



Université de Lille - Sciences et Technologies  
École Doctorale des Sciences Pour l'Ingénieur

Thèse

pour obtenir le grade de

Docteur de l'Université de Lille1

Spécialité: Génie Électrique

Présentée et soutenue publiquement par

**Ludovic HORREIN**

le 18 septembre 2015

---

GESTION D'ENERGIE DECOMPOSEE D'UN VEHICULE HYBRIDE  
INTEGRANT LES ASPECTS THERMIQUES  
VIA LA REPRESENTATION ENERGETIQUE MACROSCOPIQUE

---

**Membres du jury :**

<b>Pr. Alain BOUSCAYROL</b>	Université de Lille1, France	<i>Directeur de la thèse</i>
<b>Pr. Yann CHAMAILLARD</b>	Université d'Orléans, France	<i>Examineur</i>
<b>Dr. Yuan CHENG</b>	PSA Peugeot Citroën, France	<i>Examineur</i>
<b>Pr. Betty LEMAIRE-SEMAIL</b>	Université de Lille1, France	<i>Examineur</i>
<b>Pr. Pascal MAUSSION</b>	Université de Toulouse, France	<i>Président du jury</i>
<b>Pr. Marie-Cécile PERA</b>	Université de Franche-Comté, France	<i>Rapporteur</i>
<b>Dr. HDR Rochdi TRIGUI</b>	IFSTTAR Bron, France	<i>Rapporteur</i>







## CODE MORAL DU JUDO

### *La politesse*

C'est le respect d'autrui

### *Le courage*

C'est de faire ce qui est juste

### *La sincérité*

C'est de s'exprimer sans déguiser sa pensée

### *L'honneur*

C'est d'être fidèle à la parole donnée

### *La modestie*

C'est de parler de soi même sans orgueil

### *Le respect*

Sans respect, aucune confiance ne peut naître

### *Le contrôle de soi*

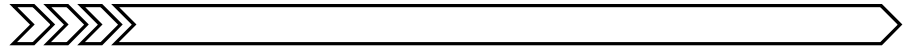
C'est de savoir se taire lorsque monte la colère

### *L'amitié*

C'est le plus pur des sentiments humains

Bien plus qu'un code pour le judo, c'est un code de savoir-vivre...

## Remerciements



Si le mémoire de thèse a pour vocation de faire un condensé des recherches menées durant la période de thèse, alors les remerciements ont pour vocation de faire un condensé de la dimension humaine ressentie par le jeune docteur. Ainsi, dans la mesure où la thèse est avant tout un travail scientifique, ces remerciements constitueront le seul compte rendu de cette épreuve humaine. Ainsi, je ne pourrais pas me limiter à une seule page de remerciement, tant ces trois années ont été, à mes yeux, riches en interactions humaines.

Mes premiers remerciements vont à mon directeur de thèse le professeur **Alain Bouscayrol** (professeur de l'université de Lille1) et à mon encadrant le docteur **Yuan Cheng** (ingénieur de recherche de PSA Peugeot Citroën). Alain, je te remercie de m'avoir proposé de réaliser une thèse alors que je n'envisageais pas cette voie. Tu avais remarqué que je pourrais me plaire dans le domaine de la recherche et, au final, je ne regrette en rien d'avoir accepté. Je te remercie aussi pour ton encadrement et pour avoir toujours su m'accorder du temps malgré ton planning chargé. Tu as toujours su avoir le recul nécessaire pour réaiguiller les travaux lorsque ceux-ci commençaient à diverger. Yuan, je te remercie d'avoir pris le relais lors du départ de Mehdi. Bien que nous ayons intégré les effectifs de PSA à quelques semaines d'écart, tu as su immédiatement prendre ton rôle d'encadrant afin que ma thèse puisse se dérouler sans interruption ou ralentissement et je t'en remercie. Egalement, ton obstination à reