hybride : du pourquoi au comment

Cette partie aura pour objectif de rappeler les différents aspects concernant le véhicule hybride. Elle fera office d'introduction quant à l'utilisation de tels véhicules ainsi que de sa complexité de mise en œuvre.

Dans un premier temps, nous rappellerons l'intérêt de ce type de véhicule. Les points essentiels du véhicule hybride seront rappelés dans un second temps, et diverses classifications possibles seront résumées. Une perspective de l'automobile hybride sera ensuite exposée succinctement. Finalement, nous présenterons les lois de gestion applicables sur ces véhicules.

1.1.1. Pourquoi l'hybride ?

De nos jours tous les véhicules (ou presque) utilisent comme source d'énergie principale des carburants d'hydrocarbures (essence ou gasoil). Ces carburants sont pour l'instant les seuls à pouvoir être stockés facilement avec une densité énergétique volumique élevée ($\approx 10 \text{ kWh/litre}$). À titre indicatif, les meilleures batteries qui peuvent équiper les véhicules électriques disposent seulement d'une densité énergétique volumique voisine de 200 Wh/litre (Li-Ion, Li-Polymer...) [CHAN 02, JOSHI 06]. En outre, les batteries ont un temps de recharge très long. On comprend fort aisément la préférence des constructeurs pour le véhicule thermique au début du vingtième siècle.

Pour propulser le véhicule, une combustion entre carburant et comburant est réalisée dans le moteur thermique. L'énergie calorifique produite par la combustion du mélange gazeux carburé est transformée en une énergie mécanique. Un moteur parfait ne dégagerait que de l'eau (H_2O) et du dioxyde de carbone (CO_2). Mais actuellement la combustion d'hydrocarbures dans les moteurs à combustion est telle qu'elle engendre des émissions de polluants.

Polluants – Les polluants sont classés en deux parties, la pollution dite locale (ou régionale) et la pollution de fond (transfrontalière ou globale). Nous les appellerons polluants primaires et secondaires.

Les polluants primaires ont leurs effets qui sont ressentis à proximité des agglomérations. Ils dépendent des conditions géographiques du site (vallée, altitude...) ainsi que des conditions atmosphériques (ensoleillement, vent, pluie...). À l'heure actuelle la réglementation des émissions automobiles ne concerne que quatre polluants [DEGOBERT 94, BADIN 01a, CCFA 07a, EHSANI 05] :

- Les composés organiques volatiles (COV) parmi lesquels on distingue les hydrocarbures imbrûlés (HC) qui sont issus de l'évaporation de carburant et d'une combustion incomplète ;
- Les oxydes d'azote (NOx) qui contribuent aux « pluies acides » responsables de la destruction des forêts et de la corrosion des monuments et édifices dans les pays fortement industrialisés ;
- Le monoxyde de carbone (CO), véritable poison pour chaque être vivant qui le respire, bloquant l'hémoglobine² ;
- Les particules Diesel qui émettent surtout des particules de taille inférieure à $10 \mu\text{m}$ (PM 10), dont les effets sur la santé reste de nos jours encore méconnus.

² L'hémoglobine est un protéide ferrugineux, constituant essentiel des globules rouges et intervenant dans la respiration des vertébrés.

Les polluants secondaires ont des effets qui peuvent couvrir plusieurs pays ou même toute la planète. Dans le domaine de l'automobile, ces polluants peuvent se réduire à un seul polluant : l'ozone troposphérique (O₃) qui résulte d'une transformation complexe entre COV et NO_x sous l'effet des ultraviolets (UV). Il est aussi à l'origine des « smogs » photochimiques, brouillard oxydant dans les régions de fort ensoleillement qui peut s'étendre sur des centaines de kilomètres. Ce gaz incolore présente des effets similaires à ceux du dioxyde d'azote (NO₂ - NO_x) mais à des taux beaucoup plus faibles.

Le gaz à « effet de serre » – Le dioxyde de carbone encore appelé gaz carbonique (CO₂) est présent de manière naturelle dans l'atmosphère à hauteur de 0,03 %. Ce gaz incolore faiblement acidulé non inflammable n'apparaît pas dans la liste non exhaustive des polluants. En effet, le qualifier de polluant ne lui convient pas car il n'est nullement toxique pour l'organisme et la végétation [CCFA 07b]. Il est également appelé gaz à « effet de serre » car il contribue principalement au réchauffement de la surface de la planète par « effet de serre ». Les gaz à « effet de serre » laissent passer 48 % du rayonnement solaire réchauffant ainsi océans et continents. Par ailleurs, ils absorbent à 80 % le rayonnement infrarouge réémis par la surface terrestre. Sans eux la température moyenne à la surface de la Terre serait de -18°C au lieu des +15°C actuellement [DEGOBERT 92]. Le CO₂ émit naturellement par les océans, sols, végétations ou autres, est stocké par les océans sous forme de carbonates et transformé par les plantes par photosynthèse³ mais en quantité insuffisante.

Selon le ministère de l'environnement français, en 1880 on comptait 280 ppm⁴ de CO₂ contre 345 ppm de nos jours avec une tendance actuelle à s'accroître de 1,5 ppm par année. Les hypothèses envisagées par les climatologues pour le siècle prochain prévoient un doublement du dioxyde de carbone qui induirait un réchauffement de la planète de 2 à 3°C [DEGOBERT 92]. La fonte des glaces pourrait engendrer une augmentation du niveau de la mer causant des inondations dans les régions côtières. Les accidents météorologiques tel que la modification des régimes de vent et de pluie s'intensifieraient.

D'après une étude de l'Energy Information Administration, le secteur transport participerait à un taux de proportion de 30 % en ce qui concerne les émissions de dioxyde de carbone. La tendance des émissions du dioxyde de carbone est à la hausse. Le secteur transport y contribue fortement. L'accroissement de la population prévu entre 1990 et 2025 et le développement des pays asiatiques risque d'amplifier le phénomène [EIA 05]. Il faut donc trouver un moyen pour faire face à ce problème. Le CO₂ étant directement lié à la consommation de carburant des véhicules, il suffit de la réduire pour diminuer le taux du dioxyde de carbone⁵.

³ La photosynthèse est une conversion de l'énergie lumineuse en énergie chimique qui s'effectue principalement au niveau des organes verts des plantes. La plante éclairée absorbe le CO₂ et rejette de l'oxygène en quantité égale. On peut dire qu'elle agit comme un régulateur de CO₂.

⁴ Les « parties par million » (ppm) sont une unité de mesure des polluants présents dans l'air, les sols, l'eau ou les tissus des organismes vivants. Un ppm équivaut par exemple à un cube de glace (5 grammes) dans 5 tonnes de glace. Bon nombre des vitamines dont nous avons besoin peuvent jouer efficacement leur rôle dans notre corps à des concentrations de l'ordre du ppm. Les polluants peuvent être toxiques à ces mêmes faibles concentrations. Source : La Voie Verte - Région de l'Ontario, <http://www.on.ec.gc.ca> (consulté en mai 2007)

⁵ Le rejet d'émission de dioxyde de carbone est quasi-proportionnel à la consommation de carburant à hauteur de 2,5 kg de CO₂ pour 1 litre de carburant consommé.

Que faire ? – Depuis 1970 les constructeurs ont fait des efforts considérables afin de diminuer la pollution émise par les transports routiers. Ainsi, en Europe, plus d'une quinzaine de directives établissant des normes de plus en plus strictes sur la qualité des carburants, sur la mesure de la consommation et des émissions ont été instaurées. Un véhicule automobile fabriqué en 2001 produit trois fois moins de polluants qu'un véhicule de même catégorie, fabriqué en 1993 [CCFA 07c].

Ces améliorations passent avant tout par un net progrès du contrôle moteur (amélioration du rendement énergétique) et du « post-traitement » (exemple du pot catalytique). Les techniques sont diverses et variées, et dépendent du type de moteur employé. On peut citer à titre d'exemple l'un des progrès fort de ces dernières années : le moteur diesel à injection directe appelé plus communément dans le jargon automobile « common rail ». Ce véhicule apparu au grand public en 1997 pour la commercialisation de l'*Alfa Romeo 156 JTD*, utilise un système d'injection entièrement piloté par ordinateur. Celui-ci permet d'envoyer le carburant (gasoil) directement dans les cylindres sans passer par une préchambre à combustion (comme pour les moteurs à injection indirecte). Ce type de moteur permet de réduire la consommation (grâce à l'injection directe), la pollution (haute pression) et le bruit caractéristique des moteurs diesels des anciennes générations (injection électronique) [DUPRAZ 98].

Ces progrès considérables ont permis une réduction significative des polluants, mais qu'en est-il du dioxyde de carbone, principal gaz à « effet de serre » ? Certes les constructeurs ont amélioré sans aucun doute leurs moteurs, mais en contre partie sécurité et confort (airbags, vitres électriques, climatisation...) augmentent d'années en années. La puissance demandée au groupe motopropulseur est donc de plus en plus importante. De ce fait, comme le rendement du moteur thermique s'améliore mais qu'on lui en demande de plus en plus, la consommation de carburant d'un véhicule et donc le rejet d'émission de CO₂ ne peut diminuer que faiblement.

Afin de pouvoir diminuer significativement la consommation (et par la même occasion le CO₂) des véhicules classiques, plusieurs possibilités peuvent être envisageables [BENSAÏD 04] :

- utilisation de nouveaux carburants : carburants alternatifs comme le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfiés), le GNV (Gaz Naturel de Ville), les biocarburants (exemple de l'éthanol)... ;
- amélioration de l'aérodynamisme, la réduction du poids par l'utilisation d'alliages légers (aluminium à la place de l'acier), le remplacement des systèmes de transmission classique par des systèmes optimisés comme la CVT (Continuous Variable Transmission), ou encore par l'amélioration des huiles moteurs permettant d'avoir moins de frottements... ;
- progression des moteurs thermiques existant en passant par la technologie par injection directe ou par le downsizing⁶.

Ces progrès sont certes probants mais cela ne suffira pas. En effet si constructeurs et gouvernements s'entendent aussi bien sur le fait qu'il faille réduire au minimum la consommation des véhicules quels qu'ils soient, à partir d'aujourd'hui, c'est en partie pour combattre la pollution mais aussi pour trouver un moyen de contourner la pénurie annoncée de pétrole. Dans [EHSANI 05], une étude montre que si le taux de découverte de ressources fossiles devait continuer à son niveau actuel et que si la consommation devait augmenter selon les tendances actuelles, alors les ressources de pétrole seraient épuisées en 2038 (Figure 1-1).

⁶ Le downsizing est la réduction de cylindrée avec maintien des performances, en particulier du couple à bas et haut régime, avec une utilisation systématique de la turbo suralimentation, qui pourraient conduire à des réductions de la consommation de l'ordre de 5 à 10 %.

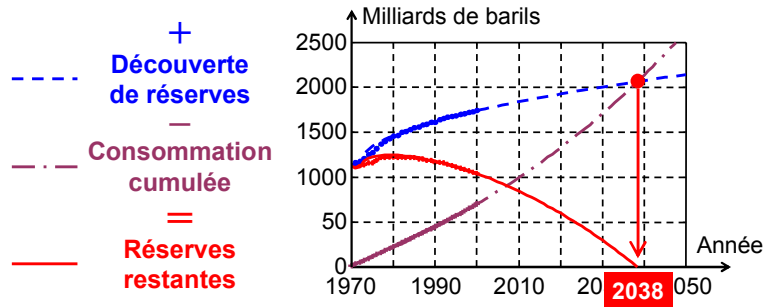


Figure 1-1. Découverte de réserves, consommation cumulée, et réserves restantes [EHSANI 05]

La Figure 1-2 représente à titre indicatif l'évolution entre 1980 et 2004 de la consommation régionale journalière de pétrole dans le monde. On peut voir clairement l'émergence forte des pays en voie de développement comme l'Asie et l'Océanie. Avec un peu moins de 83 millions de barils⁷ (soit environ 13 milliards de litres) consommés par jour en 2004, on comprend pourquoi les pouvoirs publics s'alertent.

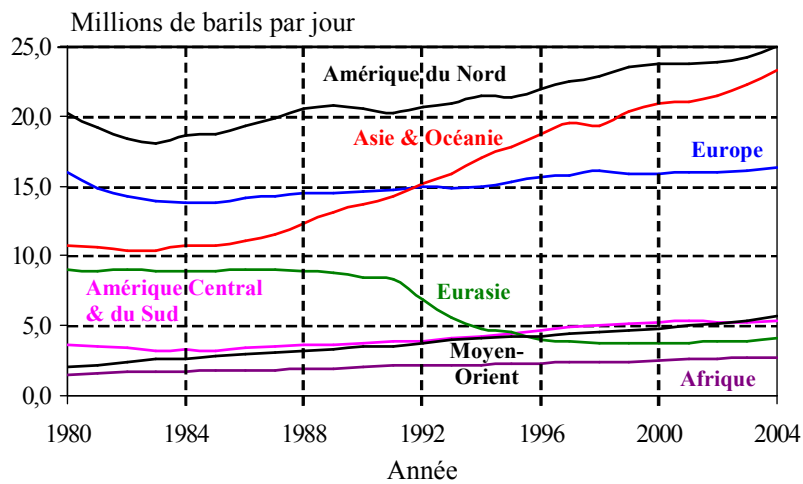


Figure 1-2. Consommation régionale journalière de pétrole (1980 - 2004) [EIA 06]

Une des solutions pour faire face aux problèmes évoqués serait de pouvoir créer des véhicules non polluants comme les véhicules électriques. Malheureusement ces derniers ont généralement une autonomie très faible pour une recharge du stockeur d'énergie (batterie) très longue. Les constructeurs préfèrent donc se diriger vers une technologie intermédiaire, le véhicule électrique hybride. En combinant moteurs thermiques et électriques on peut allier leurs avantages. D'une part les parcours de longues distances sont envisageables (mode thermique), et d'autre part consommation et pollutions pourront être diminuées (mode électrique ou mixte). Remarquons le fait que de nombreuses recherches sur les véhicules hybrides combinant pile à combustible et machine électrique sont également effectuées [MAGGETTO 00, EHSANI 05, BURKE 07]. Notons toutefois que la solution idéale reste de réduire les déplacements et d'utiliser (plus) les transports en commun. Le développement de véhicules alternatifs n'est donc qu'un palliatif, qui est cependant nécessaire pour la progression à effectuer.

⁷ Baril est la signification de l'américain « barrel », qui signifie barrique. A l'époque des premiers forages (au milieu du XIX^{ème} siècle), il faisait 40 gallons, ce qui représente un peu plus de 150 litres, auxquels étaient ajoutés 5 % pour compenser le phénomène d'évaporation. Soit un total précis de 158,984 litres ou de 0,14 tonne dans le système métrique. Source : Auto Plus, n° 890, 27 septembre 2005.

1.1.2. Concept du véhicule hybride

Un peu d'histoire... – Contrairement à ce que l'on pourrait penser, le Véhicule Électrique Hybride (VEH) est presque aussi vieux que l'automobile à moteur thermique. Des prototypes furent créés non pour abaisser consommation et pollution, mais dans l'optique d'aider le moteur thermique à fournir des performances correctes ou pour augmenter l'autonomie du Véhicule Électrique (VE). Au début du siècle dernier, la technologie électrique était bien plus en avance que celle de son homologue thermique. Les premiers VEHs montrés au grand public sont les véhicules développés par les établissements Pieper de Liège (Belgique) et par la compagnie de voitures électriques de Vendovelli et Priestly (France) en 1899 au salon de Paris, soit déjà plus d'un siècle. En plus d'être les précurseurs des VEHs, ils sont également les premiers à avoir mis en place un démarreur électrique sur une automobile. Malheureusement les VEHs qui étaient difficile à contrôler, ont été très rapidement concurrencés par les moteurs à allumage commandé améliorés considérablement pendant la première guerre mondiale [WOUK 97, EHSANI 05].

Les progrès en électronique dans le milieu des années 1960 ont poussés les chercheurs à reconsidérer l'utilisation des VEHs. Mais par manque de pratique et de recul sur cette technologie, les chercheurs ont préférés s'orienter vers les VEs avec batteries et machines électriques modernes.

Vers les années 1990, lorsqu'il est clair pour les constructeurs que le VE ne verra jamais son objectif d'atteindre une densité volumique d'énergie comparable au véhicule traditionnel, le VEH est remis à l'ordre du jour. Tous les constructeurs (ou presque) se mettent alors en tête de construire des prototypes permettant de réduire consommation et pollution. On peut citer Dodge aux U.S.A. avec l'Intrepid ESX 1, 2 et 3 ou encore Renault en France avec la Next. Toutefois les constructeurs se heurtent à un problème majeur : comment convaincre les consommateurs d'acheter un véhicule ayant les mêmes performances, pour un prix parfois double d'un véhicule traditionnel ?

Un seul pays semble néanmoins avoir un engouement certain pour tout type de véhicule nouveau, le Japon. Toyota a en effet jugé dès 1985 que le futur de l'automobile passerait par l'électronique et l'électricité embarquée avec un VEH. En 1989, il ouvre un centre de recherche dédié. Après de longues années d'études, la Prius est présentée et commercialisée au public japonais en 1997. Aujourd'hui elle se vend internationalement [SMOKERS 00, VANGRAEFSCHPEPE 05].

Définition – La condition nécessaire pour qu'un véhicule soit qualifié d'hybride est d'avoir deux sources de natures différentes. Or comme le précise [SCORDIA 04], cette définition n'est pas appropriée car un véhicule traditionnel peut être assimilé à un VEH (batterie et réservoir de carburant).

La définition qui semble la plus appropriée est celle exposée par l'International Energy Agency (IEA) dans un rapport technique [SMOKERS 00] : « Un véhicule hybride a un groupe motopropulseur dans lequel l'énergie peut être transmise par au moins deux dispositifs de conversion d'énergie différents (exemple du moteur à combustion interne, de la turbine à gaz, du moteur Stirling, de la machine électrique, du moteur hydraulique, de la pile à combustible...) tirant l'énergie d'au moins deux dispositifs de stockage d'énergie différents (exemple du réservoir à carburant, de la batterie, du volant d'inertie, du supercondensateur, du réservoir de pression...). Au moins un des flux, le long duquel l'énergie peut circuler d'un dispositif de stockage d'énergie aux roues, est réversible, tandis qu'au moins un flux est irréversible. Dans un véhicule électrique hybride le dispositif de stockage d'énergie réversible fournit l'énergie électrique ».

Cette définition a néanmoins un point faible. Elle exclue les solutions intermédiaires où un dispositif de conversion d'énergie ne participe pas à la traction du véhicule, avec toutefois la possibilité d'avoir d'autres fonctionnalités contribuant à une réduction de la consommation (exemple du micro hybride ou stop/start hybride – c. f. § 1.1.3).

Dans la suite du mémoire, nous nous sommes concentrés sur les véhicules électriques hybrides, et plus précisément sur ceux équipés d'un moteur thermique avec réservoir de carburant et d'une machine électrique avec batteries (ou tout autre stockeur d'énergie électrique).

En résumé, le concept du VEH a été développé avec les objectifs suivants [BADIN 01b] :

- améliorer les conditions de fonctionnement du moteur thermique permettant une diminution de la consommation et de la pollution ;
- préparer la transition vers un réseau électrique de bord de plus haute puissance et de tension ;
- permettre au véhicule d'être utilisé en mode tout électrique permettant de ne pas avoir d'émissions locales ;
- et permettre la transition vers la consommation d'autres ressources énergétiques que le pétrole en utilisant le vecteur électricité.

1.1.3. *Classifications des véhicules hybrides*

Plusieurs possibilités sont envisageables pour classer les différents types de VEHs. On peut cependant les séparer en deux catégories :

- hybridation du véhicule (rapport entre la puissance du moteur thermique par rapport à la puissance du moteur électrique) ;
- architecture employée.

Classification par hybridation du véhicule – Cette classification est surtout utilisée par les constructeurs et équipementiers. Elle ne prend pas en compte l'architecture du véhicule mais plutôt les fonctionnalités qu'elle peut réaliser en fonction de son taux d'hybridation. Cette classification se distingue par quatre niveaux : le micro hybride, le mild hybride, le full hybride et le plug-in hybride. Les fonctions et différences de chacun de ces hybrides sont définies dans le Tableau 1-1 [FRIEDMAN 03, UHRIG 05].

Classification par l'architecture employée – Cette classification est la plus utilisée et la plus détaillée. Elle permet de mettre en évidence les couplages mis en jeu. Le choix dans ce rapport s'est porté sur trois principales appellations : hybride série, parallèle et mixte. Les explications qui vont suivre sont d'ordre général. Elles ne prennent pas en compte tout l'éventail que propose la solution hybride.













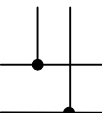
Lorsque l'on s'intéresse aux fonctionnements d'un VEH, une représentation structurelle est de préférence requise. Pour une question de lisibilité des différentes figures associées aux architectures, les convertisseurs de l'électronique de puissance seront donc représentés. Les machines électriques seront de plus alternatives triphasées, machines étant les plus répandues sur les VEHs. Le stockeur d'énergie sera quant à lui représenté par une batterie, source la plus souvent employée. Le Tableau 1-2 est une aide fonctionnelle apporté au lecteur.

Tableau 1-1. Classification des VEHS par rapport à son niveau d'hybridation

Type d'hybride	Fonctions	Gain en carburant (cycle urbain)	Exemples de véhicules
Micro hybrid (Stop/Start hybrid)	<p>Arrêt du Moteur thermique (Mth) : chaque fois que le véhicule est à l'arrêt, le Mth est stoppé afin de moins consommer ;</p> <p>Redémarrage du Mth : la Machine Électrique (ME) (alternateur-démarrage) intégré redémarre le Mth quand le conducteur active la pédale d'accélérateur ;</p> <p>Accélération : l'alternateur-démarrage peut aider le Mth au démarrage et pendant de courtes accélérations ;</p> <p>Mode normal : le Mth fonctionne seul ;</p> <p>Un couple supplémentaire de la ME peut être fourni pour pallier les acyclismes⁸ du Mth.</p>	5 à 8 %	<p>Citroën C3</p> <p>Toyota Crown</p> <p>GM Saturn</p>
Mild hybrid	<p>La principale différence entre le Micro et le Mild hybrid est que l'alternateur-démarrage intégré est remplacé par une ME séparée ;</p> <p>La ME propulse rarement le véhicule seul, elle assiste plutôt le Mth ;</p> <p>Comparé au Micro hybrid, la ME, l'alternateur et les batteries sont plus puissants et donc jouent un rôle plus important dans le fonctionnement du véhicule.</p>	20 à 30 %	<p>Honda Insight</p> <p>Honda Civic</p> <p>Honda Accord</p>
Full hybrid	<p>Sa configuration est quasiment la même que le Mild hybrid sauf que les composants sont encore plus puissants ;</p> <p>La ME peut propulser souvent le véhicule seul, particulièrement pour une conduite en ville ;</p> <p>Le Mth peut être plus petit car la ME est de plus grande puissance et peut donc fournir un plus grand couple dans une gamme de régime donnée.</p> <p>Le système de commande est plus complexe afin d'optimiser la gestion de puissance.</p>	30 à 40 %	<p>Toyota Prius</p> <p>Ford Escape</p>
Plug-in hybrid	<p>Son architecture est semblable au Full hybrid avec cependant une sortie de connexion au niveau de la batterie afin de recharger celle-ci par une source extérieure (réseau) ;</p> <p>La ME, l'alternateur et les batteries sont considérablement de plus grandes puissances ;</p> <p>Le système de commande doit empêcher de recharger la batterie tant que celle-ci n'a pas atteint un niveau minimal. Si celui-ci est atteint alors on passe en fonctionnement Full hybrid.</p>	<p>Aucun carburant consommé en mode tout électrique.</p> <p>Quand le Mth est alimenté : comparable au Full hybrid</p>	<p>Gruau Microbus</p> <p>Dassault-Heuliez Cleanova</p> <p>Daimler-Chrysler Sprinter</p>

⁸ Le fonctionnement des moteurs thermiques à combustion interne se caractérise par la non uniformité de rotation du vilebrequin et du couple appliqué sur l'arbre.

Tableau 1-2. Représentation des composants pour les diverses architectures hybrides

Composants mécaniques	Synoptique	Composants électriques	Synoptique	Composants chimiques	Synoptique
Flux d'énergie mécanique		Flux d'énergie électrique		Flux d'énergie chimique	
Roue du véhicule		Flux de recharge électrique		Flux de recharge chimique	
Différentiel mécanique		Rechargement électrique (optionnel)		Rechargement de carburant	
Embrayage mécanique		Convertisseur de puissance			
Couplage mécanique		Couplage électrique			

L'hybride série – L'hybride série est le plus simple des VEHS. Ce type de véhicule est équipé d'une propulsion intégralement électrique [MAGGETTO 00] qui peut être assurée par une ou plusieurs machines électriques. L'énergie provient généralement d'une batterie, d'un groupe électrogène (moteur thermique, génératrice électrique) ou les deux simultanément (Figure 1-3).

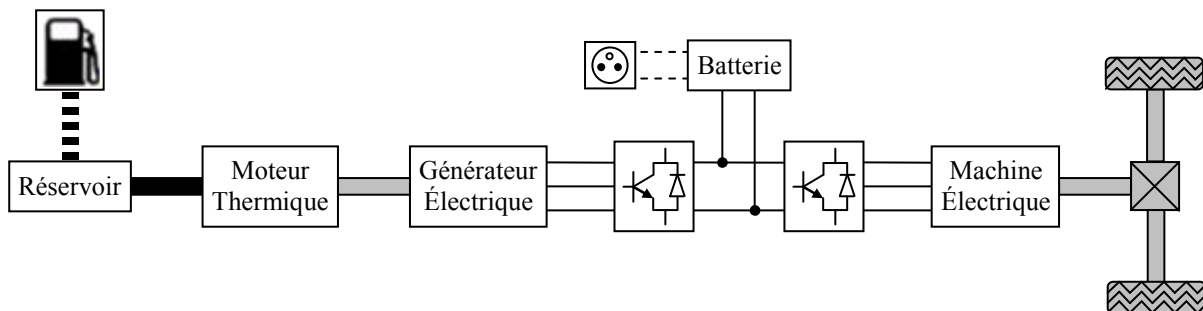


Figure 1-3. Architecture d'un VEH série

Dans cette structure, le groupe électrogène fournit généralement une puissance moyenne. Les pics de puissance sont quant à eux assumés par le dispositif de stockage d'énergie. En effet, le moteur thermique qui n'est pas couplé directement aux roues peut travailler dans une plage de fonctionnement optimale. Ceci permet de réduire consommation et pollution. La Figure 1-4 représente une cartographie d'un moteur à allumage commandé. Celle-ci correspond à la consommation spécifique (csp – g/kWh) en fonction du couple et de la vitesse. Cette consommation est inversement proportionnelle au rendement énergétique du moteur. La stratégie liée au VEH série essaie de faire fonctionner le moteur thermique dans la meilleure plage de fonctionnement. Pour ce moteur à essence, le meilleur rendement se situe à l'intérieur de l'iso consommation de $250 g/kWh$ (34,3 %).

L'hybride parallèle – Dans une structure hybride parallèle, le moteur thermique fournit sa puissance aux roues comme pour un véhicule traditionnel. Il est mécaniquement couplé à une machine

électrique qui permet de l'assister. La particularité de son couplage lui donne aussi le nom d'hybride parallèle à addition de couple ou à addition de vitesse selon la structure et la conception du véhicule.

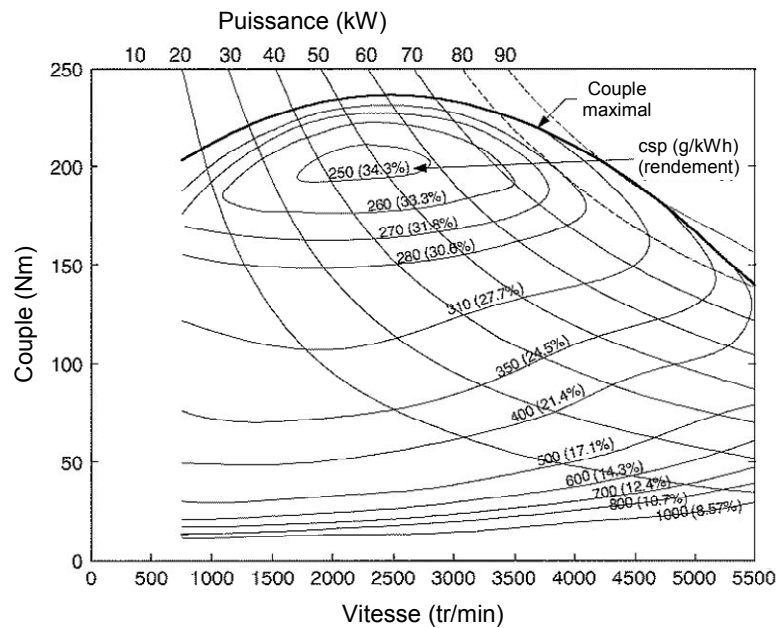


Figure 1-4. Cartographie d'un moteur essence quatre cylindres [EHSANI 05]

La structure à addition de couple additionne les couples de la machine électrique et du moteur thermique afin de propulser le véhicule (ou pour recharger les batteries). Cette connexion peut se faire par courroies, poulies, ou engrenages (technologie nommée hybride parallèle double arbre). La machine électrique peut être également placée sur l'arbre reliant la transmission au moteur thermique (technologie appelée parallèle simple arbre) [PAGANELLI 99].

La structure à addition de vitesse additionne les vitesses du moteur thermique et de la machine électrique. La vitesse résultante est liée à la transmission. Ce type de couplage permet d'avoir une flexibilité importante au niveau des vitesses. Cette structure est principalement avantageuse pour les moteurs où le rendement énergétique est plus sensible aux vitesses qu'aux couples (moteur Stirling – Figure 1-6 et turbine à gaz par exemple). La connexion est réalisée mécaniquement par un train planétaire (appelé également train épicycloïdal), ou électriquement par un transmoteur (machine électrique dont le stator est alimenté par des bagues collectrices) [EHSANI 05].

L'architecture présentée ci-dessous (Figure 1-5) possède une transmission mécanique (embrayage et boîte de vitesses) placée en aval du couplage mécanique. Selon le choix de l'emplacement de cette connexion, les modes de fonctionnement diffèrent (Tableau 1-3) [SCORDIA 04].

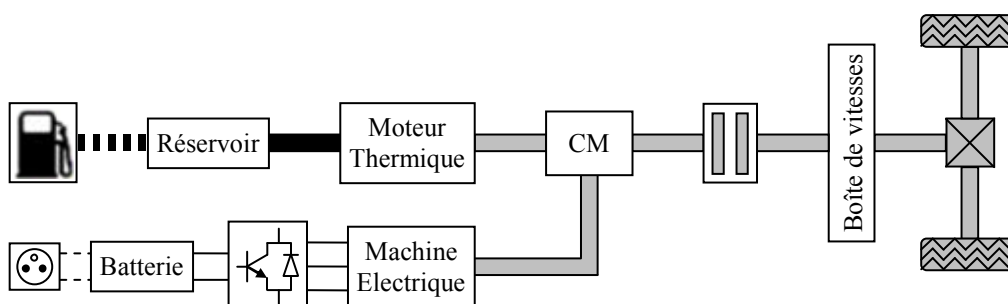


Figure 1-5. Architecture d'un VEH parallèle

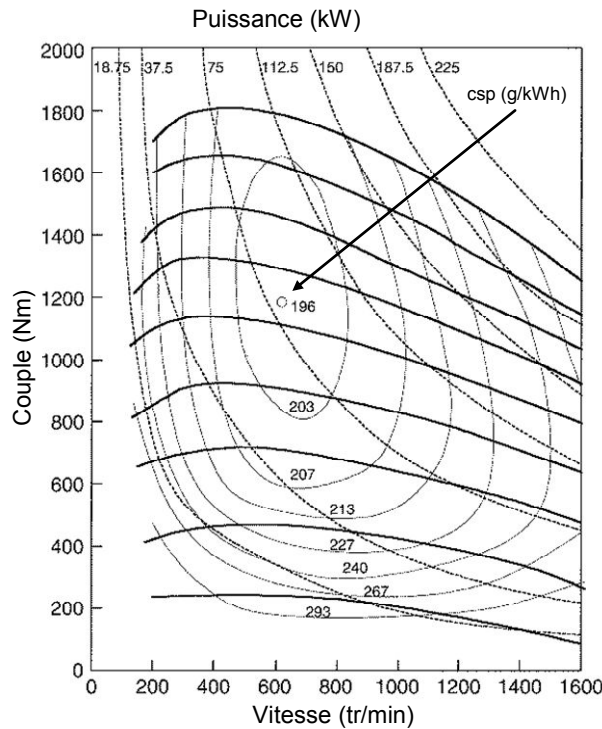


Figure 1-6. Cartographie d'un moteur Stirling quatre cylindres [EHSANI 05]

L'hybride mixte – La structure hybride mixte n'est rien d'autre qu'un hybride parallèle plus spécifique. Mais de part sa complexité, une dissociation entre cette architecture et la structure hybride parallèle paraît judicieuse. Cette architecture résulte de la combinaison entre l'hybridation parallèle à addition de couple et à addition de vitesse. Là encore, diverses possibilités de conception existent, la plus connue étant celle utilisée par le constructeur Toyota. Ce véhicule est constitué de trois machines électriques et d'un train planétaire (Figure 1-7). La première machine électrique (quelques kW) et la seconde (quelques dizaines de kW) réalise respectivement l'addition de vitesse et l'addition de couple [EHSANI 05].

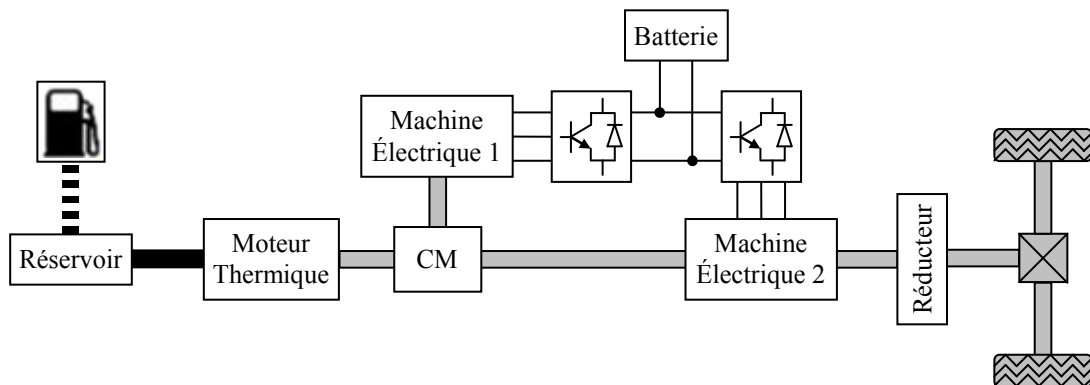


Figure 1-7. Architecture d'un VEH mixte

À basse vitesse, afin de ne pas faire fonctionner le moteur thermique dans une plage de fonctionnement à mauvais rendement, le mode tout électrique est requis. Lors de fortes accélérations ou à haute vitesse, le moteur thermique est allumé afin de fournir une puissance supplémentaire. Ce type de structure est également appelé hybride à dérivation de puissance car l'énergie mécanique est prélevée sur une machine et fournie à une autre [HERMANCE 98].

Synthèse des divers architectures – Le Tableau 1-3 présente les avantages et inconvénients des divers VEHS selon l'architecture employée.

Tableau 1-3. Synthèse des diverses architectures

Type d'hybride	Avantages	Inconvénients
Série	<p>Bon rendement énergétique aux faibles vitesses (mode tout électrique en zone urbaine) ;</p> <p>Très bon contrôle du moteur thermique ;</p> <p>Choix du moteur thermique : faible, forte puissance ou « downsizé » ;</p> <p>Bonnes performances dynamiques de la machine électrique de traction (confort d'utilisation) ;</p> <p>Le groupe électrogène n'est pas nécessairement placé à côté de la machine électrique de traction : degré de liberté supplémentaire pour placer les divers composants (exemple du bus à plancher bas) ;</p> <p>Gestion relativement facile (par rapport aux autres architectures).</p>	<p>Faible rendement énergétique de la chaîne cinématique globale (zone extra-urbaine) ;</p> <p>Utilisation de 3 machines dont une (la machine électrique de traction) est au moins de forte puissance (encombrement maximal) ;</p> <p>Mode tout thermique impossible.</p>
Parallèle	<p>Bon rendement énergétique ;</p> <p>Utilisation d'une seule machine électrique ;</p> <p>Mode tout thermique et tout électrique (dans certains cas) possible ;</p> <p>Transmission peu modifiée (dans certains cas) par rapport au véhicule conventionnel ;</p> <p>Fourniture d'un couple supplémentaire de la machine électrique pour pallier les acyclismes du moteur thermique.</p>	<p>Fonctionnement du moteur thermique plus accru : dynamiques mauvaises ;</p> <p>Pas de mode tout électrique dans certains cas comme l'alternodémarrreur ;</p> <p>Couplage mécanique complexe ;</p> <p>Gestion délicate.</p>
	Selon l'emplacement de l'embrayage (avant ou après la machine électrique) : maintien ou rupture de la motricité lors des changements de rapport.	
Mixte	<p>Bon rendement énergétique ;</p> <p>Très bonne répartition de l'énergie ;</p> <p>Souplesse du véhicule : tous les modes sont autorisés (thermique, électrique, série, parallèle ou série-parallèle) ;</p> <p>Pas de rupture de couple à la roue.</p>	<p>Utilisation de 3 machines ou 2 machines avec 2 embrayages ;</p> <p>Couplage très complexe ;</p> <p>Gestion très délicate.</p>

1.1.4. Perspective de l'automobile hybride

Le véhicule électrique hybride a considérablement évolué lors de ces dernières années. Mais afin de faire baisser les coûts de production, il reste encore de nombreux progrès et défis à réaliser (batteries par exemple). Beaucoup de prototypes ont été créés mais aucune architecture ne s'est réellement démarquée. En outre, le développement et les ventes des VEHS sont très différents selon les pays, différences qui sont notamment dû aux particularités de chaque marché (prix des carburants à la pompe par exemple).

Au Japon, pays précurseur des VEHS, l'absence de véhicules diesels et la présence importante de véhicules légers en zone urbaine favorise l'implantation de l'hybride. Cela est d'autant plus important que les japonais sont friands de nouvelles technologies. C'est pourquoi les trois plus gros constructeurs Japonais, Toyota avec la Prius, Nissan avec la Tino et Honda avec la Insight et la Civic IMA ont mis au point des VEHS très rapidement sur le marché de l'automobile.

Aux Etats-Unis, la tendance du marché est fortement dominée par les gros véhicules (pick-up, camionnette, tout-terrain 4X4...). Ces véhicules gros consommateurs de carburant vont à l'encontre des normes (de plus en plus strictes) imposées par le gouvernement américain. L'hybride peut donc réussir à trouver un compromis entre performance et consommation. Il est généralement mis en concurrence avec le diesel mais l'essence a une meilleure image dans ce pays. Les ventes aux États-Unis vont de l'alternatif (pick-up GMC Sierra de General Motors par exemple) à de fortes hybridations comme Ford avec son Escape, un 4X4 sportif, réalisé en partenariat avec Toyota [VANGRAEFS-CHEPE 05].

L'Europe quant à elle, dispose d'un parc d'automobiles fortement équipé de moteur diesel. Depuis de nombreuses années, constructeurs et équipementiers ont consacré une part importante dans la R&D sur ce type de moteurs. Il en résulte des véhicules ayant de bonnes dynamiques pour une consommation et émission de polluants tout à fait dans les normes. Pour que le VEH se vende en Europe, il faudra qu'il soit aussi performant voir plus qu'un véhicule diesel, et avec une consommation moindre. Les constructeurs européens ont par conséquent une démarche plus progressive. Dans un premier temps, l'hybridation passera par des véhicules faiblement hybridés (exemple de la Citroën C3 Stop & Start à technologie essence) avant de passer à de plus forts taux d'hybridations vers 2010 (exemple de la Peugeot 307 et Citroën C4 Hybride Hdi à technologie diesel). Ceci permet d'une part d'utiliser un véhicule déjà existant et de le modifier sans changement radical du bloc moteur, et, d'autre part de tester le client à l'achat.

Mais lorsque l'on sait que pour plus de 95 % de la population française, la distance moyenne parcourue par jour est comprise entre 11,6 et 24,3 kms par jour [HEILBRONN 05], seule la voie du plug-in hybrid mériterait un réel soutien. Un automobiliste quelconque pourrait ainsi rouler en tout électrique pour la plupart de ses courts trajets. Les batteries pourront être, pour leur part, recharger au domicile ou sur des bornes de recharges appropriées. Si le conducteur utilise le véhicule pour des longs trajets, un groupe électrogène, équipé d'un moteur thermique ou d'une pile à combustible, pourra recharger les batteries [FERDOWSI 07]. D'ailleurs, une nouvelle tendance des constructeurs vise à développer ce type de véhicules. Volvo cars vient par exemple de lancer sur le marché automobile américain la ReCharge Concept, capable de fonctionner sur batteries pendant 100 kms.

En conclusion, nous pouvons donc dire que le véhicule hybride a une place importante pour l'amélioration du réchauffement climatique. La baisse de la consommation de carburant des véhicules permettrait en outre d'être moins en moins dépendant vis-à-vis du pétrole. Mais ceci ne pourra se faire que si gouvernements et constructeurs interagissent ensemble [FRIEDMAN 03]. Que ce soit en passant par des aides financières, par de la médiatisation ou autres, les états devront tout faire pour inciter les consommateurs à réduire leur déplacement personnel et à acheter ces nouveaux véhicules. Les constructeurs devront pour leurs parts redoubler d'efforts pour créer des technologies toujours plus innovantes et attrayantes.

1.1.5. Stratégies de supervision pour véhicules hybrides

Position du problème – Sur un véhicule conventionnel (thermique), l'appui du conducteur sur la pédale d'accélérateur correspond à une demande d'injection de carburant. Le conducteur régule ainsi la vitesse du véhicule de manière intuitive. Comme nous l'avons vu précédemment, un véhicule hybride dispose à bord d'au moins deux dispositifs de conversion d'énergie différents (moteur thermique et machine électrique par exemple). La stratégie de commande pour contrôler les flux de puissance et maintenir l'état de charge de l'unité de stockage sera nécessairement plus complexe. L'exemple de la Figure 1-8 sur un VEH parallèle montre la complexité et l'envergure de la commande à réaliser. Le bloc de stratégie nommé « contrôleur véhicule » permettra de gérer globalement le processus. Les autres contrôleurs commandent localement chaque sous-système du véhicule. La pression du conducteur sur la pédale d'accélérateur pourra cette fois-ci être répartie en une commande sur le moteur thermique, la machine électrique ou les deux. L'action sur cette pédale pourra traduire d'autres grandeurs de commande comme la somme des puissances aux roues ou la somme des couples aux roues [SCORDIA 04]. Mais dans tous les cas, plus la pédale sera enfoncée et plus la demande de puissance sera importante.

Les objectifs de la stratégie de commande devront répondre à un cahier des charges préalablement défini. Ce cahier des charges doit répondre aux diverses attentes des utilisateurs (vitesse à obtenir, économie de carburant, diminution des émissions de polluants, amélioration des performances...) et aux diverses fonctionnalités attendues (véhicule militaire, transport en commun, véhicule de tourisme...). Ces objectifs ne peuvent cependant être réalisables que si configuration matérielle et stratégie de commande sont en bonne adéquation. La diversité des configurations et des stratégies conduit à de nombreuses solutions et applications.

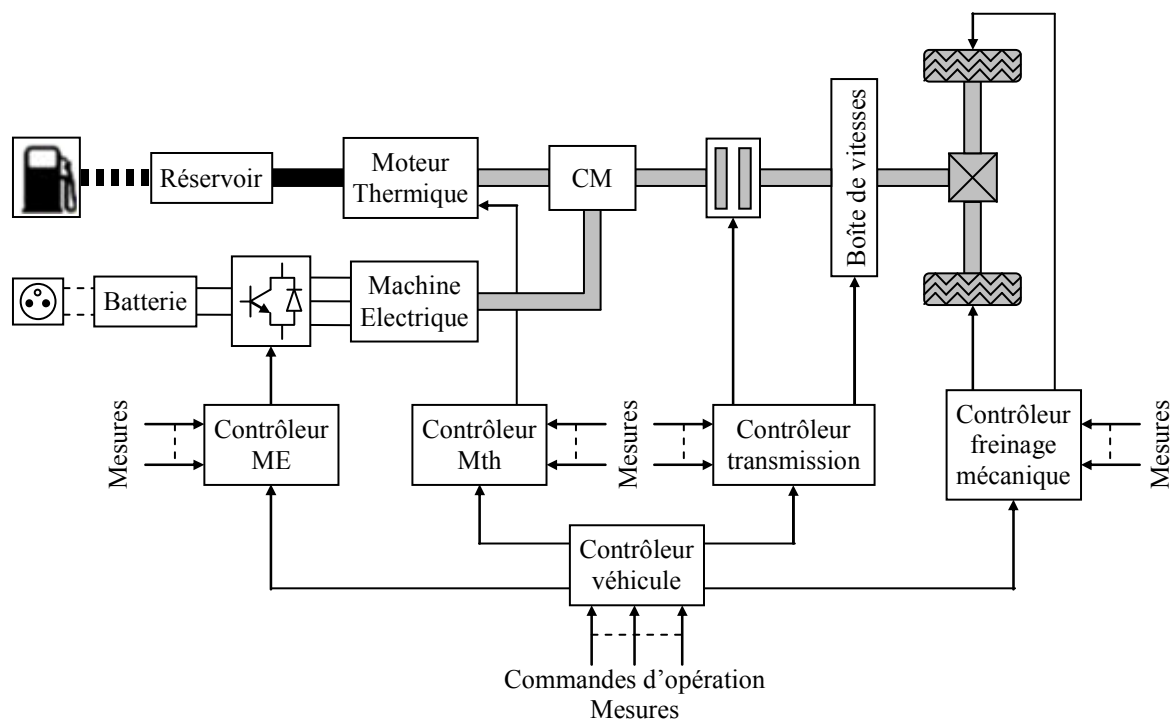


Figure 1-8. Architecture de commande d'un véhicule électrique hybride

État de charge libre (depleting) ou contrôlé (sustaining) – Selon les applications et fonctionnalités attendues, le concepteur du véhicule a un degré de liberté (au niveau conception de la stratégie) sur l'évolution de l'état de charge de l'unité de stockage. La première alternative, connue sous le nom anglo-saxon « charge depleting » (charge libre), consiste à laisser l'état de charge totalement libre. Une recharge sur le réseau électrique devra être réalisée quand la batterie sera déchargée. Le plug-in-hybrid, présenté au § 1.1.2, fait partie intégrante de cette catégorie.

La seconde option, connue sous le nom anglo-saxon « charge sustaining » (charge contrôlé), contrôle l'état de charge (dans une plage définie par le constructeur) afin de ne pas à devoir le faire via le réseau domestique. La supervision énergétique sera bien entendu différente selon le choix de l'approche [MARKEL 06].

Notons que les constructeurs (et les nombreuses recherches) jusqu'à présent se dirigeaient plus facilement vers la « charge sustaining » qui correspond le mieux aux attentes du marché automobile. Un véhicule doit de préférence être discret : le conducteur n'est pas censé savoir que le véhicule est hybride. Certains véhicules comme les poids lourds sont pourtant équipés du mode fonctionnel : le conducteur ne peut pas ignorer que le véhicule est hybride. Ces véhicules étant optimisés pour rouler sur les grands axes, ils ne le sont plus lorsqu'ils arrivent en zone urbaine. C'est pourquoi certains constructeurs préconisent cette fonction afin que le conducteur choisisse le mode tout électrique. Cela permet de moins consommer, et de réduire les nuisances sonores, très appréciables dans les zones fortement urbanisées [SMOKERS 00]. La fonctionnalité imposerait donc d'avoir une unité de stockage d'énergie de forte capacité induisant un surcoût financier. La « charge sustaining » a de plus l'avantage de ne demander aucune modification des habitudes du conducteur, contrairement à la « charge depleting » qui demande une planification de la recharge des batteries (pouvant être longue). En revanche, selon le pays producteur d'électricité, les véhicules à « charge depleting » peuvent prétendre à des émissions de dioxyde de carbone (CO₂) relativement faibles. En France par exemple, où l'énergie est produite à 80 % par des centrales nucléaires, ces émissions seront faibles [SCORDIA 04]. Cette énergie propre est l'une des raisons principales au fort intérêt qu'ont récemment les constructeurs pour le plug-in hybrid. Nous ne pouvons pas cependant négliger les déchets radioactifs participant à une autre famille de polluants. La suite de cette thèse sera appliquée sur des véhicules à « charge sustaining ».

Approches backward ou forward – Pour développer une stratégie de commande, deux types d'approches existent. La première démarche est connue sous le nom d'approche « backward ». Dans ce type de méthode, aucun modèle du comportement de conducteur n'est exigé. La force requise pour accélérer le véhicule est déterminée à partir d'un cycle de vitesse. Cette force est ensuite traduite en couple devant être fourni pour assurer la traction. La vitesse linéaire du véhicule est quant à elle traduite en vitesse angulaire. Grâce à l'utilisation de cartographies pour les composants du système, ce concept permet d'avoir des temps de simulation relativement court. Mais l'utilisation de cartographies a néanmoins l'inconvénient de négliger les effets dynamiques au sein du système. De plus, la connaissance a priori du cycle de vitesse rend impossible son utilisation en temps réel. Pour pallier ce problème, certaines méthodes (réseaux de neurones artificiels par exemple) permettent d'appliquer les résultats provenant d'approche « backward » sur le processus réel. Advisor, bibliothèque de composants développée par le National Renewable Energy Laboratory (NREL), utilise l'approche « backward » pour simuler des véhicules hybrides [WIPKE 99].

Une autre méthode consiste à employer l'approche « forward », laquelle utilise un modèle conducteur qui va tenter de suivre au plus juste le cycle de vitesse. Ce modèle peut être réalisable par divers moyens mais un correcteur PI peut être suffisant. Le correcteur traduit alors sa sortie par une demande en couple devant être fournie par les diverses machines. Cette approche est souhaitable et conseillée dans le développement des configurations hybrides et pour la simulation détaillée de sa commande. Des modèles dynamiques permettant d'analyser plus finement les composants peuvent être testés. Ce concept permet en outre de pouvoir réaliser une étape d'interfaçage entre simulation et temps réel. L'inconvénient principal de ce procédé est le temps de simulation, qui peut dans certain cas (comme la prise en compte de certaines dynamiques) être relativement long. VEHLIB, bibliothèque de composants développée par l'Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité (INRETS), utilise cette démarche [TRIGUI 04]. Nous verrons plus tard comment cette approche est reliée avec la causalité physique.

Loi de gestion adaptable en ligne – Dans la littérature scientifique, on peut classer principalement les lois de gestion d'énergie en ligne (ou temps réel) en deux catégories. La première famille constitue les lois de gestion dites heuristiques. Celle-ci regroupe les stratégies ayant recours au bon sens physique. Pour certaines applications, ces types de démarche fonctionnent correctement. La seconde approche vise à utiliser des résultats provenant d'algorithmes mathématiques complexes, qui visent à déterminer les chemins énergétiques permettant d'avoir la consommation la plus faible possible.

Lois de gestion heuristiques – Parmi les stratégies heuristiques, on peut tout d'abord citer les lois ne s'appuyant que sur l'expérience, appelées plus communément loi de gestion empirique. Beaucoup de ces lois font appels aux règles floues⁹ qui permettent une mise en œuvre rapide. Le correcteur flou est utilisé comme son homologue, le correcteur PI, dans la boucle de régulation. Les règles floues sont intéressantes dans le contrôle d'un système car elles permettent de prendre en compte une expertise de manière qualitative. De plus, les variables difficiles à intégrer dans les boucles classiques, telles que les données linguistiques, peuvent être utilisées. Soulignons toutefois le fait que tout cela n'est envisageable que s'il y a existence d'une expertise humaine. Aucune solution n'est possible si personne ne connaît le fonctionnement du système. Dans le domaine des véhicules hybrides, la logique floue est adoptée pour gérer l'état de charge de la batterie à l'aide des différentes motorisations [LEE 98, LANGARI 03].

Une autre démarche consiste à réaliser des stratégies de gestion basées sur des règles évidentes. On peut citer la stratégie « thermostat », appelée ainsi car le moteur thermique est alimenté ou non selon l'état de charge de la batterie. Quand l'état de charge de la source électrique a atteint un niveau bas prédéterminé, le moteur thermique est alimenté. Quand l'état de charge atteint son niveau haut défini, le moteur thermique est stoppé [JALIL 97, BARSALI 04]. Pour ce type de stratégie, l'énergie dans la

⁹ La logique floue est une approche de l'intelligence artificielle. Elle est envisagée afin d'accroître « l'intelligence des machines ». Les règles définies sont basées sur un raisonnement humain. La logique doit analyser l'environnement extérieur et l'adapter à celui-ci [BOUCHON-MEUNIER 99]. L'être humain réalise souvent des tâches complexes à l'aide de données approximatives (quand il conduit une voiture, il évalue approximativement avec quelle force il doit appuyer sur la pédale d'accélérateur). La connaissance qu'il a d'une situation quelconque est généralement imparfaite. On dit qu'elle est incertaine (sa validité est douteuse) ou imprécise (compliqué à exprimer clairement). L'homme peut donc résoudre simplement des problèmes complexes sans avoir besoin de les modéliser. Toutes ces remarques peuvent laisser penser qu'il est plus intéressant de modéliser le comportement d'un être humain face au système que de modéliser celui-ci [CHEVRIE 98].

batterie doit être suffisante pour que le mode tout électrique puisse durer assez longtemps, évitant ainsi l'allumage intempestif du moteur thermique.

D'autres chercheurs emploient des stratégies de commande basées sur l'analyse des échanges énergétiques du véhicule hybride. Dans cette catégorie, deux lois peuvent être citées à titre d'exemple : la stratégie de commande LMS (Loss Minimization Strategy) et la loi de gestion ECMS (Equivalent Consumption Minimization Strategy). La première de ces deux stratégies est basée sur une minimisation instantanée des pertes. Pour cela, les pertes sont évaluées ou estimées afin de choisir la répartition adéquate entre les diverses machines. La seconde stratégie consiste à estimer la consommation de carburant future pour que le moteur thermique produise la puissance nécessaire à la recharge de la batterie. Le rapport de la boîte de vitesses et le couple du moteur thermique sont ensuite choisis pour minimiser à chaque instant la consommation de la batterie et du moteur thermique [PAGANELLI 99, DELPRAT 02, SCJARRETTA 04].

Lois de gestion utilisant des résultats d'optimisation globale – Dans la littérature on retrouve souvent la notion « d'optimisation globale » [DELPRAT 02, SCORDIA 04, KERMANI 07, KESSELS 07]. Cette optimisation permet d'avoir, en théorie, la consommation minimale en utilisant des algorithmes mathématiques plus ou moins complexes. Pour cela, tous les paramètres sont connus à l'avance, y compris ceux impossible à connaître en ligne comme le cycle de conduite (approche « backward »). Cette stratégie doit donc s'utiliser en hors ligne. Toutefois les règles extraites de cette optimisation peuvent être par la suite utilisables pour élaborer une stratégie en ligne. Une des techniques consiste à utiliser les réseaux de neurones [BLAYO 96]. Ces réseaux traitent les problèmes de perception, de mémoire, d'apprentissage et de raisonnement. Ils utilisent des structures cellulaires artificielles. Ils peuvent être perçus comme une métaphore des structures cérébrales. La technique consiste à faire apprendre aux réseaux de neurones un maximum de résultats provenant d'optimisation globale pour divers cycles de vitesse à usage réel. Le réseau de neurones est ensuite implanté dans un ordinateur (type « forward ») pour contrôler le système en temps réel [SCORDIA 04, HARMON 05].

Le Tableau 1-4 présente les avantages et inconvénients des diverses approches liées aux stratégies de supervision pour véhicule hybride.

La plupart des applications existantes font appel à l'optimisation globale avec une approche « backward » sur des véhicules à « charge sustaining ». Cette vision énergétique est intéressante (en théorie) car elle permettrait d'avoir une consommation minimale pour un véhicule étudié. Néanmoins cette approche néglige la gestion des flux énergétiques (commande locale) entre les composantes du véhicule et leurs contraintes associées (nœuds énergétiques et saturations locales par exemple). Cette approche simplifiée peut engendrer un rendement énergétique global affaibli et des performances dynamiques diminuées. Face à ces systèmes multi physiques, il reste de nombreux travaux à réaliser pour améliorer leur gestion énergétique. Pour ce faire, il est important de déterminer clairement les degrés de liberté ainsi que le nombre de variables d'état du système étudié. Beaucoup de modèles sont en effet réalisés de manière quasi-statique. La gestion énergétique ne peut donc se faire qu'en régime permanent. Cette gestion ne prend donc pas en compte les réservoirs d'énergie, autrement dit les variables d'état. Cela nécessite, comme on le verra plus tard, une représentation modélisant le véhicule d'un point de vue systémique avec une approche « forward ». Dans la suite de ce mémoire, nous étudierons donc les véhicules à « charge sustaining » avec une approche « forward », ceci afin de gérer efficacement l'énergie.

Tableau 1-4. Synthèse des approches liées aux stratégies de supervision pour véhicule hybride

Approches	Avantages	Inconvénients
Charge libre (Depleting)	Faible émissions de CO ₂ ; Loi de gestion simple.	Recharge sur le réseau électrique (temps de recharge important) ; Unité de stockage importante (surcoût financier).
Charge contrôlé (Sustaining)	Aucune recharge sur le réseau.	Loi de gestion complexe ; Plus de pollution.
Backward	Modélisation simple (cartographie) ; Temps de simulation faible.	Effets dynamiques négligés ; Application directe sur le processus réel impossible : utilisation en hors ligne.
Forward	Interface entre simulation et processus réel ; Prise en compte de modèles dynamiques.	Temps de simulation pouvant être long ; Modèle complexe.
Gestion heuristique	Relativement simple.	Résultats difficilement justifiables.
Gestion par optimisation globale	Consommation minimale.	Adaptation nécessaire pour une implantation sur le processus réel.

1.2. Formalismes multi physiques pour la description de véhicules hybrides

Avant d'aller plus loin, il est bon de se rappeler ce que représente la notion de formalisme. De part sa définition un formalisme est un ensemble de symboles employés systématiquement dans l'édification d'une théorie mathématique. Formaliser donne à un raisonnement particulier une « forme » telle qu'il puisse se retrouver dans d'autres raisonnements du même genre et acquérir ainsi une valeur relativement universelle¹⁰. Un formalisme est donc limitatif à un ou plusieurs domaines mais il est universel dans ce ou ces domaines d'exploitation.

Cette partie a pour but de présenter différents formalismes permettant de modéliser un véhicule hybride. Nous présenterons leurs divers avantages et inconvénients en vue des attentes suivantes :

- une prise en compte des variables énergétiques par le respect du principe de causalité. La causalité physique est de part sa définition intégrale car elle unit la cause à l'effet : l'effet est toujours obtenu après la cause (évolution passée en temps réel). Ce respect de causalité sous-tend à la notion d'énergie qui ne peut subir de discontinuité. La causalité dérivée est exclue car celle-ci va à l'encontre des systèmes physiquement réalisables ;
- une aisance certaine pour la prise en compte des nœuds énergétiques : couplages entre composantes du système ;
- une grande clarté des variables énergétiques traduisant l'évolution énergétique du système ;
- et une méthodologie pour construire une structure de commande à partir du modèle.

Dans une première partie nous présenterons les Bond Graphs ainsi que les principaux formalismes dérivés de celui-ci. La seconde partie sera consacrée au Graphe Informationnel Causal (GIC). Une troisième partie est dédiée à la comparaison des formalismes en vue des attentes définies ci-dessus. La quatrième partie présentera la Représentation Énergétique Macroscopique (REM). Nous avons concédé une partie entière au GIC et à la REM car ces structures de représentation se démarquent clairement du Bond Graph et de tout autres formalismes.

Le modèle d'état et la représentation par fonction de transfert employant tout deux les schémas blocs, ont été volontairement exclus de cette partie. Ces approches classiques ont démontrés leurs propriétés fortes à analyser des systèmes complexes. Les véhicules hybrides demandent des compétences variées pour prendre en compte les nombreuses interactions de chaque composante des sous-systèmes associés au véhicule. Le modèle d'état offre une vision du système trop globale (impliquant donc une commande globale) pour être utilisé. Il fait perdre toute lisibilité structurelle (physique) et ne met pas explicitement l'accent sur les couplages (bien que cette notion soit sous-jacente dans la notion de diagonalisation). Quant à la représentation par fonction de transfert, elle se focalise essentiellement sur les relations entre entrées et sorties et n'est valable qu'en continu linéaire. La notion de grandeurs d'états, variables liées à l'énergie, est sous-jacente. Ces variables étant masquées, il va sans dire qu'une commande adéquate pour des systèmes complexes sera difficile à déterminer. On peut souligner toutefois le caractère qualitatif de ces approches qui pourraient être employées dans les formalismes qui vont suivre [BOUSCAYROL 03].

¹⁰ Source : Larousse encyclopédique, France Loisirs, février 1991, ISBN : 2724203496.

1.2.1. Bond Graph et formalismes dérivés

Bond Graph – Le Bond Graph que l'on peut traduire par « graphe à liens » ou « graphe de liaisons » a été créé il y a un peu plus d'un demi-siècle. En avril 1955, le « père fondateur » des Bond Graphs, Henry M. Paynter du MIT de Boston (Etats-Unis), fit sa première conférence sur les Bond Graphs. Six ans plus tard, il publia son premier ouvrage [PAYNTER 60]. Le Bond Graph fût formalisé par la suite dans les années 1970 par deux de ces doctorants, Dean C. Karnopp [KARNOPP 99] et Ronald C. Rosenberg [ROSENBERG 83], et par Jean U. Thoma [THOMA 75]. Vers la fin des années 1970, le Bond Graph arriva au Pays Bas à l'université de Twente et en France dans la société Alsthom. De nos jours de nombreuses entreprises (PSA, Renault...), et de nombreux établissements universitaires utilisent ce langage graphique de type « réseau ».

Le Bond Graph permet de représenter graphiquement les transferts énergétiques au sein d'un système physique entre les composantes de celui-ci. La « puissance » de cet outil réside dans un langage unique, fondé sur la notion d'analogie, qui se veut multi physique (mécanique, électrique, hydraulique, thermodynamique...). Des systèmes physiques de natures différentes peuvent ainsi être représentés par une même méthode [DAUPHIN-TANGUY 99, DAUPHIN-TANGUY 00].

Grâce à sa multidisciplinarité, de nombreux travaux d'études tel que l'analyse des systèmes ont été réalisés. Les applications phares de cet outil sont de type mécanique. Dans le domaine du génie électrique, quelques applications électromécaniques, surtout lié à une modélisation fine ou à de la conception, ont été développées [GANDANEGARA 03, ALLARD 05]. Le Bond Graph a donc été créé plus dans le but d'une conception et d'une modélisation que dans un objectif de contrôle. À ce jour, aucune commande n'a été clairement définie à l'aide de cet outil graphique (même si quelques travaux ont été initiés). Le Bond Graph peut toutefois mener à un modèle d'état qui peut lui-même mener à une loi de commande globale.

Notions de variables généralisées – Dans le langage du Bond Graph, la physique est représentée par deux variables de puissance et deux variables d'énergie. La puissance instantanée échangée entre éléments est exprimée par le produit de deux variables complémentaires. On les nomme variables de puissance ou variables généralisées d'effort e et de flux f . Les deux variables d'énergie sont l'intégrale de ces variables généralisées.

Le Bond Graph respecte la conservation de l'énergie et la continuité de puissance instantanée au sein d'un système. La notion de flux d'énergie échangé entre les composantes de ce système est figurée par un lien (bond) de puissance. Sa représentation graphique correspond à une demi flèche côté flux, indiquant ainsi le flux de puissance de l'élément (Figure 1-9). Comme chaque lien de puissance est bidirectionnel, les actions réactions des interactions entre sous éléments ne sont pas clairement explicitées. Le parcours est en fait caché dans les équations même du modèle.

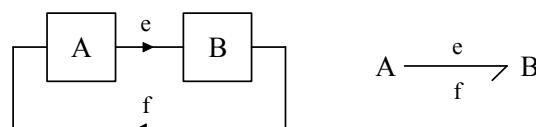


Figure 1-9. Bond Graph d'un sous élément

Éléments de base – Trois éléments dits passifs (R, I, C) transforment la puissance qui leur est fournie en dissipant l'énergie ou en stockant l'énergie. Deux éléments actifs (Se, Sf) fournissent la puissance au système (sources d'effort ou de flux). Quatre éléments de jonction (0, 1, TF, GY) conservent

la puissance et servent à coupler les divers éléments actifs et passifs. La représentation de chaque élément est représentée en Annexe A. Le lecteur est invité à s'y reporter.

La causalité – Le temps s'écoule du passé vers le futur. Nous en déduisons le principe de causalité : l'effet est toujours obtenu après la cause. Pour respecter ce principe, nous devons décrire (mathématiquement) les phénomènes physiques en exprimant les effets en fonction de leurs causes. Cette fonction conduit nécessairement à une formulation intégrale. La causalité est donc, de part sa définition, intégrale. Néanmoins, en mathématiques il existe le concept de dérivée. Nous écrivons parfois la cause en fonction de l'effet. On appelle cela une causalité dérivée. La dérivée conduit donc à évaluer une grandeur en fonction de son état futur. Son utilisation peut être requise en conception où tous les paramètres sont connus à l'avance, même ceux impossibles à connaître en temps réel.

Le Bond Graph permet de faire apparaître la causalité d'un élément d'un système. La causalité est représentée par des traits verticaux sur les liens graphiques. L'élément qui impose le flux (ou qui reçoit l'effort) aura le trait à ses ports, et, il est indépendant du sens de transfert de la puissance (demi flèche) [DAUPHIN-TANGUY 00]. Cette indépendance résultera en un choix entre causalité dérivée et causalité intégrale selon la structure du système. La causalité intégrale est toutefois considérée préférentielle mais pas obligatoire. Sur l'exemple de la Figure 1-10, l'élément A applique un effort e à l'élément B qui réagit en renvoyant un flux f à l'élément A (trait causal placé du côté de l'élément B).

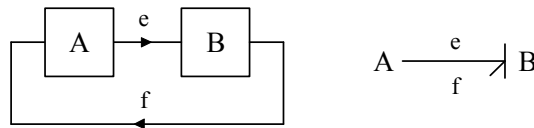


Figure 1-10. Bond Graph d'un sous élément avec causalité

L'utilisation d'une causalité dérivée entraînera l'utilisation d'un solveur mathématique au sein d'un logiciel de simulation. Le temps de calcul de la simulation sera déterminé par la convergence de la résolution de la causalité dérivée. La causalité intégrale dans le formalisme Bond Graph est donc privilégiée plus par soucis de réduire le temps de simulation plus que par soucis de respecter la physique des éléments interconnectés.

Représentation structurelle – Le formalisme veut rester proche de la structure physique du système en représentant tous les éléments de celui-ci. Cette représentation dite structurelle, permet d'identifier, après analyse, le type de modèle utilisé par la présence ou non d'éléments d'accumulation d'énergie (modèle dynamique, statique, voir quasi-statique) ou dissipatifs (pertes négligées). Néanmoins, elle induit une perte de lisibilité pour des systèmes complexes. Ce choix sous-tend à la notion de causalité dérivée.

Le Bond Graph a donc un avantage indéniable pour formaliser un système par une représentation énergétique structurée. Néanmoins, cette méthode structurée implique des causalités dérivées dans certains cas. Notons que la notion de commandabilité/observabilité en modèle d'état a pour objectif de trouver des palliatifs aux problèmes, entre autre, posés par la causalité dérivée. Nous pouvons d'ailleurs souligner le fait que durant ces dernières années, il s'est développé de nombreux logiciels de type structurel, qui visent à représenter un système comme l'utilisateur le voit (comme le Bond Graph). Dans le domaine des véhicules, on peut citer Advisor [WIPKE 99] (qui est basé essentiellement sur une modélisation quasi-statique), Dymola [DEMPSEY 06] (basé sur le langage de programmation

Modelica) ou encore AMESim [ALIRAND 99] (qui réorganise, à l'aide d'un solveur, le système structurel en un système fonctionnel équivalent – non disponible pour l'utilisateur).

Exemple d'étude – Afin de présenter les principales différences de chaque formalisme, nous avons choisi d'étudier un système électromécanique relativement simple (c. f. Figure 1-11). Ce système est composé d'une alimentation continue (supposée parfaite), une Machine à Courant Continu (MCC) à excitation séparée, deux convertisseurs continu-continu (hacheurs avec pertes négligées) pour adapter les étages de tension, une inductance de lissage (nécessaire dans cette certaine application à fréquence de découpage faible), un arbre mécanique, une charge quelconque et un frein mécanique (agissant directement sur l'arbre). Les diverses variables et les principales équations sont présentées afin de constituer une référence entre les différents formalismes. Notons que les convertisseurs sont modélisés en valeur moyenne.

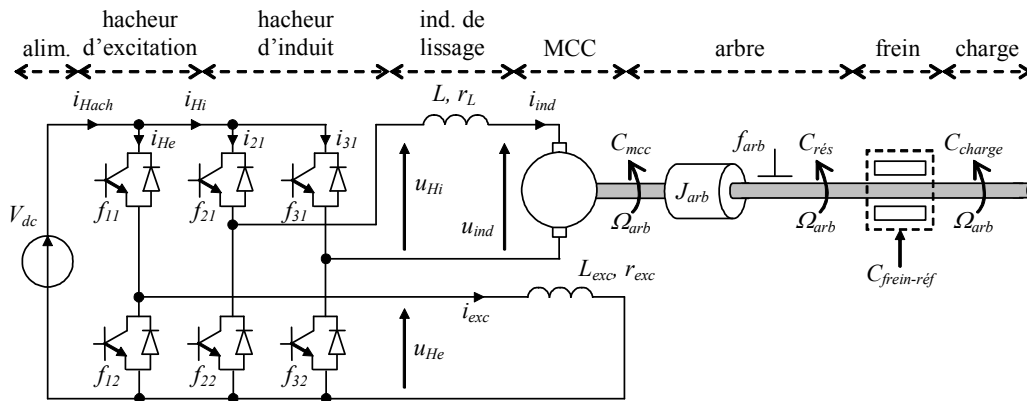


Figure 1-11. Synoptique de l'exemple du système électromécanique

- Hacheur de l'excitation

$$\begin{cases} u_{He} = m_{He} V_{dc} \\ \dot{i}_{He} = m_{He} i_{exc} \end{cases} \quad (1.1)$$

- Enroulement d'excitation

$$u_{He} - e_{exc} = L_{exc} \frac{d}{dt} i_{exc} + r_{exc} i_{exc} \text{ avec } e_{exc} = 0 \quad (1.3)$$

- Conversion électromécanique de la MCC

$$\begin{cases} e_{ind} = k_M i_{exc} \Omega_{arb} \\ C_{mcc} = k_M i_{exc} i_{ind} \end{cases} \quad (1.5)$$

- Arbre mécanique

$$C_{mcc} - C_{rés} = J_{arb} \frac{d}{dt} \Omega_{arb} + f_{arb} \Omega_{arb} \quad (1.7)$$

- Couplage mécanique

$$\begin{cases} \Omega_{arb} \text{ commun} \\ C_{rés} = C_{charge} + C_{frein} \end{cases} \quad (1.9)$$

- Hacheur de l'induit

$$\begin{cases} u_{Hi} = m_{Hi} V_{dc} \\ \dot{i}_{Hi} = m_{Hi} i_{ind} \end{cases} \quad (1.2)$$

- Enroulement d'induit

$$u_{ind} - e_{ind} = L_{ind} \frac{d}{dt} i_{ind} + r_{ind} i_{ind} \quad (1.4)$$

- Inductance de lissage

$$u_{Hi} - u_{ind} = L \frac{d}{dt} i_{ind} + r_L i_{ind} \quad (1.6)$$

- Couplage électrique

$$\begin{cases} V_{dc} \text{ commun} \\ i_{Hach} = i_{Hi} + i_{He} \end{cases} \quad (1.8)$$

- Concaténation de (1.4) et (1.6)

$$u_{Hi} - e_{ind} = L_{eq} \frac{d}{dt} i_{ind} + r_{eq} i_{ind} \quad (1.10)$$

$$\text{avec } \begin{cases} L_{eq} = L + L_{ind} \\ r_{eq} = r + r_{ind} \end{cases}$$

La modélisation par Bond Graph du cas d'étude est représentée sur la Figure 1-12. Nous pouvons noter la nécessité d'utiliser une causalité dérivée (L_{ind}) pour exprimer la mise en série de l'inductance de lissage avec l'enroulement de l'induit de la machine. Les pertes au sein du système apparaissent clairement au travers des éléments dissipatifs R . On constate une représentation détaillée des causes à effets (respectivement efforts et flux). L'aspect graphique du Bond Graph ne permet pas une conceptualisation des causes à effets physiques compte tenu des causalités dérivées présentes. Cet aspect peut conduire à une mauvaise interprétation de phénomènes physiques et de transfert d'énergie. Par ailleurs, aucune méthodologie permettant de concevoir l'architecture de commande n'a été développée en association avec le Bond Graph.

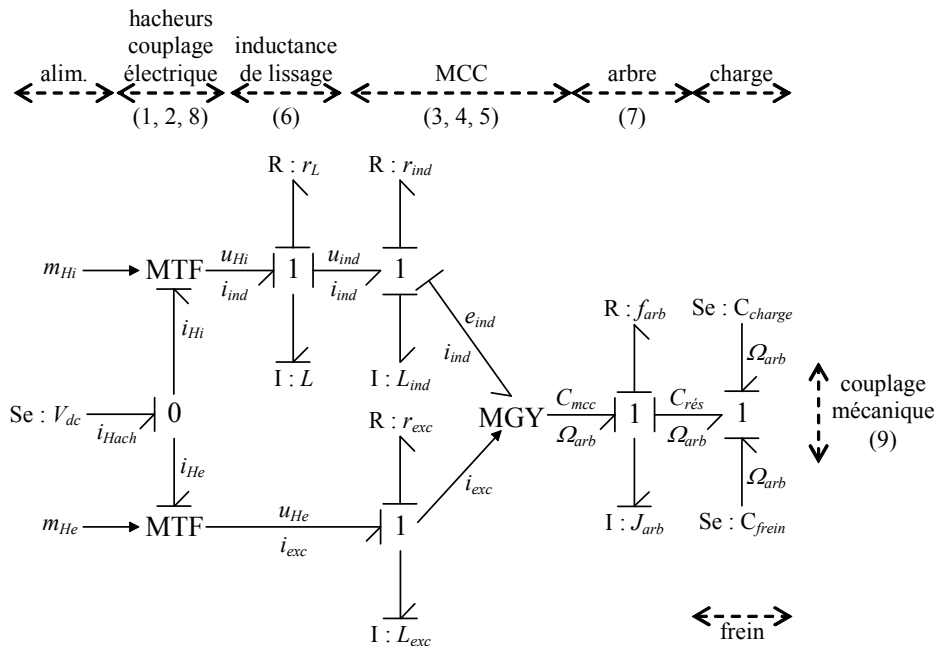


Figure 1-12. Bond Graph de l'exemple du système électromécanique

Les différents formalismes qui vont suivre sont tous basés sur le Bond Graph. Ces outils ont été développés afin de mettre en exergue certaines propriétés physiques.

Power-Oriented Graphs (POG) – Le POG que l'on peut traduire par « graphes orientés de puissance » a été développé à l'université de Modène et de Reggio d'Émilie (Italie). Il est caractérisé par deux types d'éléments qui se représentent par fonction de transfert : le bloc d'élaboration (qui stocke et/ou dissipe l'énergie) et le bloc de connexion (qui transforme l'énergie). Le nombre limité d'éléments du formalisme permet un apprentissage très aisé [ZANASI 96].

La différence principale avec le Bond Graph réside dans une différenciation explicite des variables de flux et d'efforts. Cette distinction permet une meilleure correspondance avec les systèmes physiques (représentation scalaire ou vectorielle), ainsi qu'une meilleure représentation des flux énergétiques échangés entre composantes. Les équivalences physiques et mathématiques (comme le modèle d'état) sont facilement déductibles. Notons que dans ce formalisme, la causalité intégrale est préférentielle voir quasi-exclusive. Les éléments étant basés sur les fonctions de transfert, une équivalence en causalité dérivée est concevable. Le lecteur est invité à se reporter à l'Annexe A pour la schématisation des différents éléments constituant le POG.

Cet outil est surtout utilisé pour apporter une aide à la simulation de systèmes complexes dans les domaines hydraulique [MORSELLI 03], mécanique [ZANASI 01] et électrique [ZANASI 02]. Aucune méthodologie permettant de concevoir l'architecture de commande n'a été développée à ce jour en association avec le POG.

Le formalisme POG a été appliqué au cas d'étude précédent (Figure 1-13). Cette structure a été validée par Roberto Zanasi, spécialiste de ce concept. Un des inconvénients du Bond Graph est sa capacité à représenter graphiquement des systèmes complexes à couplages multiples. Grâce à la notation vectorielle des POG, une représentation plus lisible est possible. Même si une représentation avec dérivée est envisageable pour ce formalisme, R. Zanasi nous a confirmé que les POG étaient habituellement utilisés avec une causalité intégrale représentant la physique des éléments interconnectés. Une concaténation¹¹ entre l'inductance de lissage et l'enroulement d'induit de la machine a donc dû être faite. Celle-ci est représentée sur la figure au moyen des matrices L_m et R_m définies comme suit :

$$L_m = \begin{bmatrix} L_{\acute{e}q} & 0 \\ 0 & L_{exc} \end{bmatrix} \quad (1.11)$$

$$R_m = \begin{bmatrix} R_{\acute{e}q} & 0 \\ 0 & R_{exc} \end{bmatrix} \quad (1.12)$$

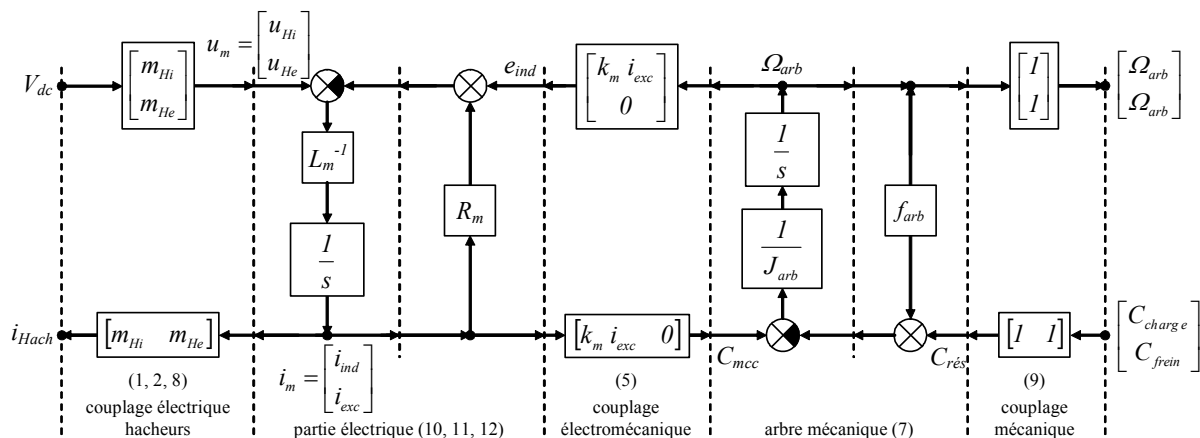


Figure 1-13. POG de l'exemple du système électromécanique

Notons que le terme « concaténation » provient de règles d'association d'éléments définies par la Représentation Énergétique Macroscopique (REM – c. f. § 1.2.4).

Nous pouvons souligner l'apport de l'outil par rapport à l'analyse des variables d'action réaction¹² du système qui paraît plus clair. L'absence de liens externes, permettant de contrôler les convertisseurs de puissance (via m_{Hi} et m_{He}) et l'excitation de la machine (via i_{exc}), est volontaire. Cette absence permet de garder une structure POG la plus claire qui soit dans un point de vue de représentativité de puissance. Le POG a néanmoins un inconvénient, sa concision fait disparaître la notion des couplages au sein du système. Sans une connaissance experte de l'outil, cette description pourrait donner lieu à de mauvaises interprétations.

Power Flow Diagram (PFD) – Le PFD que l'on peut traduire par « diagramme de flux de puissance » a été développé à l'université technique de Dresde (Allemagne) [SCHÖNFELD 04]. Ce for-

¹¹ Le terme concaténation est issu du latin *con* (avec) et *catena* (chaîne). Il indique le fait de mettre bout à bout deux chaînes. Dans un système, la concaténation de deux éléments revient à les rassembler pour ne plus faire qu'une seule composante équivalente.

¹² Une variable d'action est une variable qu'impose un sous-système à un autre sous-système. Une variable de réaction est une variable induite par la réaction du sous-système suite à sa sollicitation par une variable d'action.

malisme permet de mettre en lumière les flux de puissance et le rendement énergétique des systèmes [GEITNER 06]. Les liens du Bond Graph sont décomposés en variables de flux et d'effort (variables de puissances généralisées), permettant ainsi d'avoir une représentation plus synthétique. Le PFD conserve la structure physique du système (en utilisant toutefois la notion de causalité intégrale) par une description graphique des flux d'énergie avec sommateurs apparents (c. f. Annexe A). Cet outil a pour application essentielle des entraînements électriques [GEITNER 06]. Une chaîne de traction simplifiée a été étudiée pour une comparaison avec d'autres formalismes [BOUSCAYROL 05b, BOULON 06].

Le PFD a été appliqué à notre exemple (c. f. Figure 1-14). Cette représentation a été validée par Gert-Helge Geitner, spécialiste du PFD. Nous pouvons noter une représentation graphique riche en détails. On peut ainsi identifier facilement les éléments dissipatifs pour calculer le rendement du système. Le PFD utilisant la notion de causalité intégrale, une concaténation entre l'inductance de lissage et l'enroulement d'induit de la machine a donc été obligatoire (r_{eq} , L_{eq}). La visualisation des actions réactions au sein de la représentation est également mise en avant par la décomposition des variables de flux et d'effort du Bond Graph. Aucune méthodologie permettant de concevoir l'architecture de commande n'a été développée à ce jour en association avec le PFD.

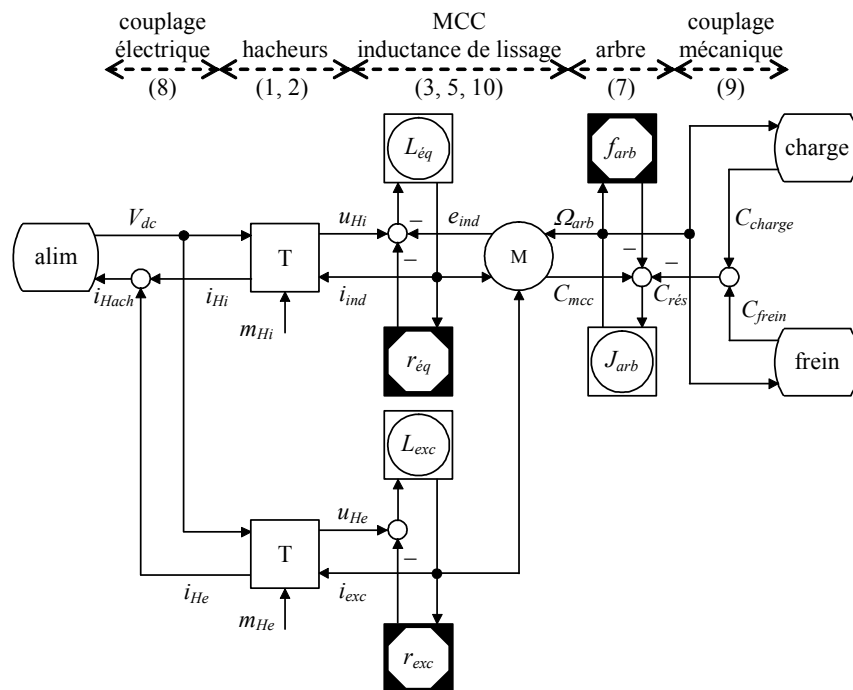


Figure 1-14. PFD de l'exemple du système électromécanique

Puzzles énergétiques – Les puzzles énergétiques ont été développés au Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique Industrielle (LEEI) de Toulouse (France) [PIQUET 00]. Cet outil a été initialement développé pour concevoir (à partir d'un cahier des charges) des structures de conversion d'énergie utilisées dans le domaine du génie électrique [DEMNI 04]. Les éléments de celui-ci se représentent par des puzzles dont les excroissances correspondent aux variables de flux et d'effort (c. f. Annexe A). Une nouvelle fois, on constate une réelle différence avec le Bond Graph par une différenciation volontaire des variables de puissances généralisées.

Ce formalisme est pour l'instant restreint à l'électronique de puissance. Néanmoins, grâce à l'emploi des variables généralisées, cet outil pourrait être étendu à d'autres domaines physiques. On dé-

nombre d'ailleurs quelques extensions électromécaniques [DEMNI 04]. Aucune méthodologie permettant de concevoir l'architecture de commande n'a été développée en association avec les puzzles énergétiques.

Les puzzles énergétiques ont été appliqués au système électromécanique de notre exemple (Figure 1-15). Notons que les actions réactions entre les éléments interconnectés apparaissent explicitement par rapport au Bond Graph où elles sont sous-jacentes. Ce formalisme ne fait pas apparaître le nom des variables échangées, ce qui réduit un peu la lisibilité. Les puzzles énergétiques étant développés, à la base, pour concevoir un système à partir d'un cahier des charges, il nous a semblé normal de devoir concaténer les inductances même si cette règle n'est pas explicite. Effectivement l'ajout d'une inductance de lissage au sein du système est plus une contrainte qu'un critère de conception. Ce formalisme permet également de faire ressortir de manière précise (comme pour le Bond Graph) les éléments dissipatifs et accumulatifs d'énergie (c. f. Figure 1-16). Notons que nous avons ajouté une nouvelle pièce de puzzle pour les deux versions. Il s'agit du Gyrateur Modulé (GM) permettant de réaliser la conversion électromécanique de la machine. Ce nouvel élément et la structure complète ont été validés par Hubert Piquet, spécialiste des puzzles énergétiques. Les puzzles énergétiques acceptent donc plusieurs échelles de modélisation et offrent une souplesse qui permet d'analyser soit le système d'un point de vue conception (version 1 - Figure 1-15) soit chaque élément du système (version 2 - Figure 1-16).

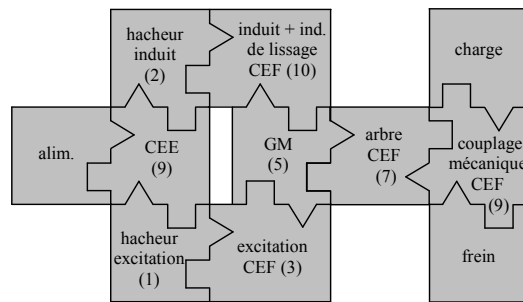


Figure 1-15. Puzzles énergétiques version 1 de l'exemple du système électromécanique

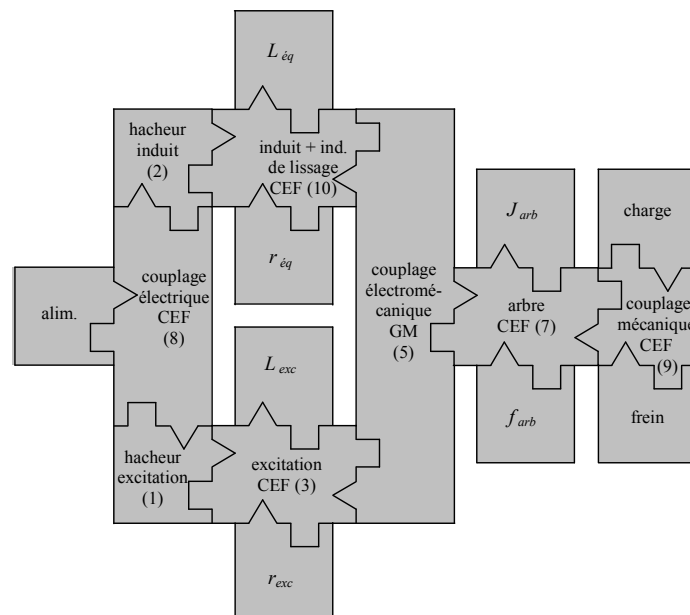


Figure 1-16. Puzzles énergétiques version 2 de l'exemple du système électromécanique

1.2.2. Graphe Informationnel Causal

Le Graphe Informationnel Causal (GIC) est issu de travaux communs dans les années 1990 entre Jean Faucher du Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique Industrielle (LEEI) de Toulouse et Jean-Paul Hautier du Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance (L2EP) de Lille. Ce formalisme a pour volonté de modéliser exclusivement un système avec des causalités intégrales. L'outil a été développé et affiné par le L2EP afin d'en déduire une méthodologie systématique de commande [HAUTIER 96].

Le GIC vise à connecter des éléments d'un système dont on possède la connaissance fonctionnelle. La notion d'information du GIC provient de l'absence d'affichage des relations entre variables sur le graphe. Cela permet d'obtenir une vision d'ensemble du système plus synthétique. Les entrées et sorties de chacune des composantes sont définies selon leur propre causalité naturelle ou physique (intégrale) [HAUTIER 04].

La construction est établie sur deux éléments basiques (c. f. Annexe A), une relation causale (sortie fonction intégrale de l'entrée et donc dépendante du temps) et une relation rigide (sortie indépendante du temps). Soulignons le fait que ces éléments ne sont pas limités aux relations linéaires continues. Les variables à puissances généralisées (scalaires ou vectorielles) sont de nature potentielle (équivalentes aux efforts en Bond Graph) ou cinétique (équivalentes aux flux). La description locale des divers composants du système et l'analyse des relations de cause à effet qui en découlent permettent de déduire une structure systématique de commande [HAUTIER 99b, CEMASYC 06]. C'est l'une des principales forces du GIC.

Depuis sa création, on dénombre beaucoup d'applications électriques modélisées par GIC tel que les convertisseurs statiques [HAUTIER 99a, GUILLAUD 01], les machines électriques [CARON 95], les systèmes électromécaniques de type machine outils [BARRE 04] ou encore les actionneurs piézo-électriques [GIRAUD 02]. Divers établissements universitaires enseignent le GIC : Université de Lille 1, ENSAM CER de Lille, Polytech'Lille, École Centrale de Lille, ENSEEIHT de Toulouse, Université de Belfort, Université de Québec Trois Rivières (UQTR-Canada), École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL-Suisse)...

Dans l'exemple de la machine à courant continu à excitation séparée (Figure 1-17), on peut noter une description détaillée des relations de cause à effet. La notion de couplage est toutefois moins explicite que d'autres formalismes. En outre, les éléments dissipatifs n'apparaissent pas explicitement. La causalité intégrale étant exclusive, l'inductance de lissage a été concaténée avec l'enroulement d'induit de la machine.

Le GIC permet de réaliser (à partir d'un cahier des charges) une commande locale à partir du graphe de modélisation obtenu selon le principe d'inversion : toute commande d'un processus est issue de l'inversion de son modèle [HAUTIER 96]. Comme pour le modèle, deux inversions basiques peuvent être définies : rigide et causale. La relation rigide est indépendante du temps, son inversion peut être obtenue de manière directe. En revanche, la relation causale ne peut être inversée directement. Cette inversion correspondrait en effet à une causalité dérivée, qui n'est pas physique. Lié à l'énergie, ce type de relation n'est pas physiquement réalisable. Pour résoudre ce problème, nous utilisons un asservissement qui va diminuer l'écart entre une référence et sa mesure. On parle alors d'inversion indirecte. Cette inversion oblige nécessairement l'emploi d'un capteur pour mesurer sa sortie. Une autre inversion a ensuite été développée pour les systèmes multi entrées. Dans ce cas, l'une des entrées est

choisie pour faire évoluer la sortie. Les autres entrées deviennent alors des entrées de perturbation au processus et font l'objet d'une procédure de rejet de perturbation (compensation par exemple).

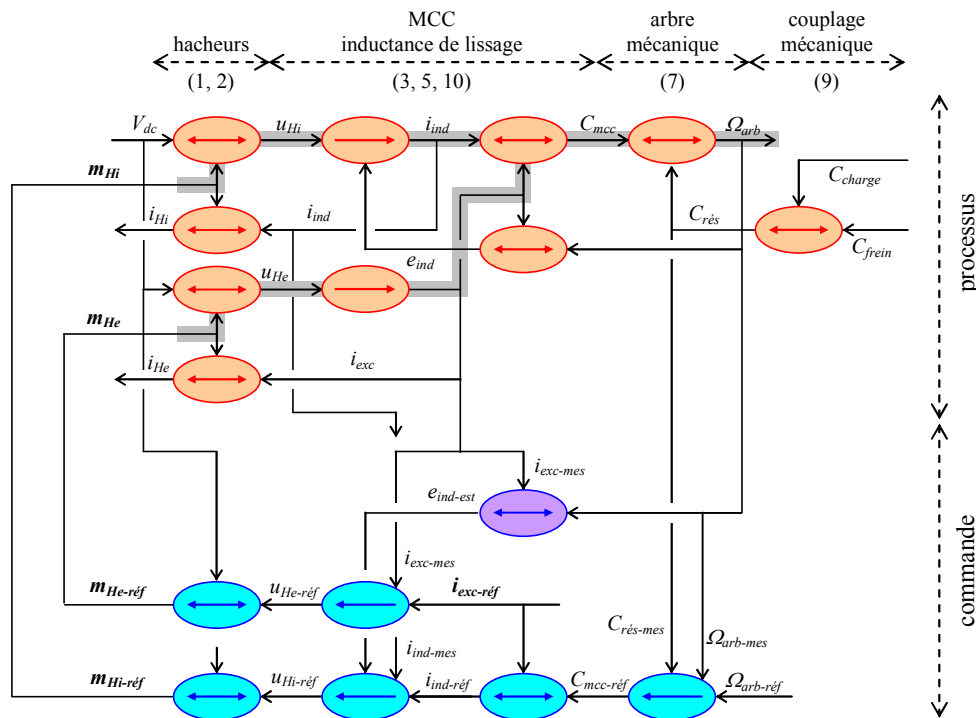


Figure 1-17. GIC de l'exemple du système électromécanique

Ces trois règles ont été appliquées sur notre exemple, le cahier des charges étant de contrôler la vitesse angulaire Ω_{arb} de la machine. Ce cahier nous permet de définir les chaînes de réglage. Ces chaînes relient la ou les entrées de réglage choisies pour faire évoluer la variable à maîtriser. Dans notre cas d'étude, la variable à contrôler est la vitesse Ω_{arb} avec pour entrées de réglage les ordres de commutation des convertisseurs (m_{Hi} , m_{He}). Les diverses grandeurs à régler devront être :

$$\begin{array}{l} m_{Hi} \longrightarrow u_{Hi} \longrightarrow i_{ind} \longrightarrow C_{mcc} \longrightarrow \Omega_{arb} \\ m_{He} \longrightarrow u_{He} \longrightarrow i_{exc} \longrightarrow \uparrow \end{array}$$

Figure 1-18. Chaînes de réglage pour le contrôle de la vitesse Ω_{arb}

La structure de commande est ensuite obtenue par inversion de ces deux chaînes de réglage imbriquées. Les équations liées à la commande sont détaillées ci-dessous :

- Contrôle de la vitesse de l'arbre

$$C_{mcc-réf} = C_{arb} (\Omega_{arb-réf} - \Omega_{arb-mes}) + C_{rés-mes} \quad (1.13)$$

- Contrôle du courant d'excitation

$$u_{He-réf} = C_{exc} (i_{exc-réf} - i_{exc-mes}) \quad (1.15)$$

- Inversion du hacheur d'excitation

$$m_{He-réf} = \frac{u_{He-réf}}{V_{dc-mes}} \quad (1.17)$$

- Inversion de la conversion électromécanique

$$i_{ind-réf} = \frac{C_{mcc-réf}}{k_M i_{exc-réf}} \quad (1.14)$$

- Contrôle du courant d'induit

$$u_{Hi-réf} = C_{ind} (i_{ind-réf} - i_{ind-mes}) + e_{ind-est} \quad (1.16)$$

- Inversion du hacheur d'induit

$$m_{Hi-réf} = \frac{u_{Hi-réf}}{V_{dc-mes}} \quad (1.18)$$

- Estimation de la F.E.M. de la MCC

$$e_{ind-est} = k_M i_{exc-mes} \Omega_{arb-mes} \quad (1.19)$$

Cette structure fait apparaître l'utilisation de trois correcteurs : C_{arb} pour la vitesse Ω_{arb} (1.13), C_{ind} pour le courant de l'induit i_{ind} (1.16) et C_{exc} pour le courant d'excitation i_{exc} (1.15). La commande obtenue contient les mesures physiquement réalisables à partir de capteurs comme les courants i_{ind} et i_{exc} , le couple $C_{rés}$ ¹³, la vitesse angulaire Ω_{arb} et la tension d'alimentation V_{dc} . Les mesures impossibles à réaliser sont estimées ou observées : la F.E.M. e_{ind} de la machine est estimée à partir de sa vitesse angulaire Ω_{arb} et de son courant d'excitation i_{exc} (1.19). Ces compensations pourront toutefois être enlevées si les correcteurs utilisés sont robustes.

La commande du courant d'induit est dans une boucle imbriquée avec celle du contrôle de la vitesse. Cette boucle, couramment employée dans la commande des machines électriques, permet de limiter facilement le courant contre une éventuelle surintensité. Le couple que doit délivrer la MCC est déterminé au moyen du correcteur de vitesse Ω_{arb} et de la compensation du couple résistant $C_{rés}$. Ce dernier dépend des couples de charge et de freinage.

1.2.3. Comparaison des formalismes

Dans le Tableau 1-5, le respect du cahier des charges fixé en début de ce chapitre est indiqué pour chacun des formalismes considérés. Une croix en pointillés correspond à un cas litigieux.

Tableau 1-5. Comparaison des formalismes : respect du cahier des charges

Cahier des charges	Bond Graph	POG	PFD	Puzzles	GIC
Causalité exclusive		⋈	×	×	×
Nœuds énergétiques	×		×	×	
Variables énergétiques	×	×	×	⋈	×
Graphe de commande					×

L'utilisation de liens pour le Bond Graph ne semble pas idéale car sa causalité non exclusive peut mener à une mauvaise interprétation physique (dans le cas d'une utilisation dérivée). Par ailleurs, aucune méthodologie de structuration de commande n'a été développée à partir du graphe du modèle. Les POG permettent de pallier le problème des liens mais les couplages énergétiques ne sont pas symbolisés explicitement. De plus, la causalité intégrale n'est que préférentielle. Le PFD et les puzzles énergétiques se démarquent en remplissant la quasi-totalité du cahier des charges. Néanmoins, ces formalismes ne permettent pas de concevoir une architecture de commande. Finalement, le GIC est le seul formalisme à proposer une structure qui permette de déduire systématiquement un graphe de commande. Cependant, les nœuds énergétiques ne sont pas symbolisés explicitement. Au terme de cette synthèse, nous pouvons dire qu'aucun de ces formalismes ne répond à tous les points de notre cahier des charges. Comme on le verra dans le paragraphe suivant, la Représentation Énergétique Macroscopique a été développée dans le but de remédier à l'absence explicite des couplages énergétiques du GIC.

¹³ Le couple peut être mesuré à l'aide d'un couplemètre. Dû au fait de son coût élevé, dans la plupart des cas, celui-ci est remplacé par un observateur.

1.2.4. Représentation Énergétique Macroscopique

La Représentation Énergétique Macroscopique (REM) a été développée par le Laboratoire d'Électrotechnique et d'Electronique de Puissance (L2EP) de Lille (France) dans les années 2000. Ce formalisme a été établi à l'aide de deux autres outils de modélisation : le Graphe Informationnel Causal (GIC) et le formalisme Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs (SMM).

Formalisme Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs (SMM) – Le formalisme SMM a été développé par plusieurs laboratoires français lors du projet SMM des GdR (Groupes de Recherche) SDSE (Sûreté et Disponibilité des Systèmes Électrotechniques, 1998-2002) et ME²MS (Maîtrise de l'Énergie Électrique du Matériau au Système, 2002-2005) [SMM 00].

L'objectif premier de ces projets de GdR fût de décrire de manière macroscopique les systèmes composés de plusieurs machines électriques et/ou convertisseurs statiques en vue de leurs commandes. Cet outil est basé sur le principe de l'interaction de la systémique. Autrement dit, ce formalisme organise le système en sous-systèmes interconnectés par des variables d'action et réaction dont le produit donne la puissance échangée instantanée [SMM 00]. Ce concept s'est révélé très efficace pour mettre en avant les distributions d'énergie au sein du système par le biais d'éléments de couplages (c. f. Annexe A – REM).

Les règles des lois de contrôle du formalisme SMM ont permis de faire apparaître, lors de l'inversion des couplages, des critères de pondération ou de répartition, véritables degrés de liberté cachés de toute commande SMM [SMM 03]. Mais l'échelle macroscopique de la description SMM induit une déduction impossible de la présence ou non de correcteurs au sein de la commande. Cette limitation a été l'origine du développement de la REM. Le formalisme SMM a été appliqué sur des systèmes de traction, des entraînements polyphasés et sur des alimentations en modes dégradés [SMM 05].

On peut noter que sur l'exemple commun des formalismes, que la description SMM (Figure 1-19) permet de mettre en exergue les éléments de couplage (meilleure lisibilité des chaînes d'action et de réaction des nœuds énergétiques).

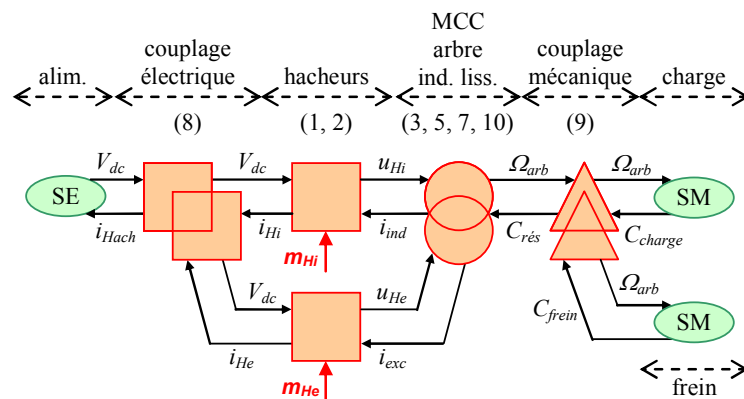


Figure 1-19. Formalisme SMM de l'exemple du système électromécanique

Représentation Énergétique Macroscopique (REM) – Les deux formalismes précédents ont été décrits avec plusieurs avantages et inconvénients. De son côté, le GIC modélise un système de manière causale afin d'en proposer une méthodologie systématique de commande. Nous avons vu que cette description a néanmoins l'inconvénient de ne pas faire apparaître les couplages de manière formelle. Le formalisme SMM contribue quant à lui à une extension macroscopique pour des systèmes

complexes. Ce concept rend toutefois impossible une structure de commande générique. Afin de ne garder les avantages des deux formalismes, la REM a été développée.

La REM est une extension macroscopique du GIC avec une symbolisation explicite des couplages énergétiques [BOUSCAYROL 00]. Elle permet de définir une représentation synthétique pour les systèmes électromécaniques complexes, respectant une description fonctionnelle, dans le cadre de la systémique structuraliste. Cet outil permet de décrire un système sans avoir une lecture graphique trop lourde (comme pour le GIC). Elle est basée de manière sous-jacente sur la causalité intégrale qui sous-tend la notion d'énergie [BOUSCAYROL 03]. Ce concept fait apparaître des éléments : source, accumulation d'énergie et conversion sans accumulation d'énergie. Ces composantes sont toutes interconnectées selon le principe de l'action et de la réaction. Comme le formalisme SMM, la REM a ensuite été étendue aux systèmes à énergie répartie en utilisant les éléments de couplage de ce premier (c. f. Annexe A). Finalement, les lois de contrôle définies par le GIC ont été étendues pour la REM. Ceci a permis de développer une méthodologie de déduction systématique de structures de commande [BOUSCAYROL 05a, CEMASYC 06].

La REM a été appliquée à de nombreux travaux de recherche : traction ferroviaire [VERHILLE 04], systèmes éoliens [DELARUE 03], véhicules hybrides [LHOMME 04a], machines polyphasées [SEMAIL 03, KESTELYN 03], émulations temps réel [BOUSCAYROL 06], systèmes à transport de bande [LECLERCQ 04], systèmes à pile à combustible [CHRENKO 07, BOULON 07], systèmes à stockage supercapacitif pour les transports [ALLÈGRE 07], systèmes à stockage hybride [BOSSMANN 07]... Divers établissements universitaires enseignent la REM : Université de Lille 1, ENSAM CER de Lille, Polytech'Lille, Université de Belfort, Université de Paris VI, Université de Québec Trois Rivières (UQTR-Canada), École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL-Suisse)...

La REM assure donc une description homogène des diverses composantes d'un système énergétique. Elle met en évidence leurs interactions, leurs échanges énergétiques et les contraintes de leurs associations. Elle représente un système physique synthétiquement ce qui implique une clarté aux dépens de la structure physique du système (priorité fonctionnelle). Elle constitue une aide à la simulation et à la commande des systèmes complexes. La REM pourrait faire apparaître les pertes. Mais comme l'objectif est la réalisation de la commande, on préfère les insérer dans les divers éléments. En revanche, si l'objectif était plutôt une évaluation du rendement énergétique, les éléments dissipatifs pourraient être apparents comme pour le PFD.

La REM du système électromécanique étudié (Figure 1-20) permet de mettre en exergue les éléments de stockage d'énergie ainsi que les couplages associés. Notons que la REM offre une certaine lisibilité des actions réactions du système étudié. Comme pour le GIC, afin de respecter la causalité naturelle, l'inductance de lissage a été concaténée avec l'enroulement d'induit de la machine. Des règles d'association sont d'ailleurs définies explicitement en REM [BOUSCAYROL 03]. La Structure Maximale de Commande (SMC) peut être obtenue selon des règles définies (c. f. § 3.1.1). Comme pour le GIC, les chaînes de réglage liant les entrées de réglage et la grandeur à maîtriser, sont tout d'abord déterminées (Figure 1-18). La SMC peut ensuite être obtenue en inversant ces chaînes.

Notons que la REM ne représente pas tous les couplages. Seul les couplages utiles pour la commande sont représentés, les autres peuvent être masqués dans les éléments d'accumulation. Typiquement, le couplage au sein de l'élément d'accumulation de l'induit et de l'inductance de lissage aurait été inutile. Le courant i_{ind} est en effet réglé au moyen d'une seule entrée, la tension du hacheur u_{Hi} . La

F.E.M. sera donc une entrée de perturbation à compenser dans la commande. La symbolisation d'un couplage n'aurait eu aucun intérêt pour le contrôle du courant. Nous reparlerons de cette simplification dans le chapitre suivant (c. f. § 2.1.2).

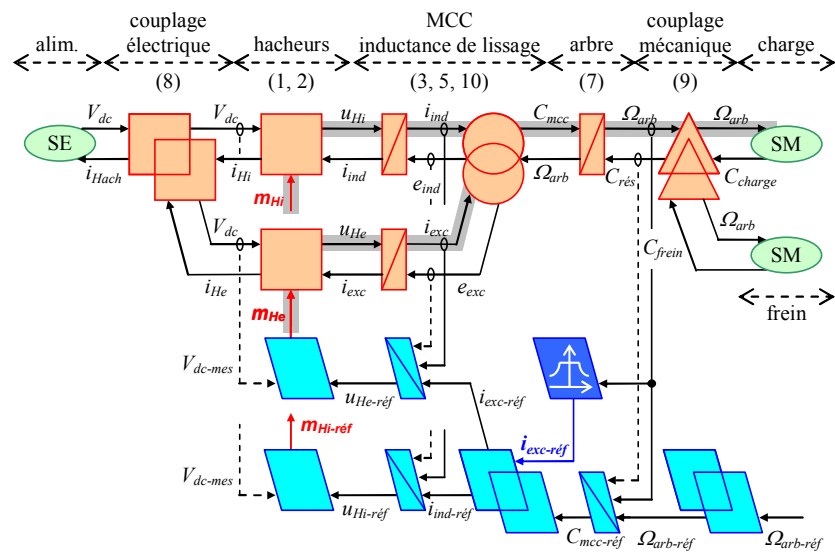


Figure 1-20. REM de l'exemple du système électromécanique

Soulignons le fait que cette structure de commande accepte un maximum d'opérations et de mesures. L'étape suivante consiste à réaliser la Structure Pratique de Commande (SPC) [BOUSCAYROL 02] qui vise à commander le système comme on le ferait sur le système réel (estimations, simplifications...).

Notons que dans la plupart des formalismes, le convertisseur statique est considéré comme un sous élément à part entière (boîte noire). Pourtant, dans l'exemple étudié, nous pouvons voir très clairement un couplage parallèle entre les bras du hacheur et l'induit de la MCC. L'Annexe B apporte une réponse à ce problème de représentativité.

1.3. Conclusion

L'objectif de ce chapitre était tout d'abord de réaliser une présentation succincte des aspects caractérisant un véhicule électrique hybride, afin de poser les différents problèmes. Une gestion efficace des flux énergétiques au sein de ces systèmes interdisciplinaires est un réel enjeu. Il semble judicieux de modéliser ces véhicules en utilisant un formalisme suffisamment explicite pour une bonne interprétation des transferts d'énergie, mais aussi adapté à la définition de structures de commande. Différents formalismes ont ainsi été présentés afin de faire ressortir celui qui sera le plus adapté à une modélisation physique, en vue de réaliser une optimisation énergétique.

La première partie de ce chapitre présente succinctement les aspects caractérisant un véhicule électrique hybride. Une attention particulière a été portée sur la classification des différentes topologies de véhicule électrique hybride. De nombreux travaux sur la consommation et la pollution se focalisent sur l'aspect énergétique de manière globale. Cette vision énergétique permet d'avoir en théorie la consommation minimale. Mais le véhicule électrique hybride demande des compétences multiples. C'est la raison pour laquelle l'approche globale utilise, dans la plupart des cas, des cartographies et des simplifications (pour des temps de simulation relativement courts). La gestion des flux énergétiques entre les composantes du véhicule et leurs contraintes associées (nœuds énergétiques par exemple) sont ainsi souvent négligées. Cette approche simplifiée peut engendrer une réduction du rendement et des performances dynamiques lors du fonctionnement en temps réel. Une autre approche pour la gestion énergétique vise à étudier et à prendre en compte les interactions entre les diverses composantes du système. Ces interactions étant complexes et touchant à plusieurs domaines de la physique, l'utilisation d'un formalisme de description unifiante est nécessaire.

Différentes représentations graphiques ont ainsi été présentées afin de décrire de tels véhicules en vue de leur gestion d'énergie. Nous avons montré au travers d'un exemple électromécanique simple, les qualités et défauts des formalismes présentés. La causalité intégrale exclusive nous semble primordiale dès lors que l'on désire modéliser un système physique en vue de sa commande. En effet, seule la causalité intégrale respecte la physique qui à toute cause impose une conséquence. Les Bond Graphs, respectent davantage la structure physique du système que le respect du principe de causalité. Lorsqu'une étude énergétique d'un système est désirée, il vaut mieux utiliser une approche fonctionnelle que structurelle. L'approche fonctionnelle oblige l'utilisateur à interpréter la structure du système en fonction des éléments interconnectés. L'approche structurelle doit quant à elle permettre de construire le système comme on le perçoit. L'approche structurelle mène souvent à l'utilisation de la causalité dérivée. Or seule la causalité intégrale sous-tend à la notion d'énergie. Une gestion énergétique ne peut donc se faire qu'en passant par une causalité intégrale exclusive, ce qui nécessite l'utilisation d'une approche fonctionnelle. Un deuxième point qui nous semble important est d'avoir un formalisme avec une aisance certaine pour la prise en compte des nœuds énergétiques (couplages entre composantes du système). Une vision macroscopique prenant en compte les interactions (action réaction) du système est donc souhaitable. Dernier point important, un graphe de commande doit pouvoir être déduit directement du modèle. Nous avons identifié la Représentation Énergétique Macroscopique (REM) comme le formalisme répondant à ce cahier des charges.

2

Représentation Énergétique Macroscopique de véhicules électriques hybrides

« Les sciences n'essaient pas d'expliquer ; c'est tout juste si elles tentent d'interpréter ; elles font essentiellement des modèles. Par modèle, on entend une construction mathématique qui, à l'aide de certaines interprétations verbales, décrit les phénomènes observés. La justification d'une telle construction mathématique réside uniquement et précisément dans le fait qu'elle est censée fonctionner ».

Johnannes von Neumann

Résumé du chapitre

Comme nous l'avons vu dans le précédent chapitre, il semble judicieux de vouloir prendre en compte les interactions entre les diverses composantes d'un système au moyen d'un formalisme. Le formalisme REM, a ainsi été retenu. L'objectif de ce chapitre sera d'illustrer et d'étendre les outils proposés par cette approche pour mettre en évidence les propriétés énergétiques des véhicules électriques hybrides. La modélisation de trois structures de véhicules électriques hybrides différentes sera faite, pour définir par la suite une commande à l'aide de cette représentation (§ 3). Nous nous sommes penchés sur les architectures classiques : série, parallèle et mixte. Plutôt que de modéliser des véhicules existants, nous avons fait le choix de développer des véhicules avec nos propres paramètres. L'objectif de cette thèse n'est pas de concevoir un véhicule parfait, mais d'élaborer une gestion énergétique efficace.

Ce chapitre sera divisé en quatre parties. Les trois premières parties seront dédiées aux trois architectures étudiées : série (§ 2.1), parallèle (§ 2.2) et mixte (§ 2.3). La dernière partie (§ 2.4) fera office de conclusion et rappellera les points importants mis en exergue pour chaque architecture.

2.1. REM d'un VEH série avec supercondensateurs

L'objectif de cette partie sera de modéliser de manière causale un véhicule électrique hybride série avec supercondensateurs. Après avoir présenté le véhicule et les éléments qui le composent, nous nous attacherons à la problématique de cette architecture, c'est-à-dire au couplage série reliant toutes les sources du système. La modélisation du véhicule sera ensuite présentée. Chaque composant sera détaillé afin de réaliser une base pour les autres architectures (parallèle et mixte) étudiées par la suite.

2.1.1. Présentation du VEH série

L'architecture étudiée est un véhicule électrique hybride série dont la traction est assurée par une machine électrique (Figure 2-1). Notons qu'une étude sur un VEH série avait été préalablement réalisée lors de mon DEA [LHOMME 04b]. La machine électrique avec le différentiel mécanique avait été remplacée par deux machines électriques (une machine sur chaque roue). La prise en compte des virages (qui nécessite de faire tourner la roue extérieure plus vite que celle se trouvant à l'intérieure du virage) ne se fait plus alors par le biais du différentiel mécanique, mais grâce aux ordres de commandes envoyés sur les machines électriques. Nous nous limiterons dans ce chapitre au cas simple d'une seule machine électrique avec un différentiel mécanique.

L'élément de stockage énergétique d'un véhicule électrique hybride doit être choisi selon plusieurs critères :

- Afin de répondre aux attentes du conducteur, le déstockage d'énergie doit être rapide. Le stockage devra de la même manière avoir une bonne dynamique, ceci permettant une récupération énergétique de freinage accrue.
- La durée de vie des éléments devra permettre de réaliser un nombre important de cycles charge/décharge.
- L'énergie dans l'élément stockeur devra être suffisante pour tracter le véhicule sans l'utilisation du moteur thermique.

De part sa construction, la batterie, accumulateur électrochimique, utilisée par de nombreux constructeurs, a une densité de puissance massique assez faible [BADIN 97, BURKE 07]. La conversion électrochimique a de plus, l'inconvénient de conduire à une durée de vie limitée. Aujourd'hui deux technologies permettent de respecter les conditions précitées : les supercondensateurs et les volants d'inertie. Dans notre étude, nous nous intéresserons aux supercondensateurs. Ces composants sont à classer entre les batteries et les condensateurs électrostatiques. Ils ont pour avantages d'avoir une dynamique en puissance très rapide par rapport aux batteries. Néanmoins, un volume plus conséquent est requis pour stocker la même énergie. Un choix idéal serait d'utiliser des batteries avec des supercondensateurs afin de prendre les avantages de l'un et l'autre.

Une Renault Clio standard a été choisie comme base de référence. Elle est modifiée en conséquence.

Pour la suite de l'étude nous considérerons les sous systèmes suivants (Figure 2-1) :

- un sous système de génération (non réversible) : groupe électrogène constitué d'un moteur thermique, d'un générateur électrique et d'un convertisseur électrique ;

- un sous système de traction (réversible) constitué d'un convertisseur électrique, d'une machine électrique de traction et d'une transmission mécanique ;
- un sous système de stockage d'énergie (réversible) composée d'un banc de supercondensateur, d'une inductance de lissage et d'un convertisseur électrique ;
- un sous système dissipatif d'énergie (non réversible) constituée d'une résistance de dissipation et d'un convertisseur électrique. Cette résistance permet d'évacuer l'énergie de freinage dans l'éventualité d'une charge maximale des supercondensateurs.

Tous ces sous systèmes sont couplés entre eux par un bus continu, matérialisé par un condensateur électrostatique.

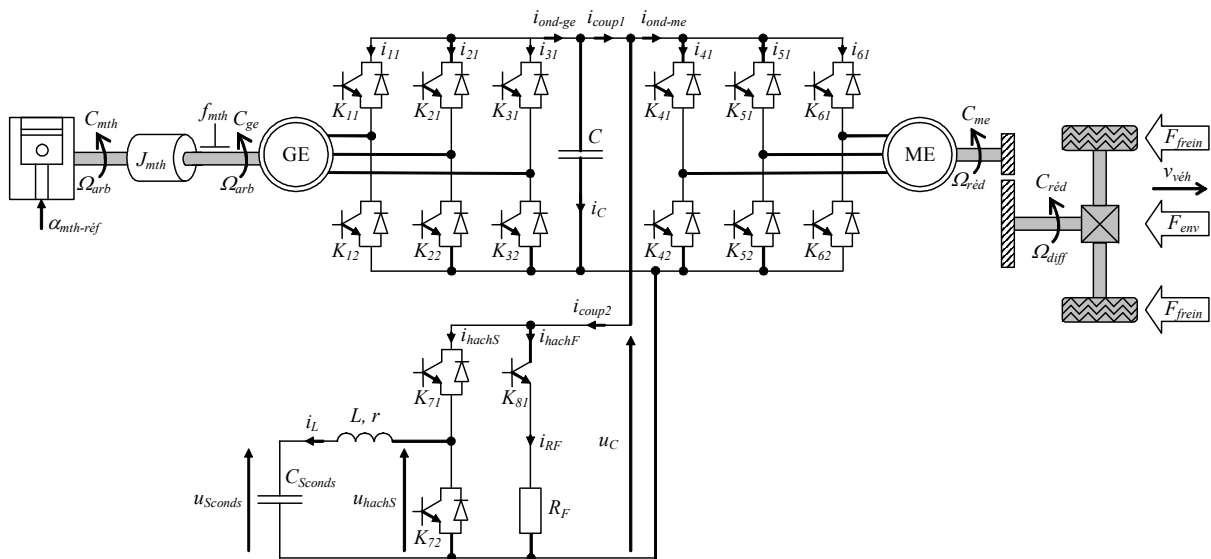


Figure 2-1. Synoptique du véhicule électrique hybride série étudié

2.1.2. Modélisation du bus continu : problématique du couplage énergétique

Le bus continu, matérialisé par un condensateur de filtrage, est traversé par tous les flux énergétiques du véhicule (Figure 2-2). Des fluctuations importantes de la tension de bus peuvent diminuer les performances dynamiques de la traction. Ces fluctuations peuvent donc avoir une influence sur le rendement énergétique du système C'est pourquoi le condensateur est représenté par un élément d'accumulation d'énergie potentielle. Il est décrit par la relation suivante :

$$C \frac{d}{dt} u_C + \frac{u_C}{r_C} = i_C = i_{ond-ge} - i_{coup1} \quad (2.1)$$

avec C et r_C respectivement la capacité et la résistance parallèle du condensateur, i_{ond-ge} le courant de sortie du groupe électrogène, et i_{coup1} le courant de sortie du nœud énergétique qui couple supercondensateurs, résistance de freinage et la traction du véhicule.

Pour notre cas d'étude, chaque couplage électrique représente un nœud de courant. Notre système en compte trois. Ces couplages étant tous de même nature, une première modélisation systémique viserait à représenter ces couplages en une unité avec le condensateur du bus continu comme tampon d'énergie (Figure 2-3). Néanmoins, nous verrons que le contrôle de la tension du bus continu ne peut être assuré que par l'ensemble stockeur/dissipateur d'énergie (par le réglage du courant i_{coup1}). La

symbolisation du couplage du groupe électrogène n'a donc aucun intérêt pour le contrôle de la tension du bus continu. De ce constat, nous pouvons définir la règle englobante suivante :

Tout couplage lié à un élément d'accumulation peut être englobé dans ce même élément si la commande de celui-ci est réalisée par une seule entrée.

Seuls les couplages utiles pour la commande sont donc représentés, les autres peuvent être masqués dans les éléments d'accumulation. Cette règle est fondamentale car la présence d'un trop grand nombre de couplages induirait une perte certaine de lisibilité. La REM est donc construite avec un objectif de commande. Dans la suite de ce mémoire, les éléments d'accumulation seront tous représentés avec deux entrées et deux sorties, cachant donc un couplage. Tout découplage éventuel sera stipulé clairement. Les nœuds de courant seront donc représentés par deux couplages électriques avec pour grandeur commune la tension du bus u_C et pour équations (Figure 2-4) :

$$\begin{cases} u_C \text{ commun} \\ i_{coup1} = i_{coup2} + i_{ond-me} \end{cases} \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} u_C \text{ commun} \\ i_{coup2} = i_{hach-S} + i_{hach-F} \end{cases} \quad (2.3)$$

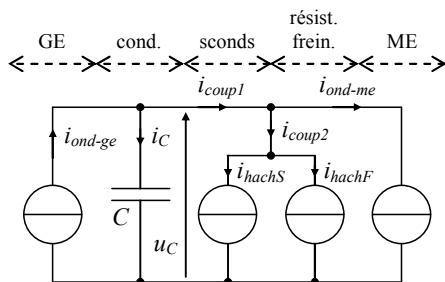


Figure 2-2. Représentation électrique simplifiée du bus continu

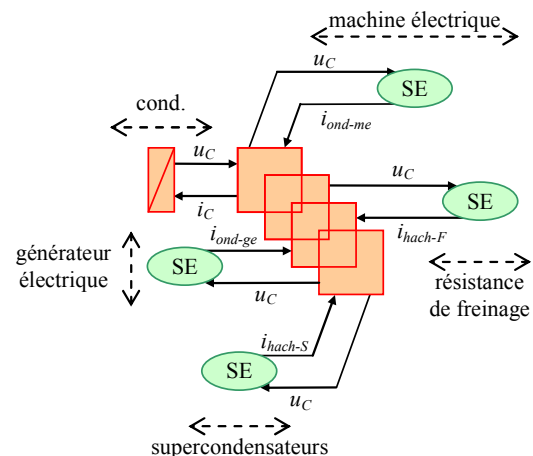


Figure 2-3. REM 1 du couplage énergétique

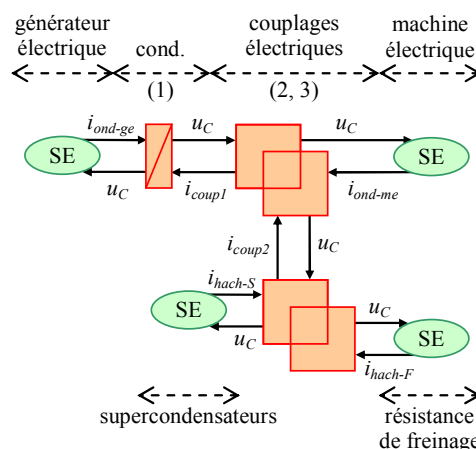


Figure 2-4. REM 2 du couplage énergétique

2.1.3. Modélisation du VEH série

Modélisation du groupe électrogène – Le système de génération électrique se compose d'un moteur thermique et d'une génératrice électrique. L'énergie électrique résultant du transfert énergétique est ensuite gérée au moyen d'un convertisseur de puissance.

Moteur thermique – Le moteur thermique convertit de manière unidirectionnelle une énergie chimique en une énergie mécanique. L'énergie chimique provient d'un réservoir rempli généralement par du gasoil ou de l'essence. L'énergie mécanique résultant de la conversion, entraîne dans les véhicules traditionnels, l'alternateur électrique et la traction du véhicule. Dans la plupart des véhicules hybrides, les chercheurs utilisent des moteurs classiques à combustion interne et à cycle alternatif : moteur à allumage commandé (essence) ou à allumage par compression (diesel). Notons que d'autres technologies (moteur stirling, turbine à gaz, moteur rankine) peuvent être employées [BADIN 97] mais leurs utilisations sont minimales dans le domaine hybride. Deux types de moteur thermique à combustion interne et cycle alternatif peuvent être utilisés : le moteur deux temps et le moteur quatre temps. Sans rentrer dans les détails, nous pouvons dire que le moteur deux temps a été abandonné au profit du quatre temps en raison d'une consommation élevée et d'une fumée bleuâtre à l'échappement.

La technologie des moteurs diesels a fortement évolué durant ces dernières années. L'injection directe (common rail) remplaçant la préchambre de combustion en est pour beaucoup. L'amélioration du rendement moteur permet de diminuer ainsi la consommation des véhicules. Cette raison nous laisse penser qu'un véhicule électrique hybride devrait nécessairement utiliser une motorisation thermique de ce type¹⁴. Notre choix pour la suite de ce mémoire s'est donc tout logiquement porté sur ce type de moteur. Nous utiliserons un moteur diesel Renault type K9K¹⁵ 702 de 1461 cm^3 développant une puissance de 80 ch (59 kW). Notons toutefois qu'une architecture disposant d'une motorisation diesel pourrait être une aberration économique. Un moteur diesel coûte en effet déjà beaucoup plus cher que son homologue essence à la fabrication. Si l'on rajoute le surcoût occasionné par l'hybridation (machine électrique, batterie...) nous arriverons très vite à des prix de ventes élevés [TIBRI 07].

Le modèle du moteur thermique utilisé dans ce mémoire est de type énergétique. Le moteur est considéré comme une source mécanique (SM – Figure 2-5) délivrant un couple (effort, action) et recevant une vitesse angulaire (flux, réaction). Un modèle énergétique est une modélisation statique. Le couple demandé est transmis directement au système. On peut dans certain cas introduire une « pseudo-dynamique » qui correspond à retarder la réponse en vitesse par rapport à l'entrée de couple. Ce retard est dans la plupart des cas estimé à partir d'essais expérimentaux. Le modèle est donné sous la forme d'un tableau de points. Cette table est couramment appelée « cartographie » dans le milieu automobile. Elle vise à représenter le moteur d'une manière empirique par une quantification numérique. Sur la Figure 2-6, nous avons représenté une cartographie du moteur K9K (fournie par le LTE – INRETS). Celle-ci correspond à la consommation spécifique C_s en g/kWh en fonction du couple et de la vitesse. Les caractéristiques maximales et minimales sont représentées par les traits en pointillés. Elles représentent respectivement la demande d'injection maximale ($\alpha = 1$) et le couple de traînée (frein moteur – injection nulle $\alpha = 0$). Ce type de plan est couramment employé en simulation pour le modèle, mais est également utilisé dans les lois de gestion d'énergie. La consommation spécifique est,

¹⁴ Le constructeur PSA a prévu de sortir en 2010 une Peugeot 307 et Citroën C4 Hybride Hdi.

¹⁵ La famille K de Renault est à classer dans la catégorie à moteurs compacts.

en effet, inversement proportionnelle au rendement énergétique η_{mth} et à l'énergie massique moyenne E_m du moteur (2.4). Il est alors facile de déterminer le point de fonctionnement avec lequel on désire travailler.

$$\eta_{mth} (\%) = \frac{100}{C_s \frac{E_m}{1000}} \quad (2.4)$$

Le pouvoir calorifique moyen du gasoil est environ $42,1 \text{ MJ/kg}$ soit une énergie massique moyenne E_m de $11,7 \text{ kWh/kg}$. Les zones les plus économiques se situent à l'intérieur des iso consommations de 210 g/kWh , soit un rendement de $40,7 \%$.

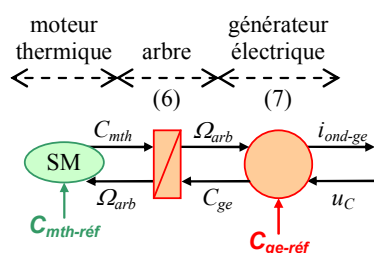


Figure 2-5. REM du groupe électrogène

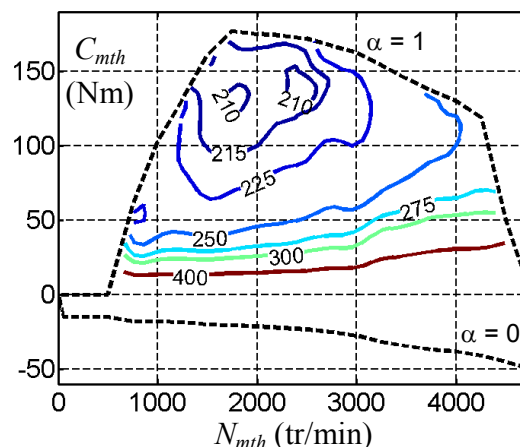


Figure 2-6. Cartographie du moteur thermique Renault K9K 702

Notons que le phénomène d'acyclisme est négligé dans un modèle énergétique pour moteur thermique. Il est en effet bien souvent amorti par l'inertie du moteur. La dynamique de ces phénomènes est, de plus, très rapide par rapport à la dynamique du véhicule, rendant sa modélisation peu nécessaire.

L'utilisation d'un modèle énergétique dans un modèle dynamique doit répondre aux deux conditions suivantes [TRIGUI 04] :

- le temps de réponse du couple doit être négligeable devant les autres dynamiques du véhicule ;
- le chemin de la cartographie dynamique doit être identique à une succession de points statiques correspondants.

La première hypothèse est validée car la technologie actuelle des moteurs thermiques permet d'avoir d'excellentes dynamiques. La deuxième hypothèse est plus ou moins vraie selon la qualité des mesures effectuées et le nombre de points utilisés pour représenter le modèle. Ces imprécisions sont d'autant plus vraies que la cartographie est réalisée par une série de mesures en régime permanent. En outre, l'interpolation nécessaire fausse les résultats. Un maillage plus fin sera parfois nécessaire pour valider cette hypothèse. La cartographie peut être également réalisée à partir d'un modèle fin.

Soulignons le fait qu'une implantation de la commande du moteur thermique sur le processus réel est réalisée à partir d'une autre cartographie. Le moteur thermique est en effet commandé par le biais d'une demande d'injection. Une cartographie devra permettre de déterminer l'ouverture de l'injecteur en fonction du couple demandé et de la vitesse. Lorsque l'on ne veut pas utiliser le moteur thermique,

on applique sur l'ouverture de l'injection une valeur nulle ($\alpha = 0$). Quand l'injection est coupée, un couple de résistance au mouvement des pièces constitutives (bielle, vilebrequin, piston...) du moteur thermique existe. Ce couple est représenté dans notre cartographie par le couple de traînée (courbe négative). Compte tenu du choix de représentation dans la REM on aura donc, pour $\alpha = 0$, le couple du moteur thermique de référence $C_{mth-réf}$ égal au couple de traînée.

Génératrice électrique et convertisseur associé – La génératrice électrique, utilisée pour convertir l'énergie mécanique du moteur thermique en énergie électrique sur le bus continu, est de type asynchrone triphasée. Cette machine fonctionnera nécessairement en hyper synchrone, c'est-à-dire à une fréquence de rotation supérieure à la fréquence de synchronisme. Une machine synchrone à excitation séparée avec un simple pont de graëtz triphasé est viable mais ceci requiert l'utilisation du démarreur conventionnel pour pouvoir démarrer le moteur thermique. Une autre solution consisterait à utiliser une machine synchrone à aimant permanent. En effet, cette machine a pour avantage d'avoir une densité massique de puissance élevée avec toutefois un coût de fabrication prohibitif vis-à-vis de la machine asynchrone [VIDO 04].

Dans un système comme le véhicule hybride, la dynamique d'une machine électrique est beaucoup plus rapide que celle du véhicule. Comme pour le moteur thermique, une modélisation énergétique peut être requise. Le convertisseur associé (redresseur triphasé) à cette génératrice, peut être contrôlé de différentes manières. Selon le choix du concepteur, la commande peut être choisie de sorte à minimiser les pertes ou à assurer une bonne qualité des signaux de sortie. Le but de ce mémoire est de déterminer clairement les degrés de liberté pour plusieurs configurations hybrides. Nous sommes conscients du degré de commande du convertisseur. Toutefois nous considérerons la commande de celui-ci déjà prédéfinie par un constructeur. On peut, de cette manière, réaliser une cartographie englobant les pertes de la génératrice d'une part et les pertes du convertisseur d'autre part.

La génératrice doit être de même dimension que le moteur thermique. Celui qui a été choisi pour notre étude peut développer une puissance maximale de $58 kW$, nous avons opté pour une machine électrique de $60 kW$. Mais la seule cartographie dont nous disposons est pour une machine électrique Unique Mobility de $30 kW$ (Figure 2-7). A partir de cette dernière, nous avons réalisé une homothétie des pertes et du couple développé pour obtenir une cartographie d'une machine de $60 kW$ (Figure 2-8). Ce choix peut paraître un peu fort mais il se justifie dans le sens où notre but est de trouver les moyens pour piloter efficacement le système. Notre objectif n'est pas de modéliser finement les pertes du système.

Sur les figures ci-dessous, deux courbes d'enveloppes de tension maximale ont été représentées. La première (trait plein) correspond à une tension d'alimentation de $240 V$. La seconde (trait pointillé) se rapporte à une tension de $120 V$. Le couple maximal peut être transmis jusqu'à ce que la tension d'alimentation soit atteinte. La fréquence d'alimentation est ensuite augmentée sans faire varier la tension. On parle de défluxage de la machine. Ce défluxage entraîne une diminution des valeurs maximales et minimales de couple. Notons que ces cartographies sont réversibles en vitesse (si nous prenons pour hypothèse que les pertes soient les mêmes en moteur et générateur), permettant ainsi de fonctionner dans les quatre quadrants couple-vitesse.

La modélisation par REM est réalisée sur la Figure 2-5 et est symbolisée par une conversion électromécanique avec pour entrée de réglage le couple de la génératrice électrique de référence $C_{ge-réf}$. Cette symbolisation reçoit comme grandeurs la vitesse commune à la génératrice et au moteur thermi-

que Ω_{arb} , et la tension imposée par le bus continu u_C . Elle impose un couple côté moteur thermique (C_{ge}) et un courant côté bus continu (i_{ond-ge}). Comme pour le moteur thermique, le couple de référence est transmis selon la plage d'utilisation définie par les maxima et minima de la cartographie. Le courant est déterminé à partir de la conservation de puissance de l'élément moins les pertes de celui-ci (2.5). Ces pertes sont déterminées à partir de la cartographie.

$$i_{ond-ge} = \frac{C_{ge} \Omega_{arb} - pertes}{u_C} \quad (2.5)$$

Il est important de souligner que ce modèle n'est utilisable que dans un but énergétique. Si l'on désire réaliser une commande de la machine asynchrone (contrôle vectoriel par exemple), un modèle dynamique est nécessaire (voir sa REM et sa commande dans [BOUSCAYROL 03]).

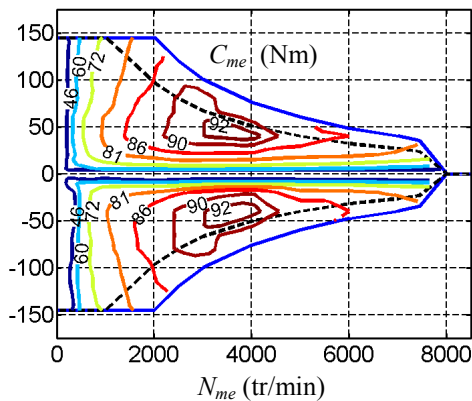


Figure 2-7. Cartographie du rendement de la machine asynchrone Unique Mobility de 30 kW et de son convertisseur associé

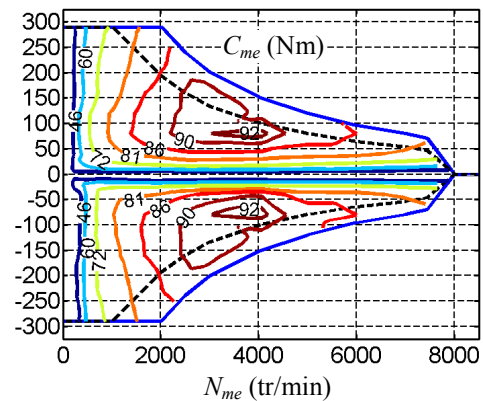


Figure 2-8. Cartographie du rendement d'une machine asynchrone de 60 kW et de son convertisseur associé par homothétie

Arbre mécanique – L'arbre réalise la connexion physique entre le moteur thermique et la génératrice. La dynamique de l'arbre est relativement faible par rapport aux dynamiques des moteurs connectés de part et d'autre. L'arbre mécanique doit donc être modélisé. Il est schématisé par un élément d'accumulation d'énergie (Figure 2-5). Cet élément a pour entrées les couples (C_{mth} , C_{ge}) des motorisations et pour sortie la variable énergétique commune (vitesse angulaire Ω_{arb}). Il est décrit par l'équation du principe fondamental de la dynamique :

$$J_{arb} \frac{d}{dt} \Omega_{arb} + f_{arb} \Omega_{arb} = C_{mth} - C_{ge} \quad (2.6)$$

avec J_{arb} et f_{arb} respectivement le moment d'inertie et les frottements visqueux de l'arbre mécanique. Le moment d'inertie correspond à l'inertie de l'arbre et à l'inertie des deux motorisations (concaténation).

Modélisation de la traction du véhicule – Le système de traction est composé d'une machine électrique alimentée par un convertisseur. Un différentiel mécanique est utilisé pour répartir la puissance aux roues. Un réducteur permet de coupler le différentiel à la machine.

Machine de traction – La machine de traction adoptée dans notre application est asynchrone. Nous avons retenu une machine de 60 kW. Comme pour le modèle du générateur électrique, la machine asynchrone et le convertisseur associé seront représentés par un modèle énergétique avec pour cartographie celle représentée sur la Figure 2-8.

Transmission mécanique – La transmission mécanique des motorisations se décompose en un réducteur, un différentiel mécanique et en une roue. Le réducteur vise à adapter le couple de sortie au couple résistant. Sur un véhicule, le couple résistant dépend de plusieurs paramètres : poids du véhicule, accélération demandée, pente à gravir, coefficient de pénétration dans l'air, résistance au roulement des pneumatiques... Le réducteur doit être choisi de manière à ce que le couple transmissible soit toujours supérieur au couple résistant. Une machine électrique peut développer son couple maximal à bas régime. Aucune adaptation ne doit donc être faite au démarrage du véhicule. En outre sa large plage de fonctionnement permet de n'utiliser qu'un seul réducteur à rapport constant. Le coût à l'achat des moteurs étant lié au couple maximal, on aura tout intérêt à surmultiplier le couple entre la machine et les roues [BOSCH 04]. Les équations associées aux réducteurs sont :

$$\begin{cases} C_{\text{réd}} = \eta_{\text{réd}} k_{\text{réd}} C_{\text{me}} \\ \Omega_{\text{réd}} = k_{\text{réd}} \Omega_{\text{diff}} \end{cases} \quad (2.7)$$

avec $k_{\text{réd}}$ et $\eta_{\text{réd}}$ respectivement le rapport et rendement du réducteur.

Un différentiel mécanique est un train planétaire particulier (c. f. § 2.3.2). Il permet de répartir la puissance aux roues tout en permettant de faire tourner les roues à des vitesses différentes en virage. La puissance développée sur chaque roue est différente quand le véhicule tourne. Toutefois la puissance appliquée sur le châssis du véhicule reste identique (en supposant que la conversion des roues soient parfaites). En partant de l'hypothèse que le véhicule roule en ligne droite et que l'on néglige le contact entre les roues et la chaussée, le différentiel mécanique n'a aucune utilité d'être représenté. La modélisation du différentiel mécanique avec les roues du véhicule peut donc s'apparenter à une seule roue équivalente. Notons toutefois qu'une prise en compte du rendement η_{diff} est envisageable.

La roue est l'élément qui lie la route au châssis du véhicule. Elle transforme le mouvement de rotation du différentiel en mouvement de translation du véhicule et peut être définie par les équations suivantes :

$$\begin{cases} C_{\text{réd}} = R_{\text{roue}} F_{\text{roue}} \\ v_{\text{véh}} = R_{\text{roue}} \Omega_{\text{diff}} \end{cases} \quad (2.8)$$

avec R_{roue} le rayon de la roue.

Ces deux transformateurs d'énergie sont de nature mécanique. Leur représentation par la REM se fera par un élément de conversion mécanique unique (Figure 2-9) ayant pour équations :

$$\begin{cases} F_{\text{roue}} = \eta_{\text{diff}} \eta_{\text{réd}} \frac{k_{\text{réd}}}{R_{\text{roue}}} C_{\text{me}} \\ \Omega_{\text{réd}} = \frac{k_{\text{réd}}}{R_{\text{roue}}} v_{\text{véh}} \end{cases} \quad (2.9)$$

Notre Renault Clio de référence a une roue de rayon R_{roue} égale à 238,5 mm. Pour notre application, nous avons choisi un rapport $k_{\text{réd}}$ de 5. Ce choix a été fait en analysant la cartographie des machines et convertisseurs associés, ceci afin de privilégier le rendement plutôt que la dynamique (couple maximal). Si nous considérons le cas où le véhicule roule à 50 km/h, les machines asynchrones tourneront à une vitesse angulaire de 2340 tr/min. Pour une vitesse de 130 km/h, elles tourneront à 6080 tr/min.

Un réducteur a en général un très bon rendement $\eta_{\text{réd}}$ qui s'échelonne entre 0,95 et 0,98. On considérera ce rendement constant et égal à 0,98. La valeur de ce rendement n'est vraie que pour un seul

transfert de puissance d'une source génératrice vers une source réceptrice. Le rendement doit donc être nécessairement différent selon que le transfert de puissance est positif ou négatif. Afin de différencier simplement le transfert de puissance, nous avons utilisé une condition sur la puissance de la machine : si $C_{me} \Omega_{red} \geq 0$ alors $\eta = \eta_{gén}$ sinon $\eta = 1/\eta_{gén}$ où $\eta_{gén}$ est la valeur du rendement pour un seul transfert de puissance d'une source génératrice vers une source réceptrice.

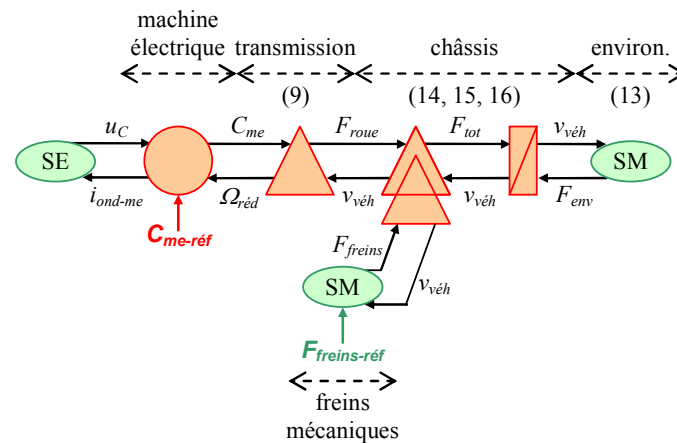


Figure 2-9. REM de la traction du véhicule

Remarquons le fait que la loi de contact pneu/route a été négligée pour cette modélisation. Une prise en compte de l'adhérence au sol ferait apparaître une modélisation plus fine du véhicule, mais celle-ci n'est pas fondamentale pour notre objectif de gestion des flux d'énergies. Notons toutefois que des travaux sur le patinage en utilisant la REM ont été faits antérieurement sur ce contact [PIERQUIN 02, VERHILLE 07].

Freins mécaniques – Dans une chaîne de transmission d'énergie, l'élément de freinage mécanique est destiné à ralentir le mouvement. Sur un véhicule, les freins agissent sur l'organe le plus près de la route, c'est-à-dire les roues. On devrait normalement modéliser un frein par roue. On aurait donc pour le cas de notre Clio, un modèle de frein à disque pour les roues avant et un modèle de frein à tambour pour les roues arrière. D'un point de vue systémique, il n'est pas fondamental de représenter les quatre freins. Un seul modèle représentant le freinage de l'ensemble du véhicule peut être suffisant. Ceci suppose un freinage homogène sur les quatre roues. Nous représenterons donc les freins par une source mécanique qui délivre une force de freinage au châssis du véhicule. Ces freins étant commandés, une entrée de réglage est adjointe à la source. Le modèle adopté est de type énergétique : la dynamique est supposée rapide devant celle du système. La source est considérée comme parfaite délivrant la force de freinage voulue avec une pseudo-dynamique (c. f. Figure 2-9).

Environnement du véhicule – L'environnement représente les résistances externes à l'avancement du véhicule sur un plan longitudinal. On dénombre principalement trois résistances à l'avancement : résistance au roulement (2.10), résistance de l'air (2.11), et résistance due aux pentes (2.12). La résistance au roulement résulte de la déformation entre les roues et la chaussée. La résistance de l'air provient de la poussée frontale de l'air. La résistance due aux pentes (ou force de déclivité) caractérise la montée d'une pente du véhicule [BOSCH 04].

$$F_{roul} = f M_{véh} g \cos(\alpha) \quad (2.10)$$

$$F_{air} = 0,5 \rho c_x S (v_{véh} + v_{vent})^2 \quad (2.11)$$

$$F_{pente} = M_{véh} g \sin(\alpha) \quad (2.12)$$

avec f le coefficient de résistance au roulement, $M_{véh}$ la masse en charge du véhicule (masse à vide du véhicule et masse des passagers – kg), g l'accélération de la pesanteur (m/s^2), α l'angle de pente (rad), ρ la masse volumique de l'air (kg/m^3), c_x le coefficient de pénétration dans l'air, S la section transversale maximale du véhicule (m^2), $v_{véh}$ la vitesse du véhicule (m/s), et v_{vent} la vitesse opposée du vent (m/s).

Toutes ces forces à l'avancement peuvent être représentées par une seule force du second ordre :

$$F_{env} = F_0 + F_1 v_{véh} + F_2 v_{véh}^2 \quad (2.13)$$

avec F_0 les frottements fixes (N), F_1 les frottements visqueux ($N/m/s$), F_2 les frottements aérodynamiques ($N/(m/s)^2$) et $v_{véh}$ la vitesse du véhicule (m/s).

L'environnement du véhicule sera représenté par une source mécanique fournissant une force de résistance F_{env} et recevant la vitesse du véhicule $v_{véh}$ (c. f. Figure 2-9).

Châssis du véhicule – Le contact pneu/route étant négligé, le châssis du véhicule peut être représenté par une masse équivalent $M_{éq}$ décrivant la masse du véhicule et l'inertie de la machine asynchrone ramenée (règles de permutation et de concaténation). La REM du châssis est symbolisée par un élément d'accumulation d'énergie potentielle (c. f. Figure 2-9). Son équation est issue du principe fondamental de la dynamique :

$$M_{éq} \frac{d}{dt} v_{véh} + f_{éq} v_{véh} = F_{tot} - F_{env} \quad (2.14)$$

$$\begin{cases} M_{éq} = M_{véh} + \eta_{diff} \eta_{réd} \left(\frac{k_{réd}}{R_{roue}} \right)^2 J_{me} + 4 \frac{J_{roue}}{R_{roue}^2} \\ f_{éq} = \eta_{diff} \eta_{réd} \left(\frac{k_{réd}}{R_{roue}} \right)^2 f_{me} \end{cases} \quad (2.15)$$

avec J_{me} et f_{me} respectivement le moment d'inertie et les frottements visqueux de la machine électrique ; J_{roue} l'inertie d'une roue et F_{tot} la différence entre la force développée aux roues et la force de freinage schématisée par un nœud énergétique mécanique :

$$\begin{cases} v_{véh} \text{ commun} \\ F_{tot} = F_{roue} - F_{freins} \end{cases} \quad (2.16)$$

Notons que la masse $M_{éq}$ prend en compte les rendements η_{diff} et $\eta_{réd}$. Ces rendements ne devraient en toute rigueur pas apparaître dans l'expression d'une masse car un rendement est défini à partir de puissances (dynamique) alors qu'une masse est caractérisée indépendamment de la dynamique du système (cinétique). Une hypothèse de rendements constants peut toutefois réaliser un compromis entre cinétique et dynamique.

Modélisation du stockeur d'énergie – Pour notre application, un banc de supercondensateur est utilisé comme source de stockage d'énergie. Il remplace la batterie classique que l'on trouve dans de nombreux véhicules électriques hybrides. Ce banc est associé à un hacheur survolteur afin de réaliser l'étage de tension du bus continu.

Supercondensateurs – Le supercondensateur, également connu sous le nom de condensateur à double couche électrochimique, est un nouveau composant pour le stockage d'énergie électrique. L'Annexe C donne de plus amples informations sur cette technologie.

De nombreux modèles subsistent pour représenter les caractéristiques de fonctionnement d'un supercondensateur. Nous avons opté pour le modèle de [ZUBIETA 00] qui propose un bon compromis entre complexité et réalité physique (Figure 2-10). Ce modèle peut être décomposé en quatre parties distinctes. Le comportement capacitif est caractérisé par la mise en parallèle de condensateurs C_o et C_u . La capacité C_o est constante, celle-ci est généralement donnée par les constructeurs. La capacité C_u a, quant à elle, une dépendance linéaire avec la tension qui lui est appliquée à ses bornes : $C_u = K u$, avec K constant. La résistance série R_s représente les chutes de tension pendant les phases de charge et de décharge. Sa valeur influence le rendement énergétique et la densité de puissance du composant. La résistance R_f est la résistance de fuites. Elle induit des pertes de charge quand le supercondensateur n'est plus sollicité. La dernière partie caractérisant ce modèle est symbolisée par une infinité d'impédances séries RC en parallèle les unes par rapport aux autres ($R_1, C_1 ; R_2, C_2 ; \dots ; R_n, C_n$). Ces impédances représentent le phénomène de répartition des charges à l'intérieur du composant. Cette dernière partie a des constantes de temps allant de la seconde au jour. Ces constantes étant grandes devant la dynamique de la capacité principale, nous avons décidé de les négliger pour la suite de l'étude (Figure 2-11).

Notons que d'autres modèles plus compliqués existent [RIZOUG 06]. Mais pour les applications de traction où les fréquences de charge-décharge sont assez faibles, le modèle de la Figure 2-11 est tout à fait satisfaisant.

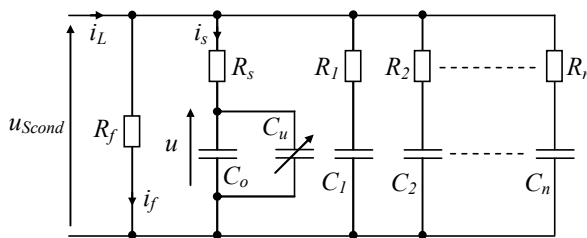


Figure 2-10. Schéma électrique d'un modèle de supercondensateur [ZUBIETA 00]

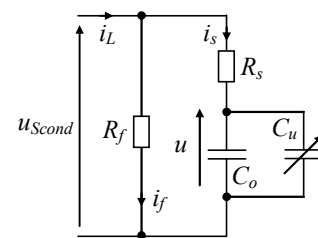


Figure 2-11. Schéma électrique du modèle de supercondensateur adopté

La modélisation est définie en convention récepteur. Un courant positif entraînera la charge des supercondensateurs tandis qu'un courant négatif entraînera leur décharge.

Les supercondensateurs sont des éléments d'accumulation d'énergie potentielle. Cependant leurs dynamiques étant très lentes par rapport aux autres éléments du système, nous les représenterons en REM par une source d'énergie électrique (SE – Figure 2-12), avec pour équations :

$$\begin{cases} u_{Scond} = u + R_s i_s \\ \frac{d}{dt} u = \frac{i_s}{C_o + K u} \\ i_s = i_L - \frac{u_{Scond}}{R_f} \end{cases} \quad (2.17)$$

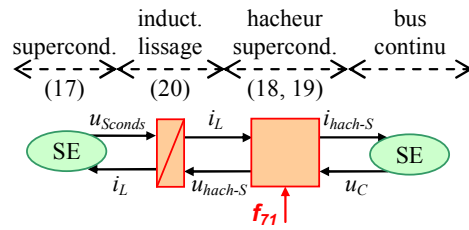


Figure 2-12. REM du stockeur d'énergie

Convertisseur associé – Pour gérer l'énergie disponible dans les supercondensateurs, un convertisseur est nécessaire [WETZEL 94]. Nous utiliserons un hacheur survolteur (boost converter) avec une inductance pour lisser le courant traversant les supercondensateurs. Un condensateur de filtrage en amont du hacheur réalise le bus continu et permet de respecter les règles de l'électronique de puissance (liaison entre deux sources de nature différente). Le convertisseur est réversible en courant pour assurer la charge-décharge des supercondensateurs.

Modèle du hacheur survolteur – La modélisation du hacheur survolteur est réalisée avec une prise en compte des pertes par conduction et par commutation. Le modèle vise à représenter la valeur moyenne de l'état des fonctions de connexion instantanées pendant une période de commutation. Les relations de conversion seront donc linéaires. Elles restent valables sur le modèle moyen bien qu'elles soient démontrées sur le modèle instantané. Ce type de modèle est très souvent utilisé en simulation car il permet de réduire considérablement le temps de calcul. Les instants de commutation des interrupteurs sont de plus très rapides devant la dynamique du véhicule, ce qui justifie son utilisation. Ce modèle aura donc pour équation :

$$\begin{cases} u_{hach-s} = \langle f_{71} \rangle u_C \\ i_{hach-s} = \langle f_{71} \rangle i_L + i_p \end{cases} \text{ avec } \langle f_{71} \rangle \in \{0; 1\} \quad (2.18)$$

avec $\langle f_{71} \rangle$ la fonction de connexion moyenne de l'interrupteur K_{71} , u_C la tension du bus continu aux bornes du condensateur de filtrage, u_{hach-s} et i_{hach-s} la tension et le courant de sortie du hacheur, et i_L le courant de l'inductance de lissage. Le courant i_p représente un courant fictif qui est à associer aux pertes du convertisseur. Ces pertes peuvent être exprimées à partir d'une équation polynomiale [BASTIANI 01, TRIGUI 01, CHEN 07] :

$$i_p = \frac{P_{conv}}{u_C} = \frac{f_1(u_C, f_{mod}) I_L^2 + f_2(u_C, f_{mod}) I_L + f_3(u_C, f_{mod})}{u_C} \text{ si } I_L \neq 0 \text{ sinon } i_p = 0 \quad (2.19)$$

Les coefficients f_1 , f_2 et f_3 dépendent de la tension du bus continu u_C et de la fréquence de modulation f_{mod} . Ces coefficients sont constants si tension et fréquence le sont également. I_L est le courant efficace traversant supercondensateurs et inductance de lissage. Ce courant étant continu, sa valeur efficace est également sa valeur moyenne (en théorie). D'autres paramètres peuvent être pris en compte, comme la tension de sortie u_{hach-s} ou le déphasage entre les signaux de sortie, mais leurs évolutions influent faiblement sur les pertes. Les résultats de simulation de la Figure 2-13 présentent les pertes d'un hacheur survolteur à transistors IGBT 600 V/400 A.

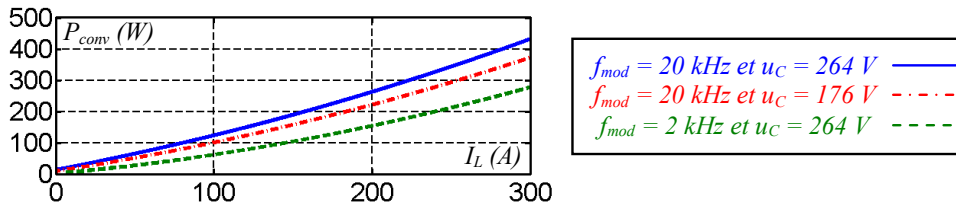


Figure 2-13. Pertes du hacheur survolteur

Modèle de l'inductance de lissage – Nous pouvons nous demander si le fait de représenter l'inductance de lissage avec un modèle dynamique est judicieux ou non. En effet, la dynamique de l'inductance étant relativement rapide, une modélisation statique pourrait être suffisante. Néanmoins cet élément impose son courant aux supercondensateurs, courant dont nous avons besoin pour une bonne gestion énergétique. L'évolution du courant aura donc une influence sur le rendement énergétique du système. L'inductance se représente par un élément d'accumulation énergétique cinétique (c. f. Figure 2-12). Le courant est obtenu à partir de la tension du banc de supercondensateur u_{Sconds} et de la tension de sortie du hacheur u_{hach-S} :

$$L \frac{d}{dt} i_L + r_L i_L = u_{hach-S} - u_{Sconds} \quad (2.20)$$

avec L et r_L respectivement l'inductance et sa résistance série.

Modélisation du dissipateur d'énergie – Afin d'avoir un freinage performant, on doit être capable d'évacuer l'énergie cinétique emmagasinée par l'arbre moteur. Trois procédés de freinage sont utilisés en traction électrique : freinage mécanique, freinage par résistance de dissipation ou par récupération d'énergie (ici par le biais des supercondensateurs). On utilisera de préférence la dernière solution mais dans le cas où le banc de supercondensateur est chargé à son maximum, on doit dissiper l'énergie excédentaire dans une résistance de freinage. On pourrait également agir sur les freins mécaniques mais nous verrons plus tard l'intérêt de ce freinage résistif (c. f. § 3.2.4). Afin de moduler la puissance à dissiper, un simple interrupteur de puissance est placé entre le bus continu et la résistance de freinage (Figure 2-14).

Résistance de freinage – On démontre que la puissance P_{RF} que dissipe la résistance de freinage vaut [LHOMME 04b] :

$$P_{RF} = \frac{\langle u_{hach-F} \rangle^2}{R_F} = \frac{\langle f_{sl} \rangle^2 u_C^2}{R_F} \quad (2.21)$$

avec $\langle f_{sl} \rangle$ le rapport cyclique de l'interrupteur K_{sl} et R_F la résistance de freinage. La dissipation maximale P_{RF-max} se fera pour la conduction continue du transistor. La valeur de la résistance R_F à implanter vaut donc :

$$R_F = \frac{u_C^2}{P_{RF-max}} \quad (2.22)$$

D'un point de vue systémique la résistance de freinage ne dissipe que de l'énergie par effet joules. Nous la représenterons donc par une source dissipative d'énergie (SD – Figure 2-15).

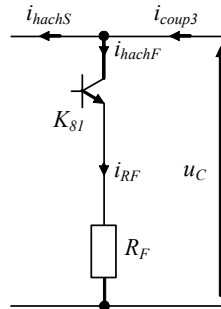


Figure 2-14. Synoptique du dissipateur d'énergie

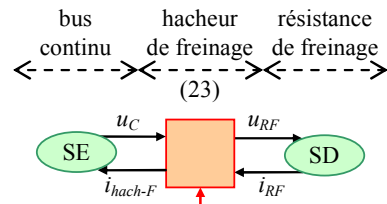


Figure 2-15. REM du dissipateur d'énergie

Hacheur de freinage – Le hacheur de freinage, symbolisé par une conversion électrique, a une modélisation inhabituelle. Le courant de sortie i_{hachF} n'est pas directement modulé via la fonction de modulation de celui-ci. Outre les pertes, ce courant est en effet le même que celui circulant dans la résistance i_{RF} . Le courant i_{hachF} est en fait indirectement modulé car il dépend de la tension de sortie u_{hach-F} :

$$i_{hach-F} = i_{RF} + i_p = \frac{u_{hach-F}}{R_F} + i_p = \frac{\langle f_{s1} \rangle u_C}{R_F} + i_p \text{ avec } \langle f_{s1} \rangle \in \{0; 1\} \quad (2.23)$$

avec i_p le courant de pertes de l'interrupteur. Le modèle employé pour représenter ces pertes est le même que pour le hacheur survolteur des supercondensateurs.

Modélisation du véhicule – Les différentes parties symbolisées par les sources électriques de la Figure 2-4 peuvent être remplacées par leur modèle respectif (Figure 2-16). Nous pouvons souligner l'apport certain de l'outil pour mettre en exergue les échanges énergétiques au sein du système. Nous distinguons trois couplages énergétiques dont un mécanique et deux électriques. C'est l'inversion de ces couplages (lors de l'établissement de la commande) qui fera apparaître les degrés de liberté supplémentaires pour la gestion des flux énergétiques. La REM fait également apparaître les variables énergétiques (variables d'état) importantes dont le contrôle assurera la stabilité du système. Rappelons que les variables d'état des diverses machines (courants) n'apparaissent pas car leurs dynamiques sont beaucoup plus rapides que celle du véhicule. Nous les considérerons donc comme déjà contrôlés.

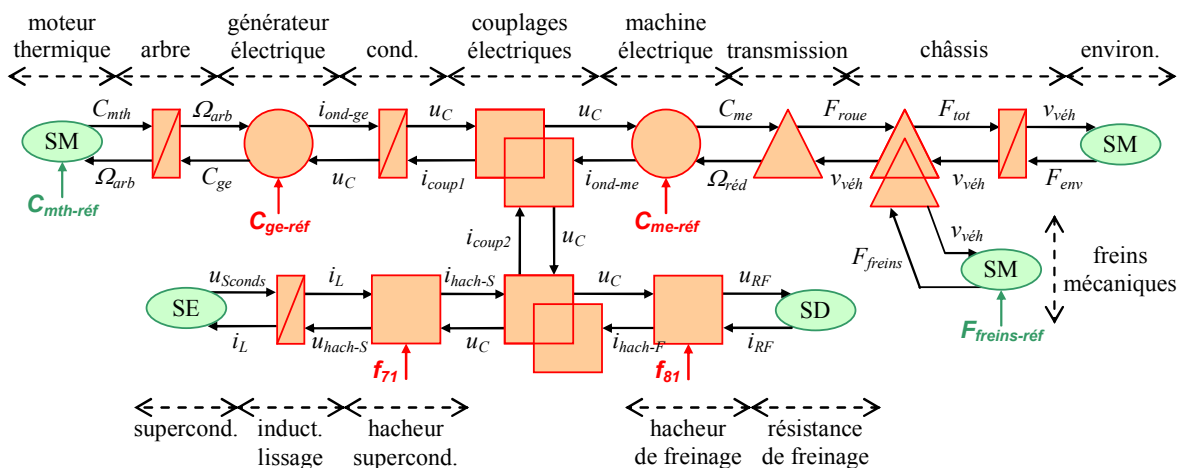


Figure 2-16. REM du véhicule électrique hybride série

2.2. REM d'un VEH parallèle à double embrayage

L'objectif de cette partie sera de proposer une modélisation causale d'un véhicule électrique hybride parallèle à double embrayage. Après une brève présentation de l'architecture du véhicule, nous nous attarderons sur l'embrayage. Celui-ci sera présenté sommairement en vue de faire apparaître la complexité de sa modélisation. Puis, afin de constituer une base pour la suite, une modélisation d'une transmission simple avec embrayage sera étudiée. Ce modèle sera ensuite validé expérimentalement sur un banc moteur. Finalement le modèle d'embrayage sera appliqué au véhicule électrique hybride parallèle.

2.2.1. Présentation du VEH parallèle

Le véhicule étudié dans cette partie est de type hybride parallèle à addition de couple double arbre (Figure 2-17). L'addition de couple est réalisée au moyen de la poulie-courroie. Comme pour le VEH série, nous avons pris comme base, la Renault Clio avec une motorisation diesel pour notre véhicule. La transmission mécanique (embrayage, boîte de vitesses, différentiel mécanique) est inchangée. Un embrayage de coupure a été inséré entre la courroie et le moteur thermique. Comme son nom l'indique, cet embrayage permet de découpler totalement le moteur thermique du reste de la transmission. Cela permet une plus grande récupération d'énergie au freinage (suppression du couple de traînée) et un démarrage inertiel (avec l'inertie du véhicule) du moteur thermique envisageable. La machine électrique de type asynchrone (Unique Mobility 30 kW – c. f. § 2.1.3) est associée à une batterie et un convertisseur (onduleur trois bras).

Les modélisations du moteur thermique, de la machine électrique et de son convertisseur associé ont été réalisées à partir de cartographies énergétiques. Ce choix de représentation a été détaillé au paragraphe précédent (c. f. § 2.1.3). Le cœur du problème de la modélisation de ce véhicule réside, comme nous allons le voir, dans la manière de prendre en compte l'embrayage.

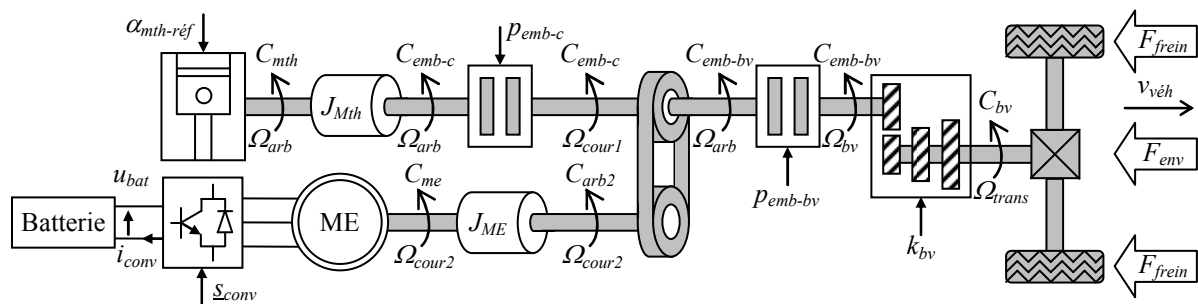


Figure 2-17. Synoptique du véhicule électrique hybride parallèle étudié

2.2.2. Modélisation de la transmission : problématique de l'embrayage

L'embrayage – Dans une chaîne de transmission, l'embrayage est un mécanisme qui permet de relier ou non un organe moteur à un organe récepteur. A l'aide d'un actionneur extérieur, l'embrayage peut être accouplé ou séparé, progressivement ou non. Pour un véhicule traditionnel, il permet de transmettre ou non la puissance du moteur aux roues. Son utilisation permet également de changer les rapports de la boîte de vitesses [MEMENTEAU 02]. L'embrayage est constitué d'un ensemble de pièces détaillé en Annexe C.

Pour le cas particulier d'un véhicule équipé d'un moteur thermique, les fonctions qu'il assure sont :

- position embrayée : transmettre la puissance fournie (la voiture roule, le moteur thermique entraîne la transmission mécanique) ;
- position débrayée : interrompre la transmission mécanique (roue libre, ou voiture arrêtée, le moteur thermique ne peut plus entraîner les roues),
- position patinée : rétablir progressivement la transmission de puissance (point d'embrayage sur les voitures). Il permet d'adoucir les chocs mécaniques et évite de caler le moteur thermique.

De part ces fonctions, nous constatons que l'embrayage est un mécanisme non linéaire avec plusieurs positions. La difficulté de la modélisation réside dans la représentation de ces différentes positions.

On propose d'étudier et de modéliser un embrayage avec ses arbres primaires et secondaires respectifs (Figure 2-18). L'embrayage a un comportement non linéaire et deux états différents (par rapport aux variables d'état) peuvent être considérés. Quand l'embrayage patine (ou est ouvert) les vitesses au primaire et au secondaire sont différentes. Le système doit être étudié avec deux inerties (soit deux variables d'état). Par contre, quand il est bloqué, les vitesses sont égales. Le système doit être considéré avec une seule inertie équivalente (respect de la causalité, une seule variable d'état).

Les hypothèses de travail adoptées pour l'étude sont les suivantes : les amortisseurs de vibrations ne sont pas représentés, le plateau presseur et le disque de friction ne sont pas usés et l'effet de la température est négligé.

L'embrayage est à classer dans les systèmes à frottement sec. Une présentation des frottements est fournie en Annexe C.

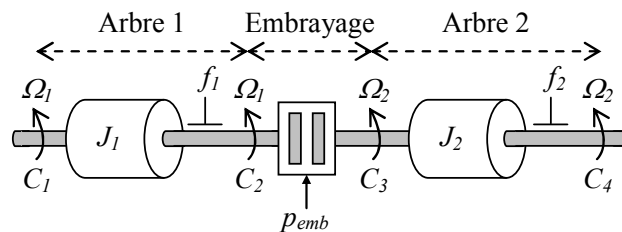


Figure 2-18. Système de transmission étudié

Modélisation du frottement sec – Un frottement sec peut avoir une valeur négative ou positive selon le signe de la vitesse du glissement. Prenons à titre d'exemple deux plateaux quelconques qui tournent à des vitesses différentes, le second allant moins vite. La vitesse de glissement est définie comme la différence de vitesse entre le premier et le second plateau. Si l'on rapproche les plateaux l'un vers l'autre, une force de frottement apparaît. Quand tous les frottements seront dissipés, les deux plateaux tourneront à la même vitesse. Il faut donc que la vitesse du premier plateau diminue tandis que la vitesse du second augmente. La vitesse de glissement, qui est positive dans cet exemple, entraînera ainsi une force de frottement sec positive. Inversement pour une vitesse de glissement négative (le second plateau tourne plus vite que le premier) la force de frottement sera négative.

Leonard de Vinci est le premier à avoir travaillé sur ce phénomène. Il attesta que la force de frottement est proportionnelle à la force normale de contact, opposée au mouvement et indépendante à la superficie de contact. Dans les années 1785, les premières observations de Coulomb permettent de développer et démontrer le modèle de De Vinci avec une indépendance du coefficient de frottement

avec la vitesse de glissement (Figure 2-19a). Il montra par ailleurs que la force de frottement est opposée à la vitesse de glissement lorsque les surfaces n'ont pas de direction de frottement privilégié. Morin (1833) introduit l'idée d'un coefficient statique et dynamique (Figure 2-19b). Pour d'autres auteurs, le coefficient de frottement est une fonction décroissante de la vitesse du patinage (Figure 2-19c) [ARMSTRONG-HÉLOUVRY 94]. Le choix d'utiliser un modèle ou un autre va dépendre des objectifs fixés. Dans de nombreuses études, le modèle de friction est suffisant. La modélisation de tels frottements peut se faire de diverses manières plus ou moins compliquées.

Les matériaux utilisés pour le disque d'embrayage ont pour propriété d'avoir un coefficient de frottement statique similaire au coefficient de frottement dynamique. C'est pourquoi le modèle de Coulomb peut être utilisé avec un coefficient de frottement statique égal au coefficient de frottement dynamique.

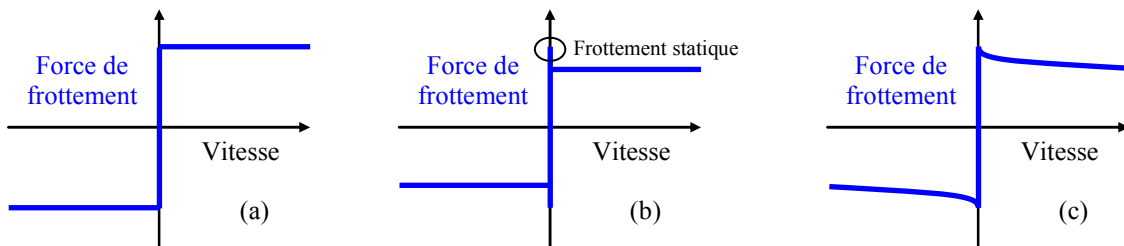


Figure 2-19. Modèles de frottement : modèle de frottement de Coulomb (a), modèle de frottement statique et Coulomb (b), modèle de frottement décroissant et Coulomb (c)

Modèle de la transmission – Dans la littérature, plusieurs approches sont utilisées pour modéliser un embrayage. Certaines de ces approches sont basées sur des opérateurs de Lagrange et sur des formulations par espace d'état. Ces modèles sont pour la plupart composés d'équations mathématiques complexes. Une autre méthode utilise le modèle de Karnopp [PETERSSON 97, SERRARENS 04]. Celui-ci a recours à la théorie du Bond Graph (c. f. § 1.2.1) où l'embrayage peut être représenté par le même nombre d'équations pour les deux états (blocage ou patinage). Cette méthode exprime le couple délivré par l'embrayage à chaque instant sans aucune commutation. L'inconvénient de cette modélisation est de considérer deux inerties pour les deux états : quand l'embrayage est fermé, les plateaux ont la même vitesse de rotation et il ne peut y avoir qu'une seule inertie (équivalente) à prendre en considération (respect de la causalité). Le langage acausal (qui autorise une représentation non causale du système) orienté objet Modelica modélise l'embrayage en prenant en compte les deux états : blocage ou patinage [NOBRANT 01]. Comme chaque état à son propre modèle, ce langage propose d'alterner les modèles en utilisant une librairie d'éléments et un Réseau de Petri (c. f. Annexe A). Cependant les modèles synthétisés par Modelica peuvent être non causaux, avec toutes les problématiques sous-jacentes ce qui, de plus, compromet l'établissement d'un graphe de commande par inversion.

À l'aide de la REM, nous proposons, pour les deux états de l'embrayage, une modélisation qui respecte la causalité physique des éléments interconnectés [LHOMME 06a, LHOMME 06b].

Modèle 1 : patinage de l'embrayage – Quand l'embrayage patine ou est ouvert les équations différentielles de l'embrayage peuvent être exprimées par :

$$J_1 \frac{d}{dt} \Omega_1 + f_1 \Omega_1 = C_1 - C_2 \quad (2.24)$$

$$J_2 \frac{d}{dt} \Omega_2 + f_2 \Omega_2 = C_3 - C_4 \quad (2.25)$$

$$C_2 = C_3 = 2 F_{emb} R_{emb} \mu_{dyn} \text{sign}(\Omega_1 - \Omega_2) \quad (2.26)$$

$$F_{emb} = F_{emb-max} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{emb}}{100} - 1 \right)^2} \right] \quad (2.27)$$

avec f_1, f_2 et J_1, J_2 respectivement les coefficients de frottement visqueux et les moments d'inertie des arbres mécaniques, R_{emb} le rayon moyen du disque de friction, μ_{dyn} le coefficient de frottement dynamique, et F_{emb} la force d'appuie normale (Figure 2-20).

La REM décrivant le modèle du patinage (Figure 2-21) fait apparaître les deux variables d'état de la transmission (Ω_1 et Ω_2) ainsi qu'une conversion mécanique non linéaire (double triangle).

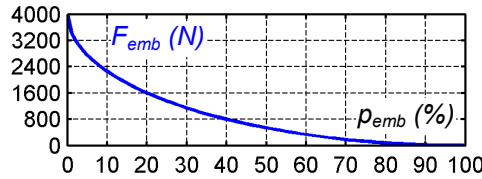


Figure 2-20. Force d'appuie normale F_{emb} (avec $F_{emb-max} = 4000 \text{ N}$) [GUILAIN 94]

Modèle 2 : embrayage bloqué – Quand l'embrayage est bloqué, le disque de friction est rigidement couplé avec le plateau presseur et le volant d'inertie. Les deux équations différentielles mécaniques (2.24) et (2.25) ne peuvent pas être indépendantes car $\Omega_1 = \Omega_2$. Les équations suivantes sont donc obtenues :

$$J_{bloq} \frac{d}{dt} \Omega_2 + f_{bloq} \Omega_2 = C_1 - C_4 \quad \text{avec} \quad \begin{cases} f_{bloq} = f_1 + f_2 \\ J_{bloq} = J_1 + J_2 \end{cases} \quad (2.28)$$

$$\begin{cases} C_{bloq} = C_1 \\ \Omega_1 = \Omega_2 \end{cases} \quad (2.29)$$

avec f_{bloq} et J_{bloq} respectivement le coefficient de frottement visqueux et le moment d'inertie de l'arbre équivalent. La REM fait donc apparaître un arbre équivalent et une conversion mécanique parfaite symbolisant l'embrayage sans pertes (Figure 2-22).

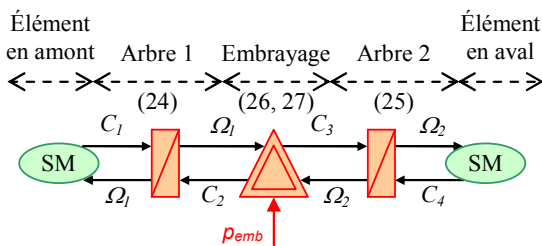


Figure 2-21. REM de l'embrayage (modèle 1) dans la condition en patinage (ou ouvert)

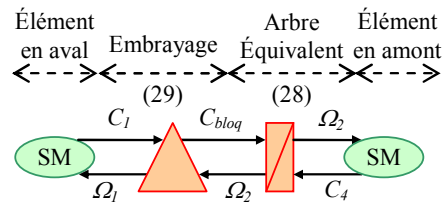


Figure 2-22. REM de l'embrayage (modèle 2) dans la condition bloquée

Aiguilleur – Pour activer le premier ou le second modèle, un aiguilleur de modèle (Figure 2-24) est défini en utilisant un Réseau de Petri [DAVID 89, ZURAWSKI 94] d'état interprété type Grafcet (Figure 2-23 – c. f. Annexe A).

Les places du Réseau de Petri représentent le modèle actif. Quand l'embrayage patine, la place P_1 est active : le modèle 1 est utilisé. La place P_2 est activée si la transition τ_1 est vraie : l'embrayage est fermé quand les vitesses au primaire et secondaire sont égales. Quand l'embrayage est considéré fer-

mé, la place P_2 est active : le modèle 2 est utilisé. La place P_1 est activée si la transition τ_2 est vraie : l'embrayage patine quand la valeur absolue du couple de l'embrayage $|C_2|$ (2.31) est plus grande que le couple maximal transmissible $C_{emb-max}$ (2.32) avec F_n la courbe représentée sur la Figure 2-20. Le couple de l'embrayage C_2 est déterminé à partir des relations (2.24), (2.25) et (2.29) :

$$\frac{d}{dt} \Omega_1 = \frac{d}{dt} \Omega_2 = \frac{C_1 - C_2 - f_1 \Omega_1}{J_1} = \frac{C_3 - C_4 - f_2 \Omega_2}{J_2} \quad (2.30)$$

$$C_2 = C_3 = \frac{J_2 C_1 + J_1 C_4 + (J_1 f_2 - f_1 J_2) \Omega_1}{J_{bloq}} \text{ avec } \Omega_1 = \Omega_2 \quad (2.31)$$

$$C_{emb-max} = 2 F_n R_{emb} \mu_{stat} \quad (2.32)$$

avec μ_{stat} le coefficient de frottement statique.

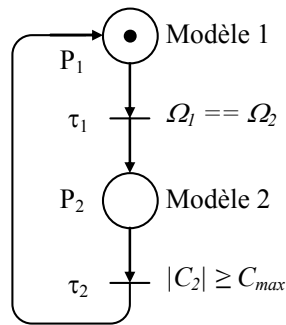


Figure 2-23. Réseau de Petri de l'aiguilleur

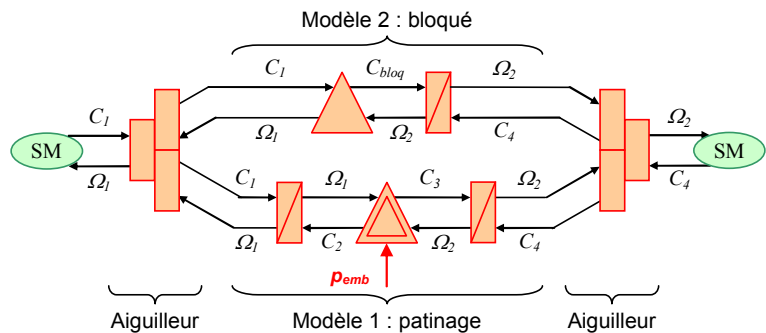


Figure 2-24. REM d'une transmission avec embrayage

Pour la commutation du modèle bloqué au modèle de patinage, le couple C_2 doit être comparé au couple maximal transmissible C_{max} . Or, comme on le constate sur la REM de la Figure 2-22, ce couple n'apparaît pas. Nous ne pouvons donc pas déterminer le couple C_2 à partir du formalisme. Cela vient du fait que la REM se veut être une représentation systémique. Un élément d'accumulation impose sa variable d'état aux éléments qui lui sont connectés. Comme la vitesse est commune aux deux arbres, seule une variable d'état peut être représentée. Cette association représentée par un seul élément d'accumulation est obtenue en concaténant les éléments (création d'une entité globale à partir de deux entités initiales). Les vitesses de l'embrayage possèdent une propriété globale (la vitesse angulaire Ω_1 ou Ω_2) qui supprime la propriété locale de chaque élément. Les couples de l'embrayage (C_2 et C_3) qui sont des propriétés locales des arbres n'apparaissent donc pas dans le formalisme de la REM.

Les deux modèles sont décrits dans une REM globale à l'aide de deux aiguilleurs. Ce modèle ne peut être valide que si la conservation d'énergie est respectée. Lors des commutations, une non discontinuité d'énergie ne peut être obtenue que si la somme des énergies stockées reste la même en patinage et en blocage. En patinage, les deux énergies cinétiques stockées dans les arbres primaires et secondaires sont respectivement $E_1 = \frac{1}{2} J_1 \Omega_1^2$ et $E_2 = \frac{1}{2} J_2 \Omega_2^2$ soit une énergie totale de $E_{pat} = E_1 + E_2 = \frac{1}{2} (J_1 \Omega_1^2 + J_2 \Omega_2^2)$. Quand l'embrayage est bloqué, l'élément d'accumulation équivalent aux deux arbres mécaniques a pour énergie totale $E_{bloq} = \frac{1}{2} J_{bloq} \Omega^2$ avec $\Omega = \Omega_1 = \Omega_2$ et $J_{bloq} = J_1 + J_2$. Une analyse simple entre les énergies quand l'embrayage patine E_{pat} et quand il est bloqué E_{bloq} permet de définir la condition suivante : $E_{pat} = E_{bloq}$ si $\Omega_1 = \Omega_2$. Autrement dit, la conservation d'énergie lors des commutations, ne pourra être respectée que si l'énergie totale du modèle activé commence le dé-

but de son évolution à la fin de l'énergie totale du modèle désactivé. Concrètement cela revient à initialiser les intégrateurs de vitesse du modèle activé à la vitesse du modèle désactivé.

Résultats de simulation – Les simulations ont été effectuées avec le logiciel Matlab-Simulink™ avec les paramètres du système expérimental :

$$\begin{array}{lll}
 C_1 = 17 \text{ Nm} & J_1 = 0,15 \text{ kg.m}^2 & f_1 = f_2 = 0 \text{ Nm.s} \\
 N_{2\text{-réf}} = 1000 \text{ tr/min} & J_2 = 0,2 \text{ kg.m}^2 & F_{\text{emb-max}} = 4000 \text{ N} \\
 \mu_{\text{stat}} = \mu_{\text{dyn}} = 0,3375 & R_{\text{emb}} = 0,1 \text{ m} & C_{\text{emb-max}} = 270 \text{ Nm}
 \end{array}$$

Pour des raisons de comparaison, les courbes sont représentées en regard des courbes expérimentales. À $t = 0 \text{ s}$, l'embrayage est bloqué, le modèle 2 est utilisé (Figure 2-25c) et les vitesses de rotation des arbres mécaniques sont égales à la vitesse $\Omega_{2\text{-réf}}$ (Figure 2-25d). La pédale de l'embrayage est activé à $t_1 = 0,6 \text{ s}$ (Figure 2-25a), le couple maximal de l'embrayage décroît (Figure 2-25b) conformément à la Figure 2-20. Quand le couple de l'embrayage est plus grand que le couple maximal transmissible à l'instant t_2 , l'embrayage patine, le modèle 1 est utilisé et les vitesses de rotations sont différentes. La pédale de l'embrayage est de nouveau désactivée à l'instant t_3 . Le modèle 2 est utilisé quand les deux vitesses redeviennent égales (t_4). Le rendement de l'embrayage défini par la relation (2.33) atteint une valeur minimale de 68,1 % lors de la phase de patinage (Figure 2-25e). Les 100 % correspondent au cas où l'embrayage est bloqué car nous avons considéré le cas d'un mécanisme parfait lors de cet état. La zone hachurée constitue l'incalculabilité du rendement du fait de la nullité des couples C_2 et C_3 (embrayage parfaitement ouvert). Ce rendement symbolise les pertes occasionnées lors du patinage des zones de friction de l'embrayage.

$$\eta_{\text{emb}} = \frac{C_3 \Omega_2}{C_2 \Omega_1} \quad (2.33)$$

Par rapport aux autres modèles, le modèle présenté dans cette section permet de respecter à chaque instant la causalité intégrale du système. L'utilisation de la bibliothèque Stateflow [SAHBANI 00] du logiciel Matlab-Simulink™ permet en outre d'implémenter simplement et rapidement le Réseau de Petri. De plus, le respect de la causalité intégrale nous permet d'avoir un temps de simulation rapide.

Résultats expérimentaux – L'objectif de cette partie est de vérifier expérimentalement la représentation multi-modèles de l'embrayage. Cette étude est réalisée à partir de la plate forme expérimentale du LTE-INRETS (c. f. Annexe D). Cette plate forme permet de recréer les effets d'un véhicule sur route. Une petite analyse sur ce banc d'essai (Figure 2-27) laisse apparaître le fait qu'il ne manque que la transmission mécanique pour réaliser un véritable véhicule. On pourra par exemple étudier un véhicule électrique hybride parallèle double embrayage. Cette plate forme permet de vérifier diverses lois de commandes sur de nombreuses architectures [JEANNERET 04]. La configuration utilisée correspond à un ensemble moteur thermique – embrayage – machine électrique AVL.

Afin de répondre au cahier des charges défini, on propose d'agir sur trois grandeurs : la position de l'embrayage (p_{emb}), le couple du moteur thermique (C_{mth}) et la vitesse de la MAS AVL (Ω_{arb2}). L'expérience a consisté à faire une régulation de vitesse avec la génératrice AVL quand l'embrayage est fermé, le moteur thermique développant un couple constant. À un instant donné, l'embrayage est ouvert et on mesure le couple développé par celui-ci. Le couple fourni par le moteur thermique reste quant à lui toujours constant. Pour ne pas avoir des vitesses de patinage trop élevées, l'embrayage restera dans l'état ouvert quelques secondes, voir quelques centaines de millisecondes.

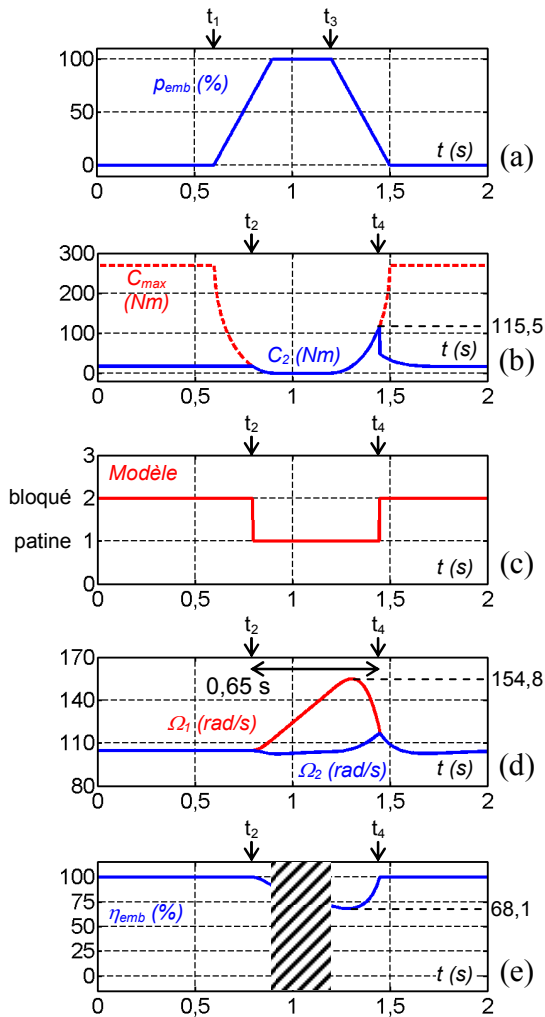


Figure 2-25. Résultats de simulation d'une transmission avec embrayage : position de la butée d'embrayage (a), couple de l'embrayage et couple maximal de l'embrayage (b), modèle utilisé (c), vitesses de rotation (d), rendement de l'embrayage (e)

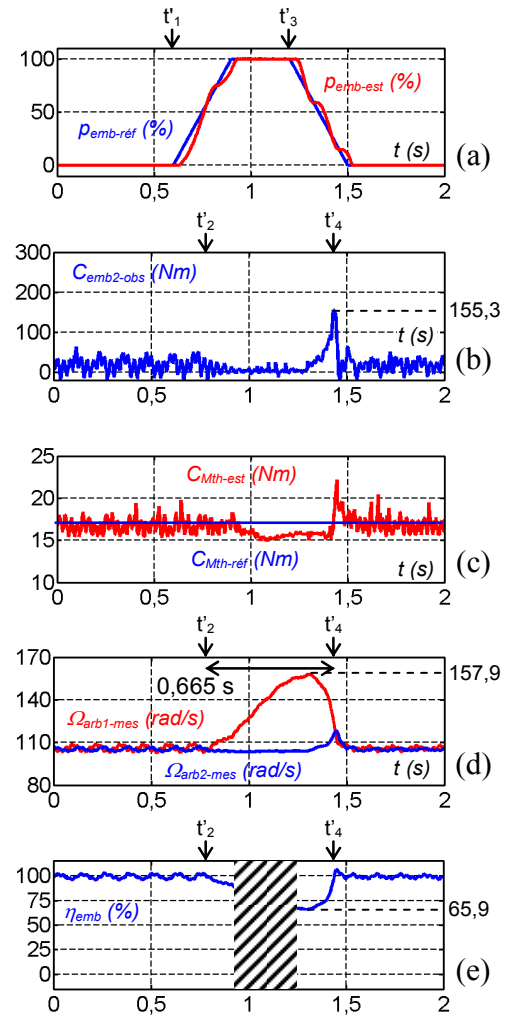


Figure 2-26. Résultats d'expérimentation d'une transmission avec embrayage : position estimée et de référence de la butée d'embrayage (a), couple de l'embrayage observé (b), couple du moteur thermique estimé (c), vitesses de rotation mesurées (d), rendement de l'embrayage (e)

Les mesures possibles sur le banc d'essai moteur sont pour :

- le moteur thermique : Ω_{arb1} (fournie à l'aide d'un codeur incrémental) et C_{mth} (estimé en valeur moyenne à partir de l'injection) ;
- la génératrice AVL : Ω_{arb2} (fournie par PUMA – logiciel AVL) et C_{AVL} (estimé à l'aide de PUMA par les courants).

Les couples de l'embrayage $C_{prim-emb}$ et $C_{sec-emb}$ devront donc nécessairement être déduits de ces mesures. La seule manière de les calculer est de supprimer la relation dynamique des inerties J_{mth} et J_{AVL} . L'estimation de ces couples pourrait se faire en inversant les relations causales mais cela fera apparaître une dérivée de la vitesse. Nous avons développé des observateurs [VERGHESE 88] afin de résoudre ce problème (Figure 2-28). Pour cette méthode, le modèle causal est recopié dans un premier temps. Un correcteur est ensuite placé entre la sortie du système et la sortie du modèle, qui agit directement sur le processeur causal du modèle. Ce correcteur aura pour objectif de minimiser l'écart entre la vitesse réelle et celle estimée. Lorsqu'il y est arrivé, la nouvelle entrée correspond alors à une image du couple de l'embrayage (à condition d'avoir un modèle précis et fiable). En général un gain propor-

tionnel est suffisant pour les observateurs, car l'objectif reste de maintenir l'erreur à zéro et de plus l'ordre du système étudié est identique à celui du modèle. Cette méthode sera utilisée pour estimer les couples des embrayages.

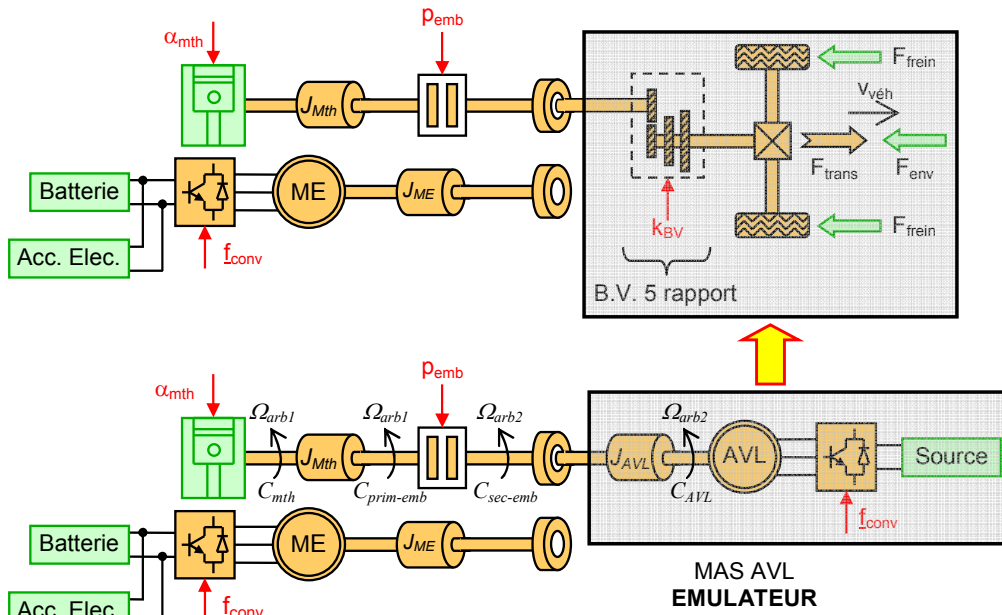


Figure 2-27. Synoptique du banc d'essai moteur INRETS

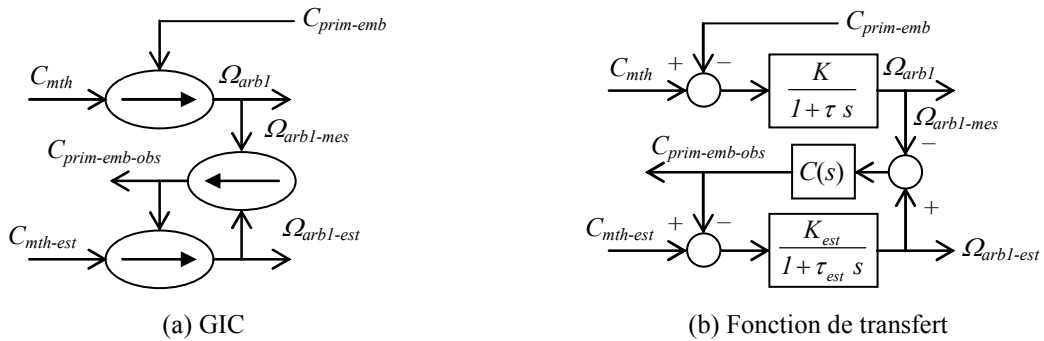


Figure 2-28. Observation du couple primaire

Mise en œuvre de l'expérimentation – La Figure 2-29 représente un synoptique global de l'expérimentation.

La vitesse de la MAS AVL Ω_{arb2} est régulée par le logiciel d'AVL. Les couples de l'embrayage $C_{prim-emb}$ et $C_{sec-emb}$ sont estimés à partir d'observateurs. L'embrayage est commandé à partir d'une butée poussée par un vérin hydraulique. Un simple correcteur PI, $C(s)$, est utilisé pour le suivi du déplacement de la butée. La position p_{emb} est mesurée à partir d'un codeur incrémental. Le moteur thermique est commandé en valeur moyenne de couple. L'injection à fournir au moteur est déterminée à partir d'une cartographie qui dépend du couple désiré $C_{mth-réf}$ pour une vitesse donnée $\Omega_{arb1-mes}$. Le couple estimé du moteur thermique pour observer le couple au primaire de l'embrayage est également calculé à partir d'une cartographie en valeur moyenne. Les acyclismes n'étant pas pris en compte, il sera difficile d'avoir une réponse de couple satisfaisante. Néanmoins le modèle de l'embrayage suppose que le couple au primaire à la même valeur que le couple au secondaire.

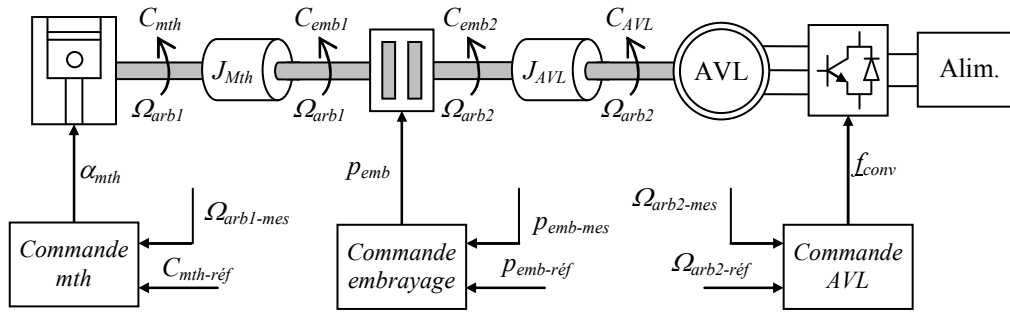


Figure 2-29. Synoptique global de l'expérimentation

Pour caractériser simplement l'embrayage, on propose de réduire les équations du couple (2.26) et (2.27) de l'embrayage en patinage en une seule équation avec un seul paramètre $C_{emb-max}$ à déterminer :

$$C_{prim-emb} = C_{sec-emb} = C_{emb-max} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{emb}}{100} - 1 \right)^2} \right] \text{sign}(\Omega_{arb1} - \Omega_{arb2}) \quad (2.34)$$

avec $C_{emb-max} = 2 F_{emb-max} R_{emb}$

Théoriquement, le paramètre $C_{emb-max}$ peut être facilement déterminé avec une série de mesures. Malheureusement, les bruits de mesure de la vitesse rendent impossible la mesure de manière correcte. Une solution à ce problème consiste à réaliser un programme en post-traitement permettant de retrouver ces paramètres. Celui-ci consiste à utiliser la méthode des moindres carrés [ANTON 94]. Cette méthode s'applique à n'importe quelle fonction et détermine les paramètres en minimisant un critère quadratique correspondant à la somme des écarts entre la variable observée et la valeur correspondante de l'équation de la fonction modèle (2.34). Des expérimentations ont permis de déterminer le couple maximal transmissible de l'embrayage $C_{emb-max}$ qui a pour valeur numérique $270 Nm$.

La Figure 2-26 représente les résultats expérimentaux dans les mêmes conditions que la simulation. La comparaison entre simulation et expérimentation permet de valider le modèle de l'embrayage : le patinage dure $0,65 s$ en simulation contre $0,665 s$ en expérimentation, la vitesse maximale au primaire de l'embrayage est de $154,8 rad/s$ contre $157,9 rad/s$ en expérimentation, le couple de l'embrayage atteint $115,5 Nm$ en simulation contre $155,3 Nm$ en expérimentation et le rendement de l'embrayage a une valeur minimale de $68,1 \%$ contre $65,9 \%$ en expérimentation. Le rendement est à 100% lorsque l'embrayage est fermé car nous avons pris comme hypothèse que les couples au primaire et secondaire soient égaux. Le bruit sur les couples ne permet pas en effet d'avoir un calcul satisfaisant. Le rendement a donc été simplifié à un simple rapport de vitesse. Les différences entre les résultats de simulation et d'expérimentation sont dues à l'utilisation de valeurs moyennes en simulation, au fait que les coefficients de frottement visqueux des arbres soient négligés en simulation, à l'échantillonnage et à la quantification en expérimentation, à l'égalité entre le coefficient de frottement statique et dynamique, et à l'hypothèse de linéarité de l'actionneur de l'embrayage. En réalité, le couple que peut transmettre l'embrayage en fonction de la butée de l'embrayage au débrayage, est différent en embrayage. La connaissance de la position de la butée de l'embrayage ne suffit donc pas pour connaître le couple de l'embrayage. Une caractérisation précise du mécanisme de l'embrayage est donc impossible. Pour remédier à cette incertitude, la commande devra être robuste [TROTIN 97]. Cependant les résultats obtenus sont relativement satisfaisants par rapport à l'objectif de modélisation global.

2.2.3. Modélisation du VEH parallèle

Batterie – Pour notre application, nous avons utilisé les mêmes cellules Ni-MH que celles utilisées dans la Toyota Prius. Chaque cellule présente une tension de 7,2 V pour une capacité de 6,5 Ah (Panasonic EV du Tableau 7 en Annexe C). 38 éléments sont ainsi placés en série développant une tension nominale de 273,6 V. L'Annexe C présente les généralités que doit avoir une batterie dans une application type véhicule hybride.

Le modèle de la batterie est relativement simple. Il se compose d'une F.E.M. connectée en série avec une résistance interne. Chacune de ces variables dépendent de la température et de la capacité des éléments. La température influe la charge-décharge des éléments : plus les éléments seront froids, plus le courant augmentera et plus la capacité diminuera. Notons que le modèle utilisé diffère également selon le transfert énergétique. Ce phénomène reflète le fonctionnement dissymétrique de la batterie avec un rendement différent pour la charge et la décharge. Les données proviennent du LTE de l'INRETS [JEANNERET 01].

Transmission mécanique – La transmission mécanique du véhicule est constituée de la boîte de vitesses, du différentiel mécanique et des roues. Les roues et le différentiel mécanique sont modélisés de la même manière que pour le véhicule hybride série (c. f. § 2.1.3).

Modèle de la boîte de vitesses – Une Boîte de Vitesses (BV) est un réducteur à rapport variable et discret. Sur un véhicule traditionnel, son utilisation est requise pour pouvoir propulser le véhicule au démarrage. Le moteur thermique a en effet l'inconvénient d'avoir un faible couple à bas régimes. Comme pour le réducteur, la boîte de vitesses vise à adapter un couple de sortie à un couple résistant. Un moteur thermique a également une plage d'utilisation limitée. Cette raison oblige les constructeurs à utiliser une boîte à plusieurs rapports (cinq pour notre véhicule). Dans notre cas d'étude, nous avons opté pour une modélisation simple : le passage d'un rapport à un autre sera discret. Une modélisation fine comportant synchronisateurs, fourchettes ou autres ne servirait pas dans notre objectif de gestion énergétique. La boîte de vitesses sera donc représentée comme un simple réducteur avec une entrée de réglage, celle-ci étant le rapport de la boîte r_{bv} :

$$\begin{cases} C_{bv} = \eta_{bv} k_{bv} C_{emb-bv} \\ \Omega_{bv} = k_{bv} \Omega_{roue} \end{cases} \quad (2.35)$$

avec k_{bv} et η_{bv} respectivement le rapport et rendement de la boîte de vitesses. Ces deux paramètres varient discrètement lors d'un changement de rapport r_{bv} .

Le modèle global représentant la transmission mécanique a finalement pour équation :

$$\begin{cases} F_{trans} = \eta_{diff} \eta_{bv} \frac{k_{bv}}{R_{roue}} C_{emb-bv} \\ \Omega_{bv} = \frac{k_{bv}}{R_{roue}} v_{veh} \end{cases} \quad (2.36)$$

Notons que les rendements η_{diff} et η_{bv} diffèrent selon que le transfert de puissance soit moteur ou générateur. Comme pour la modélisation d'un réducteur (c. f. § 2.1.3), nous avons utilisé une condition sur la puissance transmise : si $F_{trans} \Omega_{bv} \geq 0$ alors $\eta = \eta_{gén}$ sinon $\eta = 1/\eta_{gén}$ où $\eta_{gén}$ est la valeur du rendement pour un seul transfert de puissance d'une source génératrice vers une source réceptrice.

Poulie-courroie – La poulie-courroie permet de coupler mécaniquement le moteur thermique et la machine électrique. Comme nous avons gardé les composants de la Renault Clio, il serait imprudent de mettre un coefficient réducteur sur le couple du moteur thermique. Les rapports de boîte sont en effet déterminés en regard de celui-ci. En revanche, la machine électrique peut travailler dans une plage relativement flexible. Un rapport peut donc être choisi afin d’augmenter le rendement énergétique de la machine électrique et de son convertisseur associé. Le rendement énergétique est maximum pour une vitesse comprise entre 2000 et 4000 tr/min. Compte tenu des rapports de la boîte, un rapport de 1,5 semble judicieux. Les équations liées à la poulie-courroie seront donc :

$$\begin{cases} C_{cour} = \eta_{cour} (C_{emb-c} + k_{cour} C_{me}) \\ \Omega_{cour1} = \frac{\Omega_{cour2}}{k_{cour}} = \Omega_{emb-bv} \end{cases} \quad (2.37)$$

avec k_{cour} et η_{cour} respectivement le coefficient réducteur et le rendement. Comme pour la modélisation de la boîte de vitesses, le rendement η_{cour} dépendra du sens de transfert énergétique.

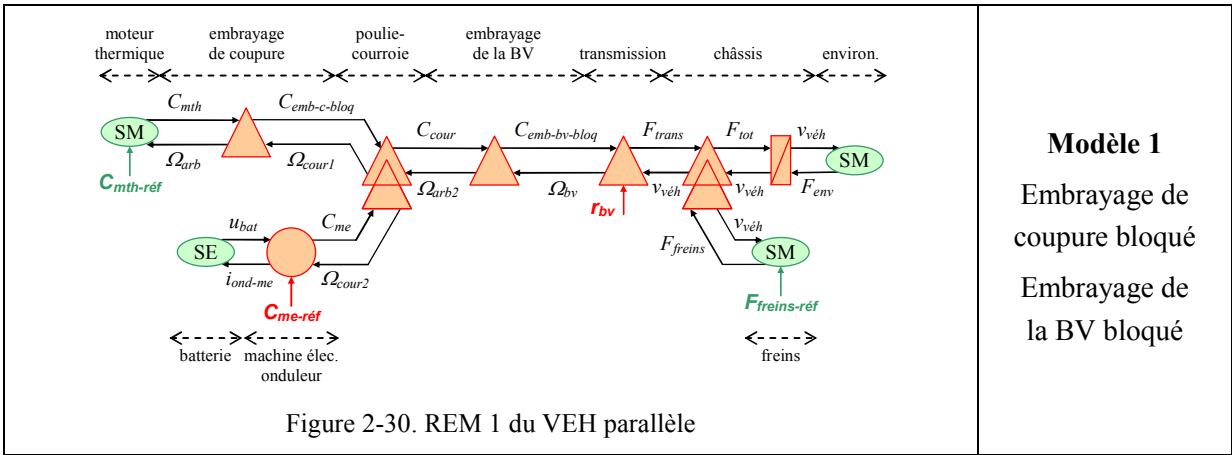
Modélisation du véhicule – La REM de l’embrayage décrit dans la partie précédente peut être incluse dans le modèle global du VEH parallèle. Comme nous l’avons vu, la modélisation d’un embrayage donne lieu à deux modèles. Notre système comporte deux embrayages, nous allons donc devoir réaliser quatre modèles :

- Modèle 1 : embrayage de coupure bloqué, embrayage de BV bloqué (Figure 2-30) ;
- Modèle 2 : embrayage de coupure bloqué, embrayage de la BV patinant (Figure 2-31) ;
- Modèle 3 : embrayage de coupure patinant, embrayage de la BV bloqué (Figure 2-32) ;
- Modèle 4 : embrayage de coupure patinant, embrayage de la BV patinant (Figure 2-33).

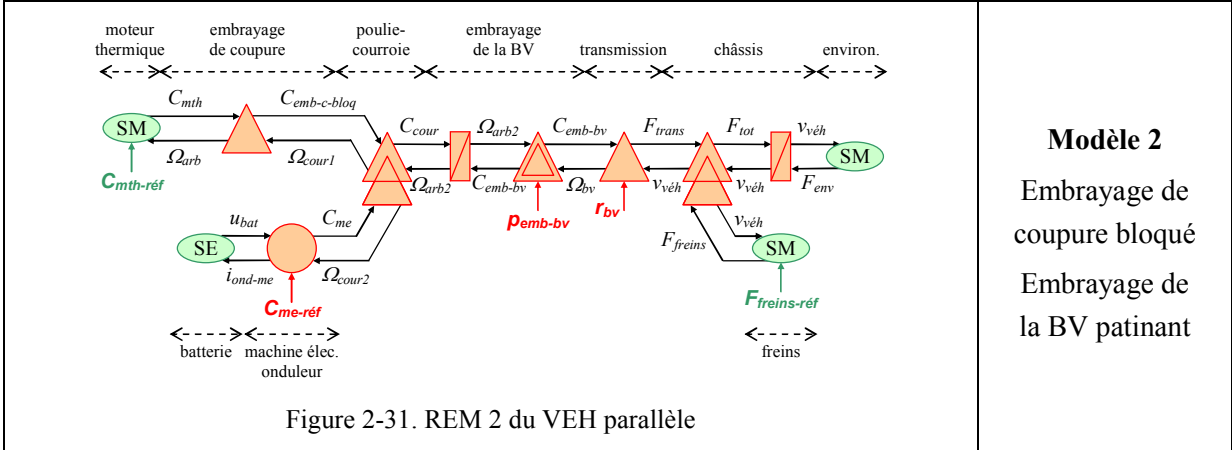
Notons le fait que le point mort de la boîte de vitesses est obligatoirement lié aux modèles 2 ou 4, ceci afin de ne pas à avoir faire 8 modèles. La modélisation des freins mécaniques, de l’environnement extérieur et du châssis du véhicule sont identiques à celle du VEH série (c. f. § 2.1.3).

Pour le modèle 1, les embrayages sont fermés (Figure 2-30). Afin de respecter la causalité intégrale du système, toutes les inerties sont ramenées sur le châssis du véhicule. Le modèle 2 correspondant au patinage de l’embrayage de la boîte (Figure 2-31), entraîne la présence de deux éléments d’accumulation d’énergie cinétique. Les inerties du moteur thermique et de la machine électrique sont ramenées au primaire de l’embrayage de la boîte de vitesse. Le modèle 3 (Figure 2-32) est le dual du modèle 2, c’est l’embrayage de coupure qui patine. L’inertie de la machine électrique est ramenée sur le châssis. Quant au modèle 4, il correspond au patinage des embrayages (Figure 2-33). Aucune inertie n’est ramenée, nous avons ainsi trois éléments d’accumulation d’énergie cinétique. Nous avons donc quatre modèles à nombre de variables d’état (1, 2 ou 3) différent selon l’état des embrayages.

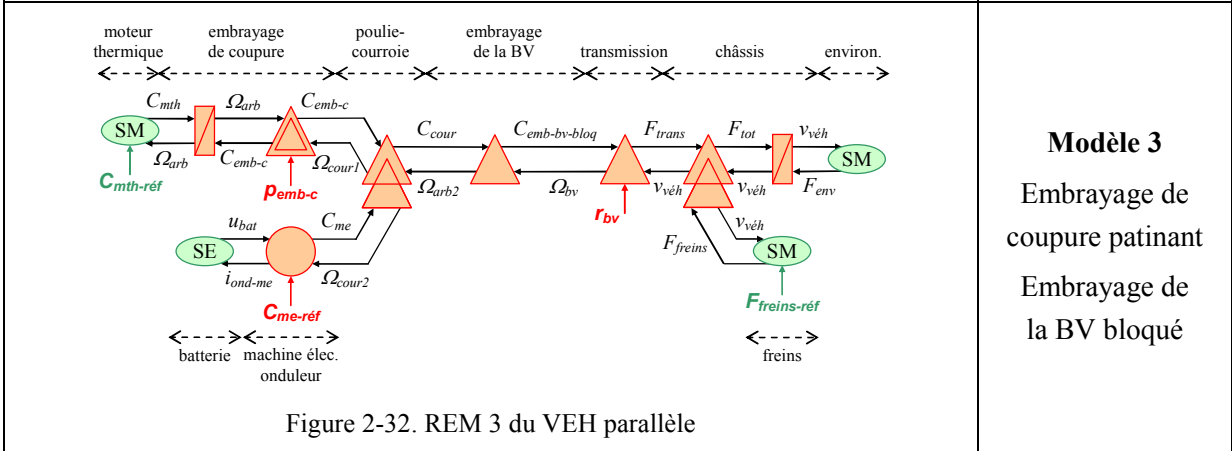
Les quatre modèles étant réalisés, les aiguilleurs doivent être placés pour commuter entre les modèles. Le plus simple serait de les mettre au début et en fin de chaîne. Mais cette méthode aurait pour inconvénient de modéliser quatre fois les mêmes éléments (boîte de vitesses, poulie-courroie...). Nous proposons de placer non pas deux mais plusieurs aiguilleurs au sein du modèle global. La règle est simple, il suffit de placer un aiguilleur quand un élément est répété. Il en résulte la Figure 2-34. Les numéros sur les aiguilleurs sont une aide afin d’identifier le passage des flux énergétiques.



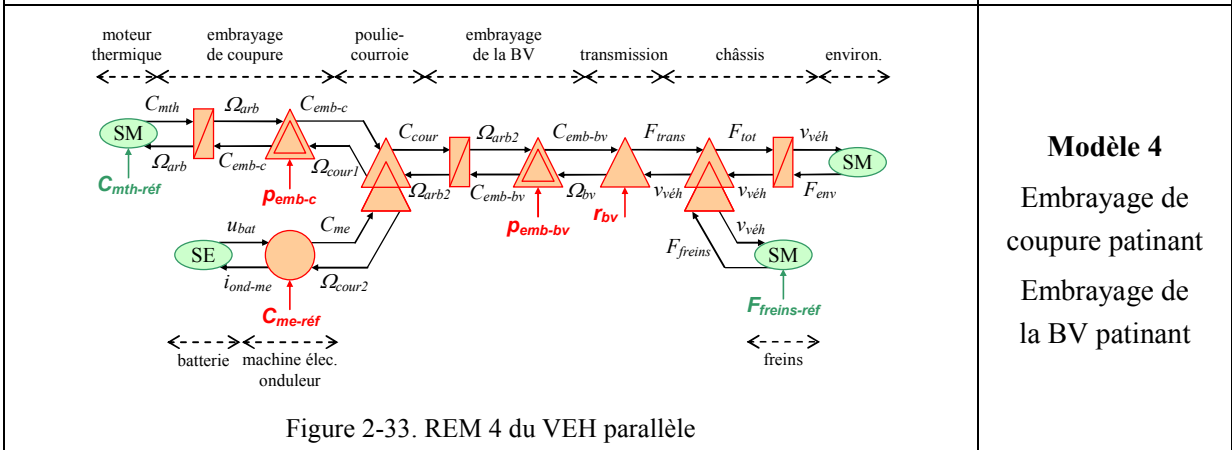
Modèle 1
Embrayage de coupeure bloqué
Embrayage de la BV bloqué



Modèle 2
Embrayage de coupeure bloqué
Embrayage de la BV patinant



Modèle 3
Embrayage de coupeure patinant
Embrayage de la BV bloqué



Modèle 4
Embrayage de coupeure patinant
Embrayage de la BV patinant

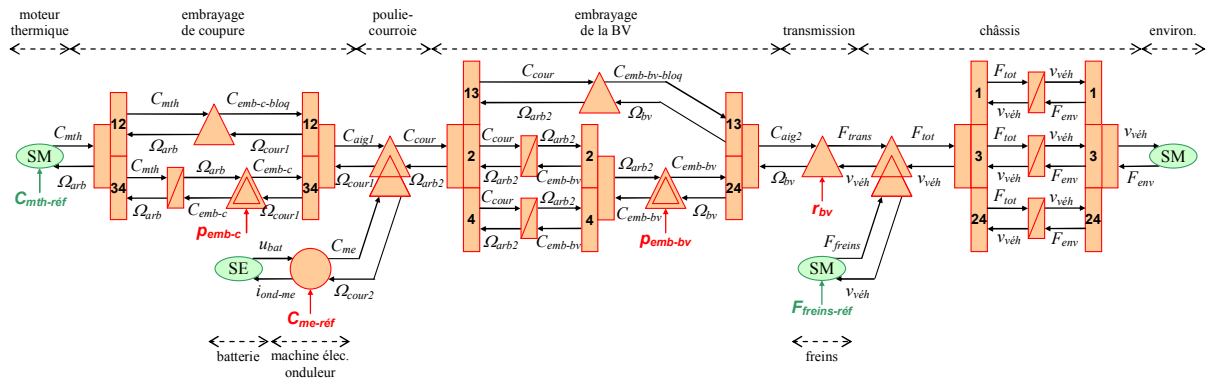


Figure 2-34. REM 1 globale du VEH parallèle

On constate que ce type de représentation permet de mettre facilement en évidence les éléments d'accumulations énergétiques. Néanmoins cette représentation peut porter à confusion car tous les chemins énergétiques ne sont pas possible : le modèle 1 ou 2 ne peut par exemple pas s'interconnecter avec le modèle 4. Le modèle peut être soulagé en introduisant des éléments d'accumulation variable. En effet, changer de modèle revient à changer de masses ou d'inerties. Ceci permet de se ramener au modèle de la Figure 2-35 dans lequel les éléments d'accumulation correspondent à des masses ou des inerties de valeurs différentes suivant le modèle utilisé. Cette manière de représenter le véhicule a un avantage indéniable : on distingue clairement la représentation multi-modèles des embrayages. En outre, les chemins énergétiques sont tous possibles.

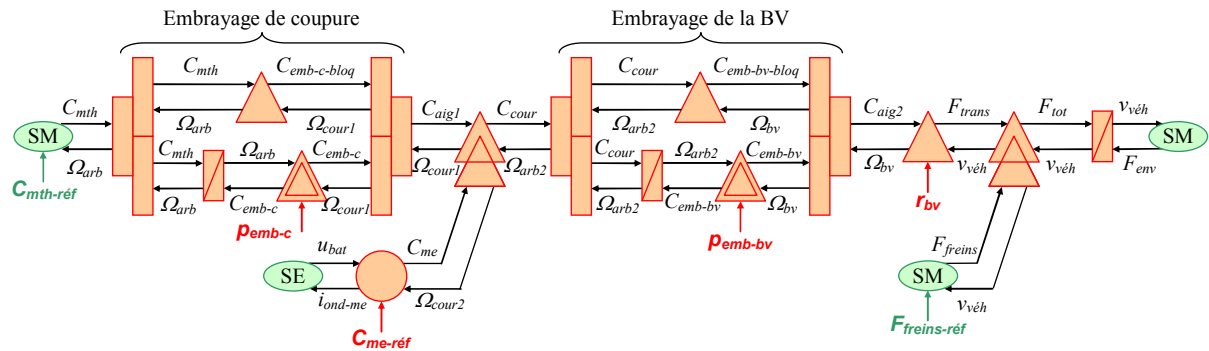
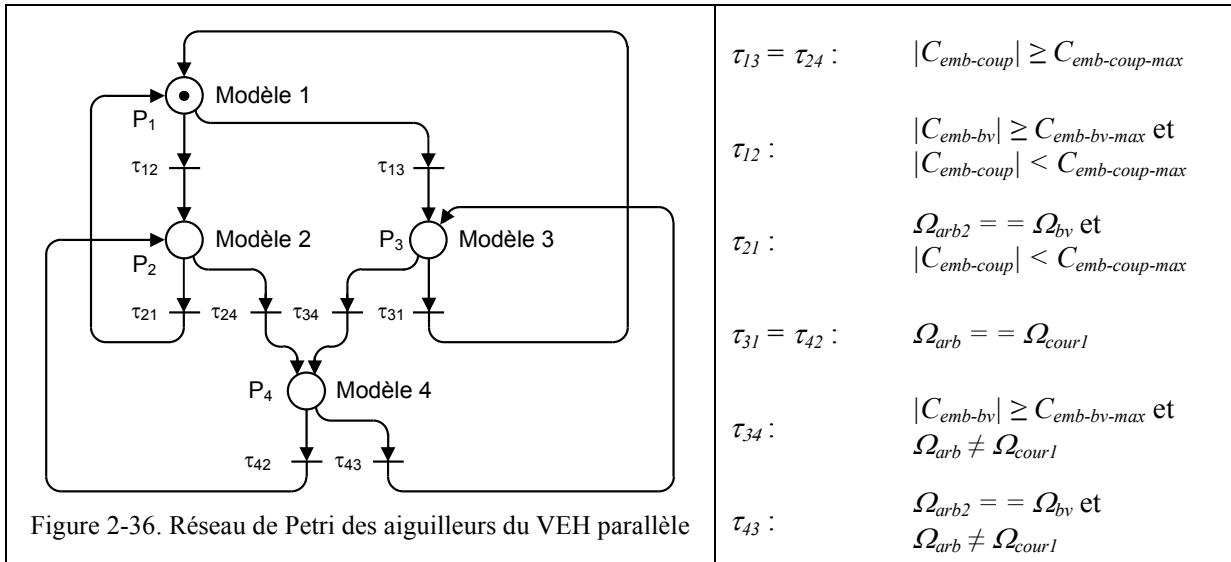


Figure 2-35. REM 2 globale du VEH parallèle

Le Réseau de Petri (Figure 2-36) rattaché aux aiguilleurs est nécessairement plus complexe car il doit prendre en compte les quatre modèles. Quatre places sont définies, chaque place représentant respectivement un modèle : place 1 pour le modèle 1, place 2 pour le modèle 2... Si toutes ces places sont reliées entre elles, douze transitions possibles seront à définir. Mais nous devons limiter le nombre de transitions car deux événements ne peuvent pas arriver simultanément. Autrement dit les deux embrayages ne peuvent pas changer d'états au même instant (par hypothèse). Les transitions du Réseau de Petri doivent donc être exclusives. En effet si les transitions d'une convergence ou d'une divergence en « OU » ne sont pas exclusives, l'état du processus est indéterminé. Cette limitation permet de retirer quatre transitions (non comptées) : τ_{14} , τ_{41} , τ_{23} , τ_{32} . Les indices des transitions correspondent aux numéros des modèles, τ_{14} signifie par exemple la transition pour passer du modèle 1 au modèle 4 c'est-à-dire de l'état embrayages bloqués à l'état embrayages patinant. Le nombre de transitions utilisées est donc huit. Remarquons le fait que cette manière de faire s'apparente au code Gray, lequel est défini de telle sorte qu'à partir du chiffre 0 chaque nombre suivant diffère d'un seul digit.



D'une manière générale nous pouvons dire que si n est le nombre d'embrayages alors le nombre de places est $N_{PL} = 2^n$, le nombre de transitions possible est $N_{PO} = N_{PL}^2 - N_{PL} = 2^n (2^n - 1)$, et le nombre de transitions utilisées est $N_{TU} = N_{PL} n = 2^n n$. Le Tableau 2-1 réalise le calcul du nombre de places et de transitions utilisées pour $n = 1, 2$ et 3 . $n = 3$ correspond à trois embrayages ou à deux embrayages avec le point mort de la boîte de vitesses pris en compte. A travers cet exemple, nous pouvons constater l'un des inconvénients de cette modélisation : on arrive très vite à un nombre de transitions à déterminer conséquent : 24 pour $n = 3$.

Tableau 2-1. Nombre de places et de transitions utilisées selon le nombre d'embrayages n

n	$N_{PL} = 2^n$	$N_{TU} = 2^n n$
1	2	2
2	4	8
3	8	24

Ce travail montre qu'un système avec différents états peut être représenté d'une manière structurée tout en respectant la causalité intégrale. À travers cette étude le formalisme REM a, de plus, été enrichi pour considérer les systèmes multi-modèles commutés dans la même formulation. Un tel système a néanmoins un inconvénient certain. Une étape de calcul lourd doit être fait en amont pour déterminer les couples disponibles sur l'embrayage quand celui-ci est en position bloquée (c. f. § 2.2.2). Le nombre de transitions à déterminer devient, de plus, très vite important quand le nombre de dispositif à commutation augmente dans un même système. Cette manière de faire demande donc une rigueur conséquente mais, si cela est bien réalisé, la simulation sous un logiciel système s'avère rapide.

2.3. REM d'un VEH mixte avec train planétaire

Cette partie présentera la modélisation causale d'un véhicule électrique hybride mixte avec train planétaire. Dans un premier temps la structure d'étude sera présentée. Le train planétaire étant le « cœur » du véhicule, une sous partie lui sera consacrée. Nous nous efforcerons de montrer la difficulté de modélisation d'une telle structure. Le véhicule sera ensuite modélisé dans sa globalité.

2.3.1. Présentation du VEH mixte

La structure étudiée du véhicule électrique hybride mixte est celle de la Toyota Prius première génération. Notons que nous avons seulement pris la structure de la Prius, les éléments constituant le véhicule ont été choisis séparément. Le véhicule se compose d'un moteur thermique et de deux machines électriques (Figure 2-37). Une addition de vitesse est réalisée au moyen d'un train planétaire, lequel permet de relier le moteur thermique aux deux machines électriques. Le moteur thermique est connecté au porte-satellites, la machine électrique MEA au planétaire, et la machine électrique MEB à la couronne. Nous aurions pu placer la machine MEA sur le porte-satellites ou sur la couronne mais la configuration utilisée est la meilleure d'un point de vue faisabilité (contraintes sur les vitesses maximales) et rendement énergétique [TÓTH-NAGY 00]. La machine MEB permet en outre de réaliser une addition de couple. Pour ce faire, celle-ci est placée sur l'arbre reliant la couronne du train planétaire au réducteur de la transmission mécanique. Les machines électriques sont connectées par des onduleurs, lesquels sont alimentés par une batterie.

Toute la puissance des machines passe au travers du train planétaire. Comme tous les composants sont reliés de manière permanente, la puissance peut être dédoublée ou combinée. Une multitude de chemins énergétiques pour tracter le véhicule existe donc. Le concepteur devra ainsi gérer la puissance des différents composants pour garantir le meilleur rendement.

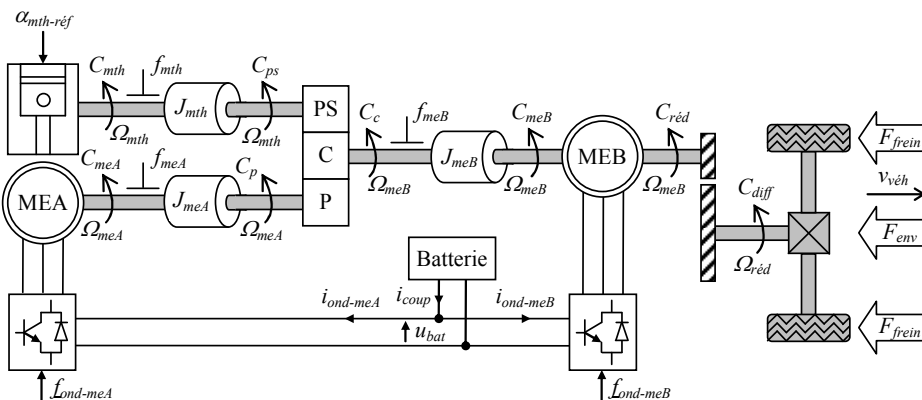


Figure 2-37. Synoptique du véhicule hybride mixte étudié

2.3.2. Modélisation du train planétaire : problématique du nœud inertiel

Le train planétaire – Le train planétaire est un mécanisme à plusieurs degrés de liberté. Sa constitution doit induire au moins un élément pouvant avoir deux mouvements de rotation. Cet élément se nomme satellite [FOUCHER 89-90]. Celui-ci peut tourner autour d'un axe qui lui est propre et autour d'un autre.

Notons que le train planétaire se fait également appelé train épicycloïdal. Ce terme provient de la trajectoire qu'opère un satellite observé par rapport au planétaire (trajectoire en épicycloïde ou hypocycloïde selon que la couronne soit à dentures intérieures ou extérieures).

Les applications du train planétaire dans le milieu automobile sont principalement le différentiel mécanique (train simple) et la boîte de vitesses (train complexe). Toyota en a trouvé une tout autre utilité en l'insérant dans sa chaîne de puissance afin de répartir la puissance entre plusieurs sources mécaniques.

Les principaux avantages de son utilité sont des rapports de vitesse élevés pour un encombrement réduit (Figure 2-38), un rapport différent possible dans un même mécanisme et un excellent rendement [BOSCH 04]. Néanmoins, ce mécanisme reste assez coûteux et la structure des pièces est assez complexe.



Figure 2-38. Train planétaire simple de la Toyota Prius [ROBY 07]

Le train étudié fait parti de la famille des « trains planétaires simples ». Ce train à engrenages cylindriques est le plus simple de tous les engrenages et il a le meilleur rendement ($\approx 0,98$). Il se compose d'un planétaire ①, de satellites simples ②, d'une couronne ③ et d'un porte-satellites ④ (Figure 2-39). Il a le planétaire comme pignon extrême commun, la couronne comme roue extrême commune et les satellites comme pignons intermédiaires.

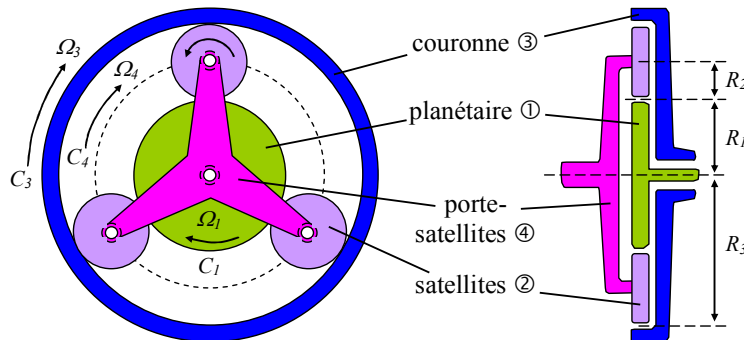


Figure 2-39. Description du train planétaire [KESSELS 07]

Tous les engrenages du train forment des trains de deux engrenages :

- engrenages à dentures extérieures « planétaire satellites » (①-②), qui inversent le sens de rotation ;
- engrenages à dentures intérieures « couronne satellites » (②-③), qui n'inversent pas le sens de rotation.

Pour notre étude, la couronne extérieure est reliée aux roues avant du véhicule au travers du réducteur et du différentiel mécanique. Rappelons que la machine électrique MEB est placée entre le réducteur et la couronne. L'autre machine électrique MEA est connectée au planétaire. Celle-ci va permettre

de démarrer le moteur thermique et de remplacer ainsi le démarreur conventionnel. Le moteur thermique est relié quant à lui, au porte-satellites. Celui-ci tournera toujours dans le même sens quand le moteur thermique est allumé. Les machines électriques n'ont pas de rôles fixes, elles peuvent fonctionner dans les quatre quadrants du plan couple-vitesse. La couronne et le planétaire peuvent donc tourner dans les deux sens. Les chemins énergétiques entre les différentes machines sont variés et nous proposons de les synthétiser par le biais du Tableau 2-2. À travers ce tableau nous pouvons voir que cette transmission mécanique offre de nombreuses possibilités. D'autres solutions peuvent être envisagées mais il faut, dans ce cas, rajouter des éléments mécaniques (frein, embrayage...) à la structure du train [GAO 06, SYED 06]. Un frein mécanique sur l'arbre reliant le planétaire à la machine électrique MEA pourrait par exemple permettre de transmettre l'intégralité de puissance du moteur thermique à la couronne extérieure. Avant de modéliser ce train, nous proposons une étude cinématique et une étude énergétique qui servira de base pour la suite de l'étude.

Étude cinématique – Afin d'étudier facilement la cinématique du train, le repère est lié au porte-satellites. Le porte-satellites réalise alors le même rôle qu'un bâti, vis-à-vis des engrenages : le porte-satellites est immobile par rapport au repère. Le train planétaire fonctionne dans ce cas comme un simple réducteur (ou multiplicateur) de vitesse, constitué de deux trains d'engrenages montés « en série » [FOUCHER 89-90].

Les rapports de démultiplication du premier (①-②) et du deuxième (②-③) train d'engrenages peuvent être ainsi définis par les relations suivantes :

$$k_{b1} = \frac{\Omega_{14}}{\Omega_{24}} = \frac{\Omega_{10} - \Omega_{40}}{\Omega_{20} - \Omega_{40}} = -\frac{Z_s}{Z_p} \quad (2.38) \quad k_{b2} = \frac{\Omega_{24}}{\Omega_{34}} = \frac{\Omega_{20} - \Omega_{40}}{\Omega_{30} - \Omega_{40}} = +\frac{Z_c}{Z_s} \quad (2.39)$$

avec Z_c , Z_p et Z_s respectivement le nombre de dents de la couronne, du planétaire et des satellites ; Ω_{10} , Ω_{20} , Ω_{30} , et Ω_{40} les vitesses de rotation par rapport au bâti (vitesses absolues) ; Ω_{14} , Ω_{24} , et Ω_{34} les vitesses de rotation par rapport au porte-satellites (vitesses relatives) ; k_{b1} et k_{b2} les raisons basiques du train planétaire simple. Le signe négatif de k_{b1} est dû aux dentures extérieures du train d'engrenages ①-②. Notons également que $\Omega_{40} = 0$ car le repère est lié à ④.

Le rapport de démultiplication (ou multiplication) du réducteur de vitesse est le produit des deux rapports basiques soit :

$$k_b = k_{b1} k_{b2} = \frac{\Omega_{14}}{\Omega_{34}} = -\frac{Z_c}{Z_p} \quad (2.40)$$

k_b est appelé raison basique principale ou formule de Willis.

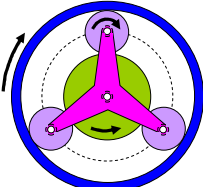
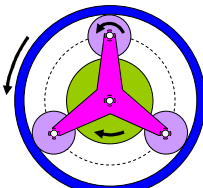
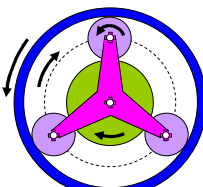
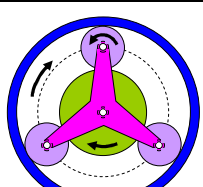
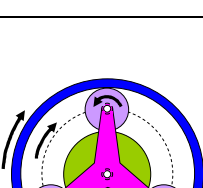
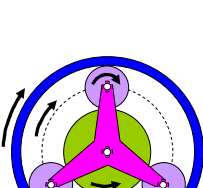
De cette équation, nous pouvons déduire facilement la formule de Ravignaux qui lie les trois vitesses de rotation par la raison basique principale avec $\Omega_{40} \neq 0$ [ESNAULT 97] :

$$\Omega_{10} - k_b \Omega_{30} + (k_b - 1) \Omega_{40} = 0 \quad (2.41)$$

Cette relation montre qu'un train planétaire a deux degrés de liberté. La connaissance de deux vitesses angulaires suffit pour déterminer la troisième.

Étude énergétique – L'énergie perdue dans un train planétaire est due aux engrenages (frottements des dents pendant l'engrènement). Les rendements du premier et second train d'engrenages sont définis comme suit :

Tableau 2-2. Modes de fonctionnement du train planétaire [JOHN'S STUFF 07, KAWAHASHI 04]

Mode de fonctionnement	Synoptique	Fonctions
Faible vitesse		<p>La puissance provient de la couronne externe via MEB ; Le mouvement résultant fait tourner les satellites ; MEA n'est pas alimenté et tourne librement ; Le couple de traînée du moteur thermique bloque sa rotation.</p>
Marche arrière		<p>La marche arrière est tout électrique ; Les mêmes remarques que pour le mode en faible vitesse peuvent être faites, les éléments tournent néanmoins dans le sens opposé.</p>
Marche arrière avec moteur thermique allumé		<p>Mode utile si la batterie a besoin d'être rechargée ; Tous les éléments du train sont en rotation ; La batterie est rechargée par le biais de la machine MEA.</p>
Mise à température ou charge à l'arrêt		<p>Le véhicule est à l'arrêt : la couronne est immobile ; Mode utilisé pour charger les batteries à l'arrêt du véhicule ou pour mettre le moteur thermique à sa température nominale ; Notons que les satellites tournent mais qu'aucun mouvement n'est transféré : les satellites tourneront autour de la couronne ; Réalisable si un frein bloque la couronne.</p>
Accélération		<p>Tous les composants sont actifs ; Mode utile quand une forte accélération est demandée ; MEB et le moteur thermique fournissent leurs puissances aux roues ; MEA génère de l'électricité qui est consommée instantanément par MEB : permet de tirer moins d'énergie de la batterie et le point de fonctionnement du moteur thermique est choisi de manière à moins consommer (couple imposé par le moteur thermique et vitesse par MEB).</p>
Mode « hérétique »		<p>Mode appelé ainsi car il est contraire à ce qui est couramment admis ; Utilisé sur route et autoroute et fait apparaître le rôle que peut prendre MEB ; À vitesse stabilisée, MEB freine la voiture en se comportant en génératrice. L'électricité produite est transmise directement à MEA lequel se comporte en moteur et aide à la traction le moteur thermique. Ceci permet, comme pour l'accélération, de choisir le point de fonctionnement du moteur thermique.</p>

$$\eta_1 = -\frac{P_{24}}{P_{14}} = -\frac{C_s}{C_p} \frac{\Omega_{20} - \Omega_{40}}{\Omega_{10} - \Omega_{40}} = -\frac{C_s}{C_p} \frac{1}{k_{b1}} \quad (2.42)$$

$$\eta_2 = \frac{P_{34}}{P_{24}} = \frac{C_c}{C_s} \frac{\Omega_{30} - \Omega_{40}}{\Omega_{20} - \Omega_{40}} = \frac{C_c}{C_s} \frac{1}{k_{b2}} \quad (2.43)$$

En partant de l'hypothèse que tous les engrenages ont un même rendement constant ($\eta_e \approx 0,98$), on peut exprimer le rendement basique par :

$$\eta_b = \eta_1 \eta_2 = -\frac{P_{34}}{P_{14}} = -\frac{C_c}{C_p} \frac{1}{k_b} \text{ avec } \eta_b = \eta_e^2 < 1 \text{ si } P_{14} \geq 0 \text{ sinon } \eta_b = \frac{1}{\eta_e^2} > 1 \quad (2.44)$$

Le couple sur la couronne peut donc s'écrire :

$$C_c = -\eta_b k_b C_p \quad (2.45)$$

Pour déterminer le couple du porte-satellites, le principe fondamental de la statique est appliqué : pour tout système isolé en équilibre par rapport à un repère, la somme de toutes les actions mécaniques extérieures exercées sur ce système, est nulle. Pour notre système cela donne $\sum C_i = 0$. On a donc :

$$C_{ps} = (\eta_b k_b - 1) C_p \quad (2.46)$$

Rapports de démultiplication réalisables – Les conditions de construction et de résistance du palier¹⁶ ②-④ et de la denture du satellite ② imposent une valeur minimum pour le rayon primitif R_s des satellites. R_s étant défini par $(R_c - R_p)/2$, les rayons du planétaire R_p et de la couronne R_c doivent être proches. Mais les conditions de construction et de résistance du planétaire imposent une valeur minimale pour le rayon R_p . De ce fait les rayons R_p et R_c ne peuvent pas être trop différents. Ces deux contraintes induisent les ratios minimaux et maximaux suivants [FOUCHER 89-90] :

$$1,7 < \frac{R_c}{R_p} \leq 3 \quad (2.47)$$

De cette inéquation, nous pouvons déduire les raisons basiques réalisables :

$$k_b = -\frac{Z_c}{Z_p} = -\frac{R_c}{R_p} \Rightarrow -3 \leq k_b < -1,7 \quad (2.48)$$

Nous avons opté pour une raison basique identique à celle de la Prius [STAUNTON 06], c'est-à-dire $k_b = -2,6$.

Modélisation d'un train planétaire – Prenons comme cas d'étude un train planétaire simple avec ses trois arbres respectifs. Afin de simplifier l'analyse, le système est représenté sans le moteur thermique et les machines électriques (Figure 2-40). On garde toutefois les mêmes notations pour avoir une homogénéité avec la suite.

Le train planétaire est un système à trois entrées-sorties : couronne, porte-satellites et planétaire. Les équations des trois arbres reliés à ce train sont :

$$J_{mth} \frac{d}{dt} \Omega_{mth} + f_{mth} \Omega_{mth} = C_{mth} - C_{ps} \quad (2.49)$$

¹⁶ Un palier assure le guidage en rotation.

$$J_{meA} \frac{d}{dt} \Omega_{meA} + f_{meA} \Omega_{meA} = C_{meA} - C_p \quad (2.50)$$

$$J_{meB} \frac{d}{dt} \Omega_{meB} + f_{meB} \Omega_{meB} = C_{meB} - C_c \quad (2.51)$$

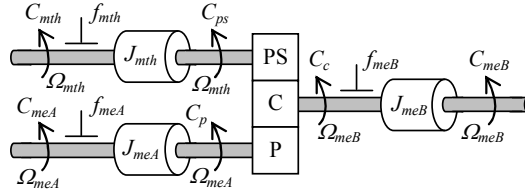


Figure 2-40. Train planétaire étudié

La formule de Ravignaux appliquée à notre train planétaire donne :

$$\Omega_{meA} - k_b \Omega_{meB} + (k_b - 1) \Omega_{mth} = 0 \quad (2.52)$$

Cette équation indique que l'on doit aborder la modélisation en considérant deux vitesses parmi trois comme grandeurs d'état. Un choix sur les vitesses prises comme variables d'état doit donc être réalisé. Notre choix de modélisation s'est porté volontairement sur les vitesses de la machine électrique MEB Ω_{meB} et du moteur thermique Ω_{mth} . Ces deux vitesses ont été choisies en regard de la commande. La vitesse de rotation de la machine électrique MEB Ω_{meB} représente aux divers rapports près la vitesse de translation du véhicule $v_{véh}$. Nous allons avoir besoin de cette vitesse pour réaliser la demande du conducteur à travers un cycle normalisé. Le véhicule électrique hybride mixte que nous étudions permet de régler le point de fonctionnement (couple et vitesse) du moteur thermique. Il est donc tout à fait légitime de faire apparaître la vitesse du moteur thermique Ω_{mth} (plutôt que la vitesse de la machine électrique MEA Ω_{meA}).

Des équations (2.49), (2.50) et (2.52) avec $C_{ps} = (\eta_b k_b - 1) C_p$, nous déduisons l'expression suivante :

$$C_1 = J_1 \frac{d}{dt} \Omega_{mth} + f_1 \Omega_{mth} - J_2 \frac{d}{dt} \Omega_{meB} - f_2 \Omega_{meB} \text{ avec } C_1 = C_{mth} + (1 - \eta_b k_b) C_{meA}, \quad (2.53)$$

$$\begin{cases} J_1 = J_{mth} + (1 - k_b)(1 - \eta_b k_b) J_{meA} \\ J_2 = k_b (\eta_b k_b - 1) J_{meA} \end{cases} \text{ et } \begin{cases} f_1 = f_{mth} + (1 - k_b)(1 - \eta_b k_b) f_{meA} \\ f_2 = k_b (\eta_b k_b - 1) f_{meA} \end{cases}$$

avec C_1 le couple composé des couples simples C_{mth} et C_{meA} ; J_{mth} , J_{meA} et f_{mth} , f_{meA} respectivement les moments d'inertie et frottements visqueux des arbres du moteur thermique et de la machine électrique MEA.

Des équations (2.50), (2.51) et (2.52) avec $C_c = -\eta_b k_b C_p$, nous déduisons l'expression suivante :

$$C_2 = -J_3 \frac{d}{dt} \Omega_{mth} - f_3 \Omega_{mth} + J_4 \frac{d}{dt} \Omega_{meB} + f_4 \Omega_{meB} \text{ avec } C_2 = C_{meB} + \eta_b k_b C_{meA}, \quad (2.54)$$

$$\begin{cases} J_3 = \eta_b k_b (k_b - 1) J_{meA} \\ J_4 = J_{meB} + \eta_b k_b^2 J_{meA} \end{cases} \text{ et } \begin{cases} f_3 = \eta_b k_b (k_b - 1) f_{meA} \\ f_4 = f_{meB} + \eta_b k_b^2 f_{meA} \end{cases}$$

avec C_2 le couple composé des couples simples C_{meB} et C_{meA} ; J_{meB} et f_{meB} respectivement le moment d'inertie et frottement visqueux de l'arbre de la machine électrique MEB.

Ces deux expressions font apparaître la notion de mutuelles inertielles fictives J_2 et J_3 . Celles-ci représentent l'inertie de l'arbre de la machine électrique MEA ramenée sur les arbres de la machine électrique MEB et du moteur thermique. Pour expliquer clairement cette notion, faisons une analogie avec un problème de modélisation bien connu dans les réseaux électriques : le nœud inductif. Lorsqu'on est en présence d'un nœud inductif (n branches inductives connectées en un même point), le nombre de grandeurs d'état indépendantes vaut $n-1$ puisque la somme des courants doit être nulle. On ne peut donc pas faire correspondre un élément d'accumulation pour chaque élément inductif. La solution consiste à manipuler des vecteurs de dimension $n-1$. Le problème du nœud inductif est récurrent en triphasé trois fils (Figure 2-41). On l'aborde en considérant deux courants parmi trois comme grandeurs d'état avec pour équation :

$$L \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_1 \\ i_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{13} \\ u_{23} \end{bmatrix} \text{ avec } L = \begin{bmatrix} L_A & M \\ M & L_B \end{bmatrix} \text{ et } \begin{cases} L_A = L_1 + L_3 \\ L_B = L_2 + L_3 \\ M = L_3 \end{cases} \quad (2.55)$$

Cette expression fait apparaître la grandeur M qui représente la mutuelle fictive des enroulements fictifs A et B. Ceux-ci sont les inductances d'enroulement 1 et 2 avec l'inductance d'enroulement 3 ramené [VERHILLE 07]. Notons que pour simplifier l'étude, nous avons négligé les mutuelles entre les inductances d'enroulement 1, 2 et 3.

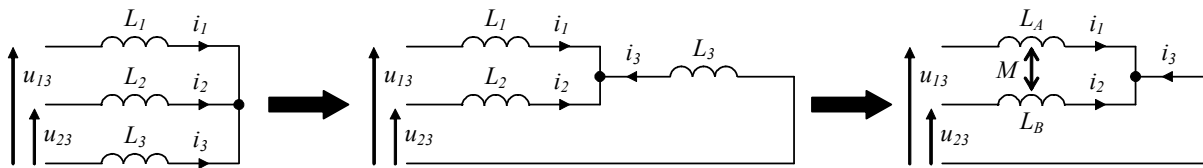


Figure 2-41. Nœud inductif triphasé

Remarquons le fait que les mutuelles inertielles fictives J_{21} et J_{31} prennent en compte le rendement. Ce rendement ne devrait en toute rigueur pas apparaître dans l'expression d'une mutuelle car un rendement est défini à partir de puissances (dynamique) alors qu'une inertie est caractérisée indépendamment de la dynamique du système (cinétique). Une hypothèse d'un rendement constant peut toutefois réaliser un compromis entre cinétique et dynamique.

Les formulations (2.53) et (2.54) sont ordonnées pour faire apparaître les variables d'état énergétiques Ω_{mth} et Ω_{meB} , en fonction des couples composés C_1 et C_2 :

$$\begin{cases} J'_{mth} \frac{d}{dt} \Omega_{mth} + f'_{mth} \Omega_{mth} = K_{mth1} C_1 + K_{mth2} C_2 - f''_{meB} \Omega_{meB} \\ J'_{meB} \frac{d}{dt} \Omega_{meB} + f'_{meB} \Omega_{meB} = K_{meB1} C_1 + K_{meB2} C_2 - f''_{mth} \Omega_{mth} \end{cases} \quad (2.56)$$

$$\text{avec } \begin{cases} K_{mth1} = 1 \\ K_{mth2} = \frac{J_2}{J_4} \end{cases}, \begin{cases} K_{meB1} = \frac{J_3}{J_1} \\ K_{meB2} = 1 \end{cases}, \begin{cases} f''_{meB} = K_{mth2} f_4 - f_2 \\ f''_{mth} = K_{meB1} f_1 - f_3 \end{cases}$$

$$\begin{cases} J'_{mth} = J_1 - K_{mth2} J_3 \\ f'_{mth} = f_1 - K_{mth2} f_3 \end{cases} \text{ et } \begin{cases} J'_{meB} = J_4 - K_{meB1} J_2 \\ f'_{meB} = f_4 - K_{meB1} f_2 \end{cases}$$

Notons qu'une représentation par matrice d'état [SYED 06] est également possible :

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Omega_{mth} \\ \Omega_{meB} \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} \Omega_{mth} \\ \Omega_{meB} \end{bmatrix} + B \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix}$$

$$\text{avec } A = - \begin{bmatrix} \frac{f'_{mth}}{J'_{mth}} & \frac{f''_{meB}}{J'_{mth}} \\ \frac{f''_{mth}}{J'_{meB}} & \frac{f'_{meB}}{J'_{meB}} \end{bmatrix} \text{ et } B = \begin{bmatrix} \frac{K_{mth1}}{J'_{mth}} & \frac{K_{mth2}}{J'_{mth}} \\ \frac{K_{meB1}}{J'_{meB}} & \frac{K_{meB2}}{J'_{meB}} \end{bmatrix} \quad (2.57)$$

Les moments d'inertie J'_{mth} , J'_{meB} et les frottements visqueux f'_{mth} , f'_{meB} définis dans les équations (2.56) et (2.57) permettent de déterminer les constantes de temps τ'_{mth} et τ'_{meB} des vitesses Ω_{mth} et Ω_{meB} . Une représentation par fonctions de transfert permet de les faire transparaître :

$$\begin{cases} \Omega_{mth} = \frac{K'_{mth}}{I + \tau'_{mth} s} (K_{mth1} C_1 + K_{mth2} C_2 - f''_{meB} \Omega_{meB}) \\ \Omega_{meB} = \frac{K'_{meB}}{I + \tau'_{meB} s} (K_{meB1} C_1 + K_{meB2} C_2 - f''_{mth} \Omega_{mth}) \end{cases} \quad (2.58)$$

$$\text{avec } \begin{cases} K'_{mth} = I / f'_{mth} \\ \tau'_{mth} = J'_{mth} / f'_{mth} \end{cases} \text{ et } \begin{cases} K'_{meB} = I / f'_{meB} \\ \tau'_{meB} = J'_{meB} / f'_{meB} \end{cases}$$

Les formulations ont été définies pour trouver deux vitesses (Ω_{meB} et Ω_{mth}) en fonction de deux couples composés (C_1 et C_2). Comme le système a pour entrées trois couples (C_{meA} , C_{meB} et C_{mth}) nous pouvons déterminer trois familles différentes de deux couples composés. Le système dispose également de trois vitesses (Ω_{meA} , Ω_{meB} et Ω_{mth}), lesquelles peuvent donner lieu à trois familles différentes de deux vitesses. Le système peut donc être modélisé de neuf manières différentes et c'est le modélisateur qui devra décider quel type de modélisation il faudra qu'il utilise.

Les deux variables d'état dépendent des deux couples composés. La modélisation d'une telle structure consiste donc à manipuler des vecteurs de dimension deux et à utiliser des modèles vectoriels. Les grandeurs énergétiques ne pourront être représentées que par un élément d'accumulation vectoriel. La REM du train planétaire est représentée sur la Figure 2-42.

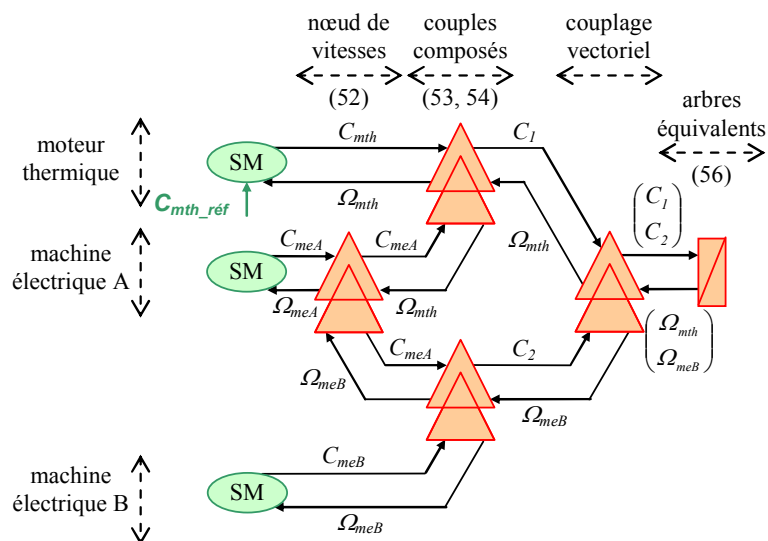


Figure 2-42. REM du train planétaire

Un couplage mécanique est associé à la machine électrique MEA pour représenter un nœud de vitesses avec les deux autres sources mécaniques. Notons que ce nœud représente la formule de Ravignaux qui lie les trois vitesses angulaires. Deux autres éléments de couplage sont ensuite utilisés pour construire les couples composés C_1 et C_2 à partir des couples de chaque source mécanique. Ces couples scalaires sont ensuite vectorisés pour être appliqués à l'élément d'accumulation énergétique.

2.3.3. Modélisation du VEH mixte

Prenons les hypothèses suivantes pour la suite de l'étude : le contact roue / chaussée est négligé, le véhicule roule en ligne droite, les inerties, frottements et raideurs des arbres de la transmission (réducteur, différentiel mécanique, roues) sont négligés.

Alimentation commune des onduleurs – Les onduleurs des machines électriques sont alimentés en parallèle par la même batterie. Un couplage électrique est alors défini, avec la tension de la batterie pour variable commune :

$$\begin{cases} u_{bat} \text{ commun} \\ i_{coup} = i_{ond-meA} + i_{ond-meB} \end{cases} \quad (2.59)$$

La batterie est la même que pour le véhicule électrique hybride parallèle (c. f. § 2.2.3). Soulignons le fait que la Toyota Prius seconde génération dispose d'un hacheur entre les onduleurs et la batterie [KAWAHASHI 04]. Ce hacheur a pour rôle d'élever la tension du bus continu des onduleurs à 500 V, permettant ainsi, d'avoir un plus faible courant (donc moins de pertes) pour une même puissance demandée.

Machines électriques et moteur thermique – Les machines électriques (et convertisseurs associés) et le moteur thermique ont été modélisés, comme pour les deux applications précédentes, par cartographie (c. f. § 2.1.3). Le moteur thermique est toujours le même, c'est-à-dire une motorisation diesel de 80 ch (moteur Renault K9K 702). La machine électrique MEA a pour fonction de démarrer et contrôler la vitesse du moteur thermique et de recharger la batterie. Une petite machine est suffisante. Nous avons opté pour une machine asynchrone de 13 kW. La seconde machine électrique (MEB) assiste le moteur thermique sur route et autoroute mais doit fonctionner de préférence seule en zone urbaine. La machine asynchrone Unique Mobility de 30 kW utilisée pour les autres applications a été choisie.

Transmission, environnement et frein mécanique – La transmission mécanique (réducteur, différentiel mécanique et roues) est symbolisée par un couplage mécanique. L'environnement extérieur et le frein mécanique sont symbolisés par des sources mécaniques. Leurs forces de résistances à l'avancement sont couplées grâce à un couplage mécanique. Les équations et justifications de ces modèles sont disponibles au § 2.1.3.

Addition de couple – L'addition de couple dans notre structure est l'adjonction entre le couple de sortie de la couronne du train planétaire et le couple de la machine électrique MEB. Cette addition est matérialisée par le biais d'un arbre mécanique qui traverse de part et d'autre la machine MEB. Le modèle de la transmission étant totalement linéaire, un conflit d'association entre vitesse linéaire du châssis et vitesse angulaire de MEB va avoir lieu pour interconnecter les éléments entre eux. Pour respecter la causalité intégrale du système, la masse du véhicule et les inerties des roues sont ramenées sur l'arbre de la machine électrique MEB (concaténation) :

$$J_{\dot{e}q} = J_{meB} + \frac{M_{veh}}{\eta_{diff} \eta_{red}} \left(\frac{R_{roue}}{k_{red}} \right)^2 + 4 \frac{J_{roue}}{\eta_{diff} \eta_{red} k_{red}^2} \quad (2.60)$$

L'addition de couple se représente simplement par un nœud de couples et par un élément d'accumulation énergétique de l'arbre équivalent de la machine électrique MEB (Figure 2-43) avec :

$$\begin{cases} \Omega_{meB} \text{ commun} \\ C_{coup} = C_c + C_{red} \end{cases} \quad (2.61)$$

$$J_{\dot{e}q} \frac{d}{dt} \Omega_{meB} + f_{meB} \Omega_{meB} = C_{meB} - C_{coup} \quad (2.62)$$

avec C_c le couple sur la couronne extérieure du train planétaire ; C_{red} le couple de la transmission mécanique ; et C_{coup} le couple du nœud de couples.

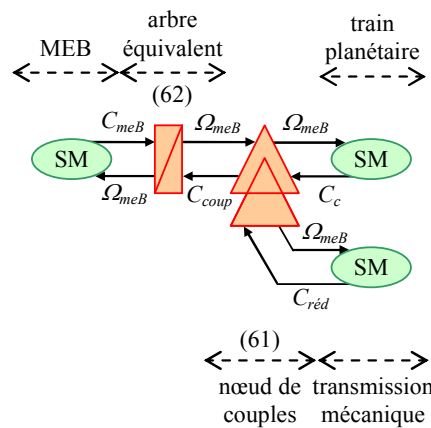


Figure 2-43. REM du nœud de couples

La REM du véhicule électrique hybride (Figure 2-44) est obtenue en interconnectant les différents modèles des composants tout en respectant la causalité physique du système. Cette causalité nous oblige à représenter différemment le nœud de couples représenté sur la Figure 2-43 de celui de la modélisation du véhicule. Nous avons dû en effet concaténer le moment d'inertie équivalent de l'arbre de la machine électrique MEB $J_{\dot{e}q}$ au deux autres inerties (moteur thermique et machine électrique MEB), ceci afin de respecter la modélisation du train planétaire.

Contrairement aux modélisations précédentes (VEHs série et parallèle), nous pouvons constater que la variable d'état énergétique de la vitesse linéaire du véhicule v_{veh} n'apparaît pas explicitement (par un élément d'accumulation) sur la REM du VEH mixte. Cette variable apparaît en effet implicitement au travers de la vitesse angulaire Ω_{meB} de la machine électrique MEB.

L'étude du véhicule électrique hybride mixte mène à la notion de mutuelle inertielle au sein de la REM. La résolution de trois arbres reliés entre eux ne peut assurément se traiter qu'en passant par un modèle équivalent. Ce modèle fait apparaître des mutuelles inertielles fictives. L'évolution d'une variable d'état interagit en effet avec les deux autres variables d'état. La REM de ce type d'architecture permet de faire apparaître facilement les couplages entre les différentes sources du système. On dénombre 7 couplages dont 1 seul est électrique, lequel est utilisé pour coupler les convertisseurs à la batterie. Ainsi, 6 couplages mécaniques participent à la traction du véhicule. L'inversion de ces couplages fera apparaître des degrés de liberté pour la gestion énergétique de l'ensemble. Avec un nombre aussi important de couplages, on comprend pourquoi il est difficile de contrôler un tel ensemble.

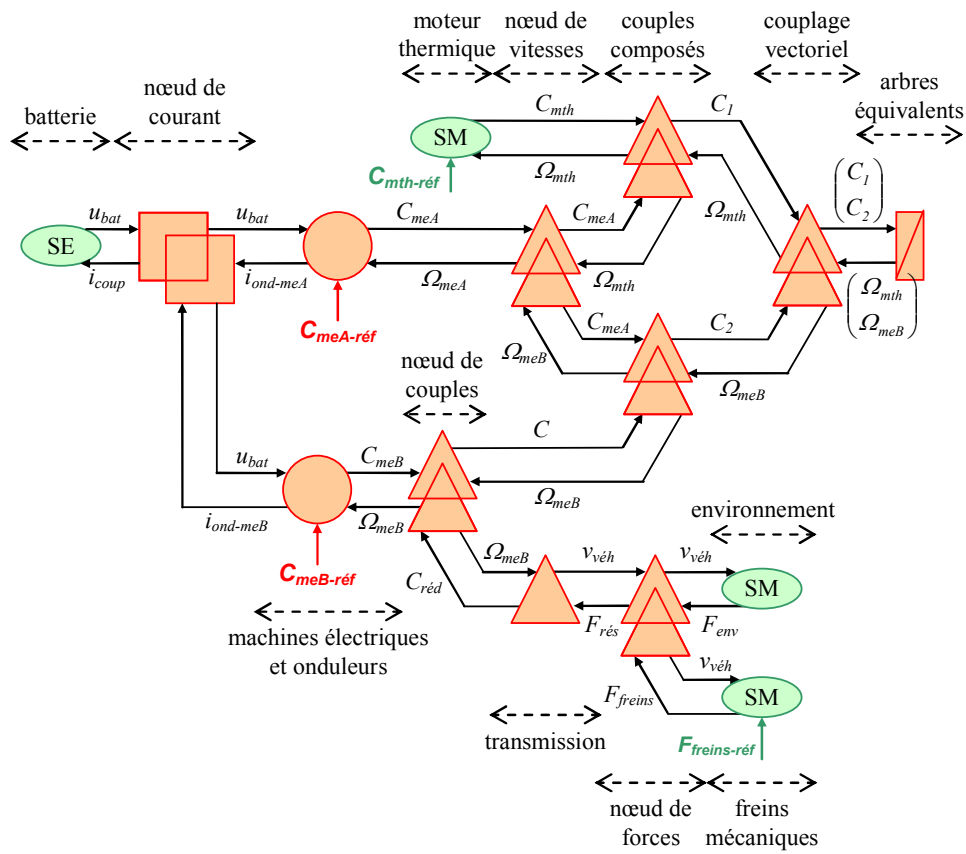


Figure 2-44. REM du véhicule électrique hybride mixte

2.4. Conclusion sur la REM de VEHS

L'objectif de ce chapitre a été de mettre en évidence les propriétés de couplages basés par l'association des sous systèmes constituant un véhicule hybride par le biais d'un formalisme de représentation. Ainsi, nous avons proposé, dans le cadre de ce chapitre, trois structures de véhicules électriques hybrides foncièrement différentes : série, parallèle et mixte. Le formalisme REM permet d'offrir pour chaque architecture une représentation synthétique tout en respectant la notion de causalité physique du système. Certaines propriétés physiques ont pu ainsi être soulignées. Chaque structure ayant ses propres contraintes, des extensions sur le formalisme REM ont pu être proposées.

La modélisation de l'architecture série a permis de mettre en avant les échanges énergétiques au sein du système. Une attention particulière a été proposée afin de représenter les flux énergétiques entre les différentes sources d'énergie du véhicule. Le contrôle d'une telle structure passera nécessairement par une gestion énergétique spécifique de ces couplages. Nous avons également vu qu'un couplage peut être décomposé en plusieurs couplages, ce qui pourra être un avantage pour la détermination de la structure de commande.

L'étude de l'architecture parallèle avec deux embrayages a permis d'enrichir le formalisme REM pour considérer les systèmes multi-modèles commutés dans la même formulation. Ce travail a montré qu'un système à différents états pouvait être représenté d'une manière structurée tout en respectant la causalité physique. Cette étude pourra être étendue à d'autres structures à états multiples. Prenons à titre d'exemple un convertisseur électrique où la conduction d'un interrupteur de puissance vis-à-vis d'un autre ne peut se faire instantanément. Ce phénomène bien connu dans le domaine électrique est appelé empiètement. Le système est composé d'inductances en amont et en aval du convertisseur et selon la conduction des interrupteurs, le modèle ne pourra être le même : le système pourra être perçu avec deux accumulateurs d'énergie ou un seul par concaténation d'éléments. Une représentation multi-modèles avec aiguilleurs pourrait trouver sa place dans ce genre d'applications.

La modélisation de l'architecture mixte a permis de mettre en avant les éléments d'accumulation vectoriels au sein d'un système couplé. En effet, l'étude mène à la notion de mutuelle inertielle fictive au sein de la REM. La résolution de trois arbres reliés entre eux ne peut assurément se traiter qu'en passant par un modèle équivalent. Ce modèle ne peut être résolu que vectoriellement lié au fait que les variables d'états sont couplées entre elles par des mutuelles inertielles fictives.

Nous proposons dans le chapitre suivant d'établir le contrôle de chaque architecture en réalisant la commande par inversion pas à pas de chaînes de réglage. La structuration de la commande mettra en évidence les difficultés pour la résolution des différents couplages.

3

Commande par inversion et gestion d'énergie de véhicules électriques hybrides

*« Tout ce qui arrive (ou commence d'être) suppose
quelque chose à quoi il succède, d'après une règle ».*

Emmanuel Kant

Résumé du chapitre

Un des avantages de la REM est qu'elle met en exergue les degrés de liberté pour gérer convenablement les flux énergétiques au sein d'un système. L'objectif de ce chapitre sera d'appliquer les règles d'inversion de la REM en vue de déduire une commande systématique pour les trois architectures étudiées. Nous verrons cependant que les règles existantes ne permettent pas de répondre à toutes les inversions. Des extensions du formalisme seront ainsi présentées, ceci afin de compléter les règles d'inversion de la REM.

Les règles d'inversion de la REM pour déduire la structure du graphe de commande, seront tout d'abord exposées (§ 3.1). Une nouvelle démarche sera, qui plus est, présentée pour l'inversion systématique des couplages. Un cahier des charges commun aux trois véhicules sera choisi et détaillé.

Le contrôle du VEH série avec supercondensateurs étudié dans la seconde partie de ce chapitre (§ 3.2), fait apparaître l'importance des critères énergétiques pour gérer convenablement le système. Une validation expérimentale est proposée.

La troisième partie de ce chapitre (§ 3.3) présente la commande du VEH parallèle à double embrayage. Notre démarche causale nous a conduit à représenter le système en passant par une représentation multi-modèles. Cette approche visera indéniablement à trouver une commande basée sur l'inversion de cette représentation multi-modèles. Une validation expérimentale est proposée.

La commande du VEH mixte sera étudiée dans la quatrième partie (§ 3.4) de ce chapitre. L'inversion du nœud inertiel (train planétaire) fera apparaître la notion de critères interdépendants au sein de la structure de commande. Une simulation permettra de tester la commande et la gestion énergétique.

La cinquième et dernière partie de chapitre (§ 3.5) fera office de conclusion.

3.1. Préambule sur la gestion des VEHS étudiés

Les règles d'inversion de la REM seront tout d'abord exposées. Une nouvelle démarche pour la prise en compte des couplages énergétiques sera ensuite présentée. Une stratégie de supervision commune sera élaborée en seconde partie, ceci afin de garder une certaine similarité entre les trois architectures hybrides considérées. Les modes de fonctionnement pouvant être réalisés par un véhicule hybride quelconque seront exposés. Nous définirons un cahier des charges avec des modes choisis. La stratégie appliquée pour le dispositif de stockage d'énergie et le moteur thermique sera finalement définie.

3.1.1. Méthodologie d'étude des systèmes couplés

Comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, la REM permet de définir, dans le cadre de la systémique, une représentation synthétique basée sur une description fonctionnelle. À partir de cette description graphique, on peut déduire une Structure Maximale de Commande (SMC) selon la procédure suivante [BOUSCAYROL 03] :

- détermination de la REM et des entrées de réglage qui permettent d'agir sur le système (exemple des ordres de commutation des convertisseurs statiques) ;
- détermination à partir du cahier des charges, des objectifs et des contraintes. Un objectif est une variable du système que l'on désire contrôler (exemple de la vitesse d'un véhicule). Une contrainte est une variable interne du système qu'il est nécessaire de maîtriser pour réaliser l'objectif (exemple du flux dans une machine électrique).
- détermination des chaînes de réglage qui relient la ou les entrées de réglage choisies pour faire évoluer les variables à maîtriser (objectifs et contraintes) ;
- détermination de la SMC en faisant apparaître les références et les critères énergétiques du système étudié. La SMC comprend un maximum d'opérations de commande et de mesures (toute grandeur est considérée mesurable). Cette méthodologie correspond à une commande locale, autrement dit à une gestion de l'énergie au plus près des composantes de puissance. Elle est déterminée par une inversion de chaque élément, pas à pas, selon les chaînes de réglage ;
- détermination de la Structure Pratique de Commande (SPC) qui vise à commander le système comme on le ferait sur le système réel (estimations de grandeurs non mesurées, simplifications...);
- détermination de la stratégie de supervision nécessaire pour piloter l'ensemble du système. Ce niveau permet de relier les références et les critères énergétiques au cahier des charges.

Comme les blocs de commande ne représentent qu'une manipulation d'information, ils sont tous représentés par des parallélogrammes bleus (homogénéité de la commande). Les variables échangées sont représentées par des traits continus (informations indispensables) ou par des traits discontinus (informations facultatives).

Nous rappelons, dans les lignes ci-dessous, les règles d'inversion existantes des éléments constitutifs de la REM. Des extensions d'inversion sont également proposées. Les divers pictogrammes de modélisation et de commande sont représentés en Annexe A.

Inversion d'un élément de conversion – Un élément de conversion ne comporte que des relations rigides (atemporelles). Ces relations sont directement inversibles (sans asservissement). On distingue plusieurs inversions car un élément de conversion possède trois entrées : celle d'action, celle de réglage et celle de réaction. Pour imposer la sortie, on peut soit jouer sur l'entrée d'action soit sur l'entrée de réglage. Quand l'entrée est choisie, l'autre devient une entrée de perturbation dont il faut minimiser l'effet.

Inversion d'un élément d'accumulation – Un élément d'accumulation contient une relation causale. Cette relation qui n'est pas physiquement inversible (règles du Graphe Informationnel Causal – c. f. § 1.2.2) est indirectement inversée par un asservissement. Un élément d'accumulation a en général deux entrées pour faire évoluer la sortie énergétique (variable d'état). Quand l'une des deux entrées est choisie pour régler la sortie, l'autre devient une entrée de perturbation (compensation). Mais dans le cas où les deux entrées participent au réglage de la sortie, le couplage aval englobé dans l'élément d'accumulation devra être schématisé (c. f. § 2.1.2). L'inversion de ce couplage se fera ensuite par les règles décrites ci-dessous.

Inversion d'un couplage – Un couplage assure une répartition d'énergie entre plusieurs chaînes de conversion. Il est constitué de plusieurs éléments de conversion qui partagent une ressource physique et qui induisent une variable commune [SMM 00]. On distingue deux types de couplage, un couplage amont ayant pour objectif de distribuer l'énergie d'une source en amont vers plusieurs sources en aval et un couplage aval qui rassemble l'énergie de plusieurs sources en amont vers une source unique en aval.

Inversion d'un couplage amont – L'entrée d'action d'un couplage amont génère n sorties d'action (avec n le nombre de chaînes en aval). Un problème de bijectivité intervient lors de la réalisation du graphe de commande : comment générer plusieurs sorties avec une seule entrée ? Ce problème est résolu par l'apport d'un ou plusieurs critères de pondération k_p permettant de fixer les sorties en leur associant un facteur de pondération à chacune d'entre elles [SMM 03].

Par exemple, considérons le système de la Figure 3-1. Le couplage étudié représente la mise en parallèle de deux charges électriques avec pour tension commune, la tension u :

$$\begin{cases} u \text{ commun} \\ i = i_1 + i_2 \end{cases} \quad (3.1)$$

Le problème de cet exemple est que chaque charge peut demander une tension d'alimentation différente. La solution à ce problème consiste donc à réaliser un compromis en pondérant les références de tension souhaitées sur chaque charge :

$$u_{réf} = k_p u_{réf1} + (1 - k_p) u_{réf2} \text{ avec } 0 \leq k_p \leq 1 \quad (3.2)$$

Plusieurs valeurs du critère de pondération peuvent être envisageables. Il peut varier dans le temps ou être fixe. Un critère de répartition $k_p = 1/2$ contribue par exemple à réaliser une moyenne des tensions voulues [PEÑA EGUILUZ 02]. Notons qu'une valeur nulle ou unitaire induit une commande dite maître esclave. Dans ce type de commande, une chaîne d'énergie est privilégiée par rapport à l'autre. Ce procédé est très utilisé dans le milieu industriel [VERHILLE 07].

Inversion d'un couplage aval – La sortie d'action d'un couplage aval est générée par n entrées d'action (suites aux multiples chaînes en amont). Un problème de distribution intervient lors de la réalisation de la commande : comment coordonner les entrées pour produire une bonne sortie ?

Prenons l'exemple du couplage de la Figure 3-2 qui représente une addition de couple sur un même arbre (exemple de la machine électrique MEB du VEH mixte – c. f. § 2.3.3) :

$$\begin{cases} \Omega \text{ commun} \\ C = C_1 + C_2 \end{cases} \quad (3.3)$$

Le cahier des charges impose de contrôler le couple C à l'aide du seul couple C_1 (chaîne de réglage sur la Figure 3-2). Le couple C_2 agit par conséquent comme une entrée de perturbation à l'évolution du couple C . Une compensation du couple C_2 doit donc être réalisée à partir de sa mesure, ceci afin de déterminer le couple de référence $C_{1\text{-réf}}$:

$$C_{1\text{-réf}} = C_{\text{réf}} - C_{2\text{-mes}} \quad (3.4)$$

L'inversion d'un couplage aval ne se résout pas essentiellement avec une ou plusieurs compensations. Il peut en effet se résoudre à l'aide de critères de répartition. Dans l'exemple de la Figure 3-2, considérons maintenant le cas où les deux couples C_1 et C_2 permettent de réaliser l'objectif (chaînes de réglage sur la Figure 3-3). Nous constatons que nous avons plus de variables de réglage que d'objectifs à réaliser. Une optimisation peut donc être possible. Un critère de répartition k_R est introduit pour obtenir les entrées désirées :

$$\begin{cases} C_{2\text{-réf}} = k_R C_{\text{réf}} \\ C_{1\text{-réf}} = (1 - k_R) C_{\text{réf}} \end{cases} \text{ avec } 0 \leq k_R \leq 1 \quad (3.5)$$

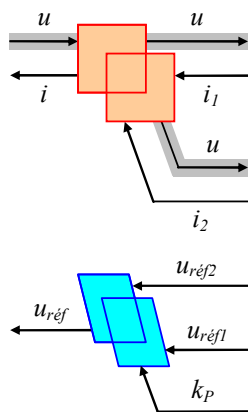


Figure 3-1. Résolution d'un couplage amont par critère de pondération

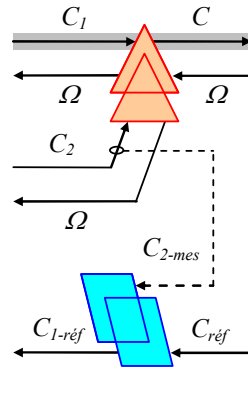


Figure 3-2. Résolution d'un couplage aval par compensation

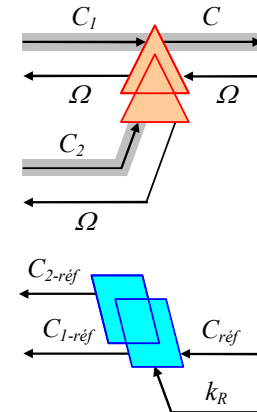


Figure 3-3. Résolution d'un couplage aval par critère de répartition

Telle qu'elle est décrite, l'équation (3.5) ne fait apparaître que la notion de critère de répartition. Une écriture différente peut cependant faire apparaître un critère de répartition ainsi qu'une compensation :

$$\begin{cases} C_{2\text{-réf}} = k_R C_{\text{réf}} \\ C_{1\text{-réf}} = C_{\text{réf}} - C_{2\text{-réf}} \end{cases} \quad (3.6)$$

Le couple $C_{1\text{-réf}}$ est alors déterminé de la même manière que pour la résolution d'un couplage aval par compensation. Notons toutefois que nous avons pris dans un cas la compensation de la référence du couple C_2 (3.6) et dans l'autre cas, la mesure (3.4). En vue de gérer des structures de couplage plus complexes (c. f. § 3.4.2), il nous semble important d'énoncer un axiome à ce stade de modélisation et de commande (généralisation du concept précédent) :

Dans les couplages (complexes), pour une entrée à compenser, on prendra :
- sa mesure si elle n'appartient pas aux chaînes de réglage traversant le couplage,
- sa référence si elle appartient aux chaînes de réglage traversant le couplage.

Dans le premier cas l'entrée ne participe pas au réglage des objectifs et des contraintes du système. Cette entrée de perturbation ne peut donc être compensée que par une mesure externe au couplage. En revanche, le deuxième cas doit contribuer à la coordination de toutes les entrées de réglage. L'inversion du couplage ne pourra alors être compensée que par une référence interne, autrement dit par une entrée de réglage.

Extension des inversions de couplage – Les inversions des couplages énergétiques au sein de la REM sont primordiales car elles permettent de définir clairement les degrés de liberté utiles pour réaliser le niveau de stratégie. C'est pourquoi, il nous a paru important de vouloir définir une méthodologie pour déterminer le nombre de compensations à réaliser sur le processus (mesures à l'aide de capteurs) et le nombre de critères (répartition et pondération) d'un couplage quelconque.

Nous appelons n_{VR} le nombre de variables de réglage, n_O le nombre d'objectifs et n_C le nombre de contraintes du couplage étudié. Nous pouvons distinguer trois cas :

- $n_{VR} < n_O + n_C$: il y a moins de variables de réglage que d'objectifs et de contraintes à réaliser. Un compromis au sein de la commande doit donc être fait, ceci laisse présager l'utilisation d'un ou plusieurs critères de pondération (c. f. Figure 3-1).
- $n_{VR} = n_O + n_C$: il y a autant de variables de réglage que d'objectifs et de contraintes à réaliser. Ce cas ne fait appel à aucun compromis et à aucune optimisation. Des compensations peuvent cependant être utiles (c. f. Figure 3-2).
- $n_{VR} > n_O + n_C$: il y a plus de variables de réglage que d'objectifs et de contraintes à réaliser. Une optimisation peut donc être obtenue. Celle-ci pourra être réalisée au moyen d'un ou plusieurs critères de répartition (c. f. Figure 3-3).

Nous voyons que nous pouvons déterminer simplement et rapidement le nombre de critères dont la commande a besoin. Si n_K est le nombre de critères alors :

$$n_K = n_{VR} - (n_O + n_C) \quad (3.7)$$

Ainsi, selon la valeur et le signe de n_K nous pouvons déterminer directement s'il faut un ou plusieurs compromis (signe négatif), une ou plusieurs optimisations (signe positif) ou s'il ne faut utiliser aucun critère (valeur nulle).

Le nombre de compensations n_{CP} à réaliser sur le processus peut être déterminé à l'aide du nombre d'entrées d'action n_E du couplage et du nombre de variables de réglage n_{VR} . Une variable de réglage étant elle-même une entrée d'action du couplage, nous pouvons déduire que :

$$n_{CP} = n_E - n_{VR} \quad (3.8)$$

Notons qu'une valeur nulle de n_{CP} signifie qu'il y a autant de variables de réglage qu'il y a d'entrées d'action du couplage. Afin de valider cette théorie, les relations (3.7) et (3.8) seront utilisées pour les architectures hybrides série (c. f. § 3.2.2) et mixte (c. f. § 3.4.2).

En résumé, nous voyons que la détermination de la structure du graphe de commande d'un système passe par un certain nombre de règles. Globalement, l'analyse du cahier des charges (objectifs, contraintes et variables de réglage) mène à l'identification des chaînes de réglage. L'inversion des

couplages permet par la suite de déterminer le nombre de compensations et de critères à utiliser. Enfin, le cahier des charges doit permettre de définir le niveau de commande supérieur, c'est-à-dire les stratégies de supervision du système.

3.1.2. Modes de fonctionnement de VEHS

La détermination du cahier des charges doit passer nécessairement par la connaissance de tous les modes de fonctionnement du système étudié. Comme nous l'avons vu dans la première partie (c. f. § 1.1.2), un véhicule hybride couple deux dispositifs de conversion d'énergie de nature différente dont l'énergie provient d'au moins deux dispositifs de stockage d'énergie de nature différente. Le ou les couplages occasionnés entraînent obligatoirement la présence de différents modes de fonctionnement. Pour le VEH, les divers modes peuvent être représentés dans le plan défini par la puissance issue du moteur thermique et la puissance développée par la machine électrique de traction [SCORDIA 04]. Néanmoins, ce plan ne permet pas de représenter les architectures tel que le VEH mixte où deux machines électriques sont utilisées. Les machines électriques doivent nécessairement être reliées à un dispositif de stockage d'énergie électrique. Plutôt que d'utiliser la puissance de la machine électrique de traction pour le plan, nous avons préféré employer la puissance délivrée par le stockeur d'énergie. Ainsi, à l'aide d'un seul plan, nous pouvons synthétiser tous les modes de fonctionnement énergétiques des VEHS étudiés (série, parallèle et mixte). La Figure 3-4 et le Tableau 3-1 présentent les neuf modes de fonctionnement énergétiques envisageables pour un VEH disposant d'un seul moteur thermique et d'un seul stockeur d'énergie électrique. Notons que l'axe des ordonnées représente l'usage d'un véhicule conventionnel (thermique) et que l'axe des abscisses constitue le cas du véhicule électrique.

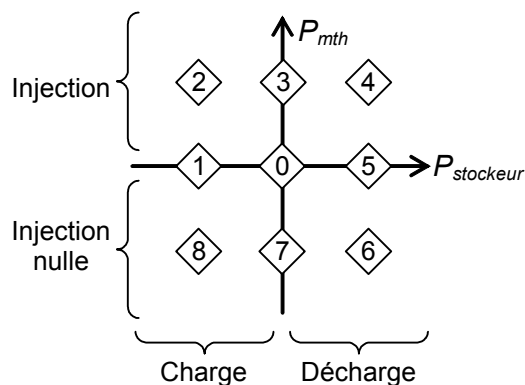


Figure 3-4. Plan de fonctionnement énergétique d'un véhicule électrique hybride

Tableau 3-1. Modes de fonctionnement énergétique d'un véhicule électrique hybride

n° du mode	Fonctionnement	n° du mode	Fonctionnement
0	Arrêt		
1	Récupération tout électrique	5	Traction tout électrique
2	Flux série	6	Traction électrique
3	Traction tout thermique	7	Frein thermique
4	Boost	8	Freinage récupérateur

Une puissance positive du stockeur énergétique (batteries, supercondensateurs...) $P_{stockeur}$ correspond à sa décharge et une puissance négative à sa charge. Une puissance positive du moteur thermique P_{mth} correspond à une demande d'injection et une puissance négative (ou nulle) à une injection nulle. Prenons l'exemple d'un véhicule conventionnel roulant à un régime supérieur au régime de ralenti pour expliciter l'injection nulle. Le conducteur relâche l'accélérateur. Le calculateur détecte ce relâchement et coupe l'injection de carburant. Comme les roues tournent, le moteur thermique tourne également. Le frein moteur, dû à la compression de l'air dans les cylindres, fait diminuer la vitesse du véhicule et donc le régime moteur. Comme le régime moteur est positif et que le couple du moteur thermique est négatif (couple résistant), la puissance du moteur thermique ne peut être que négative. En résumé, un moteur thermique peut développer une puissance négative sans aucune consommation de carburant.

Le plan n'indique pas précisément si le véhicule est en traction, s'il freine ou s'il est à l'arrêt. Il permet néanmoins de déterminer les échanges énergétiques entre les consommateurs d'énergie : le moteur thermique et le stockeur électrique. Nous pouvons néanmoins savoir dans quel mode nous voulons fonctionner. La puissance de chaque consommateur d'énergie sera ensuite déterminée selon que le véhicule accélère, freine ou est à l'arrêt. On peut remarquer que l'utilisation du moteur thermique et du stockeur entraînera une stratégie de supervision. Selon le choix du concepteur (temps d'accélération, autonomie...), la commande fera apparaître des critères ou non.

L'arrêt (0) est le cas où aucune puissance n'est utilisée. Quand le véhicule freine, le mode de récupération tout électrique (1) permet de faire fonctionner la ou les machines électriques en génératrices, ceci afin de recharger le stockeur d'énergie électrique. Le flux série (2) permet une recharge du stockeur en utilisant le moteur thermique. Ce mode peut être utilisé à l'arrêt du véhicule ou en circulation. Cette dénomination est issue du VEH série, dont le moteur thermique est connecté en série avec la machine électrique et son convertisseur, ceci afin de recharger la batterie [SCORDIA 04]. Comme son nom l'indique, la traction « tout thermique » (3) assure la traction du véhicule avec le moteur thermique seul. Notons qu'une puissance du stockeur énergétique nulle ne signifie pas nécessairement la non utilisation des machines électriques au sein du véhicule. En effet, comme nous le verrons pour le VEH mixte (c. f. § 3.4), la commande peut être faite de manière à contrôler les flux énergétiques d'une machine à une autre sans utiliser la batterie. L'utilisation du boost (4) est requise lors d'une puissance maximale, telle qu'une grande accélération ou lors d'une montée en côte. Chaque motorisation, électrique et thermique, participe à la traction du véhicule. La traction tout électrique (5) assure la traction du véhicule avec la machine électrique seule. Pour que la machine électrique puisse assurer seule la traction, ce mode ne peut être utilisé que quand le niveau de charge du stockeur d'énergie est suffisant. De plus, l'architecture du VEH doit permettre de désolidariser le moteur thermique de la transmission mécanique. Concernant nos cas d'études, ceci est réalisé au moyen du bus continu pour le VEH série, de l'embrayage pour le VEH parallèle et du train planétaire pour le VEH mixte. Le mode (6) qui représente la traction électrique, constitue le cas où la traction est assurée par l'énergie électrique avec le moteur thermique entraîné. Ce mode n'est utilisé que pour démarrer le moteur thermique afin de vaincre son couple résistant. Le frein thermique (7) est le frein moteur des véhicules conventionnels. Dans une application hybride, il est à proscrire au profit du mode de récupération tout électrique (1) afin de garantir une recharge maximale du stockeur énergétique. Le mode (8) est le mode qui permet de recharger le dispositif de stockage d'énergie électrique avec le frein du moteur thermique en surplus.

Modes utilisés – La stratégie des VEHS étudiés est faite de manière à faire fonctionner le véhicule en tout électrique pour la zone urbaine à une vitesse du véhicule v_{veh} inférieure ou égale à 50 km/h . Pour cette zone, le moteur thermique sera en fonctionnement seulement si le niveau de décharge du stockeur d'énergie est atteint. L'autre condition pour que le moteur thermique soit en fonctionnement est une vitesse du véhicule v_{veh} supérieure ou égale à 55 km/h . Cette vitesse définit la limite de la zone urbaine vers la zone extra urbaine. La marche arrière n'est pas prise en compte dans ce mémoire, bien qu'elle aurait pu l'être en tout électrique. Ainsi, la stratégie globale des trois VEHS considérés adoptera deux zones (Figure 3-5).

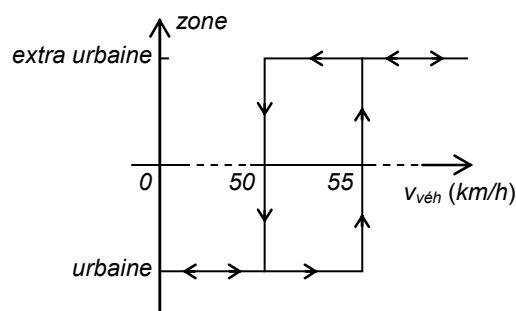


Figure 3-5. Cycle d'hystérésis de la zone de conduite

Ces deux zones distinctes emploieront des modes de fonctionnement différents. Pour les trois architectures, nous employons des machines électriques de traction de puissance conséquente. En zone urbaine, nous privilégierons donc la traction tout électrique. Cinq modes (représentés par des cercles sur la Figure 3-6) pourront être employés en zone urbaine :

- le mode arrêt (0) lorsque aucune source énergétique n'est utilisée ;
- le mode de récupération tout électrique (1) pour recharger le dispositif de stockage d'énergie quand le véhicule freine ;
- le flux série (2) pour recharger le dispositif de stockage quand la stratégie l'exige. Notons que nous n'avons pas retenu la charge de la batterie par le moteur thermique à l'arrêt. Il vaut mieux en effet compter soit sur une recharge gratuite pendant les phases de freinage, soit sur une recharge par le réseau (plug-in hybrid – c. f. § 1.1.3) plutôt que d'utiliser le moteur thermique ;
- la traction tout électrique (5) ;
- et la traction électrique (6) pour démarrer le moteur thermique.

Concernant la zone extra urbaine, nous avons opté pour une utilisation accrue du moteur thermique. Les architectures utilisées nous permettent en effet d'avoir une flexibilité importante au niveau du point de fonctionnement du moteur thermique. Si le système est bien contrôlé, le moteur thermique pourra ainsi assurer seul la traction du véhicule dans sa meilleure plage d'utilisation. Trois modes (représentés par des carrés sur la Figure 3-6) seront donc utilisés pour la zone extra urbaine :

- la traction tout thermique (3) ;
- le freinage récupérateur (8) permettant de récupérer de l'énergie au freinage. Nous aurions pu utiliser le mode (1) afin de garantir une meilleure recharge, mais nous laissons le moteur thermique en fonctionnement (avec une injection nulle) pour prévoir une accélération future ;
- et la traction électrique (6) pour démarrer le moteur thermique.

Les modes de fonctionnement de la Figure 3-6 représentés par des triangles seront à proscrire. Notons que le fonctionnement boost (4) n'est pas utilisé car le cycle normalisé de vitesse que nous allons étudier a des accélérations faibles. Quand au frein purement thermique (7), il présente peu d'intérêt dans une application hybride.

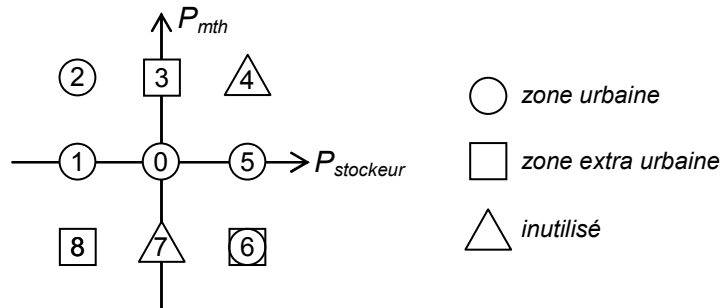


Figure 3-6. Modes de fonctionnement énergétique utilisés

3.1.3. Stratégie du stockeur d'énergie et du moteur thermique

La gestion du point de fonctionnement du moteur thermique dépend, dans la plupart des stratégies, de la décharge du stockeur d'énergie. Afin de valider la commande des VEHs, nous avons opté pour une gestion énergétique simple pour la zone urbaine : la stratégie thermostat (Figure 3-7). Celle-ci permet d'allumer le moteur thermique à son meilleur point de fonctionnement quand le stockeur a atteint un niveau haut de décharge, et de le couper quand il a atteint un niveau bas de décharge (ou un niveau haut de charge). Le banc de supercondensateur employé pour le VEH série et les batteries utilisées pour les VEHs mixte et parallèle ont un dimensionnement qui permet de faire fonctionner le véhicule en tout électrique dans la zone urbaine ($v_{véh} \leq 50 \text{ km/h}$). La stratégie thermostat est donc bien adaptée à cette zone car la puissance demandée ne déchargera que faiblement le stockeur d'énergie. L'architecture des VEHs considérés, permet, qui plus est, de pouvoir choisir le point de fonctionnement du moteur thermique lors de son alimentation. Le moteur thermique pourra ainsi fonctionner dans une zone où il consomme le moins de carburant (meilleur rendement).

La Figure 3-8 représente la cartographie (fournie par le LTE – INRETS) de notre moteur thermique de référence, qui est utilisé pour les trois architectures hybrides. Nous pouvons déterminer pour cette cartographie chaque point de fonctionnement optimal pour chaque régime. Il en résulte la courbe du couple optimale tracée sur la cartographie. Le point de fonctionnement en zone urbaine a été choisi en regard des architectures hybrides : $P_{mth-optim}$ qui développe une puissance de $18,85 \text{ kW}$ pour un régime moteur N_{mth} de 1500 tr/min et un couple C_{mth} de 120 Nm . Pour ce point de fonctionnement, le moteur thermique fonctionne à un rendement de $\eta_{mth} = 40,3 \%$.

En zone extra urbaine ($v_{véh} \geq 55 \text{ km/h}$), si nous utilisons la stratégie thermostat, la puissance est telle qu'elle aura tendance à décharger rapidement le dispositif de stockage. Cette décharge rapide entraînera un nombre d'allumages et de coupures trop importants pour le moteur thermique. C'est pourquoi, dans cette zone, nous proposons de réaliser une autre stratégie.

La stratégie en zone extra urbaine consiste à faire fonctionner le moteur thermique sans l'arrêter. Le moteur thermique sera contrôlé pour qu'il suive sa courbe optimale de couple de la cartographie du moteur thermique (c. f. Figure 3-8). La stratégie thermostat sera de nouveau active quand la vitesse du véhicule sera inférieure ou égale à 50 km/h (c. f. Figure 3-5). Notons qu'une vitesse stabilisée à

55 km/h demande une puissance assez faible, laquelle pourrait être fournie par le dispositif de stockage seul. Mais nous prévoyons une éventuelle accélération future et donc une puissance élevée nécessitant le fonctionnement du moteur thermique. Une décélération permettra de toute façon de passer en deçà de la limite de vitesse (50 km/h) et coupera le moteur thermique.

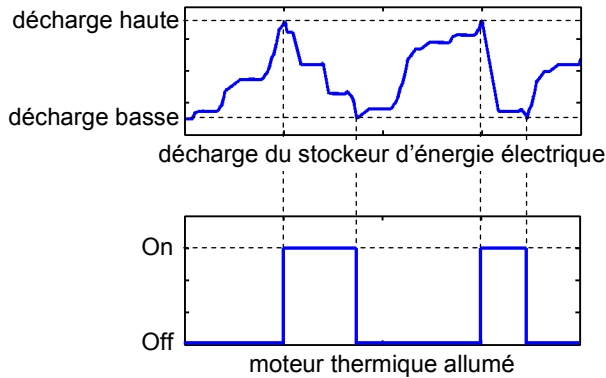


Figure 3-7. Stratégie thermostat du stockeur d'énergie électrique

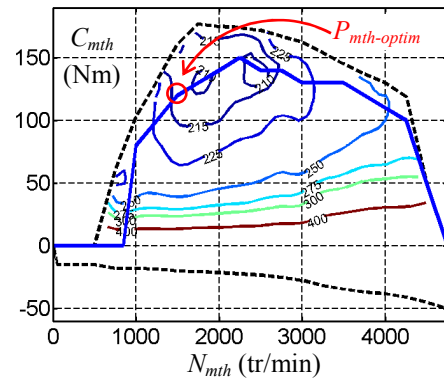


Figure 3-8. Cartographie et courbe optimale du moteur thermique étudié

Niveau haut et niveau bas du stockeur d'énergie – Le VEH série emploie des supercondensateurs comme stockeur d'énergie électrique tandis que les VEHS parallèle et mixte utilisent une batterie Ni-MH. Ces deux technologies sont de nature différente (électrostatique pour le supercondensateur et électrochimique pour la batterie) et ne pourront pas être gérées de la même manière. En ce qui concerne les supercondensateurs, il est aisé de déterminer l'énergie emmagasinée. En considérant les supercondensateurs comme idéaux, sans pertes et sans phénomènes de relaxation (c. f. § 2.1.3), l'énergie stockée est proportionnelle à la capacité principale C_o et au carré de la tension u_{Scond} :

$$W_{Scond} = \frac{1}{2} C_o u_{Scond}^2 \quad (3.9)$$

Pour connaître le niveau de charge d'un supercondensateur il suffit simplement de mesurer le niveau de tension. Ainsi, la charge haute d'un supercondensateur est définie pour une tension maximale et sa charge basse pour une tension minimale.

Pour la batterie, de part sa nature électrochimique, le même raisonnement ne peut pas être fait. Les constructeurs de batterie donnent en général la tension et la capacité (quantité d'énergie) nominale. Les éléments de notre batterie Ni-MH ont une tension nominale de 1,2 V pour une tension de surcharge de 1,6 V et une tension minimale de 0,9 V. La tension d'une batterie est en outre très influencée par la résistance interne et la température. Nous ne pouvons donc pas travailler avec la tension pour déterminer le niveau de charge de la batterie. Usuellement, les concepteurs de stratégies utilisent la notion de SOC ou de DOD. Le SOC (State Of Charge) représente l'état de charge de la batterie tandis que le DOD (Depth Of Discharge) correspond à la profondeur de décharge de la batterie. Ces notions s'apparentent donc à la capacité restante dans la batterie, lesquels sont exprimés la plupart du temps en pourcentage :

$$DOD (\%) = 100 \frac{Q_R}{Q_N} \quad (3.10)$$

$$SOC (\%) = 100 - DOD \quad (3.11)$$

$$Q_R = Q_0 + \frac{I}{3600} \int i_{bat} dt \text{ avec } i_{bat} \geq 0 \text{ en décharge et } i_{bat} < 0 \text{ en charge} \quad (3.12)$$

$$Q_0 = \frac{Q_N}{DOD_0} \quad (3.13)$$

avec Q_R la capacité restante (Ah) ; Q_N la capacité nominale (Ah) ; Q_0 la capacité initiale (Ah) ; DOD_0 la profondeur de décharge initiale (%) et i_{bat} le courant de la batterie (A).

Le niveau de décharge bas de la batterie sera donc défini par un niveau bas du DOD (ou niveau haut du SOC) et le niveau de décharge haut par un niveau haut du DOD (ou niveau bas du SOC).

Le rendement d'une batterie dépend de la valeur de la résistance série interne. Il s'avère que celle-ci est directement liée à la profondeur de décharge de la batterie. En outre, la valeur de la résistance diffère selon le sens du transfert énergétique (charge ou décharge). Que ce soit en charge ou en décharge, le meilleur rendement pour la batterie Ni-MH est pour une profondeur de décharge DOD avoisinant les 50 %. De plus, une plage étroite permet de garantir un compromis pour les performances en charge et en décharge, ainsi qu'une grande durée de vie [BADIN 04, BURKE 07]. Nous avons donc opté pour une plage de travail de 10 % comprise entre 45 et 55 %. À titre de comparaison, la stratégie adoptée pour la Toyota Prius (qui utilise la même batterie) est faite de manière à fonctionner autour d'une profondeur de décharge de 45 % [KELLY 02].

3.2. Commande du VEH série avec supercondensateurs

Comme nous l'avons vu au chapitre précédent (c. f. § 2.1), toutes les sources du système sont couplées entre elles par un bus continu. Le travail de détermination de la commande d'une telle structure revient à identifier quels sont les asservissements que l'on doit mettre en œuvre pour maîtriser les grandeurs relatives aux éléments stockeurs d'énergie [LHOMME 05a, LHOMME 05b]. Le synoptique du VEH série est rappelé sur la Figure 3-9.

Dans cette partie, les règles d'inversion de la REM seront appliquées pour en déduire la Structure de Commande Maximale (SMC) du VEH série. Nous verrons que cette commande fera apparaître divers degrés de liberté supplémentaires pour gérer le système. La démarche pour la prise en compte des couplages énergétiques (c. f. § 3.1.1) sera utilisée. La stratégie que nous avons adoptée au § 3.1.2 sera ensuite appliquée. Des résultats de simulation seront présentés pour un cycle de vitesse normalisé. Finalement, nous présenterons des résultats expérimentaux sur la gestion des flux énergétiques du bus continu.

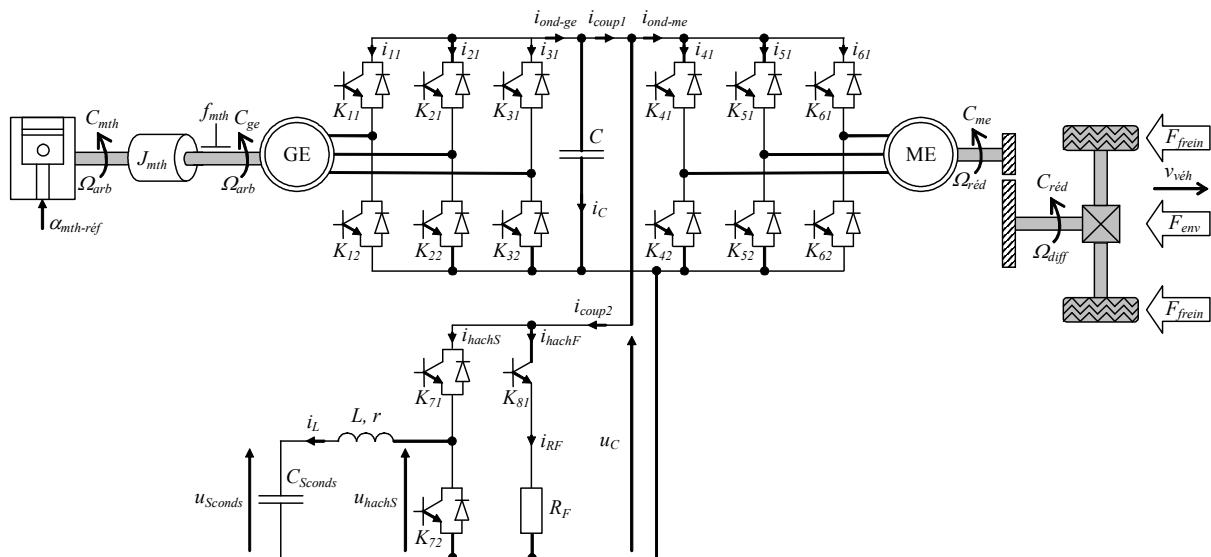


Figure 3-9. Synoptique du VEH série étudié

3.2.1. Analyse générale du VEH série

Cette partie a pour but de fixer les objectifs, les contraintes et les entrées de réglage du VEH série étudié. Nous déduirons par la suite les chaînes de réglage qui relient la ou les entrées de réglage choisies pour faire évoluer les variables à maîtriser (objectifs et contraintes).

Les machines électriques et leurs convertisseurs associés ont été modélisés de manière énergétique. Ces modèles représentent l'énergie transitée au sein de la machine en prenant en compte les pertes et les limites intrinsèques. On suppose donc que la magnétisation de la machine est réalisée et que le convertisseur est contrôlé correctement. Nous pouvons travailler ainsi avec une seule entrée de réglage, le couple de référence de la machine (Figure 3-10).

La REM du VEH série (Figure 3-11) permet de déterminer efficacement les entrées de réglage du système. Nous distinguons six entrées de réglage pour régler les objectifs et les contraintes : les couples de référence du moteur thermique $C_{mth-réf}$, de la génératrice électrique $C_{ge-réf}$, et de la machine élec-

trique de traction $C_{me-réf}$; la fonction de connexion du hacheur des supercondensateurs f_{71} et de la résistance de freinage f_{81} ; et la force de référence des freins $F_{freins-réf}$.

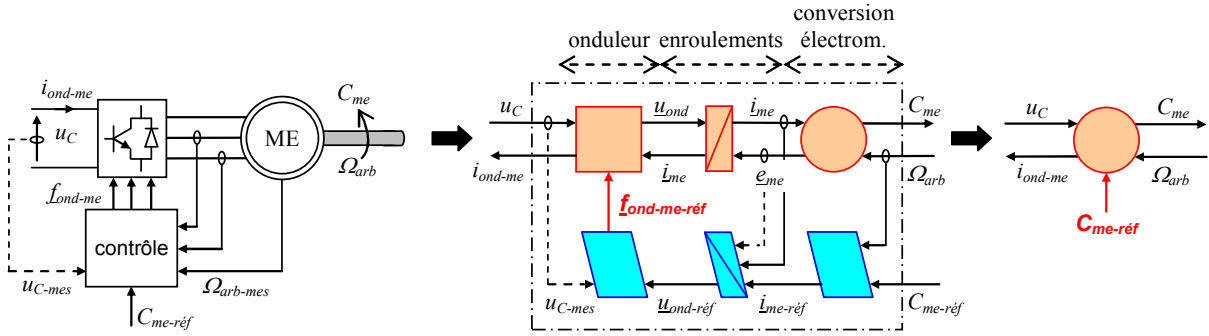


Figure 3-10. REM et SMC d'une machine électrique à partir d'un modèle énergétique

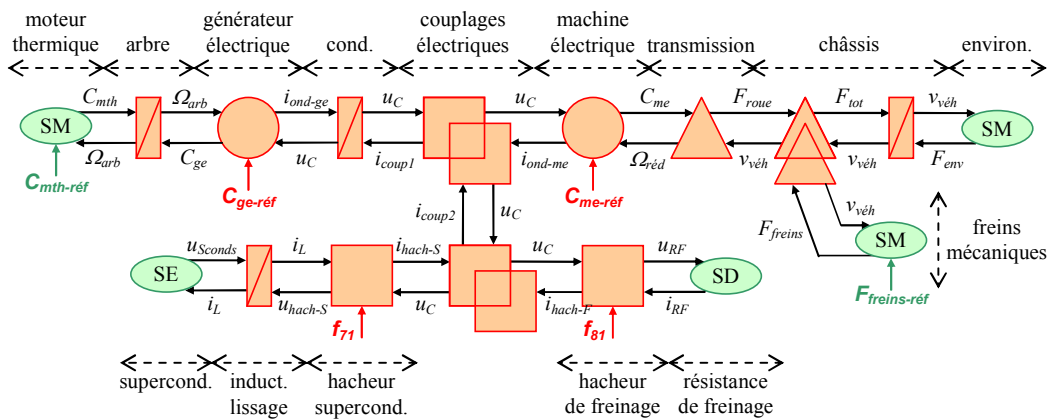


Figure 3-11. REM du VEH série

Dans le cas d'un véhicule, nous n'avons qu'un seul objectif à réaliser : la vitesse linéaire v_{veh} . Mais pour mener à bien cet objectif d'autres variables doivent être contrôlées, nous les appelons les contraintes du système.

Notre véhicule est muni de freins mécaniques, lesquels agissent sur la vitesse du véhicule. Nous disposons également d'une machine électrique. Deux chaînes de réglage imbriquées peuvent donc agir pour contrôler la vitesse du véhicule :

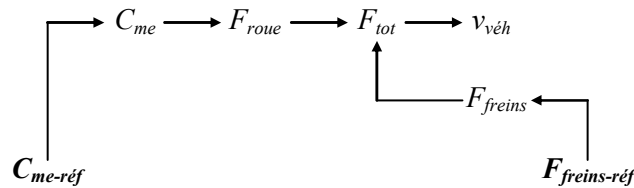


Figure 3-12. Chaînes de réglage pour la partie traction

Notons que l'entrée de réglage de la force développée par les freins mécaniques $F_{freins-réf}$ sera définie ultérieurement par un bloc de stratégie. En effet, dans un véhicule hybride, l'appui du conducteur sur la pédale de frein ne correspond pas nécessairement à un freinage mécanique. Une stratégie peut déterminer les parts de freinage attribuées à la machine électrique et au dispositif mécanique.

La liaison du moteur thermique étant totalement découplée (via le bus continu) de la partie traction, le point de fonctionnement de celui-ci peut être choisi de manière optimale. Il faut à la fois contrôler le

couple C_{mth} et le régime Ω_{arb} du moteur thermique. Ces deux contraintes sont à gérer. Nous avons choisi d'asservir le moteur thermique en couple tandis que la génératrice électrique sera asservie en vitesse. Ce choix de commande pourra permettre de démarrer le moteur thermique sans utiliser le démarreur conventionnel. Nous avons donc deux chaînes de réglage distinctes :

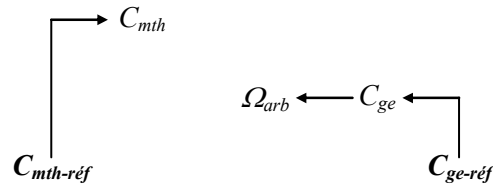


Figure 3-13. Chaînes de réglage pour le groupe électrogène

Comme le cahier des charges impose de gérer les flux énergétiques au sein du système, et que, quelques soient ces flux d'énergie, tout passe par le bus continu, il semble cohérent de vouloir considérer la régulation du bus continu comme une contrainte. Il serait contradictoire d'utiliser le moteur thermique pour réaliser cette tâche car nous voulons limiter son utilisation. La partie traction ne peut être utilisée car elle l'est déjà pour réaliser l'objectif. Il ne reste plus que les supercondensateurs et/ou la résistance de freinage pour gérer la tension continue.

La dynamique rapide de l'inductance L associée aux supercondensateurs peut induire des variations de courant importantes. Une gestion de cette dynamique est donc souhaitable [LHOMME 05b]. Le cahier des charges sur le contrôle du bus continu étant défini, nous pouvons déduire très simplement les chaînes de réglage. Ainsi, deux chaînes imbriquées relient les entrées de réglage (fonctions de connexion) du hacheur des supercondensateurs f_{71} et de la résistance de freinage f_{81} choisis pour faire évoluer le système à la variable u_C à maîtriser :

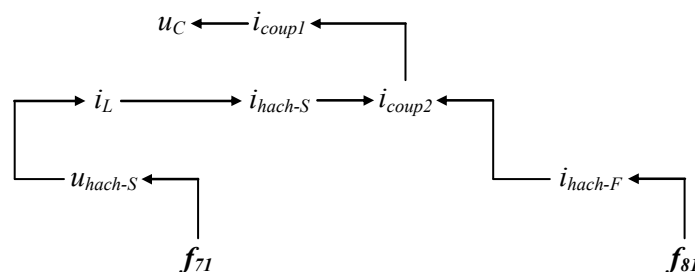


Figure 3-14. Chaînes de réglage pour le bus continu

La règle sur l'extension d'inversion des couplages définie au § 3.1.1 permet de déterminer le nombre de critères et de compensations dont a besoin la commande. Appliquons ces règles sur les couplages liés au bus continu et au châssis du véhicule. Nous vérifierons au paragraphe suivant, en réalisant la SMC, si notre théorie d'inversion des couplages est correcte ou non.

Comme nous l'avons vu lors de la réalisation de la chaîne de réglage, le contrôle du bus continu doit asservir deux grandeurs : la tension du bus continu u_C et le courant dans les supercondensateurs i_L (Figure 3-14). Mais comme le réglage d'une de ces contraintes entraîne le réglage de l'autre, nous devons considérer, pour l'étude du couplage, qu'une seule contrainte indépendante à réaliser. En effet, comme la tension u_C et le courant i_L vont être contrôlés par la même variable de réglage (f_{71}), l'évolution d'une contrainte contribue à l'évolution de l'autre. Nous avons donc $n_C = 1$. Comme le nombre de variables de réglage est de deux ($n_{VR} = 2 : i_{hach-S}$ par le biais de f_{71} et i_{hach-F} par f_{81}) et qu'il n'y a pas d'objectif à maîtriser ($n_O = 0$), nous pouvons déduire de la relation (3.7) le nombre de critères à utili-

ser. La solution donne $n_K = + 1$. Le signe positif indique, comme nous l'avons défini, l'utilisation d'une optimisation à l'aide d'un critère de répartition. Pour établir le nombre de compensations, il faut tout d'abord déterminer le nombre d'entrées d'action n_E du couplage participant à l'évolution des contraintes et des objectifs. Trois entrées d'action ($n_E = 3$) participent à l'évolution de la contrainte : i_{ond-me} , i_{hach-S} et i_{hach-F} . Comme deux de ces trois entrées font déjà parties des variables de réglage (i_{hach-S} et i_{hach-F}), l'autre devient une entrée de perturbation dont il faut minimiser l'effet. La relation (3.8) permet de définir le nombre de compensations à utiliser : $n_{CP} = 1$ (i_{ond-me}). Un critère de répartition et une compensation sont donc exigés pour l'inversion des couplages liés au bus continu.

Pour le couplage mécanique du châssis, deux variables de réglage ($n_{VR} = 2$: F_{roue} et F_{freins}) participent à la maîtrise de la vitesse du véhicule ($n_O = 1$). Comme aucune contrainte n'est requise ($n_C = 0$), nous pouvons déduire de la relation (3.7) le nombre de critères à utiliser : $n_K = + 1$. Un seul critère de répartition doit donc être utilisé. Comme les entrées d'action sont également les variables de réglage, aucune compensation n'est utile : $n_{CP} = 0$. L'inversion du couplage aval du châssis devra donc être résolue de manière classique, au moyen d'un critère de répartition.

En résumé, nous devons donc contrôler un objectif ($v_{véh}$) et maîtriser trois contraintes indépendantes (C_{mth} , Ω_{arb} et u_C) à l'aide de six entrées de réglage ($C_{mth-réf}$, $C_{ge-réf}$, $C_{me-réf}$, $F_{freins-réf}$, f_{71} et f_{81}).

3.2.2. Structure de commande du VEH série

SMC de la partie traction – Rappelons tout d'abord que nous utilisons l'approche « forward » (c. f. § 1.1.5), laquelle emploie un modèle du conducteur qui va tenter de suivre au plus juste le cycle de vitesse. Pour la partie traction du véhicule, nous considérerons un cahier des charges où la vitesse est délivrée par un cycle de conduite. Pour notre cas d'étude, ce cycle sera un cycle européen normalisé. Quant au modèle du conducteur, il sera réalisé au moyen d'un correcteur PI.

La SMC de la partie traction (Figure 3-15) est déterminée par l'inversion élément par élément selon les chaînes de réglage de la Figure 3-12. L'énergie cinétique du véhicule est représentée au moyen d'un élément d'accumulation dont la vitesse linéaire du véhicule $v_{véh}$ (objectif) est la variable énergétique. Les règles de la SMC indiquent que l'inversion d'un tel élément (causal) nécessite un asservissement :

$$F_{tot-réf} = C_v (v_{véh-réf} - v_{véh-mes}) + F_{env-mes} \tag{3.14}$$

avec C_v le correcteur PI.

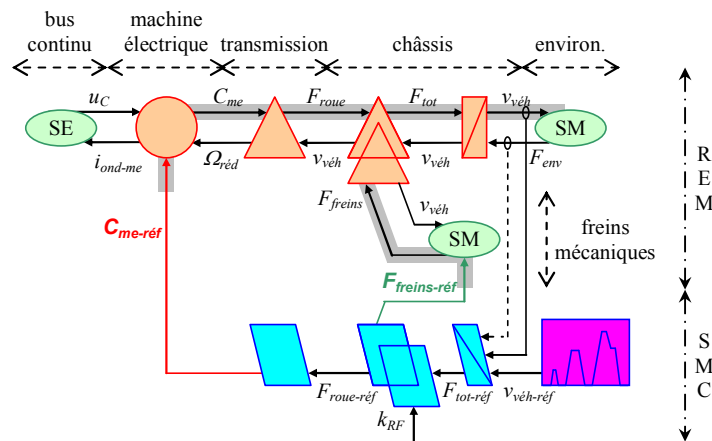


Figure 3-15. REM, chaîne de réglages et SMC de la partie traction du VEH série

L'inversion du couplage aval entre l'énergie des freins et de la machine électrique nécessite un critère de répartition selon le paramètre k_{RF} :

$$\begin{cases} F_{roue-réf} = k_{RF} F_{tot-réf} \\ F_{freins-réf} = (k_{RF} - 1) F_{tot-réf} \end{cases} \quad (3.15)$$

Lors d'un freinage, le critère de répartition des forces k_{RF} sera choisi de manière à récupérer le plus possible d'énergie électrique (c. f. § 3.2.3). En traction, les freins mécaniques ne sont d'aucune utilité, le critère est fixé à 1. Comme nous l'avons défini au paragraphe précédent, notons que l'inversion du couplage mécanique lié au châssis nécessite l'utilisation d'un seul critère de répartition.

Enfin, l'élément de conversion mécanique modélisant la transmission (réducteurs, différentiel et roues) est inversé pour appliquer le couple de référence de la machine électrique de traction :

$$C_{me-réf} = \frac{R_{roue}}{k_{réd}} F_{roue-réf} \quad (3.16)$$

Notons que pour des raisons de simplification de la commande, nous avons considéré les rendements comme unitaires. En effet, selon le sens du transfert énergétique l'écriture du rendement est différente. Le correcteur de vitesse permettra de toute façon de corriger cette erreur minime.

SMC du groupe électrogène – La SMC du groupe électrogène (Figure 3-16) est déterminée par l'inversion élément par élément selon les chaînes de réglage de la Figure 3-13. La vitesse de l'arbre mécanique est une variable d'état représentée par un élément d'accumulation. L'inversion de cet élément doit se faire au moyen d'un correcteur C_{Ω} pour respecter la causalité physique du système :

$$C_{ge-réf} = -C_{\Omega}(\Omega_{arb-réf} - \Omega_{arb-mes}) + C_{mth-mes} \quad (3.17)$$

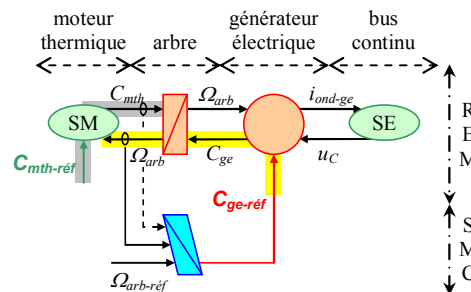


Figure 3-16. REM, chaînes de réglage et SMC du groupe électrogène du VEH série

Une stratégie, que nous détaillerons dans le paragraphe suivant, permet d'imposer les références du couple C_{mth} et du régime Ω_{arb} du moteur thermique.

SMC du bus continu – La SMC du bus continu (Figure 3-17) est déterminée par l'inversion des chaînes de réglage de la Figure 3-14. La tension du bus étant la sortie (variable énergétique) de l'élément d'accumulation, sa maîtrise se fera au travers d'un correcteur C_u :

$$i_{coup1-réf} = -C_u(u_{C-réf} - u_{C-mes}) + i_{ond-ge-mes} \quad (3.18)$$

La tension de référence du bus continu $u_{C-réf}$ doit donc être régulée afin d'assurer un bon contrôle de la machine de traction et de la génératrice électrique. Une valeur constante de valeur 250 V a été prise en regard des tensions d'alimentation de ces machines.

L'inversion du couplage aval reliant la machine électrique et le stockeur/dissipateur d'énergie est résolue en compensant la mesure du courant i_{ond-me} de la machine électrique :

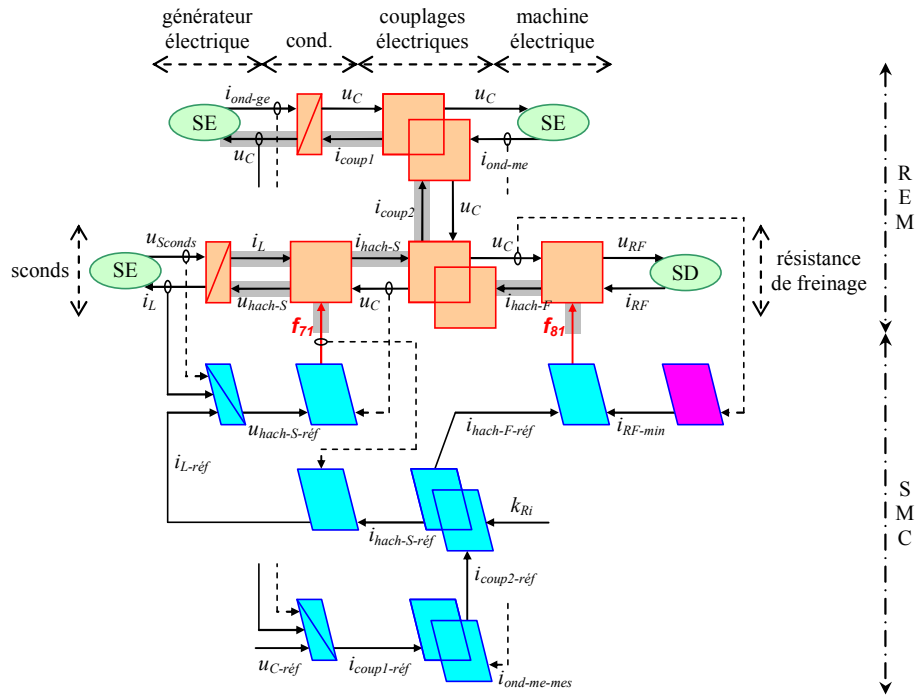


Figure 3-17. REM, chaîne de réglages et SPC du bus continu du VEH série

$$i_{coup2-réf} = i_{coup1-réf} - i_{ond-me-mes} \quad (3.19)$$

Le courant de référence i_{coup2} définit ensuite deux grandeurs relatives dont a besoin le système pour contrôler le bus continu et ainsi gérer les flux énergétiques : les courants du hacheur des supercondensateurs i_{hach-S} et du hacheur de la résistance de freinage i_{hach-F} . Cette répartition est issue de l'inversion du couplage d'énergie électrique liant supercondensateurs et résistance de freinage. L'inversion de ce couplage aval nécessite un critère de répartition selon le paramètre k_{Ri} :

$$\begin{cases} i_{hach-S-réf} = (1 - k_{Ri}) i_{coup2-réf} \\ i_{hach-F-réf} = k_{Ri} i_{coup2-réf} \end{cases} \quad (3.20)$$

Par action sur le critère de répartition d'énergie k_{Ri} , on pourra activer les sous-systèmes supercondensateurs/résistance de freinage séparément ou non (c. f. § 3.2.3). Remarquons que l'inversion des couplages électriques nécessite, comme nous l'avons défini dans le paragraphe précédent, l'utilisation d'une compensation ($i_{ond-me-mes}$) et d'un critère de répartition (k_{Ri}).

Le courant des supercondensateurs est ensuite déterminé en considérant les puissances moyennes de part et d'autre du hacheur (sans la prise en compte des pertes) :

$$u_C i_{hach-S} = u_{hach-S} i_L \quad (3.21)$$

De cette relation, on peut en déduire :

$$i_{L-réf} = \frac{u_{C-mes}}{u_{hach-S-réf}} i_{hach-S-réf} = \frac{i_{hach-S-réf}}{\langle f_{71} \rangle} \text{ avec } \langle f_{71} \rangle \in \{0; 1\} \quad (3.22)$$

Le courant i_L étant une variable énergétique, le contrôle de son évolution n'est possible qu'en inversant indirectement l'élément d'accumulation par le biais d'un asservissement :

$$u_{hach-S-réf} = C_i (i_{L-réf} - i_{L-mes}) + u_{sconds-mes} \quad (3.23)$$

La fonction de connexion moyenne $\langle f_{71} \rangle$ est par la suite déterminée grâce à la tension de sortie du correcteur de courant des supercondensateurs $u_{hach-S-réf}$:

$$\langle f_{71} \rangle = \frac{u_{hach-S-réf}}{u_{C-mes}} \quad (3.24)$$

En expérimentation, cette fonction de connexion sera ensuite comparée à une porteuse MLI pour discrétiser le signal. Notons que la tension mesurée du bus continu u_C peut être considérée comme constante si nous faisons l'hypothèse d'une bonne régulation.

Enfin, la fonction de connexion moyenne $\langle f_{81} \rangle$ du hacheur de la résistance de freinage doit être calculée à partir du courant désiré en sortie de ce hacheur $i_{hach-F-réf}$. Rappelons que la modélisation de ce hacheur est inhabituelle des autres, car en valeur moyenne seule la tension de sortie est modulée, le courant de sortie étant indirectement modulé par cette même tension (c. f. § 2.1.3). Les règles de la SMC induiraient une mesure du courant i_{RF} pour déterminer la fonction de connexion souhaitée. Le courant de référence et le courant mesuré étant les mêmes, cette méthode est à proscrire. La solution à ce problème est simple, elle consiste à déterminer un courant fictif permettant de calculer la fonction de connexion $\langle f_{81} \rangle$. De la relation (2.23) nous pouvons déduire [LHOMME 04] :

$$\langle f_{81} \rangle = \frac{i_{hach-F-réf}}{i_{RF-min}} \text{ avec } \langle f_{81} \rangle \in \{0 ; 1\} \text{ et } i_{RF-min} = \frac{u_{C-mes}}{R_F} \quad (3.25)$$

avec i_{RF-min} le courant minimal circulant dans la résistance de freinage pour une dissipation maximale ($f_{81} = 1$). Nous représenterons ce calcul par un bloc d'estimation.

Telle qu'elle est réalisée, cette Structure Pratique de Commande (SPC) fait apparaître une fonction d'autocohérence : la fonction de connexion $\langle f_{71} \rangle$ est donnée par une équation du type $\langle f_{71} \rangle = f(\langle f_{71} \rangle)$. Cette fonction entraînera inévitablement une boucle algébrique au sein du système. Une des solutions consiste à mesurer la fonction de modulation au pas de calcul suivant, c'est-à-dire avec un retard.

Ainsi, la SPC nous a permis d'obtenir une commande par boucles imbriquées. L'avantage d'une telle commande est que l'on peut limiter les variables énergétiques. Une saturation du courant des supercondensateurs peut par exemple être mise dans la commande afin de protéger le système en cas de surintensités. Notons toutefois que cette sécurité vise plus à protéger l'inductance de lissage que les supercondensateurs, lesquels résistent à des courants très importants (c. f. Annexe D).

SMC globale – Les parties précédentes peuvent être assemblées pour obtenir la REM et la SPC globale de la Figure 3-18.

3.2.3. Gestion énergétique globale du VEH série

L'un des avantages du formalisme REM est qu'il permet de mettre facilement en exergue les blocs de stratégies (pictogramme en bleu foncé sur la Figure 3-18). Ainsi, deux degrés de liberté supplémentaires ont pu être mis en évidence : k_{Ri} et k_{RF} . La SPC permet également de faire apparaître les références de notre cahier des charges, c'est-à-dire le couple $C_{mth-réf}$ et la vitesse $\Omega_{arb-réf}$ du moteur thermique, et la tension de référence du bus continu $u_{C-réf}$ (Figure 3-19). La stratégie doit respecter le cahier des charges de la gestion énergétique du véhicule, ceci tout en respectant la demande du conducteur par le biais de la pédale d'accélérateur et de la pédale de frein.

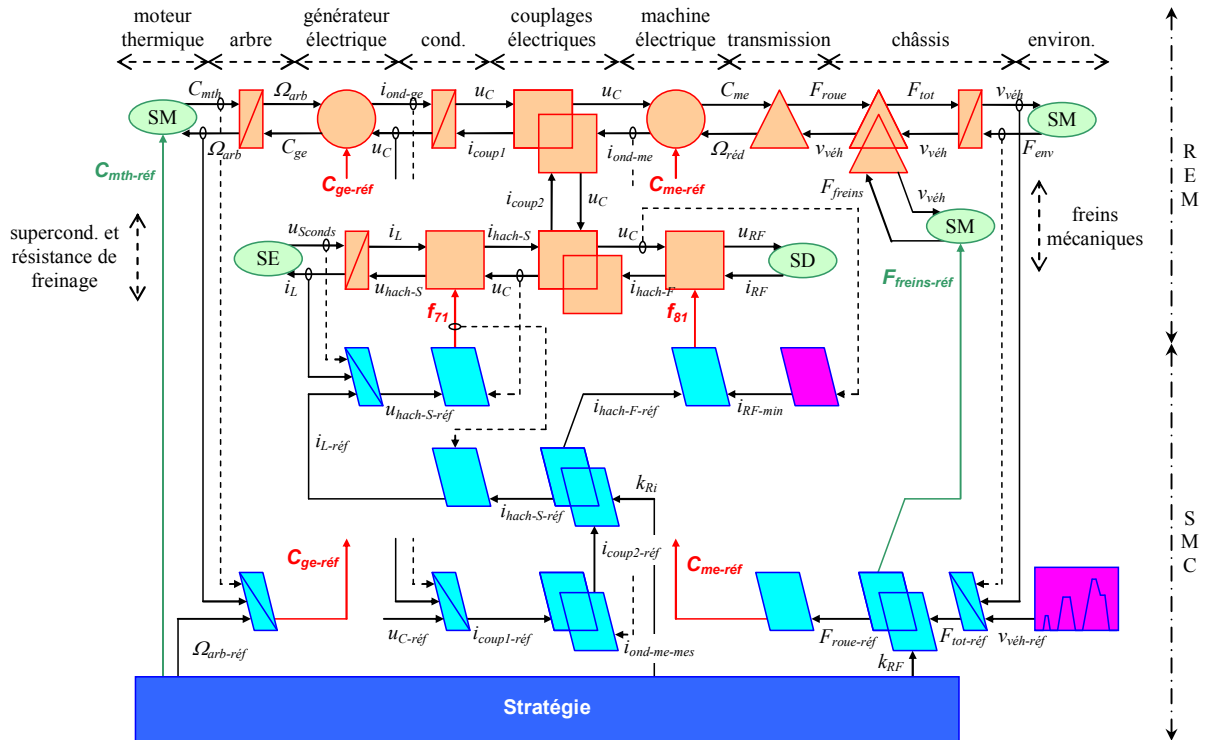


Figure 3-18. REM et SPC globale du VEH série

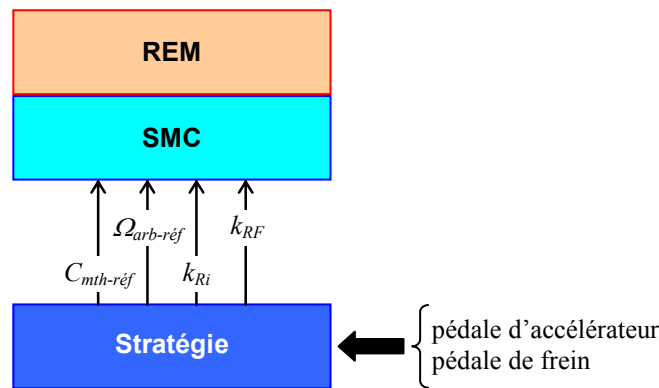


Figure 3-19. Identification des stratégies du VEH série

Notons que les gestions qui vont être détaillées ici découlent des règles heuristiques que nous avons définies au § 3.1.1. Mais nous pourrions également utiliser des stratégies plus évoluées issues d'optimisation globale [KERMANI 07].

En traction, le critère de répartition k_{RF} (distribution d'énergie pour le freinage) est déterminé pour ne pas utiliser les freins mécaniques du véhicule. En freinage, il est employé de telle sorte à avoir une récupération d'énergie optimale dans les supercondensateurs. Pour ce faire, une estimation de la récupération maximale de la machine électrique et du stockeur d'énergie est réalisée. Le critère est ensuite ajusté en fonction des performances et de la pédale de frein.

La gestion du groupe électrogène (via le couple $C_{mth-réf}$ et la vitesse $\Omega_{arb-réf}$) et le critère de répartition k_{Ri} permettant de distribuer l'énergie entre supercondensateurs et résistance de freinage, requièrent un niveau de stratégie plus complexe (voir ci-dessous).

Gestion du système de stockage – Selon la valeur du Critère de Répartition d'Énergie (CRE) k_{Ri} , trois états peuvent être définis (Tableau 3-2). Pour activer le composant adéquat, un Réseau de Petri est utilisé (Figure 3-20). Les places de ce Réseau de Petri représentent les composants actifs: supercondensateurs (place 1), supercondensateurs et résistance (place 2) ou résistance (place 3).

A priori, l'utilisation simultanée des supercondensateurs et de la résistance de freinage (place 2) n'est d'aucune utilité. Nous verrons dans le prochain paragraphe son intérêt. Dans cette première étude nous fixons la transition τ_{32} à 1 afin de ne pas utiliser la place 2 correspondant à cette double utilisation.

La stratégie de supervision du système de stockage correspond à un critère booléen. La résistance de freinage est utilisée quand la tension des supercondensateurs est maximale ($u_{Sconds-max}$). Si la puissance de traction P_{tract} est positive ou nulle (τ_{31}), le hacheur des supercondensateurs est activé ($k_{Ri} = 0$). Si la tension u_{Sconds} est maximale et que la puissance de traction P_{tract} est négative (τ_{12}), le hacheur de la résistance de freinage est activé ($k_{Ri} = 1$). Le Tableau 3-3 résume les conditions à respecter pour les trois transitions.

Tableau 3-2. Place selon le CRE k_{Ri}

Place	k_{Ri}	Composants actifs
1	0	supercondensateurs
2	[0 ; 1]	supercondensateurs et résistance
3	1	résistance

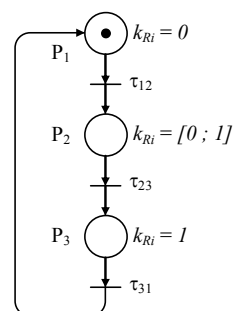
Figure 3-20. Réseau de Petri du CRE k_{Ri}

Tableau 3-3. Transitions pour le CRE booléen

Transitions	Conditions
τ_{12}	$u_{Sconds} \geq u_{Sconds-max}$ et $P_{tract} < 0$
τ_{23}	1
τ_{31}	$P_{tract} \geq 0$

Gestion du groupe électrogène – Afin de conserver un rendement satisfaisant (malgré la résistance série des supercondensateurs – c. f. § 2.1.3) le banc de supercondensateur ne doit pas être trop déchargé. Ainsi, nous ne descendrons pas en dessous de 70 % de la tension maximale. Notre banc étant équipé de 62 supercondensateurs (c. f. Annexe C) de 2600 F / 2,5 V reliés en série, les tensions maximales et minimales seront de 155 V ($u_{Sconds-max}$) et de 108,5 V ($u_{Sconds-min}$). La résistance est activée dès lors que les supercondensateurs sont chargés à la valeur maximale (155 V). Cette résistance doit être utilisée pour freiner le véhicule. L'utilisation de celle-ci avec le groupe électrogène n'est donc d'aucun intérêt. Pour cette raison, le niveau haut de la stratégie thermostat est défini pour une tension de 150 V ($u_{Sconds-charge}$), proscrivant ainsi toute utilisation de la résistance de freinage avec le groupe électrogène.

Suite au cahier des charges décrit au § 3.1.2, nous avons défini quatre références pour la puissance demandée au moteur thermique :

- $P_{mth-ref} = 0 \text{ kW}$ avec le moteur thermique arrêté : mode de traction ou de récupération tout électrique, zone urbaine ($v_{veh} \leq 50 \text{ km/h}$) ;

- $P_{mth-réf} = P_{mth-optim} = 18,85 \text{ kW}$: fonctionnement hybride (flux série), zone urbaine ($v_{véh} \leq 50 \text{ km/h}$). Le banc de supercondensateur a atteint sa valeur minimale ($u_{Sconds-min} = 108,5 \text{ V}$). Le moteur thermique est sollicité à son point de fonctionnement optimal (meilleur rendement) jusqu'à ce que la tension des supercondensateurs atteigne 150 V ;
- $P_{mth-réf} = P_{tract}$: traction tout thermique, zone extra urbaine ($v_{véh} \geq 55 \text{ km/h}$). P_{tract} correspond à la puissance de traction demandée, soit le produit entre la tension de bus u_C et le courant i_{ond-me} de l'onduleur de traction. Les pertes au sein du groupe électrogène sont prises en compte pour éviter une décharge du banc de supercondensateur. Notons que ce mode est nommé ainsi car seule l'énergie pour alimenter le moteur thermique (carburant) est consommée. Aucune énergie des supercondensateurs n'est (en théorie) utilisée.
- $P_{mth-réf} = |P_{tract}| + 5 \text{ kW}$: fonctionnement hybride (flux série), zone extra urbaine ($v_{véh} \geq 55 \text{ km/h}$). La stratégie précédente ($P_{mth-réf} = P_{tract}$) a pour objectif de ne pas utiliser l'énergie des supercondensateurs. Mais la stratégie de la régulation du bus continu induira nécessairement une faible décharge des supercondensateurs pour réguler la tension. Nous devons donc également prévoir une recharge du stockeur d'énergie en zone extra urbaine lorsque le niveau de décharge est atteint ($u_{Sconds} \leq 108,5 \text{ V}$). Le moteur thermique sera contrôlé pour qu'il puisse suivre sa courbe de puissance à meilleur rendement.

Pour gérer efficacement les conditions de passage d'un état de puissance à un autre, un Réseau de Petri (c. f. Annexe A) est utilisé (Figure 3-21). Les places de ce Réseau constituent les puissances de référence définies précédemment, et les huit transitions qui lui sont associées sont décrites dans le Tableau 3-4.

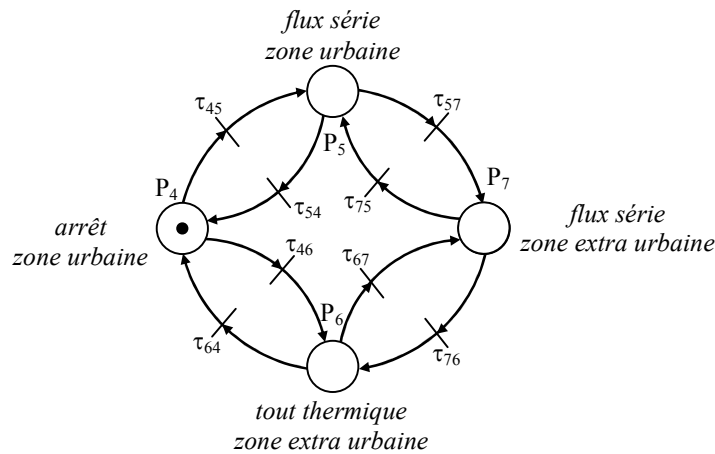


Figure 3-21. Réseau de Petri du groupe électrogène

Tableau 3-4. Transitions du Réseau de Petri du groupe électrogène

Transitions	Conditions
τ_{45}	$u_{Sconds} \leq u_{Sconds-min}$ et $v_{véh} < 55 \text{ km/h}$
τ_{54}	$u_{Sconds} \geq u_{Sconds-charge}$ et $v_{véh} < 55 \text{ km/h}$
τ_{57}, τ_{46}	$v_{véh} \geq 55 \text{ km/h}$
τ_{75}, τ_{64}	$v_{véh} \leq 50 \text{ km/h}$
τ_{67}	$u_{Sconds} \leq u_{Sconds-min}$ et $v_{véh} > 50 \text{ km/h}$
τ_{76}	$u_{Sconds} \geq u_{Sconds-charge}$ et $v_{véh} > 50 \text{ km/h}$

3.2.4. Résultats de simulation et validation expérimentale

Résultats de simulation – La simulation est réalisée pour un cycle européen NEDC (New European Driving Cycle) appelé également MVEG-A, lequel est composé de quatre cycles urbains UDC (Urban Driving Cycle) suivi d'un cycle extra urbain EUDC (Extran Urban Drive Cycle). Le parcours dure 1180 s pour couvrir une distance de 11,007 km à une vitesse moyenne de 33,58 km/h. Ce cycle est couramment employé dans le domaine automobile pour la mesure des polluants et des consommations.

En premier lieu, nous constatons que le suivi du cycle de vitesse est tout à fait respecté par le biais de notre correcteur PI (modèle du conducteur – Figure 3-22a). En outre, le contrôle assure bien une bonne régulation de la tension du bus continu (Figure 3-22c). Le banc de supercondensateur est préalablement chargé au début de la simulation à $u_{Sconds-max} = 155 V$ (Figure 3-22d). La tension aux bornes de ce banc évolue selon la puissance de traction du véhicule. Quand le véhicule accélère, un courant i_L négatif dans le banc décharge celui-ci (Figure 3-22e). Quand le véhicule décélère, l'énergie au freinage (courant i_L positif) permet de recharger les supercondensateurs. Ce mode tout électrique est utilisé tant que la tension du banc est supérieure à $u_{Sconds-min} = 108,5 V$. Quand celle-ci est atteinte, le moteur thermique est activé à son meilleur point de fonctionnement (Figure 3-22b et Figure 3-23), c'est-à-dire $P_{mth-réf} = P_{mth-optim} = 18,85 kW$. Le moteur thermique se coupe dès que la tension du banc a atteint son niveau haut de charge, c'est-à-dire pour $u_{Sconds-charge} = 150 V$.

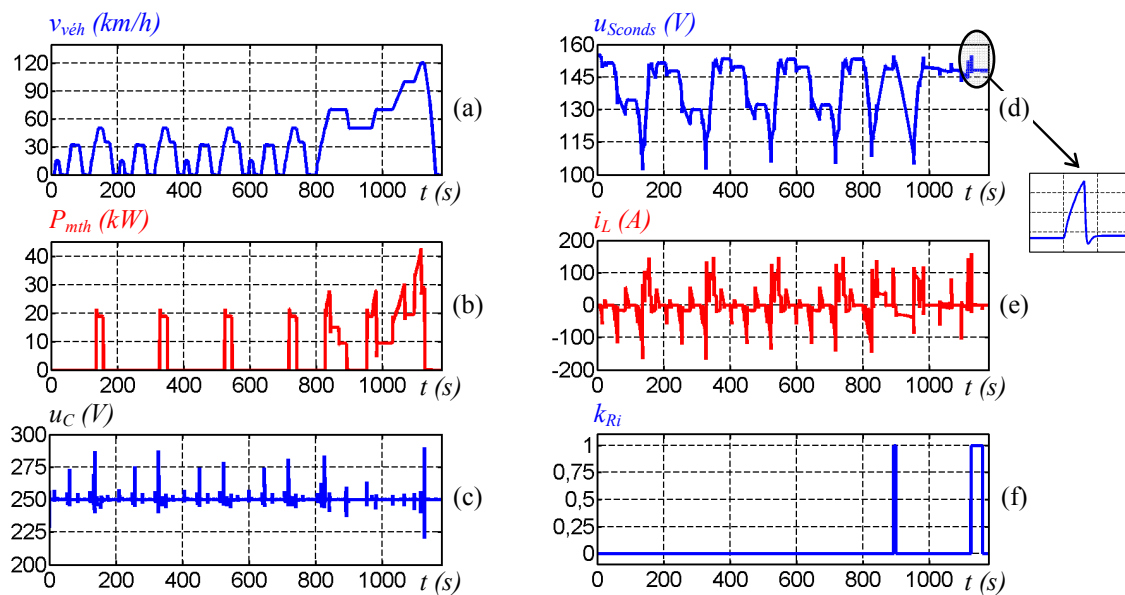


Figure 3-22. Résultats de simulation du VEH série pour un cycle NEDC : vitesse du véhicule (a), puissance développée par le moteur thermique (b), tension du bus continu (c), tension des supercondensateurs (d) et courant des supercondensateurs (e), critère de répartition d'énergie entre supercondensateurs et résistance de freinage (f)

Dès lors que la vitesse du véhicule atteint la vitesse de 55 km/h, nous rentrons dans la zone dite extra urbaine. Le moteur thermique étant déjà sollicité pour recharger le banc de supercondensateur, la stratégie du groupe électrogène modifie le point de fonctionnement du moteur thermique (Figure 3-23) pour suivre l'évolution de la puissance de traction avec 5 kW supplémentaire pour recharger le banc. Quand celui-ci est rechargé ($u_{Sconds-charge} = 150 V$), le moteur thermique a pour référence la puissance demandée au niveau du bus continu P_{tract} . Le banc de supercondensateur n'est sollicité que pour garder

la tension du bus continu constante. Puis, l'activation de la zone urbaine ($v_{veh} \leq 50 \text{ km/h}$) désinhibe ce mode et le moteur thermique se coupe.

La résistance de freinage a été activée pour les deux phases de freinage du cycle extra urbain. En effet, la puissance de traction est telle que le banc de supercondensateur a atteint sa charge maximale avant que le véhicule finisse de freiner. Pour faire fonctionner cette résistance, le critère de répartition d'énergie k_{Ri} a donc dû passer de 0 à 1 (c. f. Figure 3-22f).

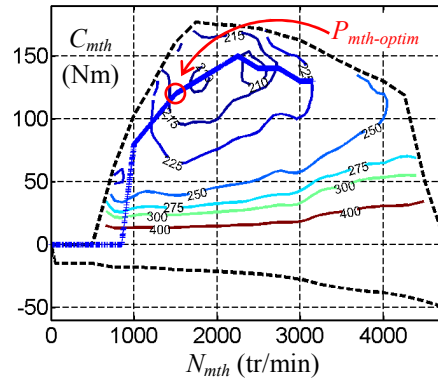


Figure 3-23. Cartographie du moteur thermique du VEH série pour un cycle NEDC

Notons que le banc de supercondensateur peut travailler avec des puissances de recharge importantes. Dans cette simulation nous n'avons donc pas utilisé les freins mécaniques pour ralentir le véhicule. Toute l'énergie cinétique est ainsi stockée dans le dispositif de stockage (ou est dissipée dans la résistance de freinage).

Validation expérimentale du stockeur/dissipateur d'énergie – Cette partie a pour objectif de vérifier expérimentalement la bonne gestion énergétique du banc de supercondensateur et de la résistance de freinage [LHOMME 06c]. Elle permettra, en outre, de faire apparaître l'intérêt de la résistance lors d'une recharge du banc de stockage.

Quand la tension des supercondensateurs atteint son maximum ($u_{Sconds-max}$), l'arrêt de la charge des supercondensateurs est obtenu par le critère de répartition ($k_{Ri} = 1$), lequel impose une annulation immédiate du courant des supercondensateurs i_L . À cet instant, le hacheur de freinage est activé et l'énergie de freinage est dissipée dans la résistance de freinage. Mais l'annulation rapide du courant i_L induit un saut de tension dû à la résistance série des supercondensateurs (c. f. Figure 3-22d). Une partie de l'énergie stockée dans les supercondensateurs est ainsi perdue.

Nous proposons deux autres stratégies afin de réduire progressivement le courant i_L dans les supercondensateurs. Ceci implique que le courant dans la résistance de freinage augmente progressivement. La place 2 du Réseau de Petri (c. f. Figure 3-20) doit donc être prise en compte pour activer les deux composants simultanément.

CRE basé sur le courant – Cette stratégie consiste à déterminer le courant qui maintiendra la tension maximale des supercondensateurs. Pour ce cas d'étude, nous avons utilisé la branche principale du circuit RC de notre modèle (c. f. § 2.1.3) de supercondensateurs (Figure 3-24). Ainsi, nous pouvons déterminer simplement le courant i_L nécessaire pour garder la tension maximale :

$$i_{L-ref} = i_{L-mes}(t_0) e^{-\left(\frac{t-t_0}{\tau_{Sc}}\right)} \quad (3.26)$$

avec $\tau_{Sc} = R_s C_o$ la constante de temps du circuit RC utilisé et t_0 l'instant quand u_{Sconds} atteint sa valeur maximale ($u_{Sconds-max}$).

Ainsi, si la puissance de traction P_{tract} est positive ou nulle (τ_{31}), seul le hacheur des supercondensateurs est activé ($k_{Ri} = 0$). Si la puissance de traction est négative et que la tension des supercondensateurs est maximale (τ_{12}), alors les deux hacheurs sont activés ($0 < k_{Ri} < 1$). Et, quand le courant i_L s'annule (τ_{23}), seul le hacheur de la résistance de freinage est activé ($k_{Ri} = 1$). Le Tableau 3-5 résume les conditions à respecter pour les trois transitions.

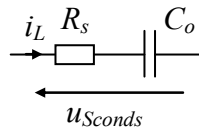


Figure 3-24. Modèle des supercondensateurs pour le CRE basé sur le courant

Tableau 3-5. Transition selon les conditions pour le CRE basé sur le courant

Transition	Conditions
τ_{12}	$u_{Sconds} \geq u_{Sconds-max}$ et $P_{tract} < 0$ et $i_L \neq 0$
τ_{23}	$u_{Sconds} \geq u_{Sconds-max}$ et $P_{tract} < 0$ et $i_L = 0$
τ_{31}	$P_{tract} \geq 0$

Pour la place 2 du Réseau de Petri, le CRE k_{Ri} doit être calculé pour prendre en compte la décroissance du courant i_L de la relation (3.26). La relation (3.20) permet de déterminer k_{Ri} selon les courants $i_{hach-S-réf}$ et $i_{coup2-réf}$:

$$k_{Ri} = 1 - \frac{i_{hach-S-réf}}{i_{coup2-réf}} \quad (3.27)$$

Pour une étude en valeur moyenne (en négligeant les pertes du convertisseur), des relations (3.22) et (3.24) nous pouvons déduire le CRE k_{Ri} selon le courant $i_{L-réf}$:

$$k_{Ri} = 1 - \frac{i_{L-réf}}{i_{coup2-réf}} \langle f_{71} \rangle \quad (3.28)$$

CRE basé sur la tension – Le but de cette stratégie est d'établir un critère de répartition qui dépend de l'évolution de la tension des supercondensateurs. Quand la tension atteindra une tension limite $u_{Sconds-lim}$ (plus faible que $u_{Sconds-max}$), le courant i_L sera réduit progressivement pour avoir $i_L = 0$ quand $u_{Sconds} = u_{Sconds-max}$. Le CRE est donné par la courbe $k_{Ri} = f(u_{Sconds})$ (Figure 3-25) et a pour relation :

$$k_{Ri} = \frac{u_{Sconds} - u_{Sconds-lim}}{u_{Sconds-max} - u_{Sconds-lim}} \quad (3.29)$$

Ainsi, si la puissance de traction P_{tract} est positive ou nulle (τ_{31}), seul le hacheur des supercondensateurs est activé ($k_{Ri} = 0$). Si P_{tract} est négative et que la tension des supercondensateurs est comprise entre $u_{Sconds-lim}$ et la valeur maximale $u_{Sconds-max}$ (τ_{12}), alors les deux hacheurs sont activés ($0 < k_{Ri} < 1$). Et si P_{tract} est négative et que u_{Sconds} est maximale (τ_{23}), seul le hacheur de la résistance de freinage est activé ($k_{Ri} = 1$). Le Tableau 3-6 résume les conditions à respecter pour les trois transitions.

Résultats expérimentaux – Le banc de supercondensateur utilisé pour l'expérimentation est composé de 12 modules de 58 F / 15 V en séries (c. f. Annexe D). Les expérimentations sont vérifiées à l'aide d'une carte de commande dSPACE 1103 (Figure 3-26).

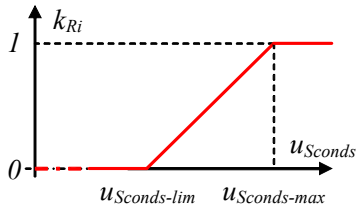


Figure 3-25. $k_{Ri} = f(u_{Sconds})$ pour le CRE basé sur la tension

Tableau 3-6. Transition selon les conditions pour le CRE basé sur la tension

Transition	Conditions
τ_{12}	$u_{Sconds-lim} \leq u_{Sconds} < u_{Sconds-max}$ et $P_{tract} < 0$
τ_{23}	$u_{Scaps} \geq u_{Scaps-max}$ et $P_{tract} < 0$
τ_{31}	$P_{tract} \geq 0$

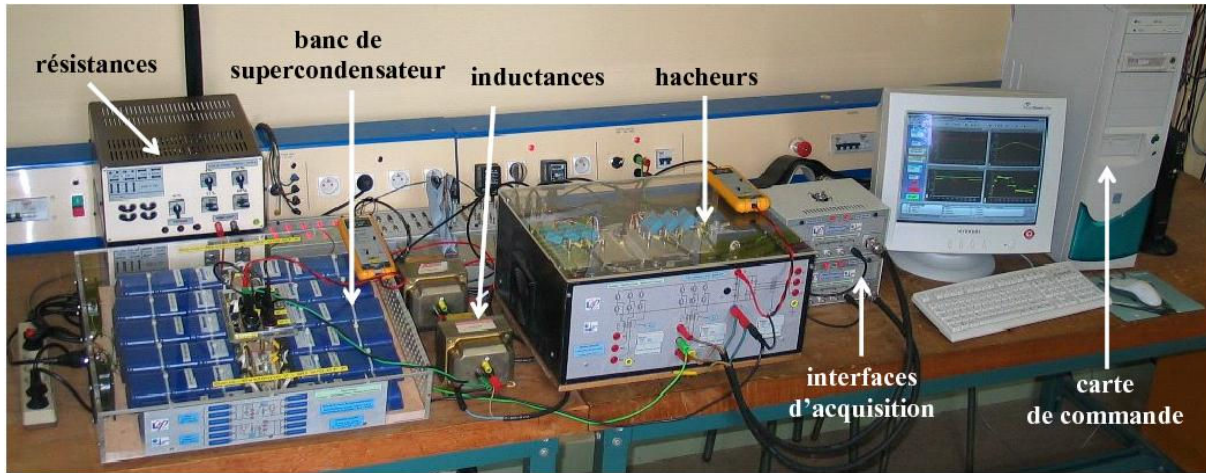


Figure 3-26. Installation expérimentale du stockeur/dissipateur d'énergie

Pour tester facilement le système, la structure étudiée est présentée sur la Figure 3-27. Les parties traction et génération sont représentées par une source continue contrôlée à travers V_{dc} et L_2 pour la charge et une résistance R_2 pour la décharge. Pour un cycle de traction l'énergie des supercondensateurs est déchargée dans la résistance R_2 . En freinant ou pendant une opération de génération, l'énergie venant de la source à courant continu (V_{dc} et L_2) charge les supercondensateurs ou est dissipée dans la résistance de freinage. Les conditions pour cette expérimentation sont exposées dans le Tableau 3-7.

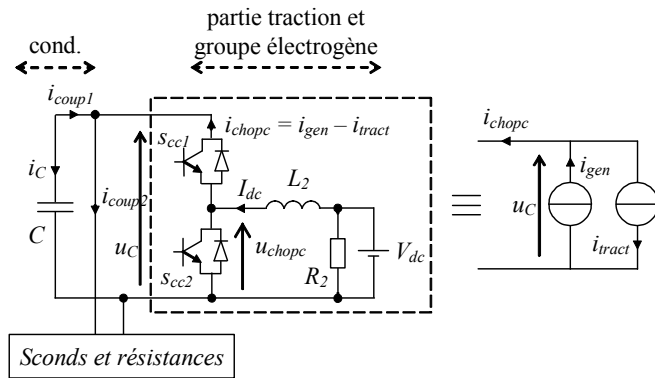
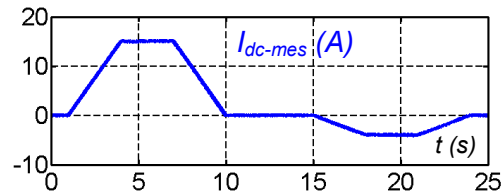


Figure 3-27. Synoptique du système de stockage pour les résultats expérimentaux

Tableau 3-7. Conditions expérimentales

$C = 2200 \mu F$	$L = 0,074 H$
$L_2 = 0,213 H$	$R_F = 19,9 \Omega$
$R_2 = 49,3 \Omega$	$V_{dc} = 150 V$
$C_o = 4,83 F$	$u_{Sconds}(t = 0 s) = 125 V$
$R_s = 0,216 \Omega$	$u_{Sconds-max} = 140 V$
$u_{C-ref} = 250 V$	$u_{Sconds-lim} = 139 V$
Fréquence de découpage : $f = 2,9 kHz$	

Une trajectoire trapézoïdale (pour les trois stratégies) est imposée pour le profil du courant I_{dc} (Figure 3-28) avec un maximum de $15 A$ et un minimum de $-4 A$. La tension limite du banc de supercondensateur $u_{Sconds-lim}$ pour la dernière stratégie (CRE basé sur la tension) est fixé à $139 V$ et la tension maximale $u_{Sconds-max}$ à $140 V$.

Figure 3-28. Courant mesuré de la source de courant I_{dc}

Constatons tout d'abord que la tension du bus continu u_C est correctement contrôlée pour les trois stratégies avec une référence de 250 V (Figure 3-29d, Figure 3-30d et Figure 3-31d).

La première stratégie (CRE booléen) fait apparaître un saut de tension, lequel est dû à la résistance série des supercondensateurs. Quand la tension des supercondensateurs u_{Sconds} atteint son maximum de 140 V (Figure 3-29b), l'arrêt de la charge est obtenu par le coefficient du CRE k_{Ri} (Figure 3-29c) causant l'annulation de courant des supercondensateurs i_L (Figure 3-29a). À cet instant le hacheur de freinage est utilisé et l'énergie de freinage est dissipée dans la résistance de freinage.

Dans la seconde stratégie (CRE basé sur le courant) le coefficient k_{Ri} (Figure 3-30c) commence à croître quand la tension des supercondensateurs atteint sa valeur maximale de 140 V (Figure 3-30b). L'augmentation de k_{Ri} induit la décroissance du courant des supercondensateurs i_L (Figure 3-30a). Notons que cette stratégie consiste à déterminer le courant qui maintient la tension maximale. Cependant la condition sur la tension n'est pas totalement respectée. Effectivement la tension décroît faiblement. Cette différence de tension est due au modèle RC simple utilisé dans la commande pour déterminer l'équation du courant i_{L-ref} (3.26). Un modèle plus compliqué permettrait certainement de respecter la condition de la tension maximale.

Courant (a) et tension (b) mesurés dans les supercondensateurs, CRE (c) et tension mesurée du bus continu (d)

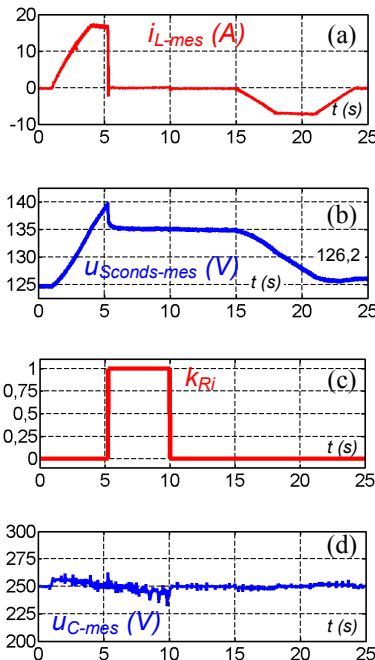


Figure 3-29. Résultats expérimentaux pour le CRE booléen

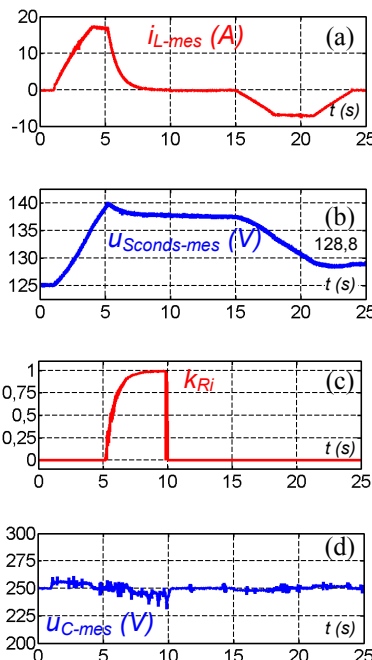


Figure 3-30. Résultats expérimentaux pour le CRE basé sur le courant

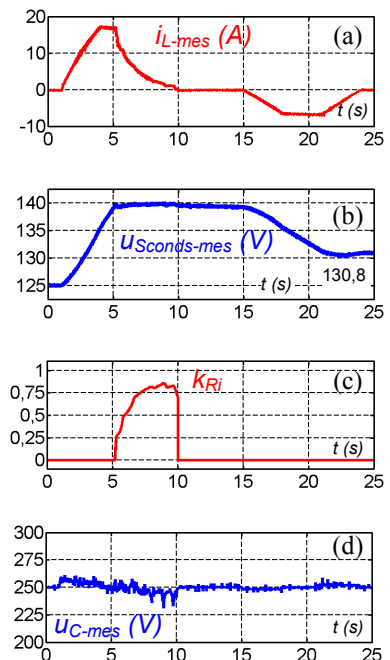


Figure 3-31. Résultats expérimentaux pour le CRE basé sur la tension

La troisième stratégie (CRE basé sur la tension) permet de respecter la condition de tension maximale (c. f. Figure 3-31). Le coefficient du CRE est calculé à chaque instant pour garder la tension

maximale. La tension aux bornes des supercondensateurs a quelques perturbations dues à l'échantillonnage et la quantification. Afin d'éviter toutes perturbations sur le coefficient k_{Ri} , un filtre passe bas est utilisé dans la stratégie pour la mesure de cette tension. Pour cette raison, k_{Ri} n'atteint jamais 1.

Une analyse sur la tension des supercondensateurs à $t = 25$ s définit un gain de tension pour les deux dernières stratégies par rapport au CRE booléen : 2,1 % et 3,6 % respectivement.

Une analyse sur le gain énergétique dans les supercondensateurs de $t = 0$ s à $t = 25$ s pour les différents CREs (Figure 3-32) montre l'apport énergétique des stratégies. La seconde (courant) et troisième (tension) stratégie permettent un gain d'énergie respectif de 4 % et 8 % par rapport à la première stratégie. Une petite différence de gain de tension entre deux stratégies peut donc mener à une plus grande différence d'énergie de gain. Ces gains seront d'autant plus importants que le courant et la capacité équivalente du banc de supercondensateur (4,83 F pour ces expérimentations) le seront. On peut donc espérer des gains notables pour des systèmes plus importants.

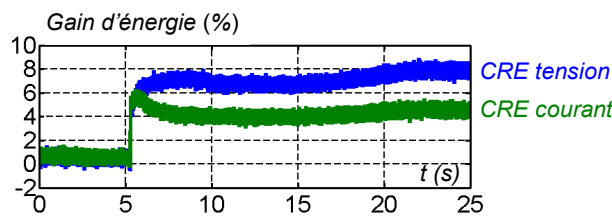


Figure 3-32. Gain d'énergie dans les supercondensateurs pour les 2nde et 3^{ème}e stratégies

En comparaison du CRE basé sur le courant, le CRE booléen et le CRE basé sur la tension sont très simples à implémenter. Un supercondensateur subit des phénomènes de relaxation quand il n'est pas utilisé ($i_L = 0$). Ces phénomènes ont pour conséquence de faire décroître la tension d'utilisation du composant. Le CRE basé sur la tension permet de compenser cette relaxation. En effet cette stratégie calcule à chaque instant le critère à imposer pour avoir une tension maximale. Le CRE basé sur le courant a pour inconvénient de devoir connaître le modèle du banc de supercondensateur. Une caractérisation précise des paramètres doit donc être réalisée en amont. Le Tableau 3-8 présente les divers avantages et inconvénients des trois stratégies présentées.

Tableau 3-8. Avantages et inconvénients des CREs

	CRE booléen	CRE basé sur le courant	CRE basé sur la tension
Avantages	Implémentation simple.	Implémentation complexe.	Implémentation simple.
Inconvénients	Saut de tension quand la condition est réalisée ; Perte de tension due au phénomène de relaxation.	Perte de tension due au phénomène de relaxation ; Connaissance du modèle des supercondensateurs.	Sensible aux perturbations de la tension des supercondensateurs.

3.2.5. Bilan de la commande du VEH série

Cette partie a permis de mettre en avant la démarche à suivre pour inverser un couplage énergétique. Les nouvelles règles d'inversion instaurées au § 3.1.1 pour la détermination directe du nombre de critères et du nombre de compensations ont, de plus, été validées sur les couplages.

À travers les essais expérimentaux nous avons pu voir l'apport des critères déduits de l'inversion d'un couplage du formalisme REM. Un critère peut donc mener à diverses gestions de stratégie et c'est le concepteur qui décidera de l'utilisation qu'il en fera.

3.3. Commande du VEH parallèle à double embrayage

Notre véhicule électrique hybride parallèle dispose de deux embrayages (Figure 3-33). Le premier sert à changer les rapports de la boîte de vitesses. Le second déconnecte le moteur thermique au reste de la transmission, ce qui permet faire de fonctionner le véhicule en tout électrique. Comme nous l'avons vu au précédent chapitre, un embrayage est un mécanisme non linéaire qui assure plusieurs positions. Une modélisation causale a été effectuée grâce à une représentation multi-modèles avec quatre modèles distincts :

- Modèle 1 : embrayage de coupure bloqué, embrayage de la boîte de vitesses bloqué. Ce modèle est utilisé pour un fonctionnement hybride ou thermique seul ;
- Modèle 2 : embrayage de coupure bloqué, patinage (ou ouverture) de l'embrayage de la boîte de vitesses. Ce modèle est employé quand le conducteur désire changer de rapport de la boîte de vitesses avec le moteur thermique en fonctionnement. Il peut être également utilisé quand le véhicule est à l'arrêt pour recharger les batteries ;
- Modèle 3 : patinage (ou ouverture) de l'embrayage de coupure, embrayage de la boîte de vitesses bloqué. Ce modèle est adopté pour un fonctionnement tout électrique, le moteur thermique est ainsi déconnecté de la transmission mécanique ;
- Modèle 4 : patinage (ou ouverture) de l'embrayage de coupure, patinage de l'embrayage de la boîte de vitesses. Nous avons recours à ce modèle quand le conducteur désire changer de rapport de la boîte de vitesses pour un fonctionnement tout électrique.

Dans cette partie, les règles d'inversion de la REM seront appliquées pour en déduire la Structure de Commande Maximale (SMC) du VEH parallèle. Nous verrons que nous avons dû développer une extension des règles d'inversion de la REM pour prendre en compte les systèmes multi-modèles. La stratégie que nous avons adoptée au § 3.1.2 sera ensuite appliquée. Des résultats de simulation seront présentés pour un cycle de vitesse normalisé. Finalement, nous validerons la représentation multi-modèles et sa commande associée sur un émulateur d'un véhicule conventionnel (thermique).

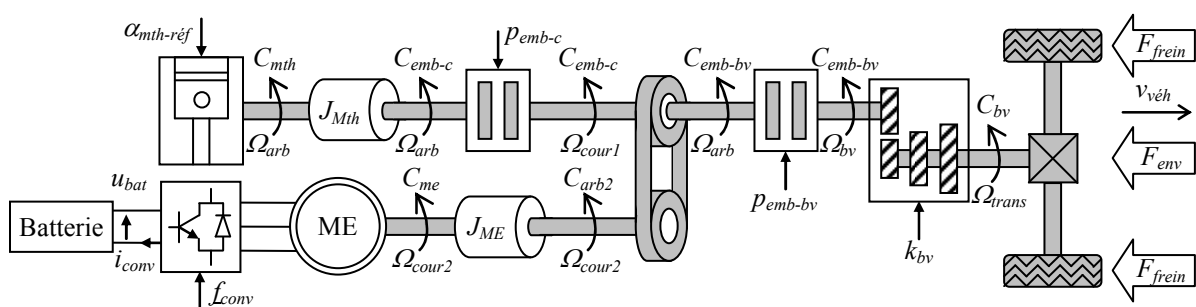


Figure 3-33. Synoptique du VEH parallèle étudié

3.3.1. Analyse générale du VEH parallèle

Le travail de détermination de la commande d'une telle structure revient à identifier quels sont les asservissements que l'on doit mettre en œuvre pour chaque modèle, ceci afin de gérer convenablement l'énergie entre le moteur thermique, la machine électrique et le véhicule. Chaque modèle devra donc avoir son propre cahier des charges avec des objectifs et des contraintes.

La REM globale du VEH parallèle (Figure 3-34) permet de déterminer efficacement les entrées de réglage du système. Rappelons que les numéros sur les aiguilleurs identifient le passage des flux énergétiques. Comme pour le VEH série (c. f. § 3.2.1), nous n'avons qu'un seul objectif à maîtriser : la vitesse linéaire $v_{véh}$.

Notons que les remarques faites pour les entrées de réglage des machines électriques du VEH série peuvent être également applicables (c. f. § 3.2.1). Nous distinguons alors trois entrées de réglage pour régler les objectifs et les contraintes : les couples de référence du moteur thermique $C_{mth-réf}$ et de la machine électrique $C_{me-réf}$; et la force de référence des freins $F_{freins-réf}$.

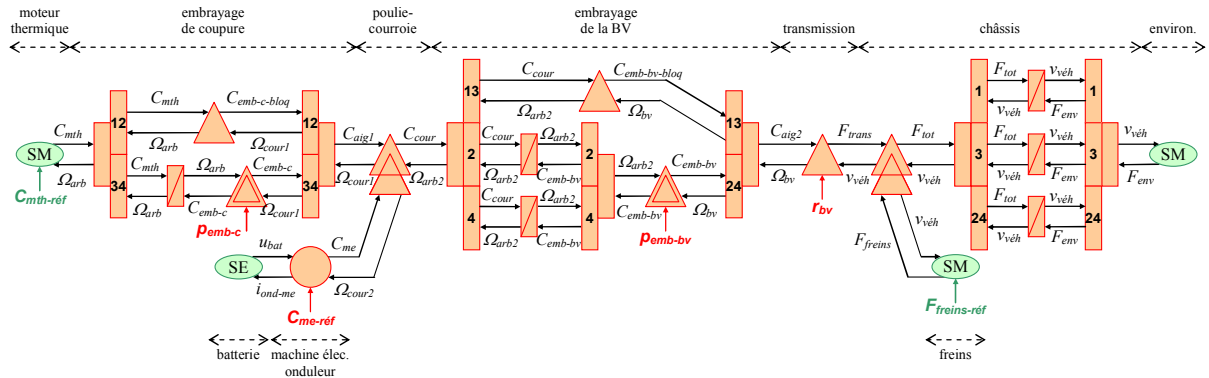


Figure 3-34. REM globale du VEH parallèle

Le rapport de la boîte de vitesses et la vitesse de référence du véhicule sont obtenus à partir de cycles normalisés. L'évolution de ces deux variables est censée reproduire la demande d'un conducteur. Notons également que la position de l'embrayage de la boîte de vitesses p_{emb-bv} est déterminée au moyen d'une estimation. Cette estimation représente l'appui du conducteur sur la pédale d'embrayage pour pouvoir changer de rapport de boîte. En pratique, le conducteur fait son propre asservissement (avec l'utilisation d'une boîte de vitesses manuelle) selon qu'il adopte une conduite lente, sportive ou autre. Dans le cadre de cette étude, nous ne nous soucions pas du confort de conduite. De ce fait, un simple cycle de la position de la pédale d'embrayage nous paraît suffisant (Figure 3-35).

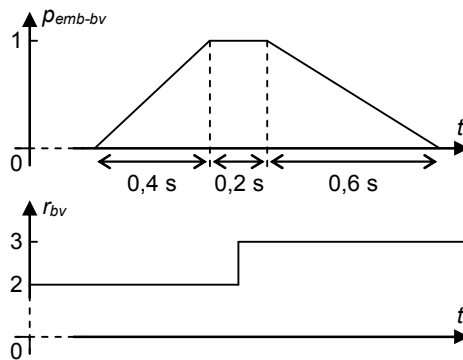


Figure 3-35. Cycle complet de l'embrayage de la boîte de vitesses

Le cycle complet débrayage ($p_{emb-bv} = 1$) / embrayage ($p_{emb-bv} = 0$) que nous avons employé, dure $1,2 s$ avec un débrayage linéaire de $0,4 s$, une ouverture d'embrayage (permettant le passage du rapport) de $0,2 s$ et un embrayage linéaire de $0,6 s$. La position de l'embrayage de coupure p_{emb-c} est, quant à elle, déterminée au moyen d'une stratégie que nous définirons au § 3.3.3.

Analyse du modèle 1 – Ce modèle constitue le cas où les deux embrayages sont bloqués. Le moteur thermique est démarré ou il vient de le faire. Lors de son fonctionnement le moteur thermique doit être utilisé pour qu'il consomme le moins de carburant possible. Son régime étant directement lié à la vitesse du véhicule, son couple (C_{mth}) doit être contrôlé de manière à suivre les points optimaux de sa cartographie énergétique. La stratégie, que nous détaillerons par la suite (c. f. § 3.3.3), permettra de déterminer ce couple. La machine électrique et les freins mécaniques agissent sur la vitesse du véhicule. Les chaînes de réglage affiliées au couple du moteur thermique C_{mth} (contrainte) et à la vitesse du véhicule $v_{véh}$ (objectif) sont donc les suivantes :

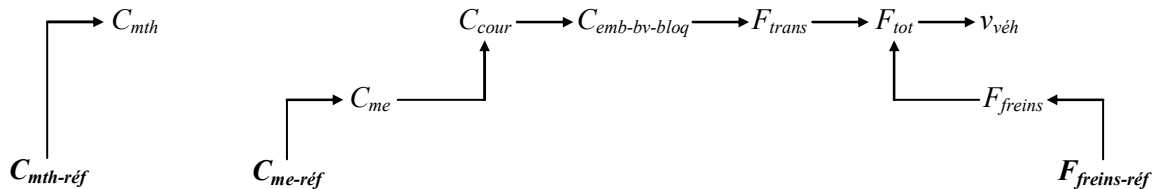


Figure 3-36. Chaînes de réglage pour les modèles 1 et 3

Analyse du modèle 2 – Ce modèle est utilisé quand l'embrayage de coupure est bloqué (moteur thermique en fonctionnement). L'embrayage de la boîte de vitesses patine ou est ouvert car soit le conducteur est en train de changer de rapport, soit le véhicule est à l'arrêt avec une recharge de la batterie. Dans les deux cas, nous devons contrôler la vitesse du moteur thermique afin qu'il ne cale pas. Le moteur thermique doit être, quant à lui, contrôlé en couple pour fonctionner sur les points optimaux de sa cartographie. Le châssis du véhicule étant totalement découplé du groupe motopropulseur, la vitesse du véhicule ne peut que ralentir. Si le conducteur désire freiner tout en changeant de rapport de boîte, nous n'avons pas d'autre moyen que d'utiliser les freins mécaniques du véhicule. Une première chaîne de réglage permet donc de contrôler le couple du moteur thermique C_{mth} (contrainte), une seconde permet de contrôler la vitesse de la machine électrique Ω_{arb2} (contrainte) et une troisième permet de maîtriser la vitesse du véhicule $v_{véh}$ (objectif) :

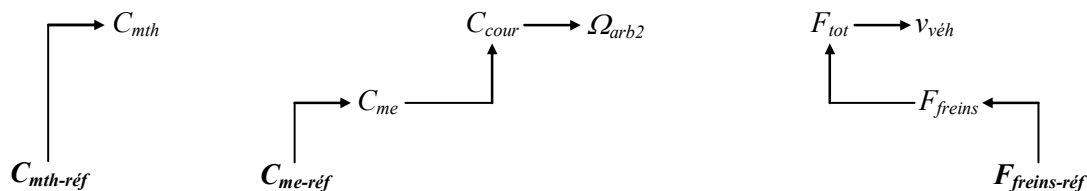


Figure 3-37. Chaînes de réglage pour les modèles 2 et 4

Analyse du modèle 3 – Pour ce modèle, l'embrayage de coupure est ouvert ou est en train de patiner. S'il est ouvert, le moteur thermique n'a pas besoin de fonctionner. Il y aura patinage quand la stratégie de la position de l'embrayage de coupure $p_{emb-c-réf}$ l'aura décidé (c. f. § 3.3.3). Ce patinage devra amener la vitesse du moteur thermique à une vitesse supérieure à son régime de ralenti. Quand les vitesses au primaire et au secondaire de l'embrayage seront égales, l'embrayage rentrera en phase de blocage et nous utiliserons la commande du modèle 1. L'alimentation de l'injection du moteur thermique est inutile pour ce modèle. Le couple du moteur thermique devra donc être contrôlé pour représenter une injection nulle. L'utilisation du modèle 3 est également due au blocage de l'embrayage de la boîte de vitesses. Le moteur thermique n'étant pas alimenté, le mode adopté dans ce cas est un fonctionnement tout électrique en utilisant ou non les freins mécaniques. Les chaînes de réglage pour

le modèle 3 sont donc les mêmes que pour le modèle 1 (c. f. Figure 3-36). Notons toutefois que le couple du moteur thermique sera différent selon le modèle utilisé (c. f. § 3.3.3).

Analyse du modèle 4 – Le modèle 4 est utilisé quand les deux embrayages patinent ou sont ouverts. Concernant l'utilisation du moteur thermique et de l'embrayage de coupure, les mêmes remarques peuvent être faites que pour le modèle 3. L'embrayage de la boîte de vitesses est ouvert ou patine, ce qui signifie que le conducteur est en train de changer de rapport de boîte. Le châssis du véhicule étant totalement découplé du groupe motopropulseur (comme pour le modèle 2), si le conducteur désire freiner nous n'avons pas d'autre moyen que d'utiliser les freins mécaniques. Par ailleurs, comme le moteur thermique est coupé, le véhicule fonctionne en tout électrique. La vitesse de l'arbre de la machine électrique doit donc être contrôlée. Notons que nous pouvons utiliser les mêmes chaînes de réglage que pour le modèle 2 (Figure 3-37). C'est la stratégie de supervision (c. f. § 3.3.3) qui permettra de choisir les valeurs à implanter pour les références des modèles 2 et 4.

Le VEH parallèle ne contient pas de couplages complexes. En effet, nous ne distinguons que deux couplages aval : la poulie-courroie et le couplage lié au châssis du véhicule. Ces couplages peuvent être facilement inversés à l'aide des règles d'inversion classiques.

Finalement, nous devons donc contrôler un objectif (v_{veh}) et maîtriser deux contraintes indépendantes (C_{mth} et Ω_{arb2}) à l'aide de trois entrées de réglage ($C_{mth-réf}$, $C_{me-réf}$, et $F_{freins-réf}$).

3.3.2. Structure de commande du VEH parallèle

Commande du VEH parallèle selon l'état des embrayages – Dans cette partie, on propose de détailler pour chaque modèle, la Structure Maximale de Commande (SMC) déduite de la REM et des chaînes de réglage définies au paragraphe précédent.

SMC des modèles 1 et 3 – Comme les chaînes de réglage des modèles 1 et 3 sont identiques, nous avons utilisé une REM synthétisant les deux modèles en une même structure. La SMC des modèles 1 et 3 (Figure 3-38) est ainsi déterminée par l'inversion élément par élément selon les chaînes de réglage de la Figure 3-36. Comme pour le VEH série, l'inversion de l'élément d'accumulation d'énergie cinétique du véhicule est réalisée au moyen d'un correcteur PI (modèle du conducteur). La force de traction appliquée au châssis du véhicule F_{tot} provient de la transmission mécanique ou des freins mécaniques (couplage aval). L'inversion de ce couplage ne peut se faire qu'au moyen d'un critère de répartition d'énergie k_{RF} :

$$\begin{cases} F_{trans-réf} = k_{RF} F_{tot-réf} \\ F_{freins-réf} = (k_{RF} - 1) F_{tot-réf} \end{cases} \quad (3.30)$$

La force de la transmission mécanique de référence $F_{trans-réf}$ peut être directement inversible :

$$C_{emb-bv-bloq-réf} = \frac{R_{roue}}{k_{bv}} F_{trans-réf} \quad (3.31)$$

Comme l'embrayage de la boîte de vitesses est bloqué, le couple disponible sur l'embrayage est également celui disponible au niveau de la courroie :

$$C_{cour-réf} = C_{emb-bv-bloq-réf} \quad (3.32)$$

Le couple disponible sur la courroie peut provenir du moteur thermique (modèle 1) ou de l'embrayage de coupure (modèle 3) et/ou de la machine électrique (couplage aval). Mais nous avons choisi

comme contrainte que le couple du moteur thermique soit contrôlé à l'aide d'une stratégie (c. f. § 3.3.3). L'inversion du couplage aval peut donc être résolue par une compensation pour obtenir le couple de référence de la machine électrique $C_{me-réf}$:

$$C_{me-réf} = \frac{C_{cour-réf} - C_{aigl-mes}}{k_{cour}} \tag{3.33}$$

avec $C_{aigl} = C_{emb-c-bloq}$ quand le modèle 1 est activé et $C_{aigl} = C_{emb-c}$ quand le modèle 3 est utilisé.

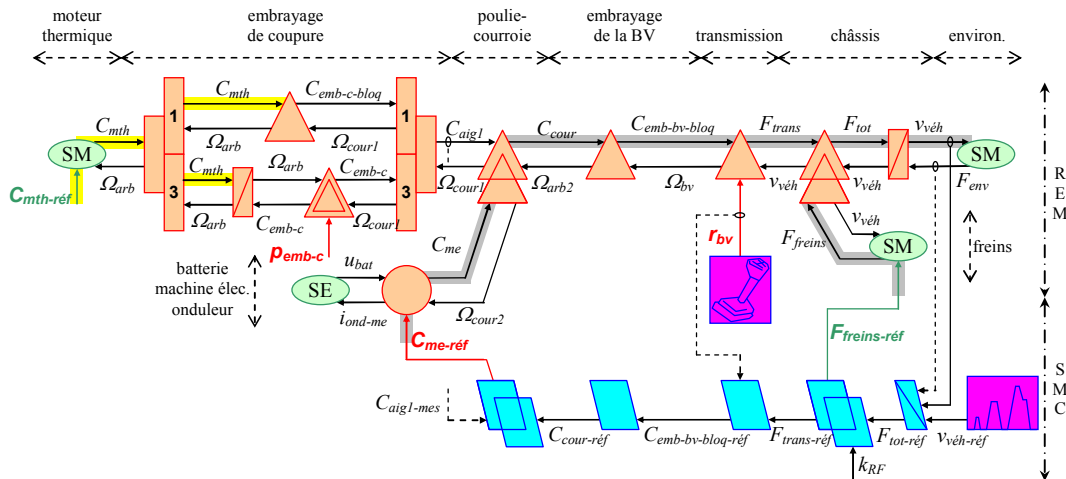


Figure 3-38. REM, chaînes de réglage et SMC du VEH parallèle des modèles 1 et 3

Pour le modèle 1, notons que selon la puissance demandée pour la traction du véhicule et selon le couple du moteur thermique choisi, la machine électrique pourra fonctionner en génératrice (fonctionnement flux série) ou en moteur (fonctionnement boost).

SMC des modèles 2 et 4 – Comme les chaînes de réglage des modèles 2 et 4 sont identiques, nous avons utilisé une REM synthétisant les deux modèles en une même structure. La SMC des modèles 2 et 4 (Figure 3-39) est ainsi déterminée par l'inversion élément par élément selon les chaînes de réglage de la Figure 3-37. La vitesse angulaire Ω_{arb2} étant une variable d'état, elle sera asservie à partir d'un correcteur. Le couple de la machine électrique $C_{me-réf}$ est ensuite déterminé selon le même principe utilisé pour les modèles 1 et 3 (inversion d'un couplage aval), qui fait intervenir la compensation de la mesure du couple C_{aigl} .

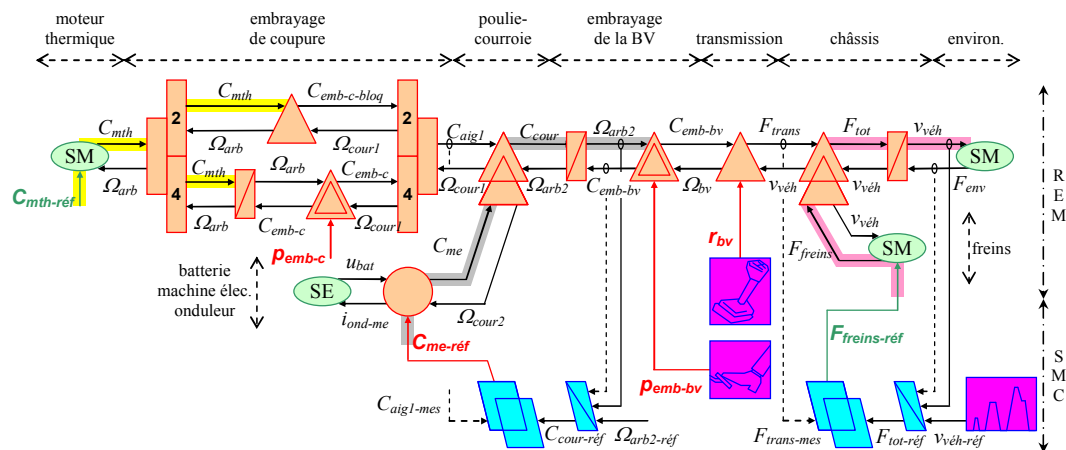


Figure 3-39. REM, chaînes de réglage et SMC du VEH parallèle des modèles 2 et 4

L'inversion de la chaîne de réglage de la vitesse du véhicule fait intervenir un correcteur pour régler la variable d'état de la vitesse du véhicule v_{veh} . Nous avons opté, comme pour les modèles 1 et 3, pour un correcteur PI. La force de freinage est ensuite obtenue par inversion du couplage aval en compensant la force de la transmission mécanique :

$$F_{freins-réf} = F_{trans-mes} - F_{tot-réf} \tag{3.34}$$

Commande du VEH parallèle basée sur la représentation multi-modèles – La SMC des quatre modèles étant réalisée séparément, il faut pouvoir les réunir au sein d'une même commande. Pour ce faire, nous proposons d'utiliser la REM 2 globale du précédent chapitre (c. f. § 2.2.3). Cette modélisation représente dans une même structure chaque REM des quatre modèles. Cela a pu être possible en utilisant des aiguilleurs énergétiques, lesquels permettent d'aiguiller les flux énergétiques selon le modèle utilisé. La SMC globale (Figure 3-40) peut donc être déterminée à partir de la et des différentes SMC détaillées précédemment. Comme pour la REM globale, les éléments de commande communs aux quatre SMC sont représentés qu'une seule et unique fois. Pour ce faire, des blocs permettant d'inverser les aiguilleurs ont été définis.

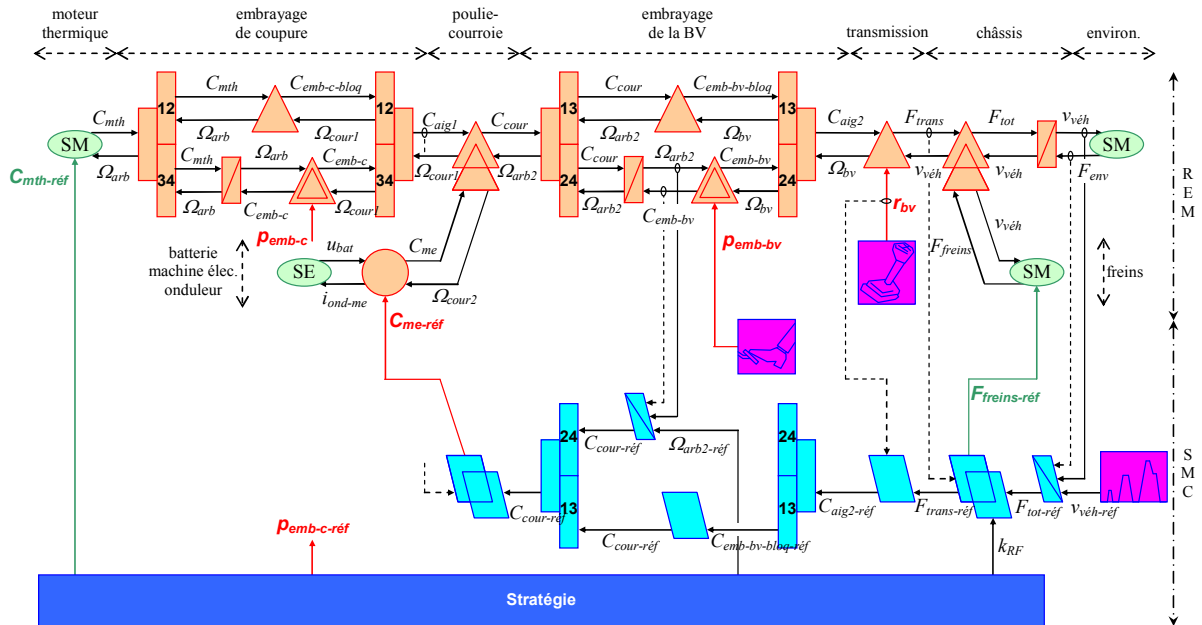


Figure 3-40. REM et SMC globale du VEH parallèle

Les aiguilleurs assurent un aiguillage d'énergie entre plusieurs modèles d'un système. On discerne deux types d'aiguilleurs, l'aiguilleur amont (Figure 3-41) qui a pour but d'aiguiller l'énergie d'une source en amont vers une source en aval d'un modèle défini, et un aiguilleur aval (Figure 3-42) dual du précédent. Un aiguilleur amont à deux modèles, possède deux sorties en aval x_{am1} et x_{am2} égales à l'entrée en amont x_{am} et une sortie en amont y_{am} égale à l'une des deux entrées en aval y_{am1} ou y_{am2} selon le modèle employé. Un aiguilleur aval à deux modèles, possède deux sorties en amont y_{av1} et y_{av2} égales à l'entrée en aval x_{av} et une sortie en aval y_{av} égale à l'une des deux entrées en amont x_{av1} et x_{av2} selon le modèle adopté. D'une manière générale, nous pouvons dire que l'entrée et la sortie communes aux modèles, sont respectivement égales aux sorties des n modèles et à l'une des n entrées des n modèles selon le modèle utilisé. Cette définition générale peut être étendue aux blocs d'inversion pour la commande. Dans le cas d'un aiguilleur amont, une sortie de référence est générée à partir de n entrées de référence. Ce problème ne peut être résolu que par un choix d'une des entrées de référence (Figure

3-41). Concernant l'aiguilleur aval, une entrée de référence génère n sorties de référence. La résolution de cette inversion est l'égalité entre les variables (Figure 3-42).

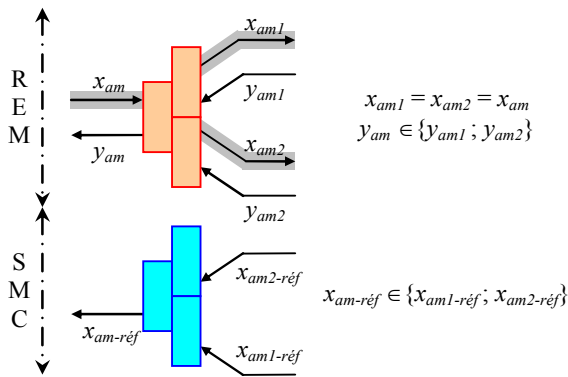


Figure 3-41. Inversion d'un aiguilleur amont à deux modèles

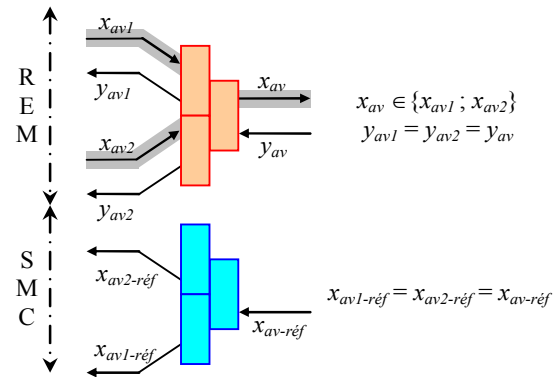


Figure 3-42. Inversion d'un aiguilleur aval à deux modèles

La représentation multi-modèles du VEH parallèle a quatre modèles, et, il faut pouvoir choisir le type de commande à utiliser selon le modèle sollicité. Il suffit de synchroniser le passage d'un modèle à un autre avec le passage d'une commande à une autre. Par exemple, quand les embrayages sont bloqués, le modèle 1 est utilisé, et il serait imprudent de vouloir prendre une commande différente que celle qui lui a été définie. Un autre Réseau de Petri a donc été utilisé pour déterminer le choix de la commande. Ce Réseau est le même que pour la modélisation (c. f. § 2.2.3). Nous aurions pu utiliser un seul Réseau de Petri commun au modèle et à la commande, mais le formalisme REM se veut être un formalisme permettant une implantation rapide en temps réel. Or, les transitions du Réseau de commande nécessitent l'estimation de certaines grandeurs qui ne sont pas directement mesurables (exemple d'un couple). Il sera nécessaire de tester la robustesse de cette commande par rapport au modèle.

Telle que la SMC globale est définie sur la Figure 3-40, nous ne voyons pas apparaître tous les aiguilleurs. En effet, la REM globale a été réalisée de manière concise avec des éléments d'accumulation dont les paramètres varient en fonction du modèle utilisé. Prenons à titre d'exemple l'élément d'accumulation d'énergie cinétique du châssis du véhicule (Figure 3-43). Une structure stricte représenterait tous les éléments d'accumulation différents. Dans notre cas, les éléments d'accumulation du châssis du modèle 2 et du modèle 4 sont les mêmes, c'est pourquoi ils sont représentés par le même élément. La commande déduite du modèle doit donc employer trois correcteurs de vitesse. Le Réseau de Petri lié à l'aiguilleur amont choisira le correcteur adéquat. Notons que dans une Structure Pratique de Commande (SPC) un seul correcteur peut être utilisé (si celui-ci s'avère robuste).

Nous pouvons également souligner le fait que des aiguilleurs se cachent dans l'inversion du couplage du châssis. Celui-ci peut en effet se résoudre à l'aide d'une compensation dans le cas des modèles 2 et 4 ou à l'aide d'un critère de répartition pour les modèles 1 et 3.

Ces remarques nous laissent donc penser que la SMC globale est une structure concise permettant de représenter le véhicule de la façon la plus macroscopique possible. Son utilisation est bien appropriée pour une implantation logicielle.

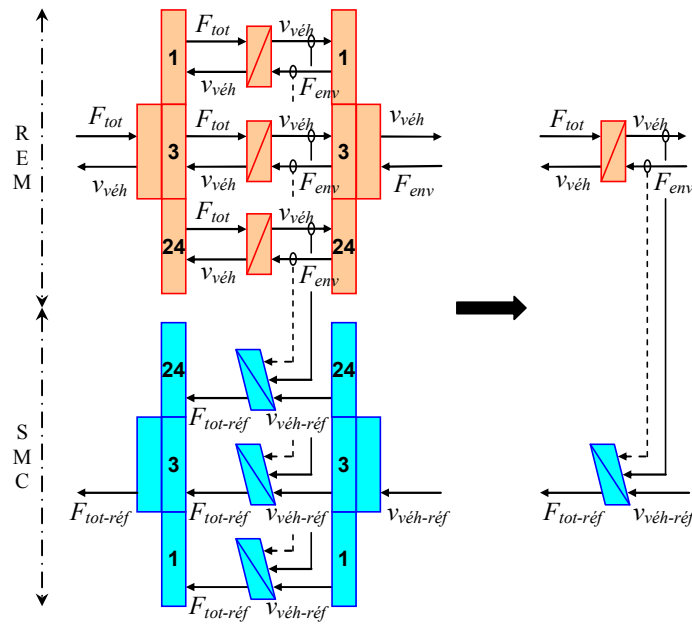


Figure 3-43. Élément d'accumulation variable du châssis

3.3.3. Gestion énergétique globale du VEH parallèle

Le VEH parallèle que nous étudions dispose de trois entrées de référence et d'un degré de liberté supplémentaire pour contrôler les flux d'énergies (Figure 3-44). Nous distinguons le couple du moteur thermique ($C_{mth-réf}$), la position de l'embrayage de coupure ($p_{emb-c-réf}$ – modèles 3 et 4), la vitesse au primaire de l'embrayage de la boîte de vitesses ($\Omega_{arb2-réf}$) quand celui-ci patine ou est ouvert (modèles 2 et 4), et le critère de répartition (k_{RF}) entre la transmission mécanique et les freins mécaniques du véhicule (modèles 1 et 3).

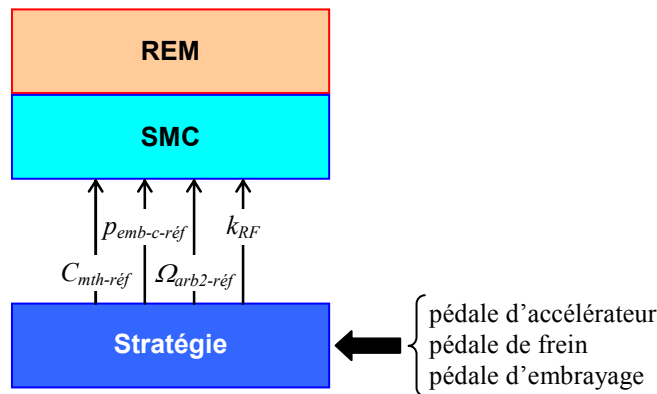


Figure 3-44. Identification des stratégies du VEH parallèle

Gestion du freinage – Cette stratégie vise à déterminer la répartition des forces entre le frein électrique et les freins mécaniques pour les modèles 1 et 3. Le véhicule peut accélérer ou freiner à la guise du conducteur. Afin de répartir convenablement les forces au système, un critère de répartition k_{RF} a été défini (3.30).

Ce critère permet de définir trois états distincts. Première possibilité, un critère des forces k_{RF} égal à 1 permet de tracter le véhicule ou de freiner celui-ci essentiellement avec le groupe motopropulseur (frein GMP – recharge de la batterie et frein moteur). Deuxièmement, un critère des forces k_{RF} variable compris entre 0 et 1 est utile pour freiner le véhicule avec la transmission et les freins mécaniques

(frein mixte). Troisièmement, un critère des forces k_{RF} égal à 0 est à employer quand le groupe motopropulseur ne peut plus freiner (frein mécanique – exemple de la batterie chargée). Les trois états qui viennent d'être définis peuvent être placés dans un Réseau de Petri où chaque place représente un état distinct (Figure 3-45). Les transitions de ce Réseau sont données dans le Tableau 3-9. P_{tract} représente la puissance de traction demandée par le châssis, $F_{tot-réf}$ la force de référence développée par le correcteur de vitesse du véhicule et $F_{trans-est}$ la force de transmission estimée. Cette force est déterminée en estimant le couple de traînée du moteur thermique et l'énergie maximale que l'on peut récupérer dans la batterie quand le véhicule freine.

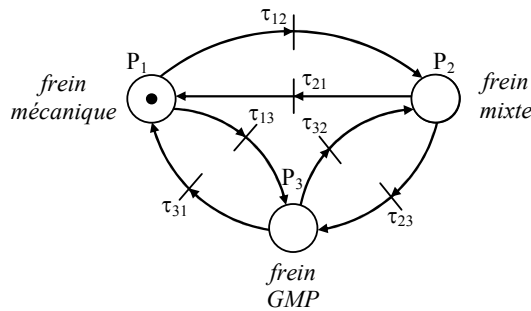


Figure 3-45. Réseau de Petri du freinage pour les modèles 1 et 3

Tableau 3-9. Transitions du RdP du freinage pour les modèles 1 et 3

Transitions	Conditions
τ_{13}, τ_{23}	$P_{tract} > 0$
τ_{12}, τ_{32}	$P_{tract} \leq 0$ et $F_{tot-réf} < F_{trans-est}$ et $F_{trans-est} < 0$
τ_{21}, τ_{31}	$P_{tract} \leq 0$ et $F_{trans-est} \geq 0$

Gestion de l'embrayage de coupure – L'embrayage de coupure est utilisé lorsque l'utilisation du moteur thermique est requise. La stratégie est faite de manière à faire fonctionner le véhicule en tout électrique en zone urbaine dans la plage du *DOD* défini (c. f. § 3.1.3). Le moteur thermique rentre en fonctionnement seulement si le niveau de la décharge de la batterie est atteint ($DOD \geq 55\%$) et que la vitesse du véhicule est supérieure à la vitesse de ralenti du moteur thermique ramenée aux roues. Cette dernière condition est primordiale pour pouvoir démarrer le moteur thermique de manière inertielle (avec l'inertie du véhicule). L'autre condition pour que le moteur thermique rentre en fonctionnement est la zone extra urbaine ($v_{véh} \geq 55\text{ km/h}$). L'embrayage de coupure devra donc se fermer ($p_{emb-c-réf} = 0$) pour l'une ou l'autre de ces conditions. L'embrayage ne pourra se rouvrir ($p_{emb-c-réf} = 1$) que si la boîte de vitesses est au point mort ($r_{bv} < 1$ – flux série non utilisé) ou que la vitesse du véhicule soit inférieure ou égale à 50 km/h (passage de la zone extra urbaine vers la zone urbaine) et que la charge de la batterie soit atteinte ($DOD \leq 45\%$). L'état de l'embrayage et les conditions qui permettent de passer d'un état à un autre peuvent être synthétisés au moyen d'un Réseau de Petri (Figure 3-46 et Tableau 3-10).

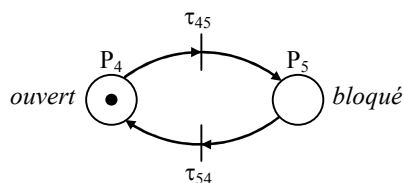


Figure 3-46. Réseau de Petri de l'embrayage de coupure

Tableau 3-10. Transitions du RdP de l'embrayage de coupure

Transitions	Conditions
τ_{45}	$v_{véh} \geq 55\text{ km/h}$ ou $(DOD \geq 55\% \text{ et } v_{véh} \geq v_{véh-ralenti})$
τ_{54}	$r_{bv} < 1$ ou $(v_{véh} \leq 50\text{ km/h} \text{ et } DOD \leq 45\%)$

Gestion du moteur thermique – Quand le modèle 3 ou le modèle 4 est actif, c'est-à-dire quand l'embrayage de coupure est ouvert ou en patinage, l'utilisation du moteur thermique n'est d'aucune utilité. La gestion du moteur thermique doit donc couper l'alimentation du moteur thermique. En pra-

tique, ceci est réalisé simplement en appliquant sur l'ouverture de l'injection une valeur nulle. Nous avons vu au § 2.1.3 que cela correspond au couple de traînée du moteur ($C_{mth-réf} = C_{mth-traînée}$).

Le modèle 1 requiert une gestion pour gérer les flux énergétiques entre le moteur thermique et la machine électrique. Le moteur thermique est sollicité pour deux raisons. La première de ces raisons est que le véhicule fonctionne en tout électrique et que la batterie a besoin d'être rechargée ($DOD \geq 55\%$). Dans ce cas, le moteur thermique est contrôlé en couple (la vitesse étant imposée par le véhicule) pour qu'il puisse suivre sa courbe à meilleur rendement. Le moteur thermique ne peut donc pas travailler au point de fonctionnement optimal que nous avons défini au § 3.1.3. Il fonctionnera toutefois à des rendements quasi identiques mais pour des puissances différentes (flux série – $C_{mth-réf} = C_{mth-optimal}$ avec $C_{mth-optimal}$ le couple du moteur thermique optimal sur la plage d'utilisation de régime). Le moteur thermique est également sollicité quand le véhicule rentre en zone extra urbaine, c'est-à-dire pour une vitesse $v_{véh}$ supérieure ou égale à 55 km/h . Si la batterie est chargée ($DOD = 45\%$), le moteur thermique fonctionne seul. En zone extra urbaine, la puissance de traction est telle qu'elle demande une puissance inférieure à la puissance optimale du moteur thermique. Un fonctionnement tout thermique sur sa meilleure plage d'utilisation n'est donc pas viable. En effet, si le moteur thermique est contrôlé en couple (la vitesse étant imposée par le véhicule) pour qu'il suive sa plage de meilleur rendement, il développera une puissance plus importante que la puissance de traction demandée. La puissance résultante n'aura pas d'autre moyen que d'être stockée dans la batterie. Une des possibilités serait de changer notre moteur thermique en vue de réduire sa puissance optimale. Mais l'utilisation de notre moteur thermique seul en zone extra urbaine n'est pas une si mauvaise idée car celui-ci est issu des moteurs de nouvelle génération à common rail. Ces moteurs ont pour avantage de travailler à des rendements élevés en zone extra urbaine. Pour cette zone, le moteur thermique travaille sur des rendements avoisinant les 38% dans le cadre de notre véhicule. En sachant que le meilleur rendement de ce moteur est de $40,7\%$, notre démarche paraît intéressante. Le couple de référence du moteur thermique à implanter en zone extra urbaine est donc le couple disponible au niveau de la courroie (traction thermique – $C_{mth-réf} = C_{cour-réf}$). La machine électrique est donc inutilisée. À ces deux modes de fonctionnement vient se rajouter le cas où le véhicule freine. Les modes précédents sont en effet définis pour une puissance de traction positive. Lorsque le véhicule freine, l'énergie cinétique de freinage peut être stockée dans la batterie. Quand cela se produit, l'injection du moteur thermique est fixée à une valeur nulle. Le moteur thermique impose alors un couple de résistance (frein moteur). Le couple du moteur thermique prend donc pour valeur le couple de traînée du moteur thermique (injection nulle – $C_{mth-réf} = C_{mth-traînée}$). L'énergie résultante du freinage du véhicule et du frein moteur est stockée dans la batterie. Comme le moteur thermique fonctionne quand le véhicule freine, la totalité de l'énergie cinétique ne peut pas être récupérée. Nous aurions pu ouvrir l'embrayage de coupure et couper le moteur thermique pendant les phases de freinage, garantissant ainsi une récupération plus accrue. Mais comment prévoir la durée du freinage ? Le conducteur peut en effet freiner quelques secondes pour vouloir ré accélérer par la suite. Partant de ce fait, nous avons décidé de laisser le moteur thermique en fonctionnement. Le Réseau de Petri de la Figure 3-47 et le Tableau 3-11 permettent de synthétiser les états que nous venons de citer pour les modèles 1 et 2.

Pour les modèles 2 et 4, l'embrayage de coupure est soit bloqué (modèle 2) soit il est ouvert (ou en patinage – modèle 4). Le moteur thermique peut donc être alimenté ou non. Nous avons choisi de ne pas réaliser la charge de la batterie à l'arrêt (flux série – c. f. § 3.1.2). La seule contrainte que nous avons pour le moteur thermique est d'avoir une vitesse supérieure à son ralenti. Afin de garantir une-

phase de débrayage/embrayage la plus efficace qui soit, nous avons décidé de faire suivre la vitesse au primaire de l'embrayage Ω_{arb2} (côté poulie) avec la vitesse au secondaire de l'embrayage Ω_{bv} (côté boîte de vitesses). De cette façon, dès que le couple transmissible de l'embrayage est inférieur au couple maximal que l'on peut transmettre, l'embrayage sera bloqué (puisque les vitesses seront égales).

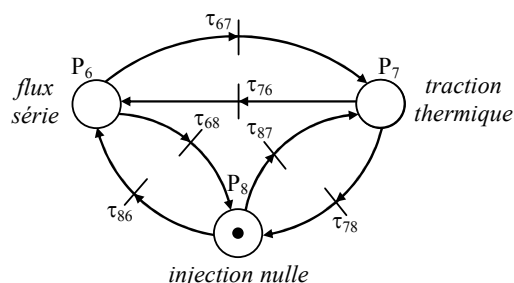


Figure 3-47. Réseau de Petri de la gestion du moteur thermique pour le modèle 1

Tableau 3-11. Transitions du RdP de la gestion du moteur thermique pour le modèle 1

Transitions	Conditions
τ_{68}, τ_{78}	$P_{tract} < 0$
τ_{76}, τ_{86}	$P_{tract} \geq 0$ et $DOD \geq 55 \%$
τ_{67}, τ_{87}	$P_{tract} \geq 0$ et $DOD \leq 45 \%$

3.3.4. Résultats de simulation et validation expérimentale

Résultats de simulation – La simulation du VEH parallèle est faite pour le même cycle NEDC que pour le VEH série (c. f. § 3.2.3). Selon les profils de vitesses et de rapport de boîte (Figure 3-48a et b), nous pouvons noter que le suivi de trajectoire et de changement de vitesses sont bien respectés. À l'instant initial ($t = 0$ s), la batterie est chargée ($DOD = 45 \%$ – Figure 3-48g) et le modèle 4 (embrayages ouverts) est activé (Figure 3-48c).

Avant d'accélérer, le conducteur a préalablement enclenché une vitesse et relâché la pédale d'embrayage de la boîte de vitesses. Quand l'embrayage est fermé, le modèle 3 est activé. Toutes les conditions sont réunies pour que le véhicule démarre en fonctionnement tout électrique. La machine électrique délivre alors une puissance positive (Figure 3-48e), laquelle va induire un courant positif (Figure 3-48f) dans la batterie (convention génératrice). La batterie étant sollicitée en traction, elle se décharge et la profondeur de décharge DOD augmente.

Notons qu'un changement de vitesse indique nécessairement l'ouverture de l'embrayage et donc de travailler avec le modèle 3. Lorsque le véhicule ralenti, l'énergie cinétique est stockée dans la batterie. Lorsque le cycle de rapport de la boîte de vitesses impose d'être au point mort, les freins mécaniques sont utilisés (Figure 3-48h).

Dès l'instant où le DOD atteint son niveau de décharge, c'est-à-dire 55% , l'embrayage de coupure se ferme et le moteur thermique démarre (Figure 3-48d). Le modèle passe alors du numéro 3 au numéro 1. Un changement de vitesses impose cette fois-ci de travailler avec le modèle 2.

Quand le véhicule rentre en zone extra urbaine ($v_{veh} \geq 55$ km/h) et que la batterie est chargée, le moteur thermique est employé seul. La machine électrique n'est donc pas sollicitée pendant cette phase. Une vitesse inférieure ou égale à 50 km/h permet de repasser en mode tout électrique. Remarquons le fait qu'un freinage important en fin de cycle permet une bonne recharge de la batterie.

Lorsque le moteur thermique est sollicité pour recharger la batterie, il est contrôlé de manière à suivre sa courbe de meilleur rendement (Figure 3-49). En zone extra urbaine, ses points de fonctionnement avoisinent les 225 g/kWh soit un rendement de 38% .

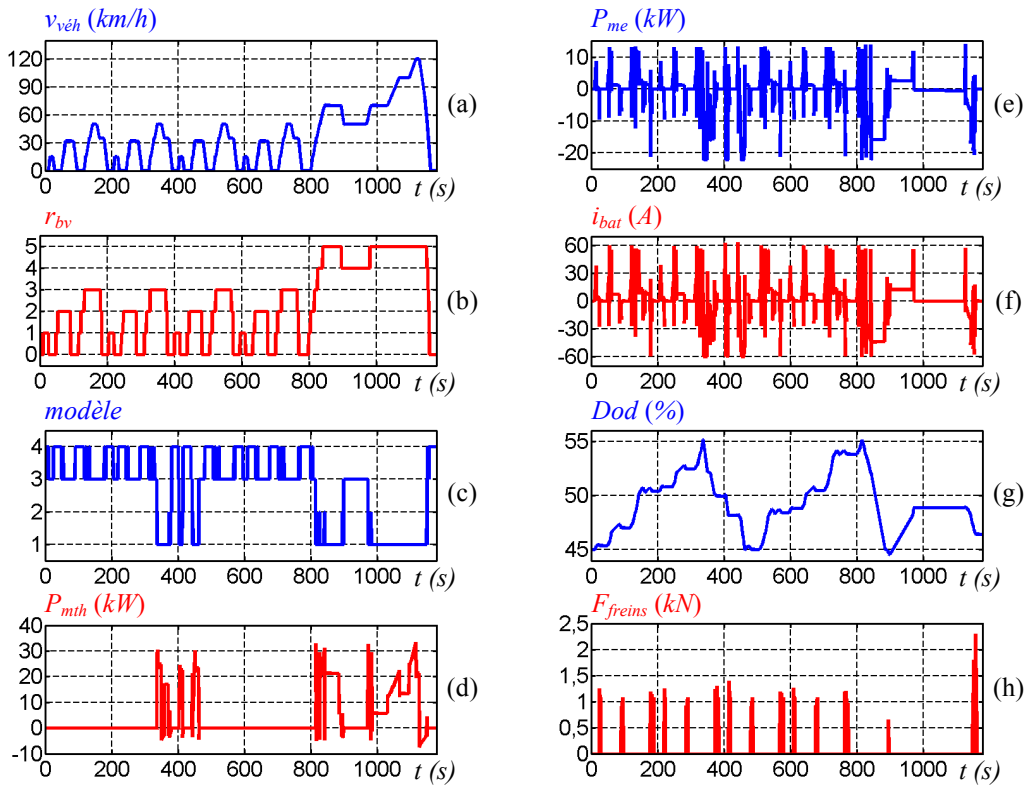


Figure 3-48. Résultats de simulation du VEH parallèle pour un cycle NEDC : vitesse du véhicule (a), rapport de la boîte de vitesses (b), modèle utilisé (c), puissance développée par le moteur thermique (d), puissance développée par la machine électrique (e), courant de la batterie (f) et profondeur de décharge de la batterie (g), force des freins mécaniques (h)

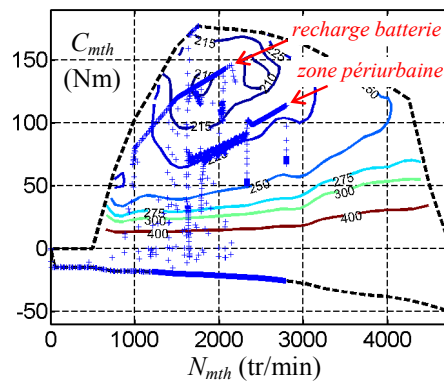


Figure 3-49. Cartographie du moteur thermique du VEH parallèle pour un cycle NEDC

Validation expérimentale – Afin de valider notre démarche de commande basée sur l’inversion de la représentation multi-modèles, nous avons choisi d’étudier un véhicule thermique. Nous avons opté pour cette structure car celle-ci requiert des zones de patinage pour l’embrayage de la boîte de vitesses. Le VEH parallèle étudié précédemment n’a pas besoin du patinage de l’embrayage car le véhicule démarre en tout électrique. Nous nous sommes donc intéressés volontairement à une commande de l’embrayage plus contraignante afin de valider notre démarche. Le véhicule thermique étudié pour l’expérimentation (Figure 3-50) est une Renault Clio 1,5 dCi composé du moteur thermique Renault K9K 702 de 80 ch, d’un embrayage, d’une boîte de vitesses cinq rapports, de freins mécaniques, d’une transmission avec un différentiel mécanique et des roues.

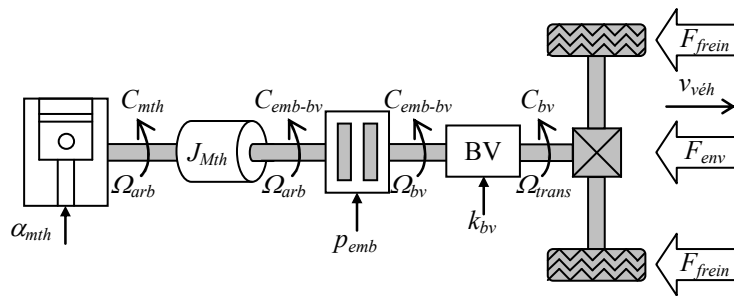


Figure 3-50. Synoptique du véhicule thermique étudié

Modélisation du véhicule thermique – La REM du véhicule thermique se déduit de celle du VEH parallèle étudié dans la précédente sous partie. En effet, si nous enlevons l’embrayage de coupure, la machine électrique et la poulie-courroie, nous retrouvons la structure du véhicule thermique. Nous avons donc pour la modélisation du véhicule thermique deux modèles (Figure 3-51) : le modèle 1 représente le patinage ou l’ouverture de l’embrayage de la boîte de vitesses et le modèle 2 le blocage. Notons que la REM et la SMC sont présentés d’une manière stricte qui vise à représenter tous les éléments d’accumulation.

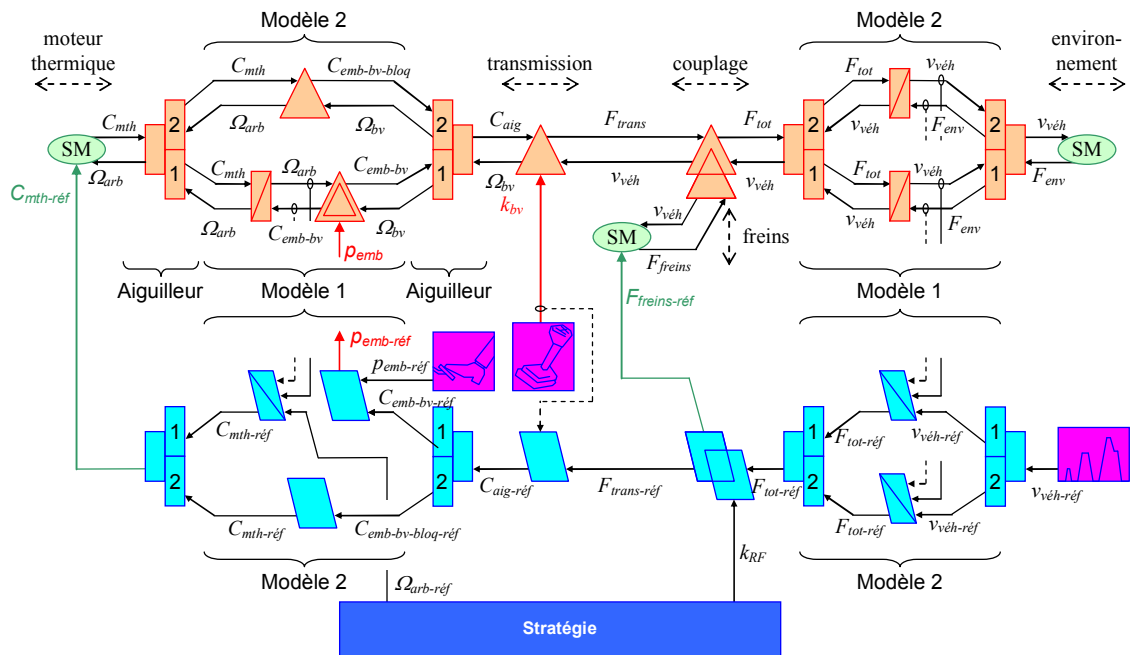


Figure 3-51. REM et SMC du véhicule thermique

Commande du véhicule thermique – Comme pour le VEH parallèle, une SMC peut être déduite des règles d’inversion de la REM. Les conditions initiales sont telles qu’à l’arrêt du véhicule l’embrayage est ouvert et le moteur thermique est à son régime de ralenti. Le modèle 1 est donc utilisé. Quand le conducteur désire accélérer, il va relâcher la pédale d’embrayage (débrayage) et appuyer sur la pédale d’accélérateur conjointement afin de ne pas faire caler le moteur thermique. Cela revient à dire qu’il faudra faire un contrôle simultané de l’injection du moteur thermique (dans notre modèle le couple C_{mth}) ainsi qu’un contrôle de la position des disques de l’embrayage (p_{emb}). Le cycle de vitesse de référence étant imposé dans notre modèle, un correcteur est utilisé pour délivrer le couple adéquat pour patiner. La position à délivrer à l’embrayage est ensuite déterminée. Le moteur thermique est, pour sa part, régulé en vitesse. Cette commande n’est pas tout à fait identique à celle du conducteur mais pour

des raisons de simplicité, elle a été découplée. Notons que d'autres commandes permettent de prendre en compte la synchronisation des deux correcteurs [DASSEN 03].

Quand l'embrayage se bloque, le modèle 1 se désactive pour activer le modèle 2. Dans ce mode, le conducteur ne fait plus qu'une seule opération : appuyer plus ou moins sur la pédale d'accélérateur selon son souhait. Le correcteur de vitesse réalisera ainsi un asservissement sur la vitesse en contrôlant l'injection du moteur thermique.

Hormis la phase de démarrage du véhicule, notons que la position des disques de l'embrayage p_{emb} est déterminée à partir d'une simple estimation de l'appui du conducteur sur la pédale d'embrayage (c. f. Figure 3-35).

Résultats expérimentaux – L'étude expérimentale a été réalisée à partir de la plate forme expérimentale du LTE – INRETS (c. f. Annexe D). Le banc utilisé (c. f. Figure 2-27) ne dispose pas des éléments mécaniques en aval de l'embrayage : boîte de vitesses, différentiel mécanique, roues... Une machine électrique (du constructeur AVL) commandée en vitesse permet d'émuler cette partie. Cette émulateur devra reproduire les effets de la transmission mécanique du véhicule [BOUSCAYROL 06, CHENG 07]. Le moteur thermique et l'embrayage seront quant à eux commandés comme dans un véhicule. La courroie disponible pour les architectures hybrides a été retiré afin d'éviter tout frottement additionnel.

L'émulateur à implanter se décompose en deux parties : la machine électrique AVL et la chaîne de transmission mécanique (Figure 3-52). Ces parties ont pour particularité d'avoir leur action et réaction identique. Elles sont en effet liées par la vitesse de rotation angulaire Ω_{arb2} et le couple en sortie de l'embrayage C_{emb} . Ces parties doivent donc recevoir les mêmes entrées et doivent reproduire les mêmes vitesses. La machine AVL sera donc commandée de manière à reproduire la vitesse Ω_{arb2} imposée par la partie de la transmission (la vitesse du véhicule au rapport près). Et, afin de fournir la vitesse adéquate à la commande AVL, le modèle de la transmission mécanique devra recevoir comme entrée le couple de l'embrayage C_{emb} [LHOMME 07b].

Une SMC de l'émulateur est réalisée sur la Figure 3-53. Dans cette commande, le contrôle en vitesse de la machine électrique AVL a besoin de deux correcteurs : un pour le blocage de l'embrayage, l'autre pour le patinage. Cependant le logiciel d'AVL (PUMA) est configuré pour réaliser lui-même son asservissement en vitesse. En pratique, seul l'ordre de la vitesse $\Omega_{arb2-réf}$ est envoyé à la commande AVL. En outre, la SMC accepte de part sa définition toutes mesures et toutes opérations. L'émulateur de la transmission mécanique a besoin pour fonctionner d'une valeur correcte du couple C_{aig} . Dans la pratique, des observateurs de couple sont utilisés (c. f. § 2.2.2).

Plusieurs cycles tests ont été expérimentés sur la plate-forme du LTE. Un de ces cycles est le cycle urbain normalisé UDC (Urban Drive Cycle). Pour ce cycle, on constate que la vitesse du véhicule est bien contrôlée (Figure 3-54a). Au début de ce cycle (utilisation du modèle 1 – Figure 3-54e), aucune vitesse n'est demandée, le moteur est donc logiquement à son régime de ralenti (850 tr/min). Une seconde avant de démarrer le véhicule, le régime moteur est augmenté pour atteindre les 1250 tr/min . Puis, jusqu'à ce que les vitesses du moteur et de l'AVL soient égales (Figure 3-54b), l'embrayage patine afin de suivre le cycle de vitesse (Figure 3-54d). Quand cela est fait (activation du modèle 2), le contrôle en vitesse est réalisé en pilotant l'injection du moteur.

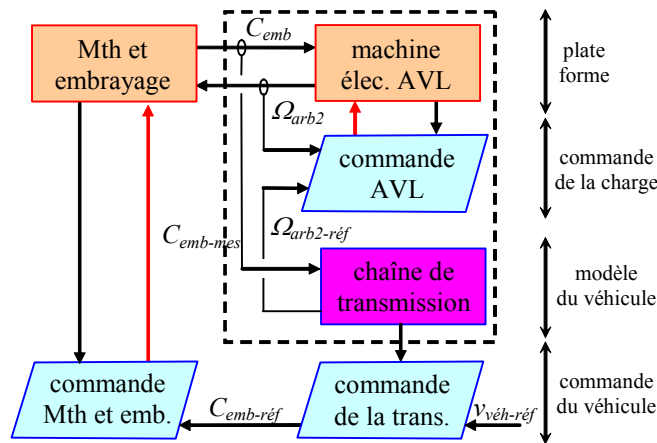


Figure 3-52. Principe de l'émulateur

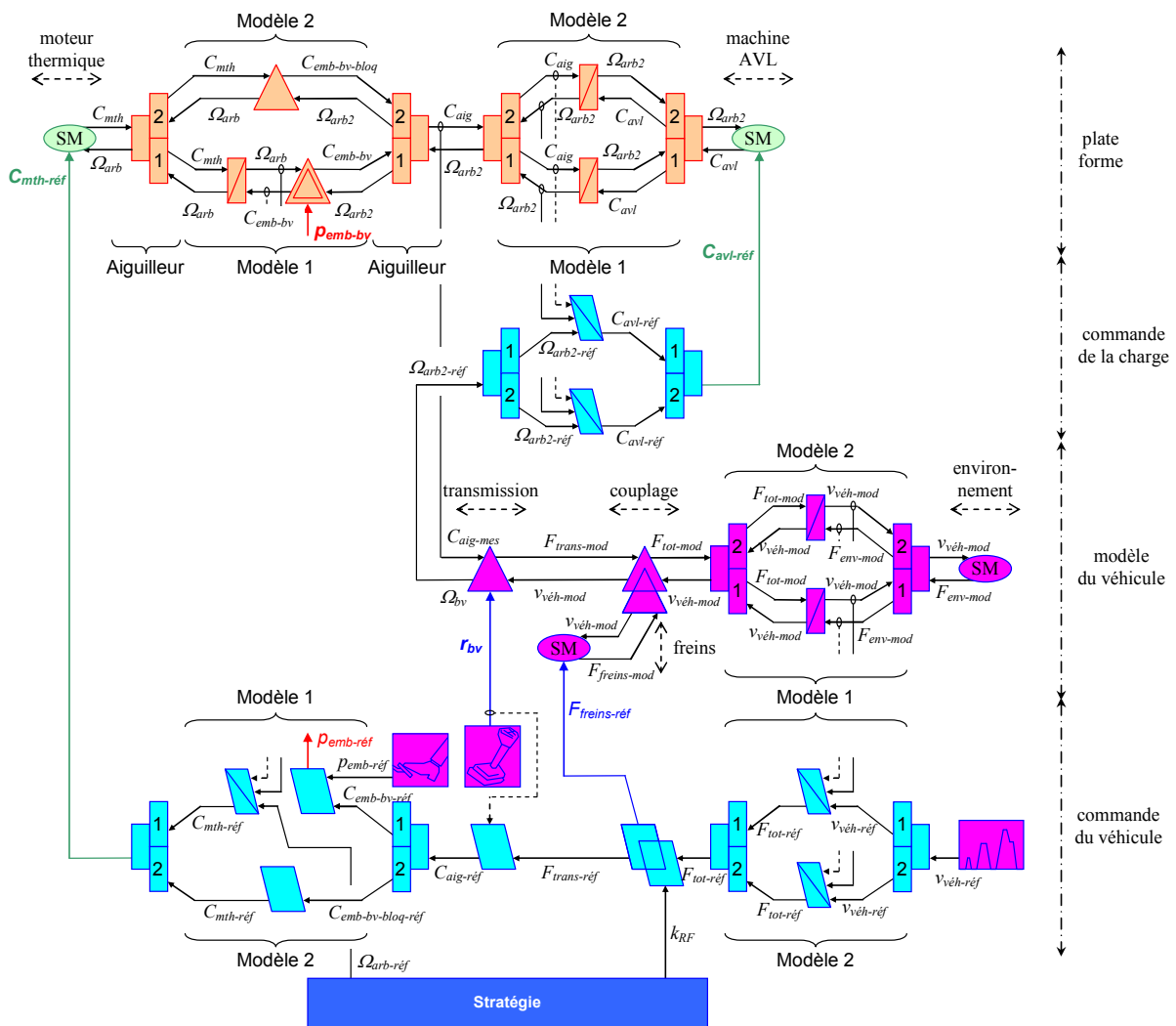


Figure 3-53. REM et SMC de l'émulateur du véhicule thermique

Afin de valider nos modèles, nous avons réalisé une simulation sous les mêmes conditions que l'expérimentation (Figure 3-55). Les quelques différences sont dues à l'utilisation des valeurs moyennes pour les convertisseurs statiques, le fait que les frottements visqueux des arbres sont négligés en simulation, l'utilisation de l'échantillonnage et de la quantification en expérimentation, l'hypothèse d'égalité entre le coefficient de frottement statique et dynamique, et celle de linéarité pour l'actionneur

de l'embrayage. Notons également que le couple de l'embrayage en patinage est en toute rigueur différent selon que l'embrayage s'ouvre ou se ferme (phénomène d'hystérésis). La connaissance de la position d'embrayage n'est donc pas assez précise pour connaître le couple de l'embrayage. Pour éliminer cette incertitude, nous avons fait l'hypothèse d'avoir une commande robuste. Cependant les résultats obtenus sont très proches et valident ce principe de commande d'une représentation multi-modèles.

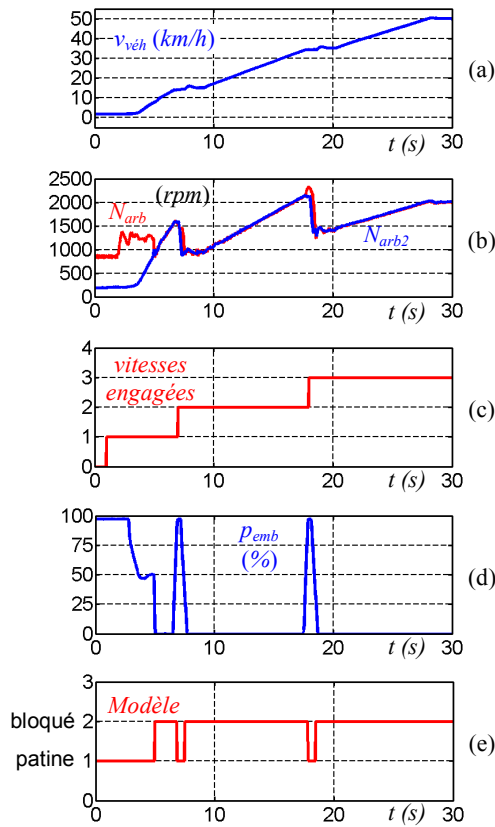


Figure 3-54. Résultats expérimentaux pour une partie du cycle UDC

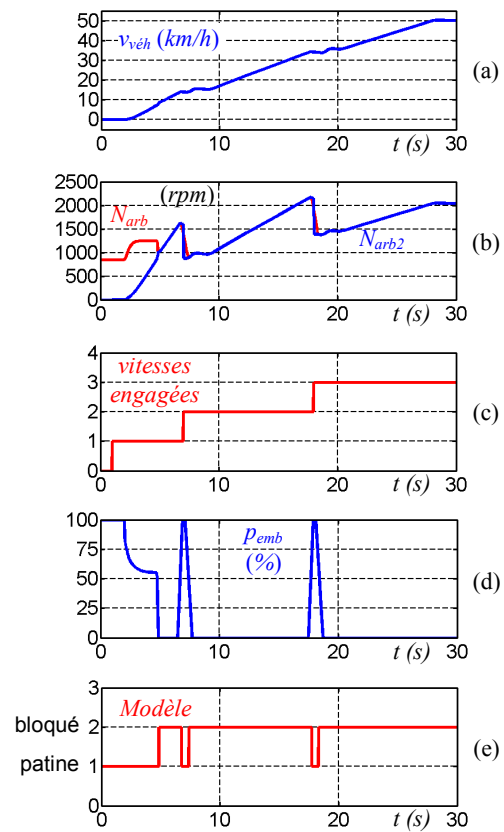


Figure 3-55. Résultats de simulation pour une partie du cycle UDC

vitesse émulée du véhicule (a), vitesses mesurées au primaire et secondaire de l'embrayage (b), rapport de boîte (c), position de l'embrayage (d), modèle utilisé (e)

3.3.5. Bilan de la commande du VEH parallèle

Ainsi, à l'aide du formalisme REM, un système multi-modèles commuté dans la même formulation peut être commandé d'une manière structurée et systématique, ceci tout en respectant la causalité intégrale. De nouvelles règles du formalisme ont d'ailleurs été définies afin de prendre en compte l'inversion des aiguilleurs énergétiques de modèles. Ce cas d'étude se démarque donc, d'une part par l'originalité de la solution retenue, et, d'autre part pour l'enrichissement du formalisme. Les essais expérimentaux d'un émulateur d'un véhicule conventionnel permettent de valider notre démarche de commande, laquelle est basée sur l'inversion d'une représentation multi-modèles.

Notons que la commande ne peut être réalisable sans un bon contrôle de la position de l'embrayage. L'Annexe D présente la modélisation et la commande de l'actionneur de l'embrayage du banc expérimental du LTE, réalisée lors d'un stage de collaboration [LHOMME 07a].

3.4. Commande du VEH mixte avec train planétaire

Le véhicule électrique hybride mixte étudié utilise deux machines électriques et un moteur thermique avec un train épicycloïdal (Figure 3-56). Ce composant mécanique relie les trois arbres mécaniques des motorisations du véhicule. Comme nous l'avons vu dans la sous partie 2.3, la modélisation d'une telle structure ne peut se faire que par le biais d'un élément d'accumulation vectoriel de vitesses et un nombre de couplages conséquents. La difficulté de la commande est de contrôler l'énergie entre ces couplages et l'élément d'accumulation vectoriel de vitesses.

Dans cette partie, les règles d'inversion de la REM seront appliquées pour en déduire la Structure Maximale de Commande (SMC) du VEH mixte. Le VEH sera tout d'abord analysé et le cahier des charges sera présenté. La nouvelle démarche pour la prise en compte des couplages énergétiques, exposée au § 3.1.1, sera utilisée. La stratégie que nous avons adoptée au § 3.1.2 sera ensuite appliquée. Des résultats de simulation seront présentés pour un cycle de vitesse normalisé.

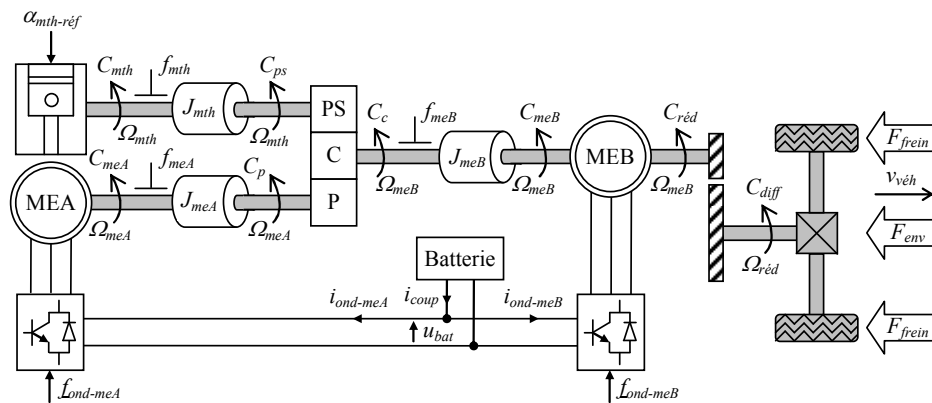


Figure 3-56. Synoptique du VEH mixte étudié

3.4.1. Analyse générale du VEH mixte

Parmi tous les modes de fonctionnement possibles (c. f. Tableau 2-2), rappelons que nous n'avons pas retenu la charge de la batterie à l'arrêt (flux série – c. f. § 3.1.2). La commande que nous devons réaliser doit donc gérer trois modes de fonctionnement du Tableau 2-2 : la faible vitesse, l'accélération et le mode « hérétique ». Pour réaliser ces tâches, le véhicule peut fonctionner en tout électrique ou en hybride. Nous proposons de détailler les objectifs et contraintes pour ces deux types de traction. Nous déduirons par la suite les chaînes de réglage qui relient la ou les entrées de réglage choisies pour faire évoluer le système aux variables à maîtriser (objectifs et contraintes).

Comme pour les deux autres architectures hybrides, nous n'avons qu'un seul objectif à maîtriser : la vitesse $v_{véh}$. La REM globale du VEH mixte (Figure 3-57) permet de déterminer efficacement les entrées de réglage du système. Les remarques faites pour les entrées de réglage des machines électriques du VEH série peuvent être également applicables (c. f. § 3.2.1). Nous distinguons quatre entrées de réglage pour régler les objectifs et les contraintes : les couples de référence du moteur thermique $C_{mth-réf}$ et des machines électriques MEA $C_{meA-réf}$ et MEB $C_{meB-réf}$; et la force de référence des freins $F_{freins-réf}$.

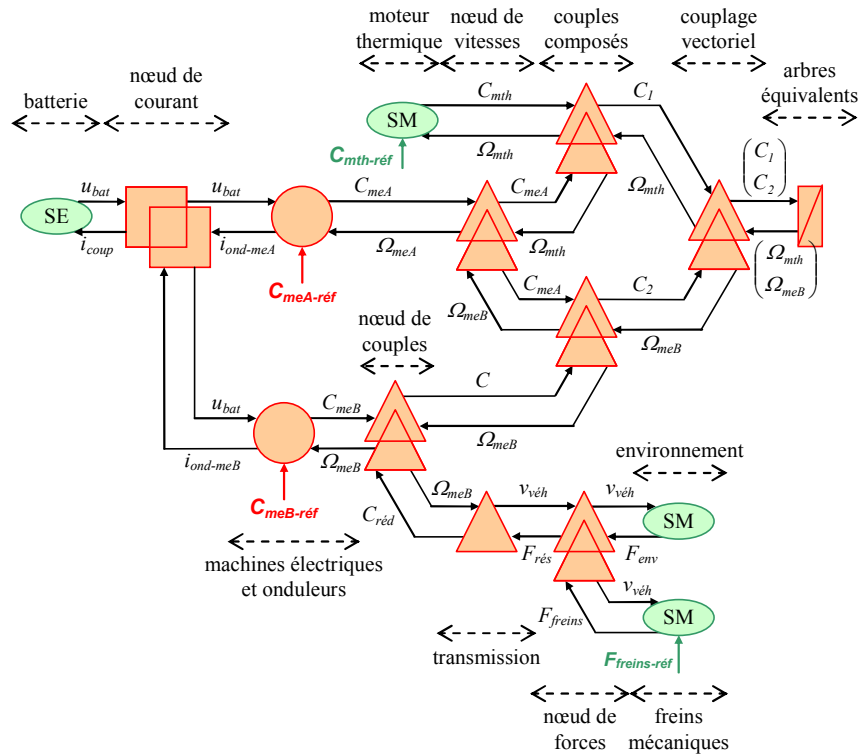


Figure 3-57. REM du VEH mixte

Analyse en traction hybride – Dans ce mode de traction, toutes les motorisations sont requises (c. f. Tableau 2-2). Le moteur thermique doit être utilisé pour qu’il consomme le moins possible de carburant. Afin de choisir les points optimaux, il doit être contrôlé à la fois en couple (C_{mth}) et en vitesse (Ω_{mth}). Le moteur thermique agit directement sur son couple C_{mth} (contrainte), une première chaîne de réglage peut donc être directement déduite (Figure 3-58). Les deux machines électriques et les freins mécaniques agissent sur la vitesse du véhicule v_{veh} (objectif) et sur la vitesse du moteur thermique Ω_{mth} (contrainte). Trois chaînes de réglage imbriquées peuvent donc agir pour contrôler à la fois la vitesse linéaire du véhicule et la vitesse angulaire du moteur thermique :

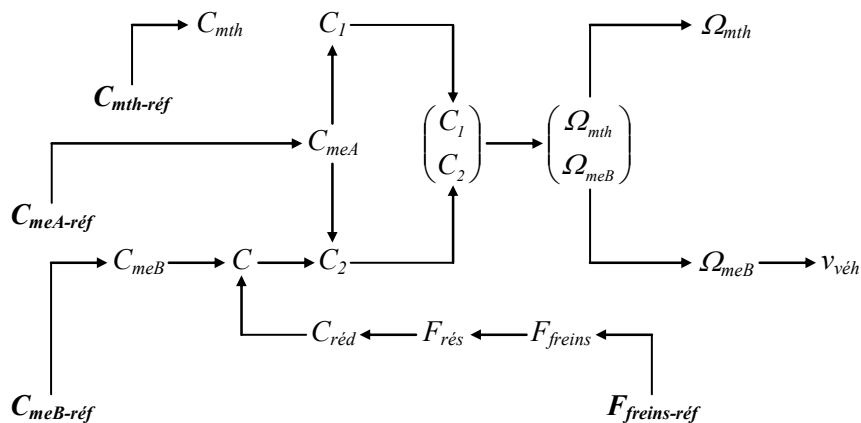


Figure 3-58. Chaînes de réglage pour la traction hybride

Nous avons déterminé une démarche permettant de trouver le nombre de compensations et de critères à utiliser (c. f. § 3.1.1). Nous allons la mettre en pratique pour le train planétaire. Notons que les

résolutions du nœud de forces et du nœud de couples sont respectivement les cas classiques de la résolution d'un couplage aval par compensation et par répartition.

Pour l'étude des couplages modélisant le train planétaire (nœud de vitesses, couples composés et couplage vectoriel), nous avons un objectif à maîtriser (v_{veh} via $\Omega_{meB} : n_O = 1$) et une contrainte à contrôler ($\Omega_{mth} : n_C = 1$) pour deux variables de réglage (C_{meA} et $C : n_{VR} = 2$). De la relation (3.7), nous pouvons déduire le nombre de critères à utiliser : $n_K = 0$, cela signifie que l'inversion des couplages ne requiert aucun critère. Le nombre de compensations à utiliser dépend, quant à lui, du nombre d'entrées d'action n_E du couplage participant à l'évolution des contraintes et des objectifs. Trois entrées d'action ($n_E = 3$) participent à l'évolution de l'objectif et de la contrainte : C_{mth} , C_{meA} et C . Comme deux de ces trois entrées font déjà parties des variables de réglage (C_{meA} et C), la dernière devient une entrée de perturbation dont il faut minimiser l'effet. La relation (3.8) permet de définir le nombre de compensations à utiliser : $n_{CP} = 1$ (C_{mth}). En résumé, l'inversion des couplages n'a besoin que d'une seule compensation (extérieure aux couplages) pour réaliser l'objectif et la contrainte.

Analyse en traction électrique – En tout électrique, la puissance provient essentiellement de la machine électrique MEB. Cette machine étant connectée à la couronne extérieure du train planétaire, d'autres composants au sein de ce train vont se mettre en mouvement. On désire maintenir pour ce mode de traction le moteur thermique à l'arrêt. L'arrêt du moteur thermique va induire une résistance sur le train épicycloïdal, résistance qui est due à la mise en rotation des vilebrequins pour le démarrage. Si la résistance est assez grande pour que la vitesse du moteur thermique soit nulle, alors les satellites se mettent en rotation. Comme la machine électrique MEA est déconnectée de toute alimentation, sa rotation est totalement libre. Afin de ne pas imposer un couple au moteur thermique plus grand que son couple résistant, le couple accélérateur du véhicule devra donc être limité. L'Annexe E présente les limites acceptables du véhicule.

Les limites étant fixées, les chaînes de réglage permettant de maîtriser la vitesse du véhicule (objectif) peuvent être définies. Le véhicule fonctionne en tout électrique, la machine électrique MEB est donc la seule à fournir de la puissance aux roues. Les freins mécaniques agissant également sur la vitesse du véhicule, nous pouvons déterminer une première chaîne de réglage imbriquée pour maîtriser l'objectif (Figure 3-59). Le moteur thermique et la machine électrique MEA sont inutilisés. Comme nous travaillons avec des modèles énergétiques, leurs couples (contraintes) doivent être contrôlés.

Comme pour la traction hybride, les résolutions du nœud de forces et du nœud de couples sont respectivement les cas classiques de la résolution d'un couplage aval par compensation et par répartition.

Pour l'étude des couplages modélisant le train planétaire (nœud de vitesses, couples composés et couplage vectoriel), nous avons un objectif à maîtriser (v_{veh} via $\Omega_{meB} : n_O = 1$) et aucune contrainte à contrôler ($n_C = 0$) pour une variable de réglage ($C : n_{VR} = 1$). De la relation (3.7), nous pouvons déduire que l'inversion du couplage ne requiert aucun critère ($n_K = 0$). Le nombre de compensations à utiliser dépend, quant à lui, du nombre d'entrées d'action n_E du couplage participant à l'évolution des contraintes et des objectifs. Deux entrées d'action ($n_E = 2$) participent à l'évolution de l'objectif : C_{meA} et C . Comme une de ces deux entrées fait déjà partie de la variable de réglage (C), l'autre devient une entrée de perturbation dont il faut minimiser l'effet. La relation (3.8) permet de définir le nombre de compensations à utiliser : $n_{CP} = 1$ (C_{meA}). L'inversion du couplage n'a donc besoin que d'une seule compensation (extérieure aux couplages) pour réaliser l'objectif.

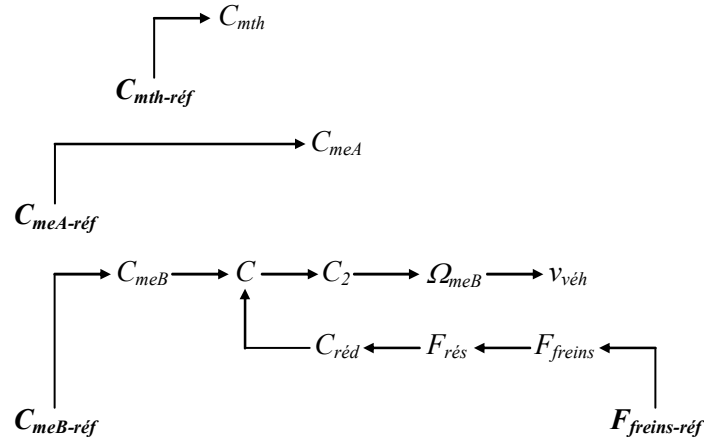


Figure 3-59. Chaînes de réglage pour la traction électrique

En résumé, nous devons donc contrôler un objectif (v_{veh}) et maîtriser trois contraintes indépendantes (C_{mth} , Ω_{mth} et C_{meA}) à l'aide de quatre entrées de réglage ($C_{mth-réf}$, $C_{meA-réf}$, $C_{meB-réf}$ et $F_{freins-réf}$).

3.4.2. Structure de commande du VEH mixte

SMC en traction hybride – La SMC en traction hybride (Figure 3-60) est déterminée par l'inversion élément par élément selon les chaînes de réglage de la Figure 3-58.

La chaîne de réglage du couple du moteur thermique est facilement inversible. La référence de ce couple est déterminée à partir d'un bloc de stratégie que nous détaillerons au paragraphe suivant.

En ce qui concerne le contrôle de la vitesse linéaire du véhicule v_{veh} et de la vitesse angulaire du moteur thermique Ω_{mth} , la commande est nécessairement plus complexe. Les chaînes de réglage imbriquées laisse présager en effet, un grand nombre de possibilités. Nous proposons d'inverser ces chaînes de réglage pas à pas afin de bien mettre en évidence toutes les subtilités d'un tel système.

Grâce à la relation rigide de la transmission liant la vitesse linéaire du véhicule v_{veh} à la vitesse de la machine électrique MEB Ω_{meB} , la vitesse du véhicule de référence $v_{veh-réf}$ imposé par le cycle test peut être directement inversible :

$$\Omega_{meB-réf} = \frac{k_{red}}{R_{roue}} v_{veh-réf} \quad (3.35)$$

Cela devient plus compliqué lorsque l'on arrive à l'inversion de l'élément d'accumulation vectoriel des deux vitesses Ω_{meB} et Ω_{mth} . Cet élément d'accumulation est assez particulier car l'évolution d'un des deux couples composées d'entrées (C_1 ou C_2) entraîne l'évolution des deux vitesses. Nous avons d'ailleurs défini ce phénomène par des mutuelles inertielles fictives. L'évolution des vitesses dépend donc des couples d'entrée. Les correcteurs que nous devons mettre pour inverser les relations causales pourront être couplés par des matrices de passage. Ces matrices peuvent être déterminées à partir des relations (2.53) et (2.54). Nous trouvons les équations des couples composées C_1 et C_2 suivantes :

$$\begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} = J \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Omega_{mth} \\ \Omega_{meB} \end{bmatrix} + F \begin{bmatrix} \Omega_{mth} \\ \Omega_{meB} \end{bmatrix} \text{ avec } J = \begin{bmatrix} J_1 & -J_2 \\ -J_3 & J_4 \end{bmatrix} \text{ et } F = \begin{bmatrix} f_1 & -f_2 \\ -f_3 & f_4 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Le terme en dérivée représente la causalité des vitesses et c'est ce terme que les correcteurs devront régler. On peut donc en toute logique écrire la relation pour déterminer les couples composées à imposer au système :

$$\begin{bmatrix} C_{1\text{-réf}} \\ C_{2\text{-réf}} \end{bmatrix} = J \begin{bmatrix} C_{\Omega_{mth}} (\Omega_{mth\text{-réf}} - \Omega_{mth\text{-mes}}) \\ C_{\Omega_{meB}} (\Omega_{meB\text{-réf}} - \Omega_{meB\text{-mes}}) \end{bmatrix} + F \begin{bmatrix} \Omega_{mth\text{-mes}} \\ \Omega_{meB\text{-mes}} \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

Le suivi de la vitesse angulaire du moteur thermique Ω_{mth} doit être rapide et sans trop de retard. Nous avons donc opté pour un correcteur PI ($C_{\Omega_{mth}}$). La vitesse angulaire de la machine électrique MEB Ω_{meB} est l'image de la vitesse linéaire du véhicule v_{veh} . Comme pour les deux autres architectures hybrides un correcteur PI ($C_{\Omega_{meB}}$) a été choisi pour modéliser le conducteur.

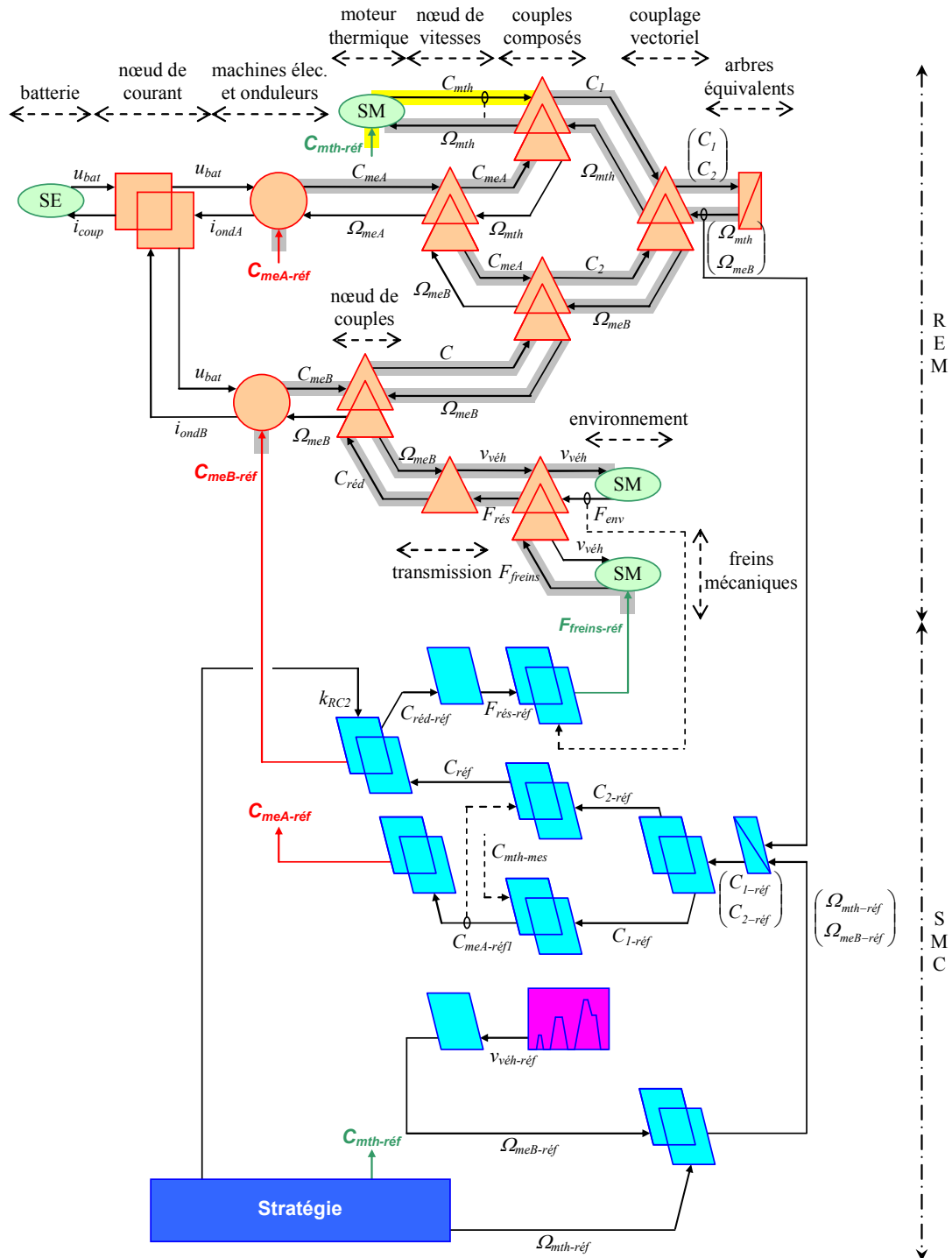


Figure 3-60. REM, chaînes de réglage et SMC du VEH mixte en traction hybride

Le découplage des couples composés $C_{1-réf}$ et $C_{2-réf}$ réalisé par l'équation (3.37) permet de les contrôler de manière séparée. La Figure 3-61 représente l'étude de la commande du train planétaire. La machine électrique MEB et les freins mécaniques étant des composants qui participent au réglage du système, nous avons représenté la transmission mécanique comme une source mécanique contrôlée en couple. Le moteur thermique est considéré, pour cette étude, comme déjà contrôlé.

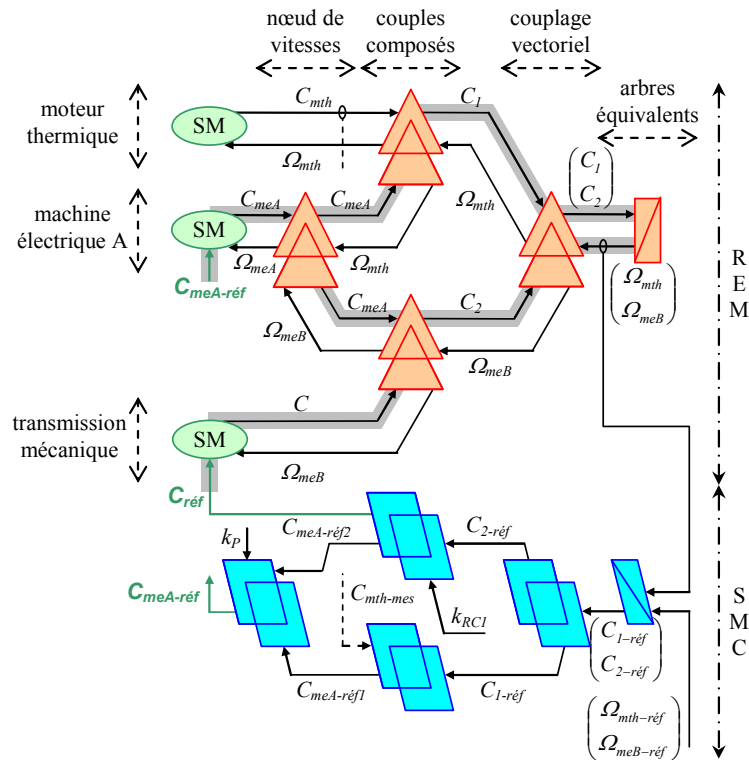


Figure 3-61. REM, chaînes de réglage et SMC du train planétaire

L'inversion du couplage vectoriel est directe, mais on passe d'une écriture vectorielle en écriture scalaire. Le couple composé C_1 dépend des couples de la machine électrique MEA (C_{meA}) et du moteur thermique (C_{mth}). Comme le couple du moteur thermique (C_{mth}) ne participe pas au contrôle des vitesses, l'inversion du couplage aval qui détermine le couple composé C_1 est réalisée en compensant la mesure du couple du moteur thermique :

$$C_{meA-réf1} = \frac{C_{1-réf} - C_{mth-mes}}{1 - k_b} \quad (3.38)$$

Le couple composé C_2 dépend du couple de la machine électrique MEA (C_{meA}) et du couple C généré par la machine électrique MEB, l'environnement extérieur et les freins mécaniques (transmission mécanique). Comme la chaîne de réglage passe par ces deux variables, l'inversion du couplage aval caractérisant le couple composé C_2 est réalisée en utilisant un critère de répartition k_{RCI} :

$$\begin{cases} C_{réf} = k_{RCI} C_{2-réf} \\ C_{meA-réf2} = (1 - k_{RCI}) \frac{C_{2-réf}}{k_b} \end{cases} \quad (3.39)$$

L'inversion du couplage amont caractérisant le nœud de vitesses fait appel à un critère de pondération. Le couple de la machine électrique MEA de référence $C_{meA-réf}$ est calculé à partir de la contribution pondérée de chaque couple de la machine des couples composés C_1 et C_2 :

$$C_{meA-réf} = k_p C_{meA-réf1} + (1 - k_p) C_{meA-réf2} \quad (3.40)$$

L'inversion couplage par couplage du train planétaire donne donc a priori l'utilisation d'une compensation, d'un critère de répartition et d'un critère de pondération. Pourtant l'utilisation de la nouvelle démarche, qui permet de trouver le nombre de compensations et de critères à utiliser, nous indique que le contrôle n'a besoin que d'une seule compensation (extérieure aux couplages) pour réaliser l'objectif et la contrainte. Dans ce cas, pourquoi avons-nous trouvé pour l'étude du couplage par décomposition, deux critères et une compensation ?

Les règles d'inversion de la REM nous ont en effet permis de déterminer deux critères, mais la REM ne nous dit en aucun cas leurs valeurs. Pour pouvoir contrôler les vitesses d'une manière optimale, il faut pouvoir fournir les couples de référence qu'ils demandent. Comme le couple du moteur thermique est perçu comme une perturbation, le couple de référence de la machine électrique MEA $C_{meA-réf}$ n'a donc pas d'autre choix que d'être égal au couple $C_{meA-réf1}$ de la machine du couple composé C_1 . Cela implique d'avoir un critère de pondération unitaire ($k_p = 1$). Cette valeur unitaire contribue à la réalisation d'une commande maître esclave. La chaîne d'énergie du couple composé C_1 (maître) est privilégiée par rapport à la chaîne d'énergie du couple composé C_2 (esclave).

Comme le couple de la machine MEA est fixé, le critère k_{RC1} (3.39) répartissant les couples $C_{meA-réf2}$ et $C_{réf}$ devient fixe également :

$$k_{RC1} = 1 - k_b \frac{C_{meA-réf2}}{C_{2-réf}} = 1 - k_b \frac{C_{meA-réf1}}{C_{2-réf}} \quad (3.41)$$

Ce critère de répartition revient à réaliser une simple compensation du couple de référence de la machine électrique MEA :

$$C_{réf} = C_{2-réf} - k_b C_{meA-réf1} \quad (3.42)$$

Notons que la compensation de la référence du couple C_{meA} vérifie la définition que nous avons instauré au § 3.1.1 : dans les couplages (complexes), pour une entrée à compenser, on prendra sa référence si elle appartient aux chaînes de réglage traversant le couplage. Comme C_{meA} participe au réglage des deux vitesses angulaires Ω_{mth} et Ω_{meB} , la compensation du couple C_{meA} à prendre en compte pour le calcul du couple $C_{réf}$ ne peut donc être réalisée que par sa référence.

En résumé, la SMC optimale du train planétaire (c. f. Figure 3-62) est obtenue en compensant une variable externe ($C_{mth-mes}$) et une variable interne ($C_{meA-réf1}$).

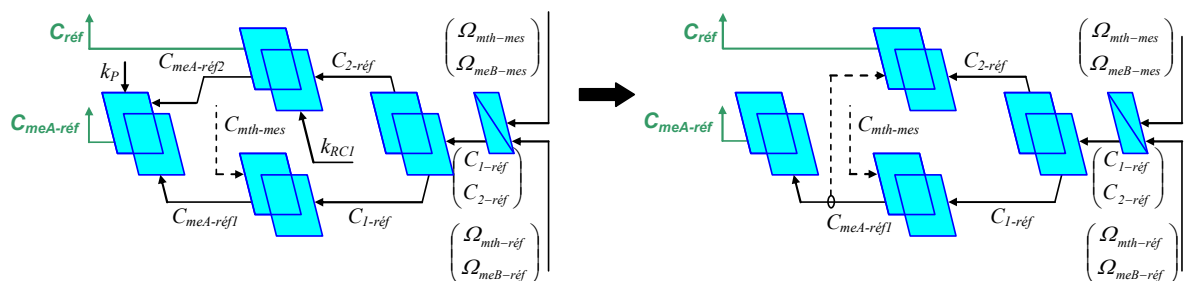


Figure 3-62. SMC optimale du train planétaire

L'étude du nombre de critères et de compensations a permis de mettre en exergue la non indépendance du critère de répartition et de pondération. En effet, le choix de la valeur du critère de pondération impose la valeur du critère de répartition. Cette dernière valeur étant fixe, on peut la considérer

comme un gain, ou, comme nous l'avons fait ici, par une simple compensation. Cette étude montre qu'un même système peut avoir des structures de commande différentes. Le concepteur utilisant la REM doit donc porter une attention particulière sur les critères. La démarche que nous avons établie au § 3.1.1 permet donc de déterminer le nombre de degrés de liberté indépendant et le nombre de compensations nécessaires au système pour être maîtrisé. Un système comme le train planétaire peut donc être modélisé de différentes façons et c'est le modélisateur qui choisira le niveau de granularité voulu.

Le couple de référence de la transmission mécanique $C_{réf}$ peut être maîtrisé soit par la machine électrique MEB soit par les freins mécaniques du véhicule. L'inversion du couplage aval caractérisant le nœud de couple ne peut être réalisé qu'au moyen d'une répartition d'énergie. Cette répartition est réalisée au moyen d'un critère de répartition des couples k_{RC2} :

$$\begin{cases} C_{meB-réf} = k_{RC2} C_{réf} \\ C_{rés-réf} = (k_{RC2} - 1) C_{réf} \end{cases} \quad (3.43)$$

Le couple de référence $C_{meB-réf}$ est ensuite appliqué sur le contrôle de la machine MEB. Quant au couple de référence $C_{rés-réf}$, il est inversé par la relation liant celui-ci à la force de résistance à l'avancement $F_{rés-réf}$:

$$F_{rés-réf} = \frac{k_{rés}}{R_{roue}} C_{rés-réf} \quad (3.44)$$

Cette force permet de déterminer la force de freinage requise pour les freins mécaniques, en venant inverser le couple aval par compensation de la force de l'environnement extérieur F_{env} :

$$F_{freins-réf} = F_{rés-réf} - F_{env-mes} \quad (3.45)$$

Traction tout électrique – La SMC en traction électrique (Figure 3-63) est déterminée par l'inversion élément par élément selon les chaînes de réglage de la Figure 3-59.

Rappelons que pour ce mode de traction le moteur thermique est coupé. Son couple de traînée (résistant) du moteur thermique bloque sa rotation. La puissance de traction provient de la couronne externe du train planétaire via la machine électrique MEB. La machine électrique MEA n'est pas alimentée et tourne librement. Le mouvement résultant fait tourner les satellites du train.

Le moteur thermique n'est donc pas utilisé pour ce mode de traction. En pratique, cela est réalisé simplement en appliquant sur l'ouverture de l'injection une valeur nulle. Nous avons vu au § 2.1.3 que cela correspond à un couple égal au couple de traînée du moteur.

La machine électrique MEA est également coupée de toute alimentation. En pratique, cela revient à ouvrir les interrupteurs de puissance du convertisseur de puissance associé. Nous verrons dans le paragraphe suivant, quelle stratégie nous devons adopter pour notre modèle énergétique, ceci afin de représenter ce mode de fonctionnement.

La vitesse du véhicule est inversée de la même manière qu'en traction hybride. Comme le moteur thermique est à l'arrêt, le contrôle de sa vitesse n'a plus lieu d'exister. Le correcteur de vitesse de la machine électrique Ω_{meB} ne peut donc plus être couplé avec le correcteur de vitesse du moteur thermique Ω_{mth} . Comme le couple C_1 n'est plus une variable de réglage, il doit être compensé afin de déterminer le couple composé de référence $C_{2-réf}$. La relation (2.56) est utilisée pour définir le couple $C_{2-réf}$:

$$C_{2-réf} = J'_{mth} C_{\Omega_{meB}} (\Omega_{meB-réf} - \Omega_{meB-mes}) - K_{mth1} C_{1-mes} + f'_{mth} \Omega_{mth-mes} - f''_{meB} \Omega_{meB-mes} \quad (3.46)$$

avec $C_{\Omega_{meB}}$ le même correcteur PI que pour la traction hybride.

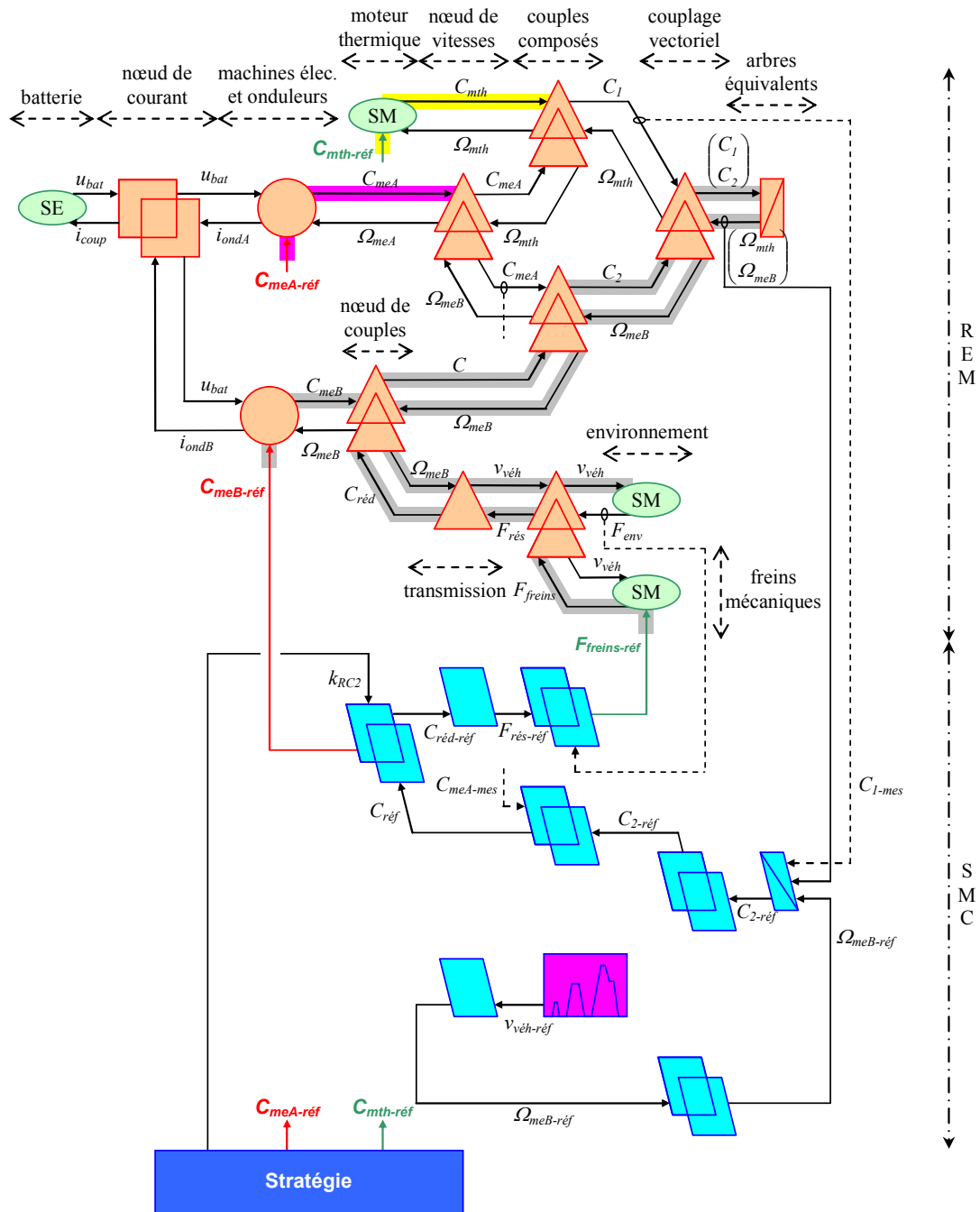


Figure 3-63. REM, chaînes de réglage et SMC du VEH mixte en traction électrique

L'inversion du couplage aval déterminant le couple composé C_2 est réalisée par compensation de la mesure du couple de la machine électrique MEA $C_{meA-mes}$. Le couple de la machine électrique MEB et la force appliquée sur les freins sont finalement déterminés en inversant la chaîne de réglage de la même manière que pour la traction hybride. Comme nous l'avons défini au paragraphe précédent, notons que l'inversion des couplages du train planétaire nécessite l'utilisation d'une seule compensation ($C_{meA-mes}$).

3.4.3. Gestion énergétique globale du VEH mixte

Contrairement à ce que l'on aurait pu penser, le VEH mixte est le véhicule qui possède le moins de degrés de liberté (au niveau stratégie) supplémentaire vis-à-vis des autres architectures. Un grand

nombre de modes de fonctionnement sont toutefois quand même possible. En effet, plusieurs stratégies peuvent définir différemment les degrés de liberté supplémentaires et les références en leur donnant des valeurs différentes ou non. Nous ne distinguons qu'un seul critère, le critère de répartition des couples k_{RC2} entre la machine électrique MEB et les freins mécaniques (Figure 3-64). Trois entrées de références sont, de plus, utilisées : le couple $C_{mth-réf}$ et la vitesse angulaire $\Omega_{mth-réf}$ du moteur thermique ; et le couple $C_{meA-réf}$ de la machine électrique MEA. Une autre gestion qui n'apparaît pas explicitement sur la REM est le choix du mode de traction, c'est-à-dire entre tout électrique ou hybride.

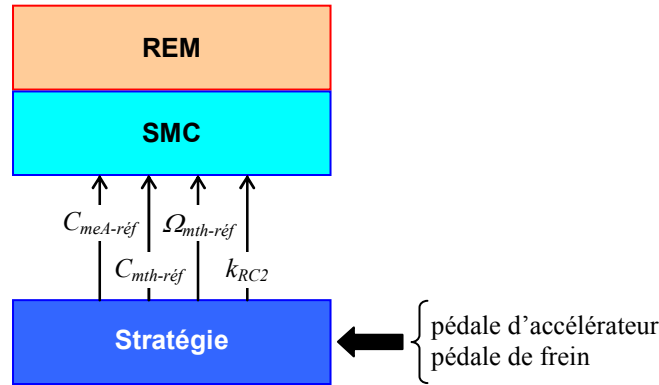


Figure 3-64. Identification des stratégies du VEH mixte

Gestion du mode de traction – Cette gestion détermine le mode de traction à utiliser : tout électrique ou hybride. Comme pour les deux autres architectures, nous avons utilisé les deux zones définies au § 3.1.2 : la zone urbaine et la zone extra urbaine. En urbain, la puissance est telle que la machine électrique MEB peut travailler seule. Le véhicule fonctionne alors en tout électrique. Ceci n'est possible que si la batterie est supérieure à son seuil de charge ($DOD = 45\%$). En extra urbain, la puissance de traction est trop importante pour que le véhicule fonctionne en tout électrique. De plus, la limite de la vitesse en tout électrique (pour le respect de la contrainte de la vitesse maximale de la machine MEA) est de 59 km/h (c. f. Annexe E). Dans cette zone les trois motorisations fonctionnent. Le fonctionnement hybride est également utilisé si la batterie est déchargée ($DOD \geq 55\%$). Nous avons proscribed l'utilisation du moteur thermique à l'arrêt du véhicule pour une recharge éventuelle de la batterie (flux série – c. f. § 3.1.2). Nous avons fait le choix d'arrêter le moteur thermique lorsque la vitesse du véhicule est inférieure ou égale à 10 km/h . Le passage d'un mode de traction à un autre est synthétisé au moyen du Réseau de Petri de la Figure 3-65 et du Tableau 3-12.

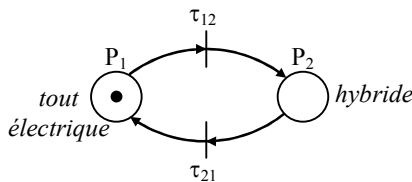


Figure 3-65. Réseau de Petri du mode de traction

Tableau 3-12. Transitions du RdP du mode de traction

Transitions	Conditions
τ_{12}	$v_{véh} \geq 55\text{ km/h}$ ou $DOD \geq 55\%$
τ_{21}	$v_{véh} \leq 10\text{ km/h}$ ou $(v_{véh} \leq 50\text{ km/h}$ et $DOD \leq 45\%)$

Gestion de la machine électrique MEA – Cette stratégie est utilisée en traction tout électrique. En traction hybride, ce couple est déterminé de manière systématique. Lors d'un fonctionnement du véhicule en tout électrique, la machine électrique MEA est coupée de toute alimentation. En pratique, cela revient à ouvrir les interrupteurs de puissance du convertisseur de puissance associé. Mais comme la machine électrique MEA et le convertisseur de puissance sont modélisés par une cartographie, le cou-

ple de référence doit être égal au couple des pertes par frottement de la machine électrique, pertes dues à sa rotation. Le couple de la machine électrique MEA dépendant du mode de traction du véhicule, le Réseau de Petri de la Figure 3-65 peut être utilisé. Ainsi, en traction hybride le couple sera déterminé via la SMC et en traction électrique par la stratégie que nous venons de détailler.

Gestion du moteur thermique – Le moteur thermique est utilisé en zone extra urbaine ($v_{veh} \geq 55$ km/h) ou quand la batterie a atteint son niveau de décharge ($DOD \geq 55\%$). Si l'on désire pouvoir travailler sur toute la zone urbaine, soit de 10 à 55 km/h, il faut que la machine MEA travaille dans sa plage de vitesse définie. Le point optimum du moteur thermique ($\eta_{mth} = 40,3\%$) impose de travailler à une vitesse de 1500 tr/min. Comme les trois vitesses des machines sont liées par la formule de Ravignaux (2.52), la machine électrique MEA varie de -100 tr/min (pour une vitesse de 55 km/h) à 4400 tr/min (pour une vitesse de 10 km/h). La machine MEA ayant une vitesse maximale de 5900 tr/min, nous resterons dans les limites acceptables.

En zone extra urbaine, si la batterie est chargée, le mode « hérétique » est utilisé (c. f. Tableau 2-2). Ce mode est appelé ainsi car il est contraire à ce qui est couramment admis. La machine électrique MEB freine la voiture en se comportant comme une génératrice. L'électricité produite est transmise directement à la machine MEA laquelle se comporte en moteur et aide à la traction le moteur thermique. Les pertes des machines électriques sont estimées et ajoutées à la puissance de traction que doit fournir le moteur thermique. Ce mode permet, d'une part de ne pas solliciter la batterie et, d'autre part d'utiliser le moteur thermique dans sa meilleure plage d'utilisation (couple et vitesse respectivement asservis par le moteur thermique et la machine électrique MEA). La vitesse du véhicule étant supérieure à 55 km/h, il n'y a plus de problèmes concernant la plage d'utilisation de la machine MEA. Le Réseau de Petri de la Figure 3-66 et le Tableau 3-13 permettent de synthétiser les états que nous venons de citer.

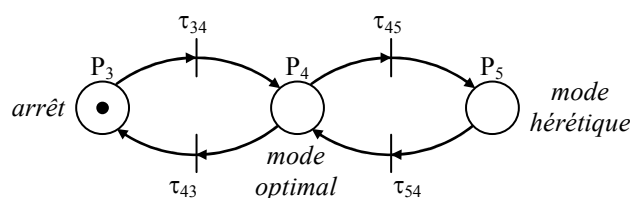


Figure 3-66. Réseau de Petri du moteur thermique

Tableau 3-13. Transitions du RdP du moteur thermique

Transitions	Conditions
τ_{43}	$v_{veh} \geq 55$ km/h ou $DOD \geq 55\%$
τ_{34}	$v_{veh} \leq 10$ km/h ou ($v_{veh} \leq 50$ km/h et $DOD \leq 45\%$)
τ_{45}	$v_{veh} \leq 50$ km/h
τ_{54}	$v_{veh} \geq 55$ km/h

Gestion du freinage – Cette gestion permet de répartir l'énergie entre la machine électrique MEB et les freins mécaniques du véhicule. La stratégie doit estimer l'énergie maximale que peut fournir la machine MEB et l'énergie maximale que peut recevoir la batterie. Lorsque les puissances instantanées de la machine électrique MEB et de la batterie sont assez élevées pour accepter toute l'énergie de freinage alors k_{RC2} est fixé à 1 (récupération tout électrique). Si aucune énergie ne peut être récupérée

(batterie chargée), k_{RC2} est fixé à 0 (freinage mécanique). Dans le cas où la puissance de freinage instantanée est trop importante pour la batterie, le critère k_{RC2} variera entre 0 et 1. Le véhicule freinera alors électriquement et mécaniquement. Notons que nous pouvons utiliser le même Réseau de Petri que pour la gestion du freinage du VEH parallèle (Figure 3-45).

3.4.4. Résultats de simulation

La simulation du VEH mixte est faite pour le même cycle NEDC que pour les deux autres architectures hybrides. Notons tout d'abord que le suivi de cycle de la trajectoire de vitesse est bien respecté (Figure 3-67a). La batterie étant chargée ($DOD = 45\%$ – Figure 3-67f) au début de la simulation ($t = 0\text{ s}$), le véhicule démarre en tout électrique. La machine électrique MEB délivre alors une puissance positive (Figure 3-67d), laquelle va induire un courant positif dans la batterie (convention génératrice – Figure 3-67e). La batterie étant sollicitée en traction, elle se décharge et la profondeur de décharge DOD augmente. Quand cette profondeur de décharge atteint les 55 %, le moteur thermique est sollicité (Figure 3-67b) afin de fournir sa puissance optimale (Figure 3-68). La machine électrique MEA permet de démarrer le moteur thermique (puissance positive – Figure 3-67c) et recharge ensuite la batterie (puissance négative). La puissance développée par le moteur thermique est telle qu'une grande quantité de cette puissance est transmise également à la machine électrique MEB. Cette machine fonctionne alors en génératrice et contribue également à la recharge de la batterie. Le moteur thermique est arrêté dès que le DOD atteint les 45 %.

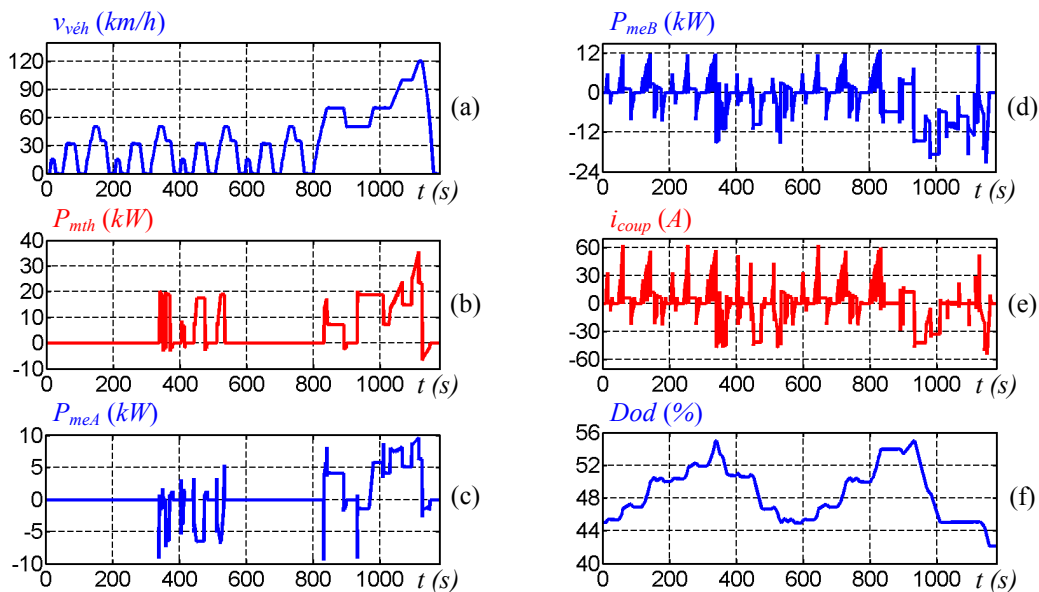


Figure 3-67. Résultats de simulation du VEH mixte pour un cycle NEDC : vitesse du véhicule (a), puissances développées par le moteur thermique (b), la machine électrique MEA (c) et la machine électrique MEB (d), courant de la batterie (e) et profondeur de décharge de la batterie (f)

En zone extra urbaine, quand la batterie est chargée, la stratégie du moteur thermique impose de faire fonctionner celui-ci à une puissance correspondante à la puissance de traction et aux pertes des deux machines électriques. C'est le mode « hérétique ». La machine électrique MEB est contrôlée en génératrice pour fournir sa puissance à la machine électrique MEA, laquelle fonctionne en moteur. Pour ce mode, le courant circulant dans la batterie est nul. D'un point de vue énergétique, cela revient à dire que le véhicule fonctionne en tout thermique.

La machine électrique MEB travaille à des puissances élevées en moteur et en générateur (c. f. Figure 3-67d). Ces puissances correspondent respectivement à la traction tout électrique et à la recharge de la batterie et/ou à la décélération du véhicule. La stratégie de freinage permet en effet de stocker toute l'énergie cinétique dans la batterie. Quand la batterie est déchargée, le moteur thermique travaille à son point de fonctionnement optimal ($P_{mth-optim}$ sur la Figure 3-68). En zone extra urbaine, la stratégie doit faire fonctionner le moteur thermique sur sa plage à meilleur rendement. Malheureusement la vitesse de la machine électrique MEA a dû être limitée pour le mode hétérotique. Cette limitation provient du manque de couple à haute vitesse (défluxage de la machine). Cet inconvénient vient du fait que les machines ont été choisies arbitrairement. Une étude plus approfondie devrait donc être réalisée sur ce point.

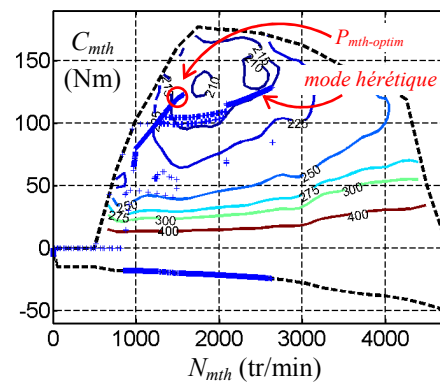


Figure 3-68. Cartographie du moteur thermique du VEH mixte pour un cycle NEDC

3.4.5. Bilan de la commande du VEH mixte

Le formalisme REM se démarque encore une fois en faisant apparaître de manière structurée la commande d'une architecture plutôt complexe. Cette partie a fait apparaître le fait que la partie conception d'un VEH doit être en parfait accord avec la commande, ceci afin d'éviter des problèmes de saturation ou autres. Nous avons également montré que la détermination d'une SMC avec les règles actuelles peut mener à l'utilisation de critères énergétiques interdépendants. La nouvelle démarche que nous avons proposée au § 3.1.1 permet, quant à elle, de déterminer précisément et directement le nombre de critères indépendants les uns des autres. Pour déterminer le nombre de critères indépendants il vaut donc mieux étudier ensemble tous les couplages interconnectés plutôt que de les étudier séparément. Les simulations permettent de vérifier le bon fonctionnement de notre démarche de commande.

3.5. Conclusion sur la commande et gestion d'énergie de VEHS

L'objectif de ce chapitre a été de déterminer, au sein de la structure de commande locale, les divers degrés de liberté qui mènent à l'articulation entre la gestion globale des sous systèmes et la gestion globale des véhicules. Ainsi, dans ce chapitre, nous avons développé la commande des trois architectures hybrides étudiés : série, parallèle et mixte. Le contrôle de chacune de ces architectures a été réalisé à partir des règles d'inversion pas à pas de la REM. La SMC de chaque architecture a fait apparaître les degrés de liberté supplémentaires pour la gestion des flux énergétiques des divers couplages. L'utilisation des Réseaux de Petri nous a permis de formaliser les diverses gestions en vue de répondre au cahier des charges d'une stratégie de supervision commune.

Une nouvelle démarche sur l'inversion des couplages a été également proposée, ceci afin de déterminer de manière systématique le nombre de critères et le nombre de compensations à utiliser. Cette nouvelle approche a été mise en pratique sur les VEHS étudiés. En outre, elle montre l'intérêt de considérer les couplages dans leur ensemble et non séparément.

La commande de l'architecture série avec supercondensateurs a permis de mettre en avant l'importance de l'inversion des couplages énergétiques au sein d'un système. Les nouvelles règles d'inversion pour la détermination directe du nombre de critères et du nombre de compensations ont, de plus, été validées sur cet exemple d'étude, jusqu'à l'expérimentation.

L'inversion de l'architecture parallèle à double embrayage a ensuite été présentée. Des nouvelles règles d'inversion ont été abordées afin de prendre en compte le contrôle de systèmes multi-modèles. La REM et la SMC déduite montrent qu'un système à états différents peut être représenté et géré d'une manière structurée dans une même formulation.

Comme nous l'avons vu à travers l'étude du VEH mixte, une SMC déduite d'une REM peut donner un grand nombre de critères. Les règles actuelles ne faisaient pas ressortir l'indépendance ou non de ces critères. C'est chose faite grâce à l'application de notre nouvelle démarche sur l'inversion des couplages, qui a permis de faire ressortir l'interdépendance des critères au sein de la structure de commande.

Même si notre but n'était pas de concevoir la meilleure stratégie qui soit, nous pouvons tout de même regarder la consommation des véhicules étudiés. Le Tableau 3-14 présente les relevés de consommations moyennes (litres/100 kms) pour nos trois architectures hybrides et pour la Renault Clio 1,5 dCi dont le moteur thermique et la transmission mécanique sont utilisés pour nos véhicules hybrides. Notons que les résultats du véhicule conventionnel proviennent d'essais réalisés lors d'un stage de collaboration avec le LTE – INRETS [LHOMME 07a]. Ce stage avait pour objectif de vérifier la commande d'un véhicule thermique basée sur la représentation multi-modèles (c. f. § 3.3.4).

Concernant les architectures hybrides, nous constatons une évolution de la consommation plus importante en zone extra urbaine qu'en zone urbaine. En zone urbaine, le moteur thermique fonctionne très peu. De plus, quand il est en service, il travaille à son meilleur point de fonctionnement. En zone extra urbaine, le moteur thermique est contrôlé pour qu'il puisse fonctionner dans sa meilleure plage d'utilisation (ou presque). Mais le cumul des rendements des diverses machines et convertisseurs font qu'il doit travailler à une puissance beaucoup plus importante pour subvenir au besoin de la traction.

Un véhicule électrique hybride apporte donc un avantage indéniable en ville (zone urbaine). Cependant il ne permet pas d'avoir des gains probants sur les cycles routiers et autoroutiers (zone extra urbaine). Pour cette zone, les véhicules étudiés consomment même plus que le véhicule thermique. Des stratégies plus optimales pourraient peut être y remédier. Le véhicule conventionnel consomme moins car il est équipé d'un moteur diesel de dernière génération avec des rendements très bons en zone extra urbaine. Le véhicule électrique hybride travaille avec des rendements un peu plus élevés mais il est nécessairement plus lourd. La surpuissance déduite entraîne une consommation plus élevée.

Tableau 3-14. Comparaison de consommation sur le cycle NEDC

	Cycles urbains	Cycle extra urbain	Cycle NEDC
Temps du parcours (s)	780	400	1180
Distance parcourue (kms)	4,052	6,955	11,007
Vitesse moyenne (km/h)	18,7	62,6	33,58
Conso. moy. expérimentation VT (litres/100 kms)	4,30	3,28	3,65
Conso. moy. simulation VT (litres/100 kms)	4,30	3,43	3,75
Conso. moy. simulation VEH série (litres/100 kms)	2,93	4,65	4,02
Conso. moy. simulation VEH parallèle (litres/100 kms)	2,06	4,03	3,31
Conso. moy. simulation VEH mixte (litres/100 kms)	2,24	4,26	3,57

Conclusion générale

L'objectif de cette thèse de doctorat a été d'apporter, à l'aide d'un formalisme, une méthodologie d'étude de véhicules électriques hybrides pour en déduire les règles de commande (gestion locale de l'énergie) et de stratégie (gestion globale de l'énergie) en se basant sur l'exploitation des contraintes et propriétés énergétiques des sous systèmes associés.

En terme de gestion énergétique, deux types d'approches peuvent être employées. La première approche vise à trouver les meilleurs chemins énergétiques des composants des architectures hybrides. Néanmoins, celle-ci induit nécessairement une connaissance a priori de l'évolution du système (cycle de vitesse par exemple). De plus, les études sont pour la plupart réalisées en statique et les nœuds énergétiques entre composantes du véhicule sont souvent négligés. La deuxième approche vise à considérer une modélisation plus dynamique incluant le conducteur. Nous avons retenue cette approche car la gestion en temps réel des flux énergétiques entre les composantes du véhicule (en dynamique et en statique) et leurs contraintes associées peuvent être alors prises en comptes. Des solutions pour gérer convenablement et rigoureusement les flux énergétiques de véhicules électriques hybrides, en temps réel, ont donc été présentées. Afin d'avoir un spectre assez large sur les développements proposés, nous nous sommes intéressés à trois structures hybrides foncièrement différentes, à savoir les architectures série, parallèle et mixte.

Dans le premier chapitre de ce mémoire, nous nous sommes intéressés à faire un bilan rapide sur l'utilisation des véhicules hybrides. Une synthèse des diverses classifications existantes a été détaillée. Une analyse sur les stratégies de supervision énergétique des véhicules hybrides a ensuite été effectuée. Une seconde partie de ce chapitre a présenté différents formalismes multi physiques pouvant modéliser un véhicule électrique hybride. Un simple cas d'étude a permis de mettre en exergue les divers avantages et inconvénients des formalismes étudiés. Nous avons identifié la Représentation Énergétique Macroscopique (REM) comme le formalisme répondant à notre cahier des charges. Le formalisme REM permet de modéliser de manière synthétique des systèmes multimachines multi-convertisseurs et de proposer de manière systématique une structure de commande.

La modélisation par REM des trois architectures électriques hybrides étudiées a été développée dans le second chapitre. Le véhicule électrique hybride série considéré a pour particularité d'utiliser des supercondensateurs à la place de batteries, plus couramment employées. La modélisation de cette architecture a permis de mettre en exergue les échanges énergétiques au sein du véhicule, et leurs contraintes. Le véhicule électrique hybride parallèle étudié a pour particularité d'utiliser deux embrayages, l'un sert à changer les rapports de la boîte de vitesses et l'autre permet de déconnecter le moteur thermique du reste du système. L'étude de cette architecture a permis d'enrichir le formalisme REM en proposant des systèmes multi-modèles commutés dans la même formulation, et ce afin de bien prendre en compte les embrayages. Ce travail a montré qu'un système à différents états pouvait être représenté d'une manière structurée tout en respectant la causalité physique. Le véhicule électrique hybride mixte a pour particularité d'utiliser un train planétaire, lequel permet de relier les trois

motorisations du véhicule (un moteur thermique et deux machines électriques). La modélisation de cette architecture mène à la notion de mutuelle inertielle fictive au sein de la REM. La résolution de trois arbres reliés entre eux ne peut se traiter, en effet, qu'en passant par un modèle vectoriel équivalent.

Le troisième et dernier chapitre présente le contrôle et la gestion énergétique de chaque architecture. Grâce aux règles d'inversion de la REM, la Structure Maximale de Commande (SMC) déduite pour chaque architecture a fait apparaître les degrés de liberté, ceci afin de gérer les flux énergétiques des systèmes étudiés. Le contrôle de l'architecture série a permis de mettre en avant l'importance de l'inversion des couplages énergétiques au sein d'un système. L'inversion de l'architecture parallèle à double embrayage a permis d'instaurer des nouvelles règles d'inversion afin de prendre en compte le contrôle de systèmes multi-modèles commutés. Une nouvelle démarche sur l'inversion des couplages permet de déterminer systématiquement le nombre de critères et de compensations à utiliser. Cette démarche nous a permis de voir que l'inversion de plusieurs couplages interconnectés de l'architecture mixte peut donner lieu à plusieurs critères interdépendants.

Nous avons indiqué, dans ce mémoire, l'importance des couplages au sein de divers véhicules électriques hybrides. Dans le cadre d'une approche système, l'utilisation de la REM nous a permis de déduire les divers degrés de liberté de la commande locale qui mène à l'articulation de la gestion globale de l'énergie. Nous avons également montré que la stratégie qui doit déterminer la gestion globale du système passe par la connaissance des contraintes des sous systèmes mais aussi de celle de leurs interconnexions. De plus, de part leur multidisciplinarité, la complexité de l'étude des véhicules hybrides a permis d'étendre le formalisme de modélisation REM et les règles de commande associées. Bien qu'utilisées dans cette application, ces extensions pourront être employées dans d'autres domaines.

Les perspectives de ces études peuvent être très nombreuses tant les architectures hybrides sont multidisciplinaires, complexes et variées.

Une représentation tout à fait originale a été proposée pour la structure hybride parallèle. La prise en compte d'un embrayage dans une modélisation causale n'est en effet pas évidente. Cette représentation multi-modèles a été validée expérimentalement sur un véhicule conventionnel. Il serait judicieux à court terme de vérifier expérimentalement cette approche sur l'étude du VEH parallèle à double embrayage. Des études pourraient être également investies pour déterminer quel est le meilleur patinage d'un point de vue énergétique.

Les simulations du VEH mixte avec train planétaire se servent d'un modèle qui n'a pas été validé expérimentalement. Il serait souhaitable de déterminer la validité de notre modèle de simulation et de nos lois de contrôle déduites. Nous avons vu que cette structure hybride mixte avait certaines limitations dues à la conception choisie. Il est possible d'adjoindre d'autres composants pour pallier ces limites. Un embrayage pourrait par exemple désolidariser le moteur thermique. Nous devrions alors réaliser une représentation vectorielle multi-modèles.

Nous nous sommes intéressés, par le biais du formalisme REM, aux moyens pour contrôler et gérer efficacement les flux énergétiques. La démarche proposée a permis de trouver efficacement les divers critères des systèmes étudiés. A moyen terme, il serait intéressant de pouvoir étudier une gestion énergétique permettant d'optimiser les divers composants dont dispose le véhicule. Des méthodes, que

nous avons citées au premier chapitre, pourraient permettre, par exemple, d'utiliser des résultats provenant d'optimisation globale pour piloter les degrés de liberté issus des couplages.

A plus ou moins long terme, des études plus ciblées pour le développement des éléments sensibles du VEH peuvent être envisagées. Le système embarqué est de plus en plus complexe car il multiplie de nombreux éléments de conversion énergétique. La gestion de l'énergie embarquée devient donc un enjeu important. L'association entre batteries et supercondensateurs est un exemple majeur de cette problématique. La pile à combustible qui fait office de nombreux travaux de recherche, tant d'un point de vue conception que d'un point de vue commande, devrait également faire partie intégrante de ces études.

Une prochaine étape pourrait être de développer une démarche permettant de concevoir une architecture hybride avec une prise en compte de sa commande dès le départ. Ainsi, nous pourrions examiner simultanément les contraintes liées au système et à la commande, ceci afin de réaliser une chaîne de traction plus optimale.

Concernant le formalisme REM, les extensions qui ont été décrites dans ce mémoire devront être vérifiées pour d'autres applications, véhicules hybrides ou non. Il est clair que chaque nouvelle application pose à la REM de nouvelles contraintes qui lui permettent de progresser, et ainsi d'être appliquée à de nouveaux domaines.

Annexe A.

Éléments constitutifs de formalismes

Tableau 1. Récapitulatif des éléments constitutifs du formalisme Bond Graph [DAUPHIN-TANGUY 99]

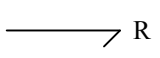
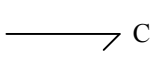
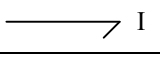
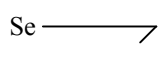
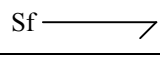
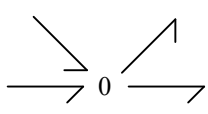
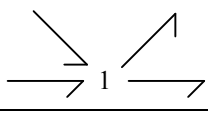
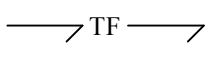
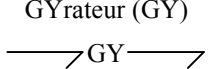

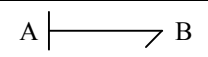
Bond Graph			
Le Bond Graph est un langage de transferts de puissance au sein d'un système. La causalité intégrale n'est que préférentielle.			
Élément	Symbole	Description	Exemples
Éléments passifs	 R	relation entre effort et flux (dissipation d'énergie)	amortisseur, frottement, résistance électrique, restriction hydraulique
	 C	relation entre effort et déplacement (stockage d'énergie potentielle)	ressort, élasticité, réservoir, condensateur
	 I	relation entre flux et moment (stockage d'énergie cinétique)	masse, inertie, bobine
Éléments actifs	Se 	e indépendant de f (source d'effort)	pesanteur, générateur de tension
	Sf 	f indépendant de e (source de flux)	pompe, générateur de courant
Éléments de jonction	 0	$e_1 = e_2 = \dots = e_n$ $\sum a_i f_i = 0$	couplage série en mécanique, parallèle en électrique et hydraulique
	 1	$f_1 = f_2 = \dots = f_n$ $\sum a_i e_i = 0$	couplage parallèle en mécanique, série en électrique et hydraulique
	TransFormateur (TF) 	transformation de l'énergie	levier, poulies, engrenages, transformateur électrique, couplage système physiques
	GYrateur (GY) 	conversion/transformation de l'énergie	moteur à courant continu, capteur à effet Hall, couplage systèmes physiques
Causalité	A  B	A impose l'effort à B	
	A  B	A impose le flux à B	

Tableau 2. Récapitulatif des éléments constitutifs du formalisme POG [ZANASI 96]

POG (Power-Oriented Graphs)			
Le POG est caractérisé par deux types d'éléments qui se représentent par une fonction de transfert : le bloc d'élaboration et le bloc de connexion. Le nombre restreint d'éléments permet d'avoir un apprentissage limité. La causalité intégrale est quasi-exclusive.			
Élément	Symbole	Description	Exemples
Bloc d'élaboration		$G(s)$ de type scalaire ou vectoriel, si vectoriel : $G(s)$ matrice ; stocke et/ou dissipe de l'énergie ; le sommateur représente un couplage, la partie en noir correspond à une entrée négative.	ressort, masse, amortisseur, inertie, inductance, condensateur
Bloc de connexion		K de type scalaire ou vectoriel, si vectoriel : K matrice ; transforme l'énergie.	réducteur, transformateur électrique, convertisseur électrique

Tableau 3. Récapitulatif des éléments constitutifs du formalisme PFD [SCHÖNFELD 04]

PFD (Power Flow Diagram)			
Le PFD étudie les flux de puissance et le rendement énergétique des systèmes. Les liens du Bond Graph sont décomposés en variables de flux et d'effort (variables de puissances généralisées). Cet outil utilise la causalité intégrale.			
Élément	Symbole	Description	Exemples
Source de puissance		source de flux ou d'effort	générateur de courant, générateur de tension
Gyrateur		conversion/transformation d'énergie avec ou non une entrée de réglage	machine électrique

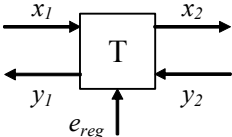
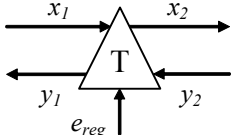
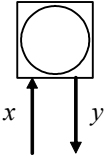
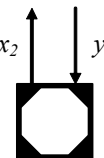
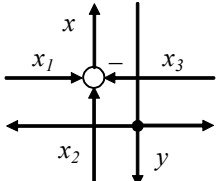



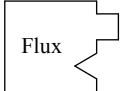
Transformateurs		transformateur d'énergie électrique avec ou non une entrée de réglage	transformateur électrique, convertisseur électrique
		transformateur d'énergie mécanique avec ou non une entrée de réglage	réducteur, engrenage, boîte de vitesses, poulie
Accumulateur d'énergie		stockage d'énergie	inductance, condensateur, ressort, inertie
Dissipateur d'énergie		relation entre effort et flux	résistance électrique, frottement visqueux
Couplage		couplage à partir de sommateurs apparents	couplage série (équi-courant), parallèle en électricité (équi-tension)

Tableau 4. Récapitulatif des éléments constitutifs du formalisme Puzzles énergétiques [PIQUET 00]

Puzzles énergétiques			
Les puzzles énergétiques ont été développés pour concevoir des structures de conversion d'énergies utilisées dans le domaine du génie électrique. Les éléments se représentent par des puzzles dont les excroissances correspondent aux variables de flux et d'effort. Cette conception implique nécessairement la causalité intégrale.			
Élément	Symbole	Description	Exemples
Variables		variable d'effort	tension, couple, pression
		variable de flux	courant, vitesse
Sources		source d'effort	générateur de tension
		source de flux	générateur de courant

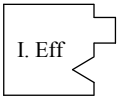
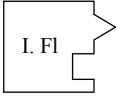
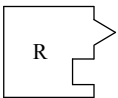
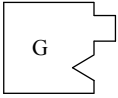
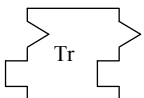
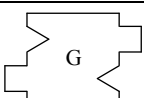
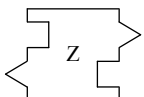

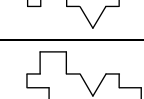
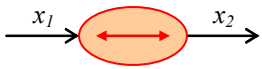

Intégrateurs		intégrateur d'effort (stockage d'énergie)	inductance électrique
		intégrateur de flux (stockage d'énergie)	condensateur électrique
Gains imposés		gain à effort imposé (dissipation d'énergie)	résistance électrique
		gain à flux imposé (dissipation d'énergie)	admittance électrique
Transformateur		transformation d'énergie	transformateur électrique, convertisseur électrique
Gyrateurs		gyrateur effort-flux (conversion/transformation)	gyrateur tension-courant, machine électrique
		gyrateur flux-effort (conversion/transformation)	gyrateur courant-tension, pont de diodes avec bus continu
Connexions		connexion équi-effort	connexion équi-tension, couplage parallèle électrique
		connexion équi-flux	connexion équi-courant, couplage série électrique

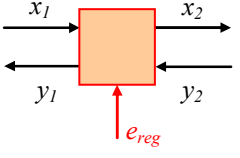
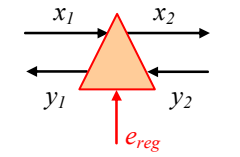
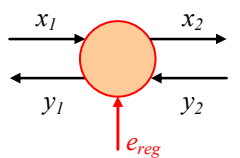
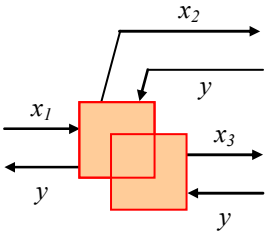
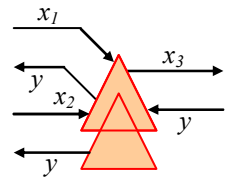
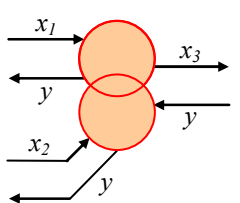
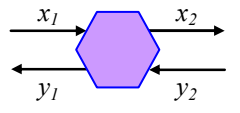
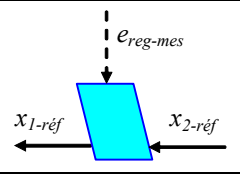
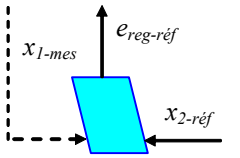
Tableau 5. Récapitulatif des éléments constitutifs du formalisme GIC [HAUTIER 96]

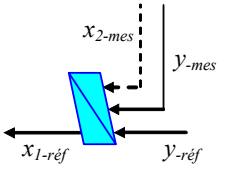
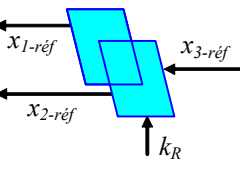
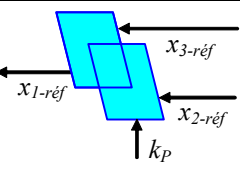
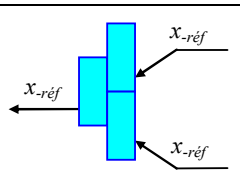
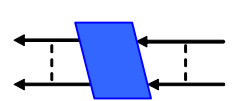
GIC (Graphe Informationnel Causal)			
Le GIC est basé sur la causalité intégrale. Les relations sont classés en deux catégories : relation causale (causalité intégrale, dépendance du temps) et relation rigide (non causale, indépendance du temps). Cette classification permet une systématisation de la structuration de la commande par des règles d'inversion.			
Élément	Symbole	Description	Exemples
Processeurs		processeur rigide (dissipation ou opérateur d'énergie)	résistance électrique, frottement visqueux, amortisseur
		processeur causal (accumulation d'énergie)	inductance, condensateur, inertie, ressort, masse

Transformateur		gyrateur ou modulateur avec ou non une entrée de réglage	transformateur électrique, machine électrique, convertisseur électrique
Inversions		inversion directe (sans asservissement)	
		inversion indirecte (avec asservissement)	
Estimation		estimateur ou capteur (causal dans ce cas)	

Tableau 6. Récapitulatif des éléments constitutifs du formalisme REM [BOUSCAYROL 03]

REM (Représentation Énergétique Macroscopique)			
La REM est une extension du GIC. Elle est donc basée sur la causalité intégrale. Elle met de plus en exergue le principe d'action et de réaction. Elle met également en évidence la notion de couplage qui correspond à la distribution d'énergie du formalisme SMM.			
Élément	Symbole	Description	Exemples
Variable		variables d'action et de réaction	
Capteur	0	capteur placé sur une variable	
Source		source d'énergie potentielle ou cinétique	
Aiguilleur		aiguilleur de modèles (aiguillage d'énergie quelconque)	système physique pouvant faire varier le nombre de grandeurs d'états
Accumulateur		élément d'accumulation d'énergie (causalité intégrale) avec ou non des pertes dissipatifs	inductance, condensateur, inertie, masse

Convertisseurs		convertisseur électrique (sans accumulation d'énergie) avec ou non une entrée de réglage	transformateur électrique, convertisseur électrique
		convertisseur mécanique (sans accumulation d'énergie) avec ou non une entrée de réglage	réducteur, engrenage, roue réglage
		convertisseur électromécanique (sans accumulation d'énergie) avec ou non une entrée de réglage	machine à courant continu à excitation séparée
Couplages		couplage électrique	couplage série (équi-courant), parallèle (équi-tension)
		couplage mécanique	poulie-courroie (équi-vitesse)
		couplage électromécanique	machine électrique
Estimateur		modèle ou estimateur (quelle que soit la forme)	
Inversions		inversion d'un élément de conversion avec e_{reg} comme entrée de perturbation (sans asservissement)	
		inversion d'un élément de conversion avec x_1 comme entrée de perturbation (sans asservissement)	

Inversions		inversion d'un élément avec accumulation d'énergie (avec asservissement)
		inversion d'un couplage aval (répartition des énergies)
		inversion d'un couplage amont (pondération des énergies)
		inversion d'un aiguilleur de modèles (aiguillage de l'énergie)
Stratégie		détermine les critères de répartition k_R , les critères de pondération k_P , et les références

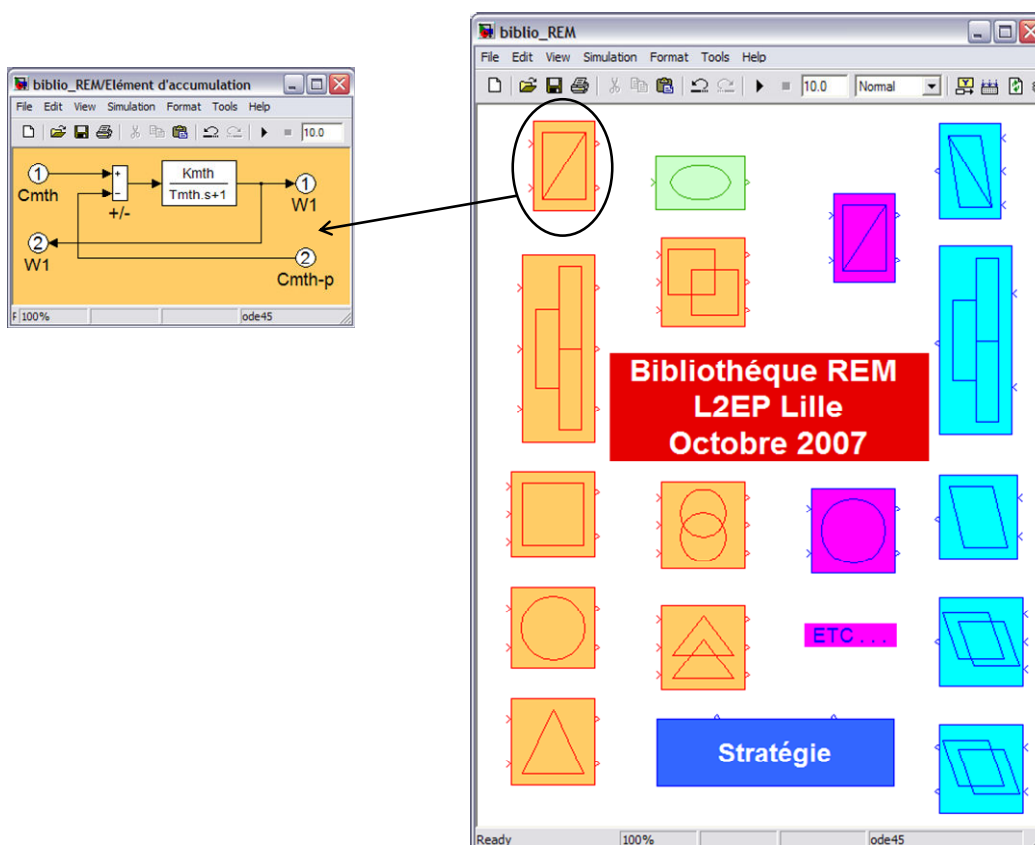


Figure 1. Bibliothèque REM sous Matlab-Simulink™

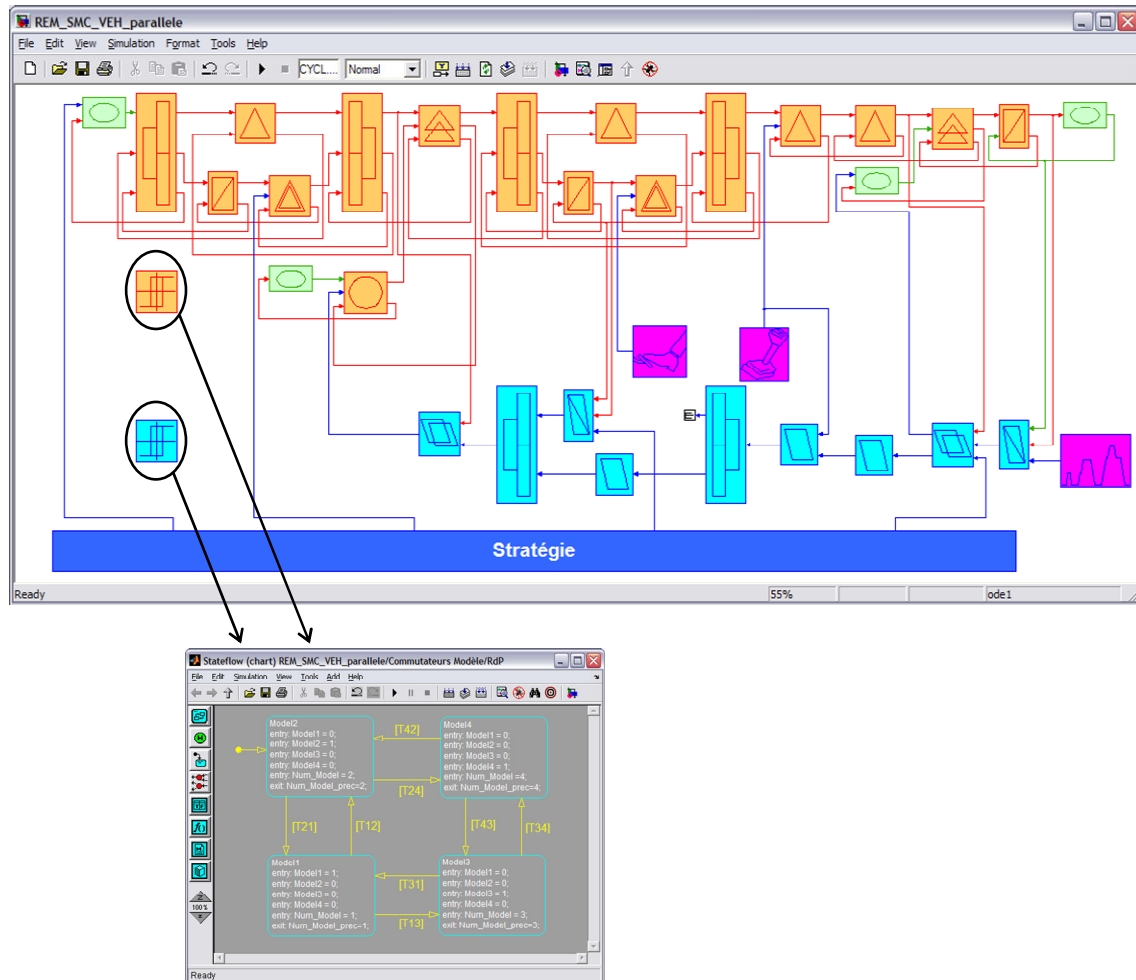


Figure 2. REM et SMC du véhicule électrique hybride parallèle sous Matlab-Simulink™

Les Réseaux de Petri

Les Réseaux de Petri (RdP) ont été inventés par Carl Adam Petri, mathématicien allemand contemporain. Il a défini dans les années 1960, un outil mathématique permettant d'analyser et de décrire des relations existant entre des conditions et des événements. Ces travaux ont par la suite fait le fruit de nombreuses recherches notamment au MIT (*Massachusetts Institute of Technology*) aux Etats-Unis dans le début des années 1970 et en Europe depuis. Une conférence internationale sur les RdP baptisée « International Conference on Application and Theory of Petri Nets » se tient annuellement depuis 1980 et doit être l'un des plus gros rassemblements [DAVID 89, ZURAWSKI 94].

Des logiciels français utilisaient dès 1972-73 cet outil pour la description de systèmes automatiques logiques. Le Grafset sera ensuite créé. L'outil est riche, permet des analyses qualitatives et présente deux caractéristiques intéressantes :

- ils permettent de modéliser et de visualiser des comportements d'un système comportant du parallélisme, de la synchronisation, et du partage de ressource ;
- les résultats théoriques qui les concernent sont abondants.

Un RdP comporte des places et des transitions reliées entre elles par des arcs. La place est représentée par un cercle et la transition par un trait ou par un rectangle. Leurs nombres sont tous deux finis et non nuls.

Chaque place contient un marquage numérique composé de nombre entier (positif ou nul) appelé marques ou jetons. Le marquage constitue un moyen de décrire à chaque instant le système décrit par le RdP. Une évolution de marquage n'est réalisable que par le franchissement d'une transition avec au moins une marque dans la place en amont de cette transition. À noter qu'une transition sans place amont décrit une transition source, toujours valide.

Il ne peut y avoir qu'un seul franchissement (ou tir) à la fois. Il faut donc éviter toute ambiguïté dans un RdP d'un système. Un franchissement d'une transition appelée T_i constitue le fait de retirer un jeton dans chacune des places en amont de cette transition et à ajouter une marque dans chacune des places en aval de la transition T_i (Figure 3).

On distingue deux types de RdP, les autonomes et non autonomes. Les premiers décrivent le fonctionnement d'un système qui évolue de manière autonome, autrement dit, dont les instants de franchissement ne sont pas connus, ou pas indiqués. Ils permettent de représenter un système de manière qualitatif. En revanche un Réseau dit non autonome, décrit le fonctionnement d'un système dont l'évolution est conditionnée par des événements externes ou des fonctions du temps. Un RdP non autonome est synchronisé¹⁷ et/ou temporisé¹⁸.

Les RdP non autonomes permettent de représenter un système avec leurs commandes externes (exemple d'un transistor avec pour commande externe la base ou grille de celui-ci [HAUTIER 99a]). Dans un RdP autonome, une transition peut être franchie si elle est validée, mais on ne sait pas quand elle sera franchie.



Figure 3. Exemple de franchissement d'une transition d'un Réseau de Petri

On trouve également les Réseaux de Petri Interprétés (RdPI) (principalement étudiée par M. Moalla) qui permettent diverses interprétations comme la description logicielle, matérielle, ou d'automatismes logiques, aux langages formels ou à l'évaluation de performances. Un RdPI est nécessairement synchronisé, P-temporisé et comprend une partie opérative dont l'état est défini par un ensemble de variables. Ce type de Réseau peut être mis en relation directe avec le Grafcet.

¹⁷ Dans un RdP Synchronisé, à chaque transition est associée un événement et le franchissement de cette transition s'effectuera si la transition est validée et quand le ou les événements externes associés se produiront.

¹⁸ Un RdP temporisé permet de décrire un système dont le fonctionnement dépend du temps. Il y a deux façons de modéliser la temporisation, soit elle est associée à la place (appelée RdP P-temporisé), soit à la transition (appelée RdP T-temporisé).

Annexe B.

Structure Maximale de Commande de convertisseurs classiques

Le Graphe Informationnel Causal (GIC) et la Représentation Énergétique Macroscopique (REM) ont tous deux développés des symbolisations pour représenter un convertisseur électrique. Chacun considère le convertisseur comme un seul élément à part entière avec des équations qui lui sont associées. Ils existent cependant des multitudes de solutions pour contrôler plus ou moins efficacement un convertisseur électrique. Partant de ce constat, nous pouvons nous demander si le convertisseur électrique peut être modélisé d'une autre manière. Si c'est le cas, la REM devrait faire apparaître tout naturellement un ou plusieurs degrés de liberté. Pour l'instant ce ou ces degrés de liberté sont cachés dans les équations même du modèle. Cette annexe vise à montrer par un exemple concret qu'il est possible de faire ressortir ce ou ces degrés de liberté. Nous avons choisi de prendre un convertisseur deux bras comme système d'étude.

Commande d'un convertisseur deux bras – Pour cette exemple, nous considérerons la structure de la Figure 4, composé d'une alimentation continue, d'un convertisseur deux bras quatre quadrants et d'une source de courant représentant une charge quelconque (continue ou alternative).

Une analyse rapide sur la structure du convertisseur laisse apparaître un couplage entre les bras du convertisseur. Les équations associées à cette structure sont décrites ci-dessous :

$$\begin{cases} V_{dc} \text{ commun} \\ i_{Hach} = i_A + i_B \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} v_{AM} = f_{1l} V_{dc} \\ i_A = f_{1l} i \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} v_{BM} = f_{2l} V_{dc} \\ i_B = -f_{2l} i \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} u_{AB} = v_{AM} - v_{BM} \\ i \text{ commun} \end{cases} \quad (4)$$

La REM du convertisseur est représentée sur la Figure 5. On distingue très clairement les nœuds énergétiques ainsi que leurs actions et réactions associés.

Dans la plupart des commandes de convertisseur, le cahier des charges impose nécessairement de contrôler la tension u_{AB} aux bornes de la charge. Cette tension sera commandée au moyen des deux fonctions de connexion f_{1l} et f_{2l} . Les règles d'inversion définies pour la REM font apparaître la nécessité d'inverser le couplage électrique entre la charge et les bras du convertisseur. Ce couplage aval fera intervenir un degré de liberté supplémentaire (k_{RE}) au système pour répartir efficacement les énergies sur les bras du convertisseur. Ce critère additionnel est à l'origine des nombreuses commandes sur ces convertisseurs. Selon le choix du concepteur, il pourra permettre de limiter les pertes par commutation en bloquant un bras, améliorer la qualité du signal de sortie en symétrisant le fonctionnement des bras...

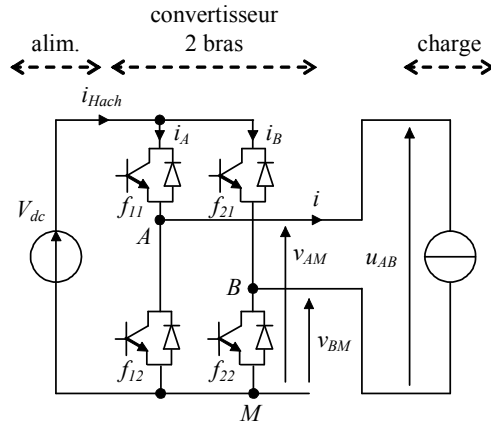


Figure 4. Structure d'un convertisseur classique deux bras

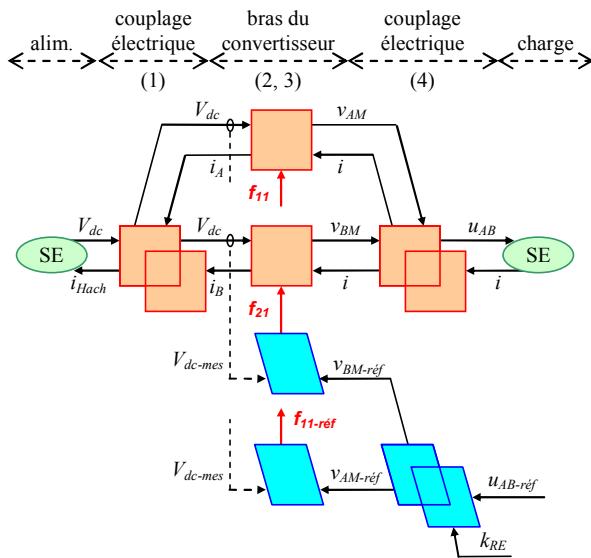


Figure 5. REM et SMC d'un convertisseur classique deux bras

Afin de voir apparaître toutes les possibilités de commande d'un système, il est donc fondamentalement important de détailler au maximum les couplages énergétiques de celui-ci. Cette approche peut être bien entendu appliquée aux convertisseurs trois bras, cinq bras ou autres. Toutefois, il faut bien faire la différence entre une stratégie liée au composant, dans notre cas le convertisseur statique, et une stratégie liée au système énergétique. Cela dépend donc du niveau de commande souhaité. En effet, d'un point vue système, la tension u_{AB} peut être contrôlée sans optimiser le fonctionnement du convertisseur statique.

Annexe C.

Présentation d'éléments constitutants

Le supercondensateur

Le supercondensateur, également connu sous le nom de condensateur à double couche électrochimique, est un nouveau composant pour le stockage énergétique électrique. Sa conception réside sur un principe de stockage électrostatique, voisin du condensateur. Comme pour la batterie, il est composé de deux électrodes séparées par un électrolyte. Les électrodes sont constituées avec une très haute surface spécifique, principalement composées de grains de carbone. Le déplacement des ions positifs et négatifs dans l'électrolyte sous l'effet d'un champ électrique, induit une accumulation de charges électriques à l'interface de chacune des électrodes et de l'électrolyte. Cette accumulation est dépendante de la surface effective des électrodes, de la taille des ions et du niveau de tension de décomposition de l'électrolyte [LASSÈGUES 01]. Ce procédé permet de définir une haute densité énergétique en comparaison du condensateur (un rapport d'environ cent). Le composant est construit afin que les ions restent confinés dans l'électrolyte, proscrivant ainsi une réaction électrochimique entre les électrodes et l'électrolyte. Cette technologie permet d'accroître considérablement la cyclicité du supercondensateur (plus d'un million de cycles charge-décharge selon les constructeurs). Ce fonctionnement n'est malheureusement valable que pour une tension faible (inférieure à trois volts). Au-delà de cette valeur, la tension de dissociation d'électrolytes est atteinte. Sa structure lui permet d'atteindre des densités de puissance beaucoup plus élevées qu'une batterie (un rapport d'environ dix).

L'augmentation de leurs performances et la réduction de leur coût durant ces dernières années permettent leur utilisation dans de nombreuses applications [SCHNEUWLY 00, SCHNEUWLY 05]. Dans la plupart des cas ils sont utilisés pour réaliser un tampon d'énergie ou pour limiter les contraintes de puissance d'autres sources (batteries, piles à combustibles...). Dans une application type véhicule hybride, l'utilisation de supercondensateurs permet de diminuer la taille du moteur thermique et/ou de la batterie [DESTRAZ 04]. Une bonne gestion des composants pourra en outre augmenter le rendement global du système. Cette augmentation passera par un fonctionnement du moteur thermique dans sa meilleure plage d'utilisation et par une récupération d'énergie au freinage. Néanmoins la faible densité énergétique des supercondensateurs (vis-à-vis des batteries) entraîne la nécessité d'adjoindre une résistance de dissipation d'énergie. La faible tension d'une cellule d'un supercondensateur (inférieure à trois volts) oblige le concepteur à réaliser un banc de supercondensateur série parallèle afin de réaliser un compromis entre tension d'utilisation et densité énergétique. L'emploi de plusieurs cellules a l'inconvénient de devoir utiliser de nombreux circuits électroniques, ceci permettant d'équilibrer les tensions de chaque cellule entre elles. Les avantages précités nous ont poussés à étudier ces composants. Soulignons le fait que le moteur thermique utilisé pour le VEH série (c. f. § 2.1) aurait pu être diminué en conséquence. Mais notre choix s'est porté sur une modification d'une structure existante en gardant les équipements d'origines.

Choix du nombre de supercondensateurs – Pour déterminer le nombre de supercondensateurs que l'on va implanter pour la réalisation du banc, il faut dans un premier temps déterminer un profil de puissance adapté pour la traction du véhicule. Dans un second temps, il faut déterminer quel apport énergétique ces derniers vont-ils contribuer au système. Dans notre application, nous avons choisi d'avoir une énergie électrique prépondérante en zone urbaine. Les supercondensateurs devront ainsi subir toutes fluctuations de puissance générées par l'environnement du véhicule.

La configuration du banc étant série, une analyse simple [BARRADE 03] démontre que le nombre de supercondensateurs N_{Sconds} correspond à :

$$N_{Sconds} = \frac{2 W_b}{\eta_{Scond} C_o U_{Scond-max}^2 \left[1 - \left(\frac{d}{100} \right)^2 \right]} \quad (5)$$

avec W_b l'énergie du banc désirée, $U_{Scond-max}$ la tension maximale d'un supercondensateur (typiquement 2,5 V), et d le taux de proportion de décharge. Ce taux définit la décharge acceptable du supercondensateur. Prenons le cas d'un exemple pour expliciter ce critère. Pour une puissance de décharge demandée, la tension aux bornes du supercondensateur diminue. Pour garder une puissance constante, le courant devra nécessairement augmenter. Les pertes dues à la résistance série augmenteront donc proportionnellement au carré de ce courant. Autrement dit plus la tension diminue et plus le rendement aura tendance à diminuer. C'est pourquoi les supercondensateurs sont souvent surévalués. Pour notre application, nous ne descendrons pas en dessous de 70 % de la tension maximale. Cette valeur permet de fixer approximativement le rendement énergétique du supercondensateur soit $\eta_{Scond} \approx 90 \%$.

Concernant l'étude du VEH série (c. f. § 2.1), le profil de puissance utilisé pour la zone urbaine est un cycle européen normalisé type UDC (Urban Driving Cycle). Pour ce type de profil, on trouve 62 supercondensateurs mis en série de 2600 F (soit un volume de 26 l et un poids de 32,5 kg), ce qui donne une tension maximale aux bornes du banc de 155 V.

La batterie

Le dimensionnement d'une batterie dépend du type d'application. Pour un Véhicule Électrique (VE), la batterie est conçue de telle sorte qu'elle puisse fournir toute son énergie pour une autonomie spécifiée. Il est alors simple de déterminer le poids et le volume de la batterie à partir de la consommation d'énergie¹⁹ du véhicule (Wh/km) et des densités d'énergie²⁰ massique (Wh/kg) et volumique (Wh/l) souhaitées. Pour un VEH à charge « sustaining », les batteries sont en générales dimensionnées pour fournir des pics de puissance pendant les phases d'accélération du véhicule. Les critères déterminant pour la conception sont donc les densités de puissance²¹ massique (W/kg) et volumique (W/l). Sur ce type de véhicule, les batteries sont en général surévaluées en densité énergétique, permettant ainsi de répondre à tout type de cycle routier [BADIN 04, BURKE 07]. La plupart des VEHs sur le marché automobile (Ford Escape, Honda Civic Hybrid, Mazda Tribute Hybrid, Toyota Prius...) sont équipés de batteries Nickel Metal Hydride (Ni-MH). Cette technologie est en effet sûre d'un point de vue sécu-

¹⁹ La consommation énergétique représente la quantité d'énergie moyenne utilisée par unité kilométrique.

²⁰ La densité énergétique représente la quantité d'énergie stockée par unité de masse ou de volume.

²¹ La densité de puissance représente la quantité de puissance par unité de masse ou de volume que la batterie peut fournir instantanément.

rité (courant de charge/décharge élevé) et avec une bonne durée de vie. Constatons le fait que de nombreuses études ont été faites ces dernières années sur les batteries Lithium-ion. Celles-ci permettraient de stocker trois fois plus d'énergie que les batteries Ni-MH avec un meilleur transfert énergétique [KUHN 05]. Cette technologie a néanmoins un coût élevé. En outre, ces accumulateurs peuvent présenter un risque d'explosion s'ils sont chargés dans de mauvaises conditions.

Le Tableau 7 présente des caractéristiques de cellules de batteries Ni-MH selon deux firmes et l'application préconisée (VE ou VEH). Remarquons la capacité énergétique²² nettement plus grande pour le VE que pour le VEH, capacité nécessaire qui permet d'alimenter la machine électrique pour une autonomie définie. Les possibilités de puissance qu'offre une batterie pour le VEH sont beaucoup plus élevées que pour le VE. Cette caractéristique permet d'avoir des batteries avec un poids relativement faible.

Tableau 7. Caractéristiques de cellules de batteries Ni-MH pour véhicules [BURKE 07]

Constructeur	Application	Capacité (Ah)	Tension nominale (V)	Énergie massique (Wh/kg)	Puissance massique (W/kg)
Panasonic EV	VE	65	12	68	240
	VEH	6,5	7,2	46	1093
Ovonic	VE	85	13	68	200
	VEH	12	12	45	1000

L'embrayage

Dans un véhicule conventionnel l'embrayage doit permettre de [FILDERMAN 95-96] :

- démarrer le véhicule progressivement. Contrairement à la machine électrique, le moteur thermique ne délivre pas un couple important à basse vitesse. Pour pouvoir démarrer, le moteur thermique a besoin d'être lancé à vide ($\approx 1500 \text{ tr/min}$ pour un moteur essence) avant d'être relié aux roues par une liaison glissante ;
- changer les rapports de la boîte de vitesses. La boîte de vitesses classique à crabotage est équipée de synchronisateurs pour synchroniser les vitesses primaire et secondaire de la boîte. Mais l'inertie du moteur thermique et le couple qu'il génère rendent impossible leurs utilisations. Un désaccouplement entre l'arbre de sortie du moteur thermique et l'arbre d'entrée de la boîte doit être réalisé pendant le changement de rapports.
- filtrer une partie des vibrations de torsion générées par le moteur thermique. Des amortisseurs de vibrations doivent être placés aux plus près des sources générateurs de vibrations.

Leurs fonctionnalités peuvent être classés en quatre catégories [LUK 06, ESNAULT 01] :

- la sécurité : l'entraînement récepteur peut être interrompu sans avoir à intervenir sur l'organe moteur ;
- l'économie par l'annulation de la consommation d'énergie des organes en mouvement en aval de l'embrayage quand celui-ci est ouvert ;

²² La capacité énergétique représente l'énergie que la batterie est capable d'emmagasiner et de restituer.

- la diminution des efforts de contact : sur les roues dentées (engrenages) d'une boîte de vitesses placée en aval de l'embrayage lors d'un changement de rapport ;
- la souplesse de la transmission : la présence d'amortisseur de couple sur le disque dans le cas des embrayages à disque à contact axial permet d'éliminer une partie des acyclismes provenant du moteur thermique.

L'embrayage peut être séparé en quatre ensembles d'éléments (Figure 6) :

- un ensemble menant : volant moteur, plateau presseur, couvercle ou cloche d'embrayage ;
- un ensemble mené : disque (élément de friction), arbre secondaire de l'embrayage ;
- un ensemble de ressorts : diaphragme ou ressorts de pression ;
- un ensemble de commandes : doigts de commande ou du diaphragme, butée, fourchette.

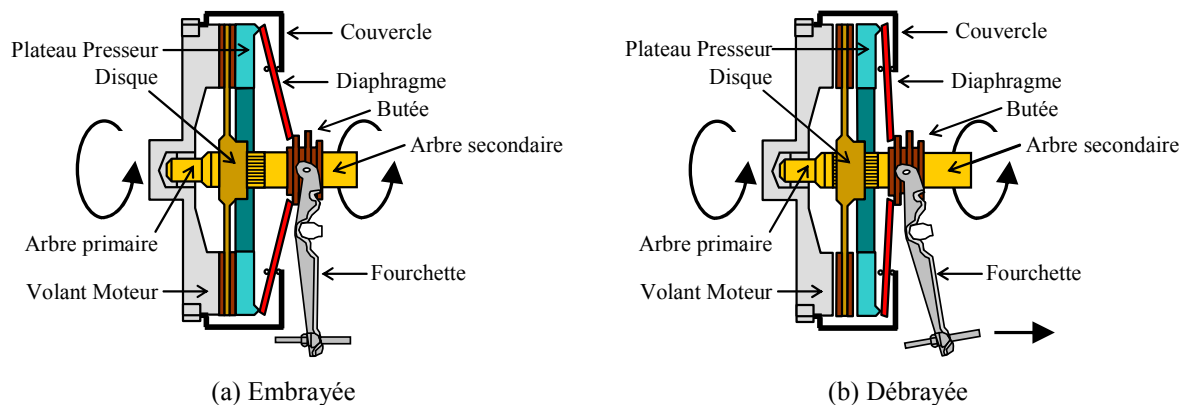


Figure 6. Embrayage monodisque, à contact axial en positionnement (figures téléchargées sur Internet et modifiées en février 2006 : <http://www.formatrans.net/>)

Il existe une multitude d'embrayages. Pour l'automobile traditionnelle, l'embrayage est généralement à contact axial monodisque. Cet embrayage à friction est à classer dans la catégorie des frottements secs. Il a pour particularité de permettre un contact direct entre deux garnitures de friction avec une possibilité de glissement entre celles-ci. La commande extérieure de l'embrayage peut être de différentes natures : mécanique, électromagnétique, hydraulique ou encore pneumatique. Dans toute cette partie on ne s'intéressera qu'à l'embrayage monodisque sec à diaphragme de type « poussé » avec butée en appui constant.

Fonctionnement de l'embrayage pour un diaphragme de type poussé – En position embrayée (Figure 6a), aucune commande extérieure n'intervient. Le mécanisme (Figure 7c et d) de l'embrayage (couvercle, diaphragme et plateau presseur) assure la compression du disque (Figure 7b) contre le volant moteur (Figure 7a). Cette compression permet d'avoir la même vitesse, le volant entraînant le disque.

Lorsque la commande extérieure est actionnée (de manière mécanique, hydraulique ou autre) la butée (Figure 7e) de l'embrayage va venir « écraser » les doigts du diaphragme progressivement. On rentre en zone de patinage. Le couple est de moins en moins transmis et les vitesses au primaire et secondaire sont différentes. Quand le disque est entièrement libéré de la force exercée par le plateau presseur, l'embrayage est en position débrayée (Figure 6b). Pour revenir en position embrayée, l'opération est réalisée de manière inverse. L'actionneur est désactivé progressivement de sorte que le disque puisse être entraîné avec un glissement de moins en moins prononcé. Lorsque les deux vitesses

sont égales de part et d'autre de l'embrayage et que le couple transmissible est inférieur au couple pouvant être transmis, l'accouplement est réalisé.

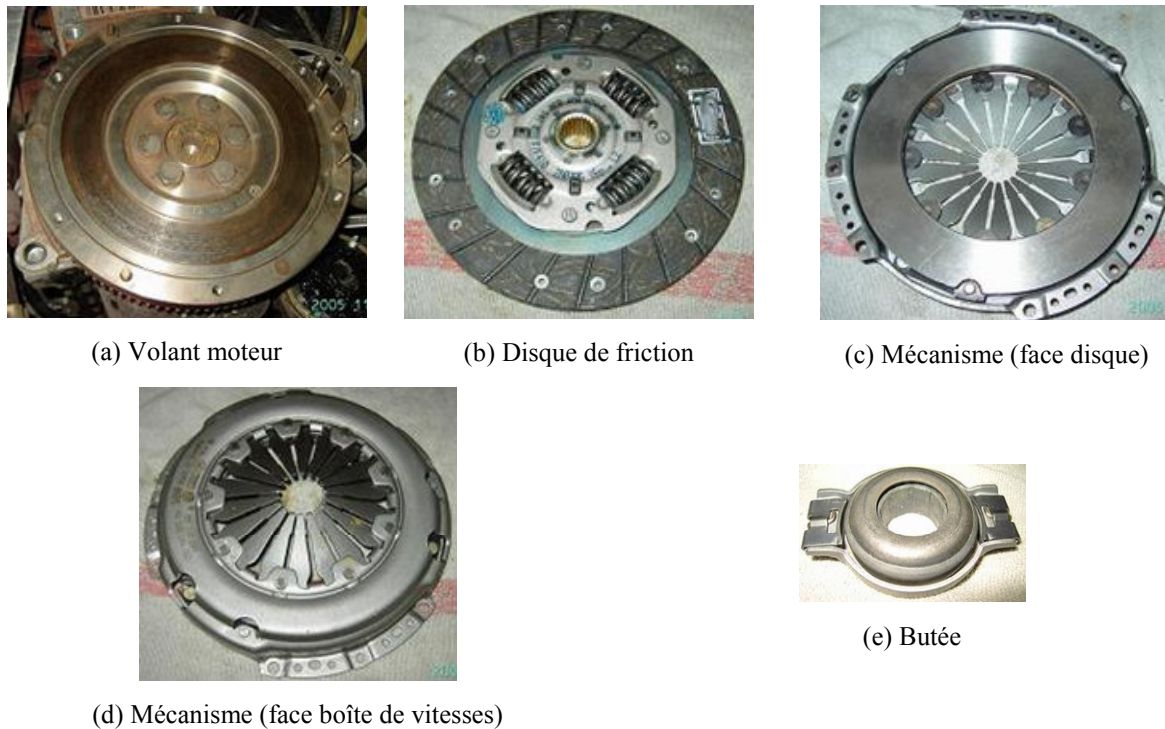


Figure 7. Éléments constitutifs d'un embrayage monodisque à contact axial [WIKIPEDIA 06]

Dimensionnement d'un embrayage – Le dimensionnement d'un embrayage peut être réalisé à l'aide de la relation du couple transmissible de celui-ci. Il existe différentes manières de calculer ce couple selon les hypothèses que l'on se fixe. Si l'on prend en compte l'élasticité du matériau du disque de friction lorsque celui-ci est déformé à cause de la compression obtenue, la loi de Hook peut être appliquée. Mais pour une analyse simple et rapide, nous négligerons le phénomène d'élasticité et prendrons pour hypothèse que la pression de contact est répartie de manière uniforme. Après calculs et simplifications, le couple transmissible pour un embrayage monodisque à contact axial peut être exprimé par [ESNAULT 01] :

$$C_{trans} = 2 F_{emb} \mu_{emb} R_{emb} \quad (6)$$

avec C_{trans} (Nm) le couple transmissible, μ_{emb} le coefficient de frottement, R_{emb} (m) le rayon moyen de la zone de friction plane du disque, et F_{emb} (N) la force développée par le plateau presseur.

Cette relation n'est toutefois pas réaliste. Elle ne prend pas en compte l'imprécision et les variations de la valeur du coefficient de frottement, de l'usure des garnitures, des efforts d'inertie subis par les organes de la transmission, des ressorts de rappel et des frottements de la timonerie de la commande. [FILDERMAN 95-96] précise de plus que comme l'embrayage est un système hyperstatique (contact de deux surfaces rigides théoriquement planes) la pression locale est indéterminée. Afin de prendre en compte ces indéterminations, un coefficient multiplicateur k peut être ajouté au couple précédemment calculé. Ce coefficient est relativement important car il permet de réduire la durée du patinage et la perte d'énergie lors du dimensionnement de l'embrayage [FOUCHER 86-87]. Selon le type de véhicule employé, les valeurs du coefficient k diffèrent : de 1,1 à 1,3 pour les voitures de tourisme et de 1,3 à 1,5 pour les véhicules utilitaires. Les variations du coefficient de frottement dépendant princi-

palement de la température des surfaces de friction présente en périphérie du disque, l'équipementier doit veiller à choisir des rayons de garniture de manière à évacuer le plus de chaleur possible.

Le disque de friction – Le disque de friction (Figure 7b) est l'élément principal de l'embrayage. Il permet de transmettre la puissance entre primaire et secondaire. Il réalise également la transition progressive des rapports de la boîte de vitesses. Il est lié à l'arbre secondaire de l'embrayage (dans le cas d'une automobile classique il s'agirait de l'arbre de la boîte de vitesses) et est composé de deux surfaces de friction (frottement sec) planes situées sur la périphérie de celui-ci. Cette solution permet d'éviter un encombrement trop important tout en gardant une valeur respectable du couple transmissible. [FOUCHER 86-87] précise que le meilleur compromis semble d'avoir un rapport de l'ordre de 0,7 entre le rayon intérieur et extérieur de la zone de friction du disque. De plus, le choix d'un frottement sec permet d'avoir un coefficient de frottement relativement élevé et donc des couples transmissibles élevés.

Les plateaux – Les plateaux sont aux nombres de deux. Le premier plateau est fixe (axialement) et n'est autre que le volant d'inertie rattaché au moteur thermique à l'aide de boulons (Figure 7a). Le second plateau nommé plateau presseur est quant à lui mobile axialement. C'est lui qui va libérer ou presser le disque de friction contre le volant d'inertie permettant de réaliser les phases de débrayage et d'embrayage. Son guidage axial est réalisé à l'aide du couvercle qui est boulonné sur le volant d'inertie.

Le diaphragme – La pression du plateau presseur contre le disque, réalisée autrefois par des ressorts hélicoïdaux, est de nos jours remplacée par un diaphragme. Quelque soit le mécanisme d'embrayage utilisé, il devra permettre de réaliser la solidarisation et la désolidarisation des deux parties de l'embrayage. On peut distinguer deux types d'embrayage à diaphragme : l'embrayage à diaphragme poussé et l'embrayage à diaphragme tiré selon que la butée pousse ou tire le diaphragme pendant l'action de débrayage [TROTIN 97]. L'embrayage à diaphragme tiré procure un meilleur rendement mais il est très peu utilisé. En effet, une fois l'embrayage assemblé il ne peut plus être dégagé de l'extérieur, la butée étant clipsée pour tirer le diaphragme. C'est pourquoi les constructeurs préfèrent employer la technologie à diaphragme poussé [FILDERMAN 95-96].

De par sa constitution, le diaphragme est un ressort non linéaire qui s'apparente à une rondelle Belleville avec pour particularité d'avoir un diamètre plus important que celle-ci. La partie centrale du diaphragme est découpée en plusieurs languettes, qui jouent le rôle de levier de débrayage. Lors de son fonctionnement, une butée va venir appuyer sur ces languettes libérant ainsi la pression du second plateau sur le disque de friction.

Par rapport aux ressorts hélicoïdaux, les avantages que l'on peut citer sur l'utilisation d'un diaphragme sont [FOUCHER 86-87] :

- une force de pression constante jusqu'à l'usure normale des garnitures de friction,
- une sensibilité beaucoup moins grande à la force centrifuge (avec des ressorts, la force presseur diminue de 20 % pour une utilisation à 6000 tr/min),
- un nombre réduit de pièces permettant une construction plus aisée et un encombrement faible axialement,
- des frottements mécaniques réduits,
- une grande durée de vie,

- une bonne dissipation de la chaleur,
- et une faible force de débrayage (meilleur agrément de conduite).

Remarquons la fait que dans la littérature on trouve souvent l'élément « mécanisme d'un embrayage » (Figure 7c et d). Celui-ci représente l'ensemble indissociable couvercle, diaphragme et plateau presseur.

La butée – Comme les phases de débrayage et d'embrayage pouvant avoir lieu à des vitesses relativement élevées, les mécaniciens ont adoptées l'utilisation d'une butée (Figure 7e). Celle-ci va faire pression sur les languettes du diaphragme (appelées « doigts ») afin de désolidariser le disque de friction. Elle est réalisée à l'aide d'un roulement à billes et lubrifiée à vie du fait de son inaccessibilité.

Les amortisseurs de vibration et ressorts de torsion – Le moteur thermique induit des vibrations causées par les irrégularités du couple moteur (dues au cycle de combustion) et par les inerties à mouvement alternatif (bielles et pistons). L'amplitude élevée du couple en sortie du vilebrequin est très fortement limitée par le volant d'inertie mais l'amplitude angulaire résiduelle reste suffisante pour exciter la transmission en aval. Ceci est d'autant plus vrai que la tendance est à la réduction de l'inertie du volant moteur permettant une réduction de la consommation [FILDERMAN 95-96].

Les amortisseurs de vibration et ressorts de torsion doivent donc permettre d'atténuer les variations cycliques du moteur thermique, le broutement de l'embrayage, la manœuvre brutale de l'embrayage, les jeux de la transmission, et de limiter les bruits émis par la transmission du véhicule. Ils contribuent donc à l'amélioration du confort de conduite.

La présence d'amortisseurs de vibration introduit un élément élastique avec une certaine raideur, qui est choisi de manière judicieuse afin de placer la fréquence propre de la transmission en dehors des fréquences d'excitation. Pour les véhicules classiques à quatre cylindres et à quatre temps le fondamental a , pour fréquence, le double de la vitesse de rotation angulaire du vilebrequin. Les constructeurs automobiles s'arrangent pour que la fréquence de résonance n'est pas lieu à une vitesse supérieure de $1000-1500 \text{ tr/min}$ (soit un fondamental de fréquence de $33-50 \text{ Hz}^{23}$). Pour les vitesses supérieures, ils seront dans la plupart des cas amortis si les amortisseurs sont bien choisis ; les vibrations s'amortissant d'autant plus vite que la vitesse est élevée [FOUCHER 86-87].

Les amortisseurs de vibration doivent être placés aux plus près des sources génératrices de vibration, c'est-à-dire le moteur thermique, l'embrayage et la transmission. Ils sont donc logiquement placés entre le disque de friction et l'arbre primaire de la boîte de vitesses (secondaire de l'embrayage). Pour réaliser une structure bon marché, ces amortisseurs sont dans la plupart des cas des ressorts hélicoïdaux disposés sur la partie centrale du disque (Figure 7b). Ceux-ci sont fixés dans trois disques placés en vis-à-vis. Les deux premiers disques sont rivetés au disque de friction. Le troisième est quant à lui solidaire. Quand un couple va être appliqué au système, un angle de décalage entre les deux premiers disques et le troisième va être occasionné. Ce décalage va donc implicitement faire comprimer plus ou moins fort les ressorts. Cet ensemble constitue donc un ensemble de ressorts de torsion bidirectionnel. Par la suite, l'amortissement est réalisé par frottement en intercalant entre les trois disques, deux rondelles de frottement et un ressort de compression qui en général est une rondelle élastique [FOUCHER 86-87].

²³ Le fondamental du couple moteur est égal à deux fois la vitesse.

Les ressorts de compression ne rentrent donc pas tous en fonctionnement simultanément. Ils sont répartis sur plusieurs étages et ont une raideur qui leur est spécifique. Leur instant d'intervention va dépendre du décalage entre les disques placés en vis-à-vis [ESNAULT 01, GUILAIN 94].

Commande de l'embrayage – La commande d'un embrayage est réalisée au moyen d'un élément nommée fourchette, sorte de levier. Son articulation est réalisée sur le carter de l'embrayage au moyen d'une simple rotule (élément permettant d'effectuer une simple rotation sur un axe). Le système de commande est mécanique, hydraulique ou électrique. Pour les véhicules qui ne sont pas automatiques, c'est-à-dire où le conducteur doit nécessairement appuyer sur la pédale d'embrayage pour changer une vitesse, un simple câble sous gaine est le plus couramment utilisé. Il est, d'une part, très facile à installer et, d'autre part, il possède un coût réduit.

[FOUCHER 86-87] précise qu'une bonne timonerie doit avoir les trois caractéristiques suivantes :

- un recul compris entre 1,2 à 2 mm du plateau de pression doit être obtenu pendant l'embrayage,
- une course utile de 6 à 8 mm de la pédale doit être offerte,
- la force de débrayage sur la pédale (si le véhicule en est muni) ne doit pas être supérieure à 80/100 N pour une énergie dépensée inférieure à 10 J afin d'éviter toute fatigue du conducteur.

Le frottement

La définition qui semble la plus appropriée pour définir une force de frottement est celle de Noria Corporation : « La force de frottement est la force résistante tangentielle à l'interface entre deux corps lorsque, sous l'action d'une force extérieure, un corps se déplace ou tend à se déplacer relativement à l'autre » [NORIA 06].

Dans de nombreux ouvrages, deux cas de frottement sont généralement employés, le frottement statique et dynamique. Une force de frottement statique correspond à l'effort maximal à fournir avant le décollage de deux matériaux. Le frottement dynamique appelé également frottement cinématique ou frottement d'Euler (pour l'avoir instauré en 1750) correspond à la force de résistance au déplacement lors des glissements des pièces et à une vitesse constante donnée. A chacune de ces forces est associée un coefficient de frottement. Il correspond au rapport de la force nécessaire à déplacer deux surfaces, l'une par rapport à l'autre, sur la charge normale appliquée sur celles-ci. En pratique le frottement statique peut être deux fois plus élevé que le frottement dynamique. Leurs valeurs numériques vont dépendre du choix du couple des matériaux (acier sur acier, cuivre sur acier...), de la pression, de la vitesse de glissement, de la température... [LIGIER 02]. La force de frottement appliquée à un système peut être influée par divers paramètres physiques : pression de contact, vitesse de glissement, distance de glissement... Notons que dans certains ouvrages, l'appellation « friction » peut être également utilisée pour désigner le frottement.

Les frottements les plus couramment rencontrés et étudiés sont les frottements secs, visqueux (ex. du roulement) et aérauliques (frottement fluide). Le frottement sec est caractérisé par des interactions entre des surfaces de deux solides non lubrifiées (par un liquide externe) en mouvement l'un par rapport à l'autre. Le système peut toutefois être pourvu de pièces développant leur propre lubrifiant solide par usure.

Annexe D. Plates formes expérimentales

Plate forme expérimentale du LTE-INRETS

Banc expérimental – Le banc d’essai moteur du Laboratoire Transports et Environnement (LTE) de l’Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité (INRETS) (Figure 8 et Figure 9) est constitué de deux grandes parties : une fournie par un constructeur de banc (AVL), et une développée à l’INRETS avec pour chaque partie un « volet » logiciel et un « volet » matériel [JEANNERET 04].

La première partie (APA AVL) est composée de :

- une machine asynchrone (frein dynamique APA AVL) haute dynamique (de -300 à $+300$ Nm en quelques ms) ;
- une armoire de puissance ;
- un logiciel d’acquisition et de commande (PUMA, EMCON 300).

L’ensemble fournit dans les deux cadrant 120 kW crête avec un couple maximum de 350 Nm et une vitesse maximale de 10000 tr/min.

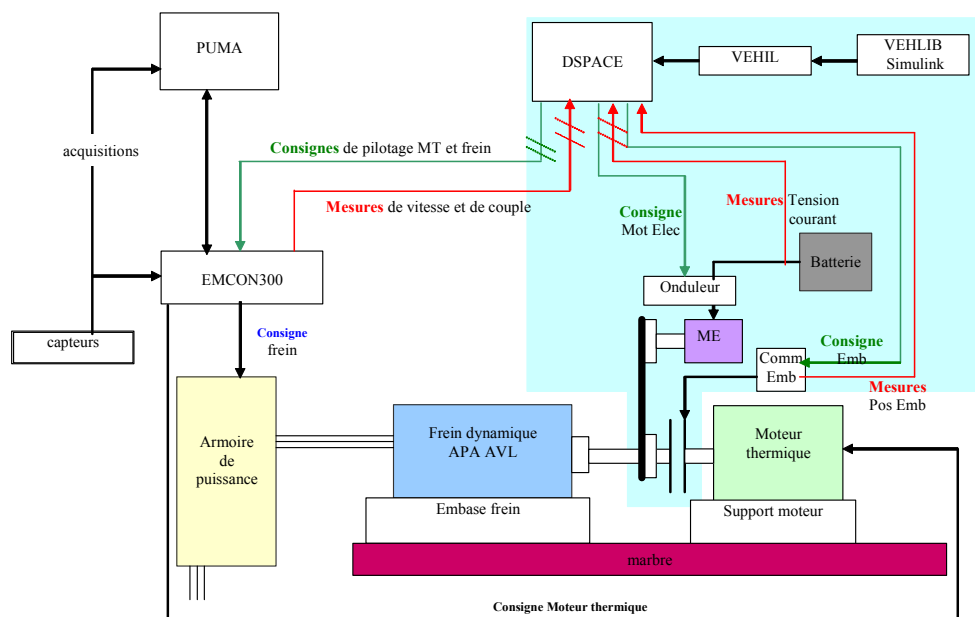


Figure 8. Architecture du banc d’essai moteur INRETS du LTE [TRIGUI 07]

La seconde partie a été développée par l’équipe « véhicules hybrides » du LTE à l’INRETS. Elle est composée de [JEANNERET 04, TRIGUI 07] :

- un moteur thermique (moteur Renault K9K 702 diesel $1,5$ dCi – 1461 cm³ – 80 ch) ;
- un moteur électrique et onduleur de 15 kW crête ;
- un accouplement par courroie du moteur électrique ;

- un embrayage entre le moteur électrique et le moteur diesel ;
- une commande d'embrayage par un vérin hydraulique actionné par un moteur électrique et son convertisseur (temps de réponse $< 0,2$ s pour réaliser la course entièrement) ;
- une batterie Ni-MH Saft de 42 V ;
- une configuration dSPACE 1003 + 2201 avec le RTW compatible pour la version *Matlab 5.3*, *Simulink 3.0* (release 11) ;
- une version temps réel de VEHLIB²⁴.

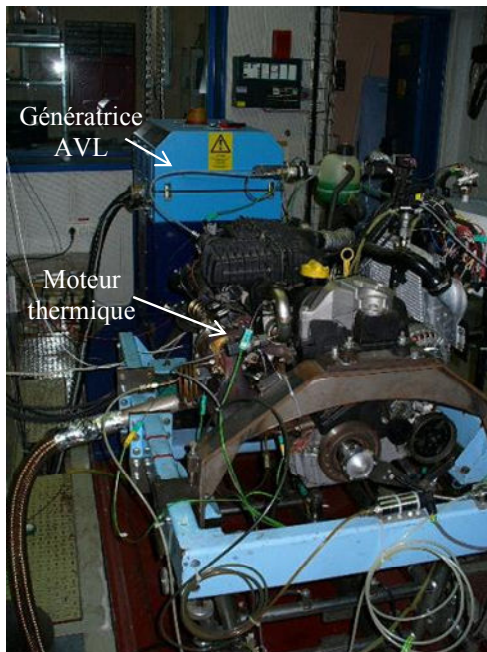


Figure 9. Banc d'essai moteur INRETS du LTE

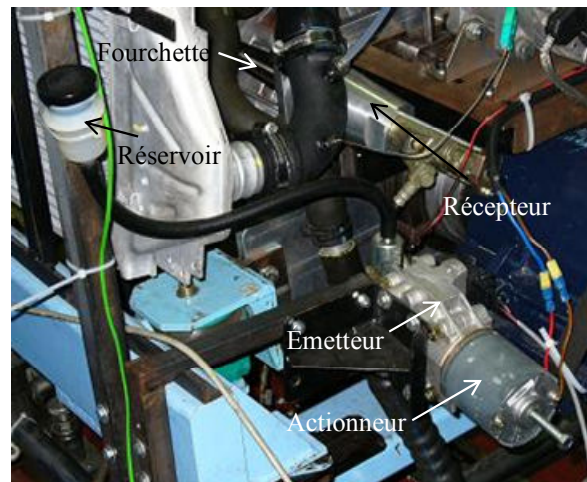


Figure 10. Actionneur sur le banc d'essai

Actionneur de l'embrayage – L'actionneur de l'embrayage est de nature hydraulique (Figure 10 et Figure 11), il est composé de :

- une machine à courant continu,
- un système vis-écrou,
- un émetteur hydraulique,
- une électrovanne à monter sur l'émetteur en position supérieure,
- un réservoir à monter sur l'électrovanne en position supérieure,
- un câble hydraulique reliant l'émetteur et le récepteur,
- un récepteur hydraulique tirant.

²⁴ La modélisation par VEHLIB (Vehicle Electric Hybrid LIBrary) permet de simuler le fonctionnement de différentes architectures hybrides [JEANNERET 01, TRIGUI 04]. Celle-ci s'appuie sur une approche systémique et emprunte quelques principes à la théorie des Bond Graphs (conservation de l'énergie, notion de variables d'effort et de flux, et règle de causalité). Toutefois, la représentation graphique n'est pas représenté par « graphe de liaisons » mais sous forme de schémas blocs.

Fonctionnement – Le moteur électrique entraîne un écrou sur la vis montée sur son axe de rotation. L'écrou bloqué en rotation transmet sa translation au piston de l'émetteur. En parallèle de l'émetteur, au sein de l'actionneur, une plaque reçoit la translation de l'écrou. Sur cette plaque repose deux basculeurs symétriques par rapport à l'axe du moteur. Chaque basculeur est composé d'un triangle comportant un axe de rotation fixe par rapport au carter de l'actionneur et deux rouleaux permettant de rouler soit sur la plaque côté écrou soit sur la plaque côté ressort. Chaque basculeur reçoit deux efforts de direction opposés, un venant du piston de l'émetteur (effort de l'embrayage) et l'autre venant du ressort monté concentrique à la vis moteur (effort de compensation). Ces deux efforts sont sommés par les basculeurs, la résultante correspond à l'effort devant être fourni par le moteur électrique pour faire bouger l'actionneur. La forme de l'effort de compensation vue au travers des basculeurs est très proche de celle d'un embrayage entre la position embrayée et la position débrayée. A l'état ouvert, l'électrovanne est ouverte. En fonctionnement, elle est fermée afin d'éviter toute fuite d'air dans le système. Elle permet, en outre, de rattraper l'usure des disques et assure le retour à l'état embrayé en cas de panne.

L'électrovanne doit être commandée à la fermeture (12 V) pendant les phases de débrayage et d'embrayage sinon il y a risque de refoulement du liquide dans le réservoir. L'actionneur peut être commandé soit par le module de puissance en utilisant une commande PWM (nécessitant un calculateur) soit directement en 12 V en supprimant le module de puissance et en reliant les bornes du moteur à une alimentation. Il faut toutefois faire attention à la commande directe, l'actionneur ne supportant pas un trop grand nombre de mises en butée (une centaine de fois). L'actionneur peut être asservi par son capteur de position (codeur) potentiométrique 0-5 V.

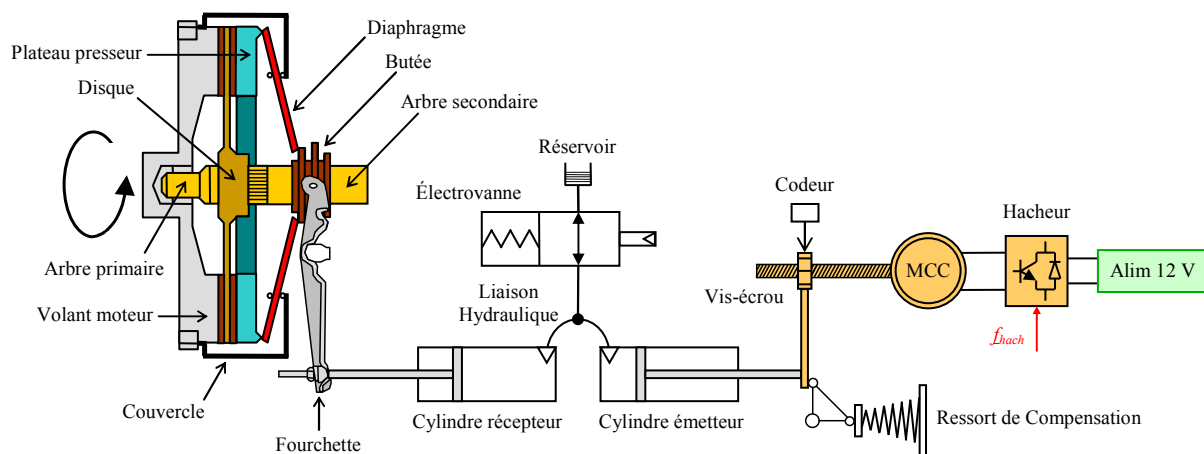


Figure 11. Architecture de l'actionneur du banc d'essai

Modélisation de l'actionneur – La modélisation de l'actionneur est réalisée à partir de la REM (Figure 12). Les équations ainsi que son glossaire associé sont ci-dessous [CNDP 02] :

α_{hach}	Rapport cyclique du hacheur
C_{mcc}	Couple de la MCC (Nm)
$C_{rés}$	Couple résistant appliquée sur l'arbre de la MCC (Nm)
δ	Angle du filet de la vis (rad)
D_{em}	Diamètre du piston émetteur (m)
D_{re}	Diamètre du piston récepteur (m)
D_v	Diamètre moyen de la vis (m)

e_{mcc}	F.E.M. de la MCC (V)
f_{arb}	Coefficient de frottements visqueux de l'arbre moteur (Nm/rad/s)
F_{b0}	Force constante de résistance à l'avancement de la butée (N)
F_{b1}	Force en position de résistance à l'avancement de la butée (N/m)
F_{b2}	Force en position carrée de résistance à l'avancement de la butée (N/m ²)
F_{b3}	Force en position cubique de résistance à l'avancement de la butée (N/m ³)
$F_{butée}$	Force exercée par la butée sur la fourchette (N)
F_{c1}	Force en position de résistance à l'avancement du ressort de compensation (N/m)
F_{c2}	Force en position carrée de résistance à l'avancement du ressort de compensation (N/m ²)
F_{c3}	Force en position cubique de résistance à l'avancement du ressort de compensation (N/m ³)
F_{comp}	Force exercée par le système de compensation (N)
$F_{écrou}$	Résultante des forces exercée par l'écrou sur le filet de la vis (N)
F_{em}	Force exercée par le piston émetteur sur l'écrou (N)
F_{four}	Force exercée par la fourchette sur le piston récepteur (N)
φ	Angle de frottements entre l'écrou et la vis (rad)
η_h	Rendement du circuit hydraulique durant un débrayage
i_{hach}	Courant de sortie du hacheur (circulant dans l'alimentation continue) (A)
i_{mcc}	Courant dans la MCC (A)
J_{arb}	Moment d'inertie de l'arbre moteur (moment d'inertie de la vis sans fin étant négligeable) (kg.m ²)
k_{cem}	Constante électromécanique de la MCC (V/rad/s)
k_f	Rapport de réduction du déplacement apportée par la fourchette
k_h	Rapport de réduction du déplacement du circuit hydraulique pour une hypothèse linéaire et d'avoir un fluide incompressible
L_{ind}	Inductance de la MCC (H)
pas	Pas de la vis (m)
R_{ind}	Résistance de la MCC (Ω)
u_{hach}	Tension de sortie du hacheur (aux bornes de la MCC) (V)
v_b	Vitesse linéaire de la butée (m/s)
V_{dc}	Tension de l'alimentation continue (V)
v_e	Vitesse linéaire de l'écrou (m/s)
v_{re}	Vitesse linéaire du piston récepteur (m/s)
Ω_{arb}	Vitesse angulaire de la vis (arbre de la MCC) (rad/s)
x_b	Position de la butée (m)
x_e	Position de l'écrou (m)

$$\begin{cases} u_{hach} = (2 \alpha_{hach} - 1) V_{dc} \\ i_{hach} = (2 \alpha_{hach} - 1) i_{mcc} \end{cases} \quad (7)$$

$$u_{hach} - e_{mcc} = L_{ind} \frac{d}{dt} i_{mcc} + R_{ind} i_{mcc} \quad (8)$$

$$\begin{cases} C_{mcc} = k_{cem} i_{mcc} \\ e_{mcc} = k_{cem} \Omega_{arb} \end{cases} \quad (9)$$

$$C_{mcc} - C_{rés} = J_{arb} \frac{d}{dt} \Omega_{arb} + f_{arb} \Omega_{arb} \quad (10)$$

$$\begin{cases} v_e = \frac{pas}{2\pi} \Omega_{arb} \\ C_{rés} = F_{écrou} \frac{D_v}{2} \tan(\delta + \varphi) \end{cases} \text{ avec } \tan \delta = \frac{pas}{\pi D_v} \quad (11)$$

$$\begin{cases} v_e \text{ commun} \\ F_{écrou} = F_{em} - F_{comp} \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} v_{re} = k_h v_e = \left(\frac{D_{em}}{D_{re}} \right)^2 v_e \\ F_{em} = \frac{k_h}{\eta_h} F_{four} \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} v_b = k_f v_{re} \\ F_{four} = k_f F_{butée} \end{cases} \quad (14)$$

$$F_{butée} = F_{b0} + F_{b1} x_b + F_{b2} x_b^2 + F_{b3} x_b^3 \quad (15)$$

$$F_{comp} = F_{c1} x_e + F_{c2} x_e^2 + F_{c3} x_e^3 \quad (16)$$

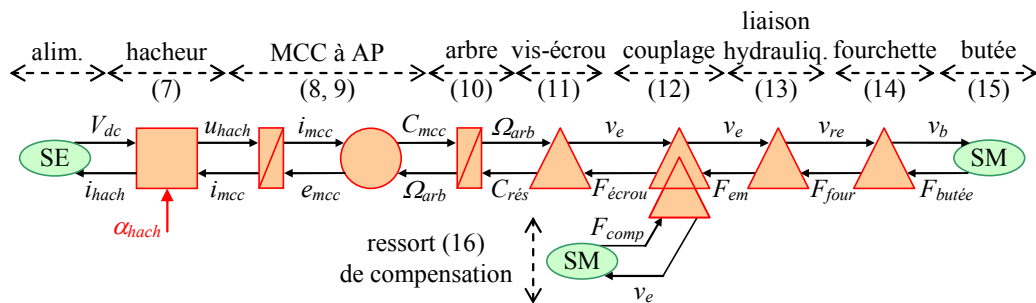


Figure 12. REM de l'actionneur de l'embrayage

Commande de l'actionneur – La Structure Maximale de Commande (SMC) se déduit aisément de la REM (Figure 13). Le cahier des charges est de régler la position de la butée x_b de l'embrayage. Mais la seule information dont l'architecture dispose est la position de l'écrou x_e (via un codeur). La modification de la position de l'écrou est donc transmise à la fourchette de l'embrayage par la liaison hydraulique. Celle-ci modifie ensuite la position de la butée qui sépare les disques. Une ouverture ou une fermeture maximale demandée au niveau de l'écrou sera ainsi transmise à la butée. Pour cette raison, la position de l'écrou est indiquée en pourcentage d'ouverture : 0 % correspondant à la fermeture et 100 % à l'ouverture de l'embrayage. Un pourcentage compris entre ces deux butées correspondra à un patinage de l'embrayage. Notons que pour la modélisation du VEH parallèle (c. f. § 2.2), cette variable est nommée p_{emb} .

La SMC nous indique qu'il faut trois correcteurs en cascade pour contrôler ce système : un sur le courant i_{mcc} , un sur la vitesse Ω_{arb} de la MCC et un sur la position de l'écrou x_e que l'on veut régler. Malheureusement la structure de l'actionneur est telle qu'il est impossible de pouvoir mesurer la vitesse de la machine Ω_{arb} . De plus, l'actionneur étant connecté au banc expérimental du LTE, il n'est pas possible de réaliser des essais adéquats pour déterminer les paramètres caractérisant celui-ci. Un simple essai à vide de la machine pour caractériser la constante électromécanique n'est par exemple

pas possible. Les seuls paramètres que l'on a pu identifier facilement sont la résistance et l'inductance de la MCC. Pour toutes ces raisons, la Structure Pratique de Commande (SPC) retenue (Figure 14) comporte un correcteur de courant (sans compensation de la F.E.M.) et un correcteur de position. Enfin, afin d'éviter l'ajout d'un capteur la tension de la source d'alimentation est considérée comme constante.

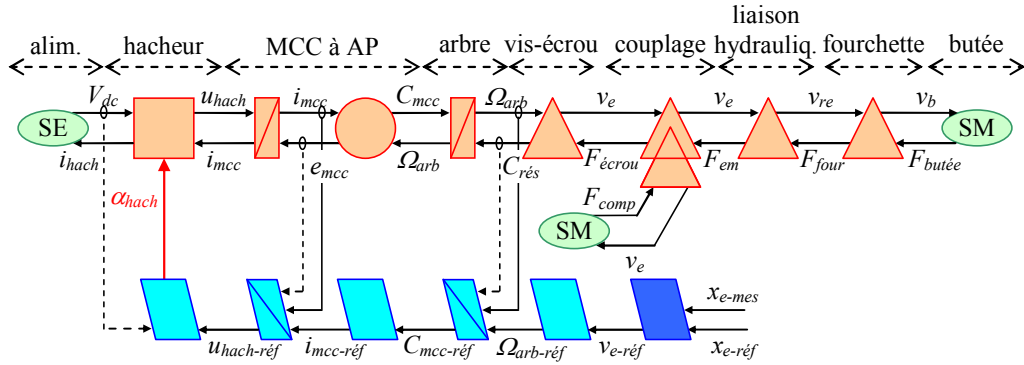


Figure 13. SMC de l'actionneur de l'embrayage

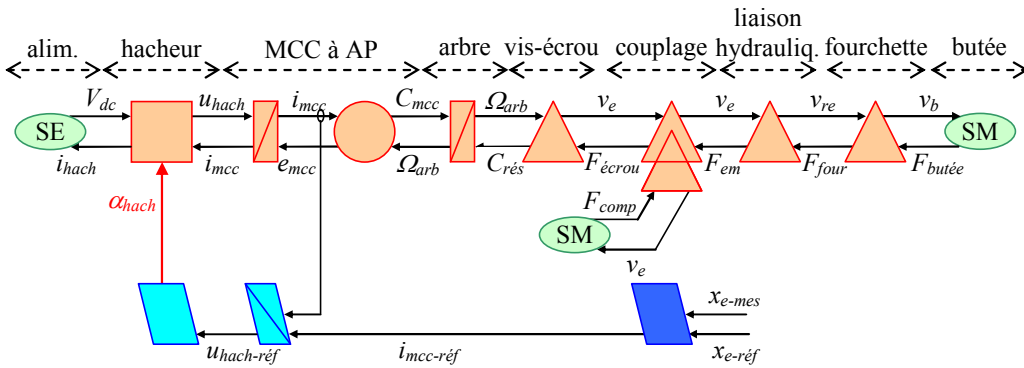


Figure 14. SPC de l'actionneur de l'embrayage

Sur la Figure 15, on peut constater le bon fonctionnement du contrôle de la position de l'écrou x_e .

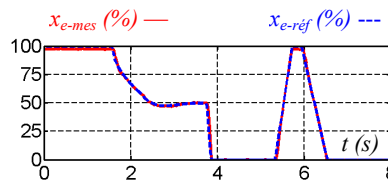


Figure 15. Exemple de position de référence et mesurée

Plate forme expérimentale SMM du L2EP

Afin de vérifier simulations et théories, un banc de supercondensateur a été acheté, assemblé et testé durant cette thèse. Notre choix s'est porté sur 12 modules *BPAK 58 F / 15 V* composés de 6 supercondensateurs *350 F / 2,5 V* placés en série et équilibrés activement par des transistors (Figure 16). Les caractéristiques des modules *BPAK 58 F / 15 V* sont donnés dans le Tableau 8.

- Courant nominal : Valeur du courant constant nécessaire à décharger la cellule entre la tension nominale et 50 % de cette dernière en 5 s. C'est une indication de courant liée à la capacité pour un

temps donné. La valeur à capacité nominale est de $87,5 A$. La valeur de $70 A$ correspond à la valeur minimum de la capacité ($58 F - 20 \%$).

- **Courant de court circuit admissible** : Valeur admissible du courant lorsque le module (ou la cellule) est court-circuité et sans dégradation des performances de celui-ci. Lors de l'utilisation en mono impulsion, le pack peut fournir ce courant (démarrage de moteurs à combustion par exemple). Dans ce cas la vérification de la thermique est nécessaire.

Tableau 8. Caractéristiques des modules BPAK0350-15EA [BOOSTCAP 05]

Capacité (F)	58 +/- 20 %
Tension (V)	15
Résistance interne (DC) (ohm)	0,019 +/- 25 %
Courant nominal (A)	70
Courant de court circuit admissible (A)	1500
Courant de fuites (mA)	1
Densité d'énergie maximale (Wh/kg)	3,63
Densité de puissance maximale (W/kg)	11250



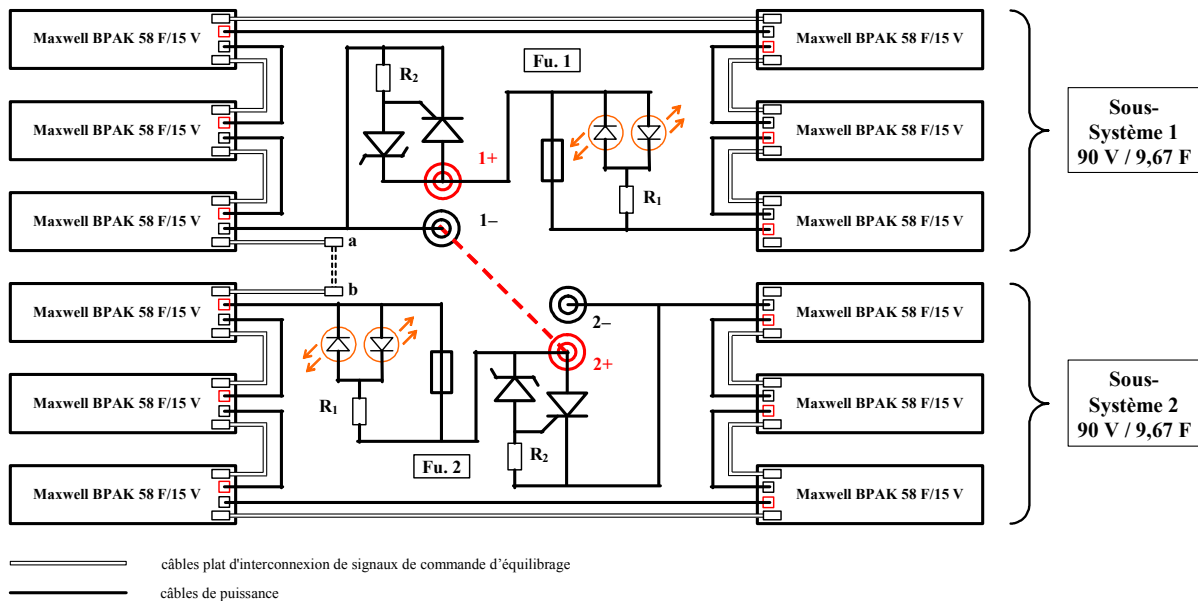
Figure 16. Banc de supercondensateur de la plate forme expérimentale SMM

Description de la maquette – L'équilibrage actif entre les différents modules de supercondensateurs est réalisé via des câbles reliés entre eux (câbles plats d'interconnexion 4 fils blancs).

Afin d'avoir un système polyvalent, le choix s'est porté sur la création d'un banc de supercondensateur pouvant se scinder en deux parties. Plusieurs applications pourront ainsi se faire, selon le système étudié avec (Figure 17) :

- un seul sous-système de supercondensateur de $90 V / 9,67 F$;
- deux sous-systèmes de supercondensateur de $90 V / 9,67 F$ pour une utilisation séparée ;
- deux sous-systèmes de supercondensateur de $90 V / 9,67 F$ reliés en série soit un système global de $180 V / 4,83F$. Pour cette liaison, il faut relier les bornes de puissance $1-$ et $2+$ (pointillé) pour une utilisation entre les bornes $1+$ et $2-$. Il faut également veiller à brancher les câbles plat d'interconnexion a et b (pointillé) afin d'équilibrer les deux sous systèmes ;

- deux sous-systèmes de supercondensateur de $90\text{ V} / 9,67\text{ F}$ reliés en parallèle soit un système global de $90\text{ V} / 19,33\text{ F}$. Pour cette liaison il faut relier les bornes de puissance $1-$ avec $2-$ et $1+$ avec $2+$.



Les supercondensateurs employés dans les packs Maxwell BPAK 58 F/15 V ont pour tension maximale $2,5\text{ V}$. Des essais de cycle démontrent que plus la tension d'utilisation et plus la température sont élevées, plus le nombre de cycle diminue pour un supercondensateur donné. La tension maximale dans nos applications sera fixée à $2,2\text{ V}$ permettant ainsi de garantir la durée de vie des composants.

Afin de protéger les supercondensateurs d'un défaut éventuel (exemple d'un court circuit ou d'une recharge non contrôlable) qui entraînerait soit un courant ou une tension trop élevé, une protection a été implantée sur le banc. Si la tension d'un sous-système de supercondensateur atteint un niveau maximal alors on court-circuite celui-ci. Cela entraînera inévitablement une croissance importante du courant. Le système protégé par un fusible coupera alors le circuit. Si le courant est trop élevé le système sera coupé par ce même fusible.

Ce système de protection a été réalisé au moyen de diodes zener et de thyristors. Le banc de supercondensateur étant scindé en deux parties, il a fallu réaliser deux fois l'opération. Les diodes zener (placées en série) sont au nombre de 5 et ont une tension zener de 15 V . Le système se déclenche (fermeture du thyristor via la gâchette) pour une tension atteignant $82,3\text{ V}$. Les Diodes ÉlectroLuminescentes (DELs) permettent de visualiser si le processus est en dysfonctionnement (fusible $Fu. 1$ ou 2 ($gG 32\text{ A}$) grillée) ou non. Dans le cas où il n'y a aucun danger pour le système, les DELs sont éteintes. En cas de fusible grillé, les DELs correspondant au sous-système défectueux sont allumées.

Ce banc a été réalisé avec l'aide d'Olivier Ferlat, Technicien de l'USTL et Jean-Jacques Franchaut, Ingénieur d'études de l'USTL.

Annexe E. Limites du VEH mixte

Cette annexe vise à déterminer les limites du VEH mixte avec train planétaire en traction tout électrique (c. f. § 3.4.1).

Les équations du principe fondamental de la dynamique appliqué à la couronne extérieure et au porte-satellites donne pour équations :

$$J_{mth} \frac{d}{dt} \Omega_{mth} + f_{mth} \Omega_{mth} = C_{mth} - C_{ps} \quad (17)$$

$$J_{véh} \frac{d}{dt} \Omega_{meB} + f_{véh} \Omega_{meB} = C - C_c \quad (18)$$

Nous désirons avoir un arrêt total du moteur thermique, la vitesse angulaire Ω_{mth} a donc pour valeur 0. Le couple disponible sur le porte-satellites C_{ps} est proportionnel au couple disponible sur la couronne extérieure C_c par la relation suivante :

$$C_{ps} = \left(\frac{1}{\eta_b k_b} - 1 \right) C_c \quad (19)$$

En prenant les hypothèses simplificatrices d'un rendement η_b unitaire et des frottements visqueux $f_{mth}, f_{véh}$ nuls, la relation suivante est obtenue :

$$C_{mth} = \left(\frac{1}{k_b} - 1 \right) \left(C - J_{véh} \frac{d}{dt} \Omega_{meB} \right) \quad (20)$$

Si nous développons cette équation pour voir apparaître la vitesse linéaire du véhicule $v_{véh}$, la contrainte que doit respecter la commande vaut :

$$C_{mth} \geq \left(\frac{1}{k_b} - 1 \right) \left(C - J_{véh} \frac{k_{réd}}{R_{roue}} \frac{d}{dt} v_{véh} \right) \quad (21)$$

La machine MEA est déconnectée de toute alimentation, nous pouvons donc dire que son couple est nul aux pertes de frottement près. Le couple C équivaut alors au couple C_2 . La relation (2.54) nous permet d'écrire simplement l'équation ci-après :

$$C = C_2 = J_4 \frac{d}{dt} \Omega_{meB} = J_4 \frac{k_{réd}}{R_{roue}} \frac{d}{dt} v_{véh} \quad (22)$$

Finalement, l'équation (22) rapporté sur la relation (21) donne :

$$C_{mth} \geq \frac{k_{réd}}{R_{roue}} \left(\frac{1}{k_b} - 1 \right) (J_4 - J_{véh}) \frac{d}{dt} v_{véh} \quad (23)$$

Le couple de démarrage à vaincre correspond au couple de traînée de la cartographie du moteur thermique. A vitesse nulle, ce couple est de $-15 Nm$. Prenons ce couple comme contrainte maximale à ne dépasser et calculons à titre d'exemple le temps mis par le véhicule pour une accélération linéaire

de 0 à 50 km/h. Tout calcul fait, le véhicule mettra environ 8 secondes. Ce temps ne correspond pas à celui d'une Porsche ou d'une Ferrari mais reste tout de même correct. Soulignons de plus que la traction électrique doit être utilisée à faible vitesse. Effectivement comme le moteur thermique est à l'arrêt, la vitesse de la machine électrique MEA est proportionnelle à la vitesse de la machine électrique MEB. Il faut donc déterminer la vitesse maximale que peut atteindre le véhicule pour ne pas endommager la machine MEA dans le cas d'une survitesse. La formule de Ravignaux (c. f. § 2.3.2) appliquée à notre train planétaire en traction tout électrique donne (avec $\Omega_{mth} = 0$) :

$$\Omega_{meA} - k_b \Omega_{meB} = 0 \quad (24)$$

La vitesse du véhicule $v_{véh}$ étant proportionnelle à la vitesse angulaire de la machine MEB, nous pouvons écrire :

$$v_{véh} = 3,6 \frac{R_{roue}}{k_{réd}} \Omega_{meB} = 3,6 \frac{R_{roue}}{k_{réd} k_b} \Omega_{meA} = 3,6 \frac{\pi}{30} \frac{R_{roue}}{k_{réd} k_b} N_{meA} \approx -0,01 N_{meA} \quad (25)$$

avec $v_{véh}$ en km/h et N_{meA} en tr/min

La machine électrique MEA a une vitesse maximale de 5900 tr/min. La vitesse maximale que le véhicule devra atteindre, sera donc de 59 km/h.

Abréviations

BV	Boîte de Vitesses
CRE	Critère de Répartition d'Énergie
DOD	Depth Of Discharge
EUDC	Extran Urban Driving Cycle
GIC	Graphe Informationnel Causal
GMP	Groupe MotoPropulseur
INRETS	Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité
L2EP	Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance
LTE	Laboratoire Transports et Environnement
ME	Machine Électrique
MEGEVH	Modélisation Énergétique et Gestion d'Énergie de Véhicules Hybrides
Mth	Moteur thermique
NEDC	New European Driving Cycle
Ni-MH	Nickel Metal Hydride
PFD	Power Flow Diagram
POG	Power-Oriented Graphs
RdP	Réseau de Petri
REM	Représentation Énergétique Macroscopique
RT3	réseau interrégional de Recherches Technologiques pour les Transports Terrestres
SMC	Structure Maximale de Commande
SMM	Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs
SOC	State Of Charge
SPC	Structure Pratique de Commande
UDC	Urban Driving Cycle
VE	Véhicule Électrique
VEH	Véhicule Électrique Hybride

Bibliographie

La présentation des références bibliographiques est une tâche relativement complexe à réaliser. Un nombre important de modèle de présentation existe. Chacun de ces modèles offrent divers avantages et inconvénients. Dans un souci de conformisation, il nous paraît pertinent d'utiliser les références bibliographiques de la norme AFNOR (Association Française de NORmalisation) NF Z 41-006 d'octobre 1983 : *Présentation des thèses et documents assimilés* [ROUVEYRAN 94] et/ou la norme AFNOR NF Z 44-005 de décembre 1987 : *Références bibliographiques : contenu, forme et structure*.

Ces normes sont néanmoins compliquées à mettre en application. Dans une thèse, le plus important est d'adopter une présentation cohérente des références bibliographiques. C'est pourquoi cette norme a été utilisée avec quelques simplifications, en essayant toutefois, de respecter les règles de celle-ci.

La technique simplificatrice adoptée dans ce manuscrit est la technique dite auteur-date. Ce procédé est marqué par le souci de concision. Dans le domaine des ouvrages ou publications scientifiques, elle est pleinement utilisée. Il est d'usage de lister les références des documents cités dans le texte par ordre alphabétique.

A

- ALIRAND 99 ALIRAND (M.), GALLO (F.). – “Development of a powerful drive line library in AMESim to model transmission”. – Global Powertrain Congress'99. – Stuttgart (Germany), October 1999.
- ALLARD 05 ALLARD (B.), MOREL (H.). – « Utilisation des graphes de liens en électronique de puissance ». – Techniques de l'Ingénieur. – mai 2005, n° D3064.
- ALLÈGRE 07 ALLÈGRE (A. L.). – Étude du système d'alimentation embarquée avec supercondensateurs du futur Neoval. – Mémoire de master recherche : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – juillet 2007, 58 p.
- ANTON 94 ANTON (H.), RORRES (C.). – Elementary linear algebra applications version. – 7th ed. – New York (U.S.A.): John Wiley & Sons, Inc., 1994. – 864 p., ISBN: 0471587419.
- ARMSTRONG-HÉLOUVRY 94 ARMSTRONG-HÉLOUVRY (B.), DUPONT (C.), CANUDAS DE WIT (C.). – “A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction”. – Automatica. – July 1994, vol. 30, no. 7, p. 1083-1138.

B

- BADIN 97 BADIN (F.). – Contribution à la modélisation des transmissions hybrides thermiques électriques séries. Réalisation d'un bilan énergie-pollution en usage réel. – Thèse de doctorat en Génie de l'Environnement : Université de Savoie (France). – juillet 1997, 405 p.
- BADIN 01a BADIN (F.), JEANNERET (B.), HAREL (F.), TRIGUI (R.). – « Véhicules hybrides ». – Revue de l'Électricité et de l'Électronique (REE). – mars 2001, n° 3, p. 23-28.
- BADIN 01b BADIN (F.), JEANNERET (B.), TRIGUI (R.), HAREL (F.). – “Hybrid vehicles, should we plug them to the grid or not?”. – The 18th International Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS'18). – Berlin (Germany), October 2001.

- BADIN 04 BADIN (F.), BRIAT (O.), OLIVIER (S.), JEANNERET (B.), TRIGUI (R.), MALAQUIN (B.). – “The use of batteries in hybrid vehicles”. – Proc. of the IEEE 2004 Vehicle Power and Propulsion (VPP). – Paris (France), October 2004.
- BARRADE 03 BARRADE (P.), RUFER (A.). – “Current capability and power density of supercapacitors: considerations on energy efficiency”. – Proc. of the 2003 European Conference on Power Electronics and Applications (EPE). – Toulouse (France), September 2003.
- BARRE 04 BARRE (P. J.). – Commande et entraînement des machines-outils à dynamique élevée, formalismes et applications. – HDR : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – décembre 2004, 163 p.
- BARSALI 04 BARSALI (S.), MIULLI (C.), POSSENTI (A.). – “A control strategy to minimize fuel consumption of series hybrid electric vehicles”. – IEEE Trans. on Energy Conversion. – March 2004, vol. 19, no. 1, p. 187-195.
- BASTIANI 01 BASTIANI (P.). – Stratégies de commande minimisant les pertes d'un ensemble convertisseur - machine alternative : application à la traction électrique. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon (France). – février 2001, 167 p.
- BENSAÏD 04 BENSAÏD (B.), GRUSON (J. F.). – « Moteurs/carburants : quelles évolutions sur le long terme ». – Colloque International Panorama 2004 : Combustibles fossiles, enjeux techniques et pratiques à l'horizon 2030-2050. – Paris et Lyon (France), janvier/février 2004. – référence de mai 2007. – disponible sur Internet <URL : http://www.ifp.fr/IFP/fr/evenement/panorama/NotesSynthese_Archives.htm>.
- BLAYO 96 BLAYO (F.), VERLEYSSEN (M.). – Les réseaux de neurones artificiels. – 1^{ère} éd. – Paris (France) : Presses Universitaires de France, 1996. – n° 3042, 126 p., ISBN : 2130473555. – (Collection Que sais-je ?).
- BOOSTCAP 05 BOOSTCAP Ultracapacitors. – “Datasheet of BPAK0350 15 Volt ultracapacitor module”. – Maxwell Technologies. – reference of September 2005. – available from internet <URL: <http://www.maxwell.com/ultracapacitors/products/>>.
- BOSCH 04 BOSCH. – Mémento de technologie automobile. – Plochingen (Allemagne) : Robert Bosch GmbH, 2004. – 1231 p., ISBN : 3934584802.
- BOSSMANN 07 BOSSMANN (T.), BOUSCAYROL (A.), BARRADE (P.), LEMOUFOUET (S.), RUFER (A.). – “Energetic macroscopic representation of a hybrid storage system based on supercapacitors and compressed air”. – Proc. IEEE-ISIE'07. – Vigo (Spain), June 2007, CD-ROM, p. 2691-2696, ISBN: 1424407559.
- BOUCHON-MEUNIER 99 BOUCHON-MEUNIER (B.). – La logique floue. – 3^{ème} éd. – Paris (France) : Presses Universitaires de France, 1999. – n° 2702, 128 p., ISBN : 2130450075. – (Collection Que sais-je ?).
- BOULON 06 BOULON (L.). – Rapport de synthèse sur la modélisation et la simulation de véhicules hybrides. – Rapport interne L2EP. – décembre 2006, 53 p.
- BOULON 07 BOULON (L.), PÉRAL (M. C), HISSEL (D.), BOUSCAYROL (A.), DELARUE (Ph.). – “Energetic Macroscopic Representation of a fuel cell-supercapacitor system”. – Proc. of IEEE-VPPC'07. – Arlington (U.S.A.), September 2007, CD-ROM, ISBN: 0780397614.
- BOUSCAYROL 00 BOUSCAYROL (A.), GUILLAUD (X.), HAUTIER (J. P.), DELARUE (Ph.). – « Macromodélisation pour les conversions électromécaniques : application à la commande des machines électriques ». – Revue Internationale de Génie Électrique (RIGE). – juin 2000, vol. 3, n° 2, p. 257-282.
- BOUSCAYROL 02 BOUSCAYROL (A.), DELARUE (Ph.). – “Simplifications of the maximum control structure of a wind energy conversion system with an induction generator”. – International Journal of Renewable Energy Engineering (IJREE). – August 2002, vol. 4, no. 2, p. 479-485.

- BOUSCAYROL 03 BOUSCAYROL (A.). – Formalismes de représentation et de commande des systèmes électromécaniques multimachines multiconvertisseurs. – HDR : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – décembre 2003, 206 p.
- BOUSCAYROL 05a BOUSCAYROL (A.), DELARUE (P.), GUILLAUD (X.). – “Power strategies for maximum control structure of a ^wind energy conversion system with a synchronous machine”. – Renewable Energy. – May 2005, vol. 30, no. 15, p. 2273-2288.
- BOUSCAYROL 05b BOUSCAYROL (A.), SCHOENFELD (R.), DAUPHIN-TANGUY (G.), GEITNER (G. H.), GUILLAUD (X.), PENNAMEN (A.), HAUTIER (J. P.). – “Different energetic descriptions for electromechanical systems”. – Proc. of the 2005 European Conference on Power Electronics and Applications (EPE). – Dresden (Germany), September 2005.
- BOUSCAYROL 06 BOUSCAYROL (A.), LHOMME (W.), DELARUE (P.), LEMAIRE-SEMAIL (B.), AKSAS (S.). – “Hardware-in-the-loop simulation of electric vehicle traction systems using energetic macroscopic representation”. – Proc. of IEEE-IECON'06. – Paris (France), November 2006, p. 5319-5324.
- BURKE 07 BURKE (A. F.), “Batteries and ultracapacitors for electric, hybrid, and fuel cell vehicles”, Proc. of the IEEE. – April 2007, vol. 95, no. 4, p. 806-820.
- C**
- CARON 95 CARON (J. P.), HAUTIER (J. P.). – Modélisation et commande de la machine asynchrone. – Paris (France) : Éditions Technip, 1995. – 304 p., ISBN : 2710806835.
- CCFA 07a Les Dossiers du CCFA. – « Automobile et qualité de l’air. L’automobile citoyenne ». – référence de mai 2007. – disponible sur Internet <URL : <http://www.ccfa.fr/publications/dossiers/air.pdf> >.
- CCFA 07b Les Dossiers du CCFA. – « Gaz carbonique et effet de serre. L’automobile citoyenne ». – référence de mai 2007. – disponible sur Internet <URL : <http://www.ccfa.fr/publications/dossiers/serre.pdf> >.
- CCFA 07c Les Dossiers du CCFA. – « Des progrès pour l’environnement. L’automobile citoyenne ». – référence de mai 2007. – disponible sur Internet <URL : <http://www.ccfa.fr/publications/dossiers/progresenv.pdf> >.
- CEMASYC 06 (équipe CEMASYC du L2EP). – BARRE (P. J.), BOUSCAYROL (A.), DELARUE (P.), DUMETZ (E.), GIRAUD (F.), HAUTIER (J. P.), KESTELYN (X.), LEMAIRE-SEMAIL (B.), SEMAIL (E.). – “Inversion-based control of electromechanical systems using causal graphical descriptions”. – Proc. of IEEE-IECON'06. – Paris (France), November 2006, p. 5276-5281.
- CHAN 02 CHAN (C. C.). – “The state of the art of electric and hybrid vehicles”. – Proc. of the IEEE. – February 2002, vol. 90, no. 2, p. 247 – 275.
- CHEN 07 CHEN (K.). – Influence of Control Design on Energetic Performance of an Electric Vehicle. – Proc. of IEEE-VPPC'07. – Arlington (U.S.A.), September 2007, CD-ROM, ISBN: 0780397614.
- CHENG 07 CHENG (Y.), VAN MIERLO (J.), LATAIRE (P.), NUTTALL (D.), FORSYTH (A.). – “The Method of optimization and validation for hybrid fuel cell vehicles”. Proc. of European Ele-Drive Transportation Conference 2007 (EET-2007). – Brussels (Belgium), June 2007, CD ROM.
- CHEVRIE 98 CHEVRIE (F.), GUÉLY (F.). – « La logique floue ». – Cahiers Techniques, groupe Schneider. – mars 1998, cahier technique n° 191.
- CHRENKO 07 CHRENKO (D.), PÉRA (M. C.), HISSEL (D.). – “Fuel Cell modeling and control with energetic macroscopic representation”. – Proc. of IEEE-ISIE'07. – Vigo (Spain), June 2007, CD-ROM, p. 169-174, ISBN: 1424407559.

- CNDP 02 Centre national de documentation pédagogique. – « Conception d'un embrayage semi-automatique ». – Agrégation externe de génie électrique 2002, Composition d'automatique et d'informatique industrielle, Épreuve commune aux options A et B. – référence de juillet 2007. – disponible sur Internet <URL : <http://www.cndp.fr/secondaire/interdiscipline/Electron/>>.

D

- DASSEN 03 DASSEN (M. H. M.). – Modelling and control of automotive clutch systems. – External research report: Eindhoven University of Technology (Netherlands). – July 2003, no. 2003.73, 33 p.
- DAUPHIN-TANGUY 99 DAUPHIN-TANGUY (G.). – « Les bond graphs et leur application en mécatronique ». – Techniques de l'Ingénieur. – septembre 1999, vol. S1, n° S7222, p. 1-24.
- DAUPHIN-TANGUY 00 Les bond graphs. / sous la direction de G. Dauphin-Tanguy. – Paris (France) : Hermès Science, 2000. – 384 p., ISBN : 2746201585. – (Traité IC2, série systèmes automatisés).
- DAVID 89 DAVID (R.), ALLA (H.). – Du Grafset aux Réseaux de Petri. – 2^{ème} éd. – Paris (France) : Hermès Sciences Publications, 1989. – 424 p., ISBN : 2866011953. – (Collection Traité des nouvelles technologies, série automatique).
- DEGOBERT 92 DEGOBERT (P.). – Automobile et pollution. – Paris (France) : Technip, 1992. – Deuxième partie, Caractérisation de la pollution. – 544 p., ISBN : 2710806282.
- DEGOBERT 94 DEGOBERT (P.). – Pollution atmosphérique : Réduction des émissions dues au moteur. – Techniques de l'Ingénieur. – mai 1994, vol. BL1, n° B2710, p. 1-16.
- DELARUE 03 DELARUE (P.), BOUSCAYROL (A.), TOUNZI (A.), GUILLAUD (X.), LANCIGU (G.). – “Modelling, control and simulation of an overall wind energy conversion system”. – Renewable Energy. – July 2003, vol. 28, no. 8, p. 1159-1324.
- DELPRAT 02 DELPRAT (S.). – Évaluation de stratégies de commande pour véhicules hybrides parallèles. – Thèse de doctorat en Automatique : Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis (UVHC, France). – janvier 2002, 155 p.
- DESTRAZ 04 DESTRAZ (B.), BARRADE (P.), RUFER (A.). – “Power assistance for diesel-electric locomotives with supercapacitive energy storage”, Proc. of the IEEE 2004 Power Electronics Specialists Conference (PESC'04). – Aachen (Germany), June 2004, vol. 1, p. 677-682.
- DEMNI 04 DEMNI (H. E.). – Conception en génie électrique à l'aide d'éléments caractérisés. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Institut National Polytechnique de Toulouse (INPT, France). – octobre 2004, 203 p.
- DEMPSEY 06 DEMPSEY (M.). – “Dymola for multi-engineering modelling and simulation”. – Proc. of the IEEE 2006 Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC). – Windsor (United Kingdom), September 2006.
- DUPRAZ 98 DUPRAZ (P.). – Modélisation et commande avancées d'un moteur diesel à injection directe. – Thèse de doctorat en Automatique : Institut National Polytechnique de Grenoble (INPG, France). – décembre 1998, 117 p.

E

- EHSANI 05 EHSANI (M.), GAO (Y.), GAY (S. E.), EMADI (A.). – Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles. Fundamentals, theory, and design. – Boca Raton (U.S.A.): CRC PRESS, 2005. – 395 p., ISBN: 0849331544.
- EIA 05 Energy Information Administration (EIA). – “International energy outlook 2005, highlights”. – U.S. department of energy, Washington, July 2005. – reference of September 2005. – available from internet <URL: <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/index.html>>.

- EIA 06 Energy Information Administration (EIA). – “International energy annual 2004”. – U.S. department of energy, Washington, released: June 2006. – reference of May 2007. – available from internet <URL: <http://www.eia.doe.gov/iea/>>.
- ESNAULT 97 ESNAULT (F.). – Construction mécanique : transmission de puissance. Tome 1 : principes. – Nouvelle présentation. – Paris (France) : Dunod, 1997. – 261 p., ISBN : 2100033689.
- ESNAULT 01 ESNAULT (F.). – Construction mécanique : transmission de puissance. Tome 2 : applications. – 2^{ème} éd. – Paris (France) : Dunod, 2001. – 224 p., ISBN : 2100054023.

F

- FERDOWSI 07 FERDOWSI (M.). – “Plug-in hybrid vehicles - A vision for the future”. – Proc. of IEEE-VPPC'07. – Arlington (U.S.A.), September 2007, CD-ROM, ISBN: 0780397614.
- FILDERMAN 95-96 FILDERMAN (R.). – L'embrayage. – Paris (France) : Société des Ingénieurs de l'Automobile (SIA), 1995-1996. – Centre Libre d'Études Supérieures d'Industrie Automobile (CLESIA), 49 p.
- FOUCHER 86-87 FOUCHER (M. P.). – Les transmissions : les principaux systèmes de transmission de puissance des véhicules à 4 roues. 2^{ème} partie : les éléments constitutifs de la transmission de puissance des véhicules à 4 roues. – Paris (France) : Société des Ingénieurs de l'Automobile (SIA), 1986-1987. – Centre Libre d'Études Supérieures d'Industrie Automobile (CLESIA), p. 42 à 78.
- FOUCHER 89-90 FOUCHER (M. P.), LEPELLETIER (M. P.). – Mécanique des trains planétaires de boîtes de vitesses. – Paris (France) : Société des Ingénieurs de l'Automobile (SIA), 1989-1990. – Centre Libre d'Études Supérieures d'Industrie Automobile (CLESIA), 59 p.
- FRIEDMAN 03 FRIEDMAN (D.). – “A new road: the technology and potential of hybrid vehicles”. – Union of Concerned Scientists. – January 2003, 59 p. – reference of May 2007. – available from internet <URL: http://www.ucsusa.org/publications/#Clean_Vehicles>.

G

- GANDANEGARA 03 GANDANEGARA (G.). – Méthodologie de conception systémique en génie électrique à l'aide de l'outil bond graph. Application à une chaîne de traction ferroviaire. – Thèse de doctorat en Systèmes Automatiques : Institut National Polytechnique de Toulouse (INPT, France). – novembre 2003, 215 p.
- GAO 06 GAO (Y.), EHSANI (M.). – “A torque and speed coupling hybrid drivetrain: architecture, control, and simulation”. – IEEE Trans. on Power Electronics. – May 2006, vol. 21, no. 3, p. 741-748.
- GEITNER 06 GEITNER (H. G.). – “Power flow diagrams using a bond graph library under simulink”. – IEEE-IECON'06. – Paris (France), November 2006, p. 5282-5288.
- GIRAUD 02 GIRAUD (F.). – Modélisation causale et commande d'un actionneur piézo-électrique à onde progressive. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – juillet 2002, 132 p.
- GUILAIN 94 GUILAIN (S.). – Contribution à la réalisation d'un simulateur de comportement dynamique des moteurs à allumage commandé équipant les véhicules automobiles. – Thèse de doctorat en Automatique : Université Pierre et Marie Curie de Paris VI (France). – juin 1994, 175 p.
- GUILLAUD 01 GUILLAUD (X.). – Modélisation causale et algorithmes pour les systèmes électrotechniques. – HDR : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – mars 2001, 150 p.

H

- HARMON 05 HARMON (F. G.), FRANK (A. A.), JOSHI (S. S.). – “The control of a parallel hybrid-electric propulsion system for a small unmanned aerial vehicle using a CMAC neural network”. – Neural Networks. – June 2005, vol. 18, no. 5-6, p. 772-780.
- HAUTIER 96 HAUTIER (J. P.), FAUCHER (J.). – « Le graphe informationnel causal ». – Bulletin de l'Union des Physiciens. – juin 1996, vol. 90, p. 167-189.
- HAUTIER 99a HAUTIER (J. P.), CARON (J. P.). – Convertisseurs statiques : méthodologie causale de modélisation et de commande. – Paris (France) : Éditions Technip, 1999. – 308 p., ISBN : 2710807459. – (Collection Méthodes et Pratiques de l'Ingénieur).
- HAUTIER 99b HAUTIER (J. P.), FAUCHER (J.), CARON (J. P.). – « Le graphe informationnel causal, un outil pour analyser, comprendre, représenter ». – Journées 3EI. – Cachan (France), mars 1999.
- HAUTIER 04 HAUTIER (J. P.), BARRE (P. J.). – “The causal ordering graph. A tool for system modelling and control law synthesis”. – Studies in Informatics and Control Journal (SIC). – December 2004, vol. 13, no. 4, p. 265-283.
- HEILBRONN 05 HEILBRONN (B.), VITET (S.), BEAUZEMONT (G.), BLEIJS (C.). – “A new future for electric and hybrid vehicles”. – Proc. of EVS'21. – Monaco, April 2005, CD-ROM.
- HERMANCE 98 HERMANCE (D.), SASAKI (S.). – “Hybrid electric vehicles take to the streets”. – IEEE Spectrum. – November 1998, vol. 35, no. 11, p. 48-52.

J

- JALIL 97 JALIL (N.), KHEIR (N. A.), SALMAN (M.). – “A rule-based energy management strategy for a series hybrid vehicle”. – Proc. of the American Control Conference. – Albuquerque (U.S.A.), June 1997, vol. 1, p. 689-693.
- JEANNERET 01 JEANNERET (B.), TRIGUI (R.). – Présentation de la bibliothèque de simulation de véhicules VEHLIB version 1.0. – Rapport interne INRETS. – Bron (France), janvier 2001, n° LTE0102, 63 p.
- JEANNERET 04 JEANNERET (B.), TRIGUI (R.), MALAQUIN (B.), DESBOIS-RENAUDIN (M.), BADIN (F.), PLASSE (C.), SCORDIA (J.). – « Mise en œuvre d'une commande temps réel de transmission hybride sur banc d'essai moteur ». – Congrès Européen sur les Alternatives Énergétiques dans l'Automobile. – Poitiers (France), avril 2004.
- JOHN'S STUFF 07 John's Stuff. – “Toyota Prius and more”. – reference of May 2007. – available from Internet <URL: <http://john1701a.com/>>.
- JOSHI 06 JOSHI (R. P.), DESHMUKH (A. P.). – “Hybrid electric vehicles: the next generation automobile revolution”. – 2006 IEEE Conference on Electric & Hybrid Vehicles (ICEHV). – December 2006.

K

- KARNOPP 99 KARNOPP (D. C.), MARGOLIS (D. L.), ROSENBERG (R. C.). – System dynamics: modeling and simulation of mechatronic systems. – 3rd ed. – New York (U.S.A.): Wiley InterScience, 1999. – 520 p., ISBN: 0471333018.
- KAWAHASHI 04 KAWAHASHI (A.). – “A new-generation hybrid electric vehicle and its supporting power semiconductor devices”. – Proc. of Power Semiconductor Devices and ICs. – May 2004, p. 23-29.
- KELLY 02 KELLY (K. J.), MIHALIC (M.), ZOLOT (M.). – “Battery usage and thermal performance of the Toyota Prius and Honda Insight during chassis dynamometer testing”. – Battery Conference on Applications and Advances. – Long Beach (U.S.A.), January 2002, p. 247-252.

- KERMANI 07 KERMANI (S.), DELPRAT (S.), ROCHDI (T.), GUERRA (T. M.). – “A comparison of two global optimization algorithms for hybrid vehicle energy management”. – 3rd International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety (AVCS). – Buenos-Aires (Argentina), February 2007.
- KESSELS 07 KESSELS (J. T. B. A.). – Energy management for automotive power nets. – Ph.D. thesis: Eindhoven University of Technology (Netherlands). – February 2007, 163 p., ISBN: 9038619634.
- KESTELYN 03 KESTELYN (X.). – Modélisation vectorielle multimachines pour la commande des ensembles convertisseurs-machines polyphasés. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – décembre 2003, 190 p.
- KUHN 05 KUHN (B. T.), PITEL (G. E.), KREIN (P. T.). – “Electrical properties and equalization of lithium-ion cells in automotive applications”. – Proc. of IEEE-VPPC'05. – Chicago (U.S.A.), September 2005.
- L**
- LANGARI 03 LANGARI (R.), WON (J. S.). – “Integrated drive cycle analysis for fuzzy logic based energy management in hybrid vehicles”. – Fuzzy Systems, the 12th IEEE International Conference on FUZZ '03. – Saint Louis (U.S.A.), May 2003, vol. 1, p. 290-295.
- LASSÈGUES 01 LASSÈGUES (J. C.). – « Supercondensateurs ». – Techniques de l'Ingénieur. – mai 2001, vol. D5, n° D3334, p. 1-29.
- LECLERCQ 04 LECLERCQ (A.), SICARD (P.), BOUSCAYROL (A.), LEMAIRE-SEMAIL (B.). – “Control of a triple drive paper system based on the energetic macroscopic representation”. – Proc. of IEEE-ISIE'04. – Ajaccio (France), May 2004, vol. 2, pp. 889-893.
- LEE 98 LEE (H. D.), SUL (S. K.). – “Fuzzy-logic-based torque control strategy for parallel-type hybrid electric vehicle”. – IEEE Trans. on Industrial Electronics. – August 1998, vol. 45, no. 4, p. 625-632.
- LHOMME 04a LHOMME (W.), BOUSCAYROL (A.), BARRADE (P.). – “Simulation of series hybrid electric vehicles based on energetic macroscopic representation”. – Proc. of IEEE-ISIE'04. – Ajaccio (France), May 2004, vol. 2, pp. 1525-1530.
- LHOMME 04b LHOMME (W.). – Modélisation et commande d'un véhicule hybride série avec supercondensateurs à l'aide de la représentation énergétique macroscopique. – Rapport de DEA : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – juillet 2004, 65 p.
- LHOMME 05a LHOMME (W.), DELARUE (Ph.), BARRADE (Ph.), BOUSCAYROL (A.). – “Maximum control structure of a series hybrid electric vehicle using supercapacitors”. – Proc. of EVS'21. – Monaco, April 2005, CD-ROM.
- LHOMME 05b LHOMME (W.), DELARUE (P.), BARRADE (P.), BOUSCAYROL (A.), RUFER (A.). – “Design and control of a supercapacitor storage system for traction applications”. – Proc. of IEEE-IAS'05. – Hong Kong (China), October 2005, vol. 3, p. 2013-2020.
- LHOMME 06a LHOMME (W.), TRIGUI (R.), DELARUE (P.), JEANNERET (B.), BOUSCAYROL (A.), BADIN (F.). – “Switched Causal Modeling of Transmission with Clutch in Hybrid Electric Vehicles”. – Proc. of IEEE-VPPC'06. – Windsor (United Kingdom), September 2006.
- LHOMME 06b LHOMME (W.). – Modélisation par représentation énergétique macroscopique d'un véhicule hybride électrique avec embrayage. – Rapport de collaboration L2EP-LTE. – octobre 2006, 39 p.
- LHOMME 06c LHOMME (W.), DELARUE (P.), BOUSCAYROL (A.), LE MOIGNE (P.). – “Control strategies for maximum storage of supercapacitor system”. – Proc. of ESSCAP'06. – Lausanne (Switzerland), November 2006, CD-ROM.

- LHOMME 07a LHOMME (W.). – Commande par représentation énergétique macroscopique d'un véhicule thermique avec embrayage. – Rapport de collaboration L2EP-LTE. – avril 2007, 22 p.
- LHOMME 07b LHOMME (W.), TRIGUI (R.), BOUSCAYROL (A.), DELARUE (P.), JEANNERET (B.), BADIN (F.) – “Validation of mechanical transmission with clutch using hardware-in-the-loop simulation”. – Proc. of IEEE-VPPC'07. – Arlington (U.S.A.), September 2007, CD-ROM, ISBN: 0780397614.
- LIGIER 02 LIGIER (J. L.), BARON (E.). – Acyclisme et vibrations : applications aux moteurs thermiques et aux transmissions. – Paris (France) : Technip, 2002. – 875 p., ISBN : 271080817X. – (2 volumes).
- LUK 06 LuK Clutch Course. “An introduction to automotive clutch technology”. – AS auto-teile service GMBH & CO., A member of the LuK group. – reference of March 2006. – available from Internet <URL: <http://www.luk-as.de/en/aktuell/download/>>.

M

- MAGGETTO 00 MAGGETTO (G.), VAN MIERLO (J.). – “Electric and electric hybrid vehicle technology: a survey”. – Electric, Hybrid and Fuel Cell Vehicles, IEE Seminar. – April 2000, p. 1/1-1/11.
- MARKEL 06 MARKEL (T.), SIMPSON (A.). – “Plug-in hybrid electric vehicle energy storage system design”. – Advanced Automotive Battery Conference. – Baltimore (U.S.A.), May 2006.
- MEGEVH 07 (projet MEGEVH du RT3). – BOUSCAYROL (A.), DELPRAT (S.), HISSEL (D.), TRIGUI (R.). – “MEGEVH project: graphical modeling for energy management of hybrid electric vehicles”. – Proc. of European Ele-Drive Transportation Conference 2007 (EET-2007). – Brussels (Belgium), June 2007, CD ROM.
- MÈMENTEAU 02 MÈMENTEAU (H.). – Technologie fonctionnelle de l'automobile. Tome 2 : transmission, train roulant et équipement électrique. – 4^{ème} éd. – Paris (France) : Dunod, 2002. – 272 p., ISBN : 2100058991.
- MORSELLI 03 MORSELLI (R.), ZANASI (R.), CIRSONE (R.), SERENI (E.), BEGDONI (E.), SEDONIE (E.). – “Dynamic modeling and control of electro-hydraulic wet clutches”. – Proc. of the IEEE Intelligent Transportation Systems. – October 2003, vol. 1, p. 660-665.

N

- NOBRANT 01 NOBRANT (P.). – Driveline modelling using Mathmodelica. – Masters thesis: Linköping Universitet (Sweden). – 2001.
- NORIA 06 Noria Corporation. – “Oil Analysis and Lubrication Dictionary”. – reference of September 2006. – available from Internet <URL: <http://www.noria.com/dictionary.html>>.

P

- PAGANELLI 99 PAGANELLI (G.). – Conception et commande d'une chaîne de traction pour véhicule hybride parallèle thermique et électrique. – Thèse de doctorat en Automatique : Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis (UVHC, France). – septembre 1999, 170 p.
- PAYNTER 60 PAYNTER (H. M.). – Analysis and design of engineering systems. – Cambridge (United Kingdom): The MIT Press, 1960. – ISBN: 0262160048.
- PEÑA EGUILUZ 02 PEÑA EGUILUZ (R.). – Commande algorithmique d'un système mono-onduleur bi-machine asynchrone destiné à la traction ferroviaire. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Institut National Polytechnique de Toulouse (INPT, France). – novembre 2002, 220 p.

- PETERSSON 97 PETERSSON (M.). – Driveline Modeling and Control. – Ph.D. thesis: Linköpings Universitet (Sweden). – 1997.
- PIERQUIN 02 PIERQUIN (J.). – Contribution à la commande des systèmes multimachines multi-convertisseurs. Application à la résolution de problèmes en traction électrique. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – juillet 2002, 142 p.
- PIQUET 00 PIQUET (H.), FOCH. (H.), DEMNI (H. E.). – « Une méthode de conception en électronique de puissance, à l'aide d'éléments caractérisés ». – 8^{ème} colloque Électronique de Puissance du Futur (EPF). – Lille (France), novembre 2000.

R

- RIZOUG 06 RIZOUG (N.). – Modélisation électrique et énergétique des supercondensateurs et méthodes de caractérisation : application au cyclage d'un module de supercondensateurs basse tension en grande puissance. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – février 2006, 170 p.
- ROBY 07 ROBY (F.). – La motorisation hybride ou la voiture à récupération d'énergie. – référence de mai 2007. – disponible sur Internet <URL: http://web.univ-pau.fr/~roby/vrac/cmh/fra/c_m_h_fra.html>.
- ROSENBERG 83 ROSENBERG (R. C.), KARNOPP (D. C.). – Introduction to physical system dynamics. – New York (U.S.A.): Mc Graw-Hill, 1983. – 429 p., ISBN: 0070539057.
- ROUYEYRAN 94 ROUYEYRAN (J. C.). – Mémoires et thèses. L'art et les méthodes. – Paris (France) : Maisonneuve et Larose, 1994. – 197 p., ISBN : 2706809833.
- RT3 07 Le réseau interrégional de Recherches Technologiques pour les Transports Terrestres. – Innovation et recherche technique et scientifique au ministère français de l'équipement. – référence de juillet 2007. – disponible sur Internet <URL : <http://www.recherche-innovation.equipement.gouv.fr/>>.

S

- SAHBANI 00 SAHBANI (A.), PASCAL (J. C.). – “Simulation of hybrid systems using stateflow”. – European Simulation Multiconference. – Ghent (Belgium), May 2000.
- SCHNEUWLY 00 SCHNEUWLY (A.), GALLAY (R.). – “Properties and applications of supercapacitors, from the state-of-the-art to future trends”. – Proc. of PCIM'2000. – Nuremberg (Germany), June 2000.
- SCHNEUWLY 05 SCHNEUWLY (A.). – “Charge ahead (ultracapacitor technology and applications)”. – The IET Power Engineer. – February-March 2005, vol.19, no. 1, p. 34-37.
- SCHÖNFELD 04 SCHÖNFELD (R.), GEITNER (H. G.), “Power flow and information flow in motion control systems”. – EPE-PEMC. – Riga (Lettonie), September 2004.
- SCIARRETTA 04 SCIARRETTA (A.), BACK (M.), GUZZELLA (L.). – “Optimal control of parallel hybrid electric vehicles”. – IEEE Trans. on Control Systems Technology. – May 2004, vol. 12, no. 3, p. 352-363.
- SCORDIA 04 SCORDIA (J.). – Approche systématique de l'optimisation du dimensionnement et de l'élaboration de lois de gestion d'énergie de véhicules hybrides. – Thèse de doctorat en Génie Électrique : Université Henri Poincaré (France). – novembre 2004, 232 p.
- SEMAIL 03 SEMAIL (E.), BOUSCAYROL (A.), HAUTIER (J. P.). – “Vectorial formalism for analysis and design of polyphase synchronous machines”. – The European Physical Journal (EPJ) - Applied Physics. – June 2003, vol. 22, no. 3, p. 207-222.
- SERRARENS 04 SERRARENS (V), DASSEN (M.), STEINBUCH (M.). – “Simulation and Control of an Automotive Dry Clutch”. – Proc. of IEEE-ACC'04. – Boston (U.S.A.), June-July 2004, vol. 5, p. 4078-4083.

- SMM 00 (projet SMM du GdR SDSE). – BOUSCAYROL (A.), DAVAT (B.), DE FORNEL (B.), FRANCOIS (B.), HAUTIER (J. P.), MEIBODY-TABAR (F.), PIETRZAK-DAVID (M.). – “Multimachine multiconverter system: application for electromechanical drives”. – The European Physics Journal - Applied Physics. – May 2000, vol. 10, no. 2, p. 131-147.
- SMM 03 (projet SMM du GdR ME²MS). – BOUSCAYROL (A.), DAVAT (B.), DE FORNEL (B.), FRANCOIS (B.), HAUTIER (J. P.), MEIBODY-TABAR (F.), MONMASSON (E.), PIETRZAK-DAVID (M.), RAZIK (H.), SEMAIL (E.), BENKHORIS (M. F.). – “Control structures for multi-machine multi-converter systems with upstream coupling”. – Mathematics and Computers in Simulation. – November 2003, vol. 63, no. 3-5, p. 261-270.
- SMM 05 (projet SMM GdR ME²MS). – BOUSCAYROL (A.), DELARUE (P.), DE FORNEL (B.), HAUTIER (J. P.), MEIBODY-TABAR (F.), MONMASSON (E.), PIETRZAK-DAVID (M.), RAZIK (H.), SEMAIL (E.), BENKHORIS (M. F.). – “Control structures for multi-machine multi-converter systems with several couplings”. – Proc. of the 2005 European Conference on Power Electronics and Applications (EPE). – Dresden (Germany), September 2005.
- SMOKERS 00 SMOKERS (R. T. M.), DIJKHUIZEN (A. J. J.), WINKEL (R. G.). – “Worldwide developments and activities in the field of hybrid road-vehicle technology”. – IEA Implementing Agreement for Hybrid and Electric Vehicle Technologies and Programmes, Annex VII: Hybrid Vehicles, Overview Report, 2000. – reference of May 2007. – available from internet <URL: <http://www.vito.be/ieahev/>>.
- STAUNTON 06 STAUNTON (R. H.), AYERS (C. W.), CHIASSON (J. N.), BURRESS (B. A.), MARLINO (L. D.). – Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System. – Technical Report Oak Ridge National Laboratory (ORNL). – May 2006, no. ORNL/TM-2006/423, 86 p. – reference of July 2007. – available from internet <URL: <http://www.osti.gov/energycitations/>>.
- SYED 06 SYED (F. U.), KUANG (M. L.), CZUBAY (J.), YING (H.). – “Derivation and experimental validation of a power-split hybrid electric vehicle model”. – Trans. on Vehicular Technology. – November 2006, vol. 55, no. 6, p. 1731-1747.

T

- THOMA 75 THOMA (J. U.). – Introduction to bond graphs and their applications. – 1st ed. – Oxford (United Kingdom): Pergamon Press, 1975. – 181 p., ISBN: 0080188818.
- TIBRI 07 TIBRI (M.). – « Comparaison entre différentes solutions de GMP hybride en terme de consommation et de performances ». – Séminaire MEGEVH. – Belfort (France), juillet 2007, présentation orale.
- TÓTH-NAGY 00 TÓTH-NAGY (C.). – Investigation and Simulation of the Planetary Combination. – Master of science report: West Virginia University (U.S.A.). – 2000, 112 p.
- TRIGUI 01 TRIGUI (R.), HAREL (F.), SCORDIA (J.), BASTIANI (P.), RETIF (J. M.), LIN-SHI (X.), CHABOT (F.), GIMET (E.), BERETTA (J.). – “Implementation and comparison of three approaches for energy optimized strategies of a synchronous machine and its inverter”. – Proc. of the 2001 European Conference on Power Electronics and Applications (EPE). – Graz (Austria), August 2001, 11 p.
- TRIGUI 03 TRIGUI (R.), BADIN (F.), JEANNERET (B.), HAREL (F.), COQUERY (G.), LALLEMAND (R.), OUSTEN (J. P.), CASTAGNE (M.), DEBEST (M.), GITTARD (E.), VANGRAEFSHEPE (F.), MOREL (V.), LABBE (J.), BAGHLI (L.), REZZOUG (A.), BISCAGLIA (S.). – “Hybrid light duty vehicles evaluation program”. – International Journal of Automotive Technology. – June 2003, vol. 4, no. 2, p. 65-75.
- TRIGUI 04 TRIGUI (R.), JEANNERET (B.), BADIN (F.). – « Modélisation systémique de véhicules hybrides en vue de la prédiction de leurs performances énergétiques et dynamiques. Construction de la bibliothèque de modèles VEHLIB ». – Revue Recherche Transport Sécurité (RTS). – avril-juin 2004, n° 83, p. 129-150.

TRIGUI 07 TRIGUI (R.), JEANNERET (B.), MALAQUIN (B.), BADIN (F.), PLASSE (C.). – “Hardware in the loop simulation of a diesel parallel mild-hybrid electric vehicle”. – Proc. of IEEE-VPPC'07. – Arlington (U.S.A.), September 2007, CD-ROM, ISBN: 078 0397614.

TROTIN 97 TROTIN (D.). – Contribution à l'amélioration du confort longitudinal et de l'agrément de conduite par la commande d'un embrayage. – Thèse de doctorat en Productique, Automatique et Informatique Industrielle : Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL, France). – mai 1997, 176 p.

U

UHRIG 05 UHRIG (R. E.). – “Using plug-in hybrid vehicles to drastically reduce petroleum-based fuel consumption and emissions”. – THE BENT of Tau Beta Pi. – spring 2005, p. 13-19.

V

VAN MIERLO 06 VAN MIERLO (J.), CHENG (Y.), TIMMERMANS (J. M.), VAN DEN BOSSCHET (P.). – “Comparison of fuel cell hybrid propulsion topologies with super-capacitor”. – 12th International Power Electronics and Motion Control Conference (EPE-PEMC 2006). – Portorož (Slovenia), September 2006, p. 501-505.

VIDO 04 VIDO (L.). – Étude d'actionneurs électriques à double excitation destinés au transport : dimensionnement de structures synchrones. – Thèse de doctorat en Électronique Électrotechnique Automatique : École Normale Supérieure (ENS) de Cachan (France). – décembre 2004, 221 p.

VANGRAEFS-CHEPE 05 VANGRAEFS-CHEPE (F.), MENEGAZZI (P.). – « Véhicules hybrides, quel avenir », Colloque International Panorama 2005 : Energie, Transports, Environnement, le développement durable des transports : quels moteurs, quels carburants ?. – février 2005. – référence de mai 2007. – disponible sur Internet <URL : http://www.ifp.fr/IFP/fr/evenement/panorama/NotesSynthese_Archives.htm>.

VERGHESE 88 VERGHESE (G. C.), SANDERS (S. R.). – “Observers for flux estimation in induction machines”. – IEEE Trans. on Industrial Electronics. – February 1988, vol. 35, no. 1, p. 85-94.

VERHILLE 04 VERHILLE (J. N.), BOUSCAYROL (A.), BARRE (P. J.), MERCIÉCA (J. C.), HAUTIER (J. P.), SEMAIL (E.). – “Torque tracking strategy for anti-slip control in railway traction systems with common supplies”. – Proc. of IEEE-IAS'04. – Seattle (U.S.A.), October 2004, vol. 4, p. 2738-2745.

VERHILLE 07 VERHILLE (J. N.). – Représentation énergétique macroscopique du métro VAL 206 et structures de commande déduites par inversion. – Thèse de doctorat en Automatique : École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers (ENSAM) de Lille (France). – juillet 2007, 246 p.

W

WETZEL 94 WETZEL (H.), BONERT (P.), DAWSON (F. P.). – “Converter configurations for a serial hybrid drive assuming only capacitive energy storage”. – Proc. of Power Electronics in Transportation. – October 1994, p. 53-58.

WIKIPEDIA 06 Wikipédia. – « Embrayage ». – référence de février 2006. – disponible sur Internet <URL : <http://fr.wikipedia.org/wiki/Embrayage>>.

WIPKE 99 WIPKE (K. B.), CUDDY (M. R.), BURCH (S. D.). – “ADVISOR 2.1: A user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach”. – IEEE Trans. on Vehicular Technology, Special Issues on Hybrid and Electric Vehicles. – August 1999, vol. 48, no. 6, p. 1751-1761.

WOUK 97 WOUK (V.). – “Hybrid electric vehicles”. – Scientific American Magazine. – October 1997, p. 70-74.



ZANASI 96 ZANASI (R.). – “Power-oriented graphs for modeling electrical machines”. – Electrotechnical Conference (MELECON'96). – May 1996, vol. 3, p. 1211-1214.

ZANASI 01 ZANASI (R.), VISCONTI (A.), SANDONI (G.), MORSELLI (R.). – “Dynamic modeling and control of a car transmission system”. – Proc. of IEEE American Society of Mechanical Engineers (ASME) on Advanced Intelligent Mechatronics. – Como (Italy), July 2001, vol. 1, p. 416-421.

ZANASI 02 ZANASI (R.), SANDONI (G.). – “Modeling and electronic control of a lighting system”. – Proc. of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE). – Aquila (Italy), July 2002, p. 1229-1234.

ZUBIETA 00 ZUBIETA (L.), BONERT (R.). – “Characterization of double-layer capacitors for power electronics application”. – IEEE Trans. on Industry Applications. – January-February 2000, vol. 36, no. 1, p. 199-205.

ZURAWSKI 94 ZURAWSKI (R.), ZHOU (M.). – “Petri Nets and industrial applications: a tutorial”. – IEEE Trans. on Industrial Electronics. – December 1994, vol. 41, no. 6, p. 567-583.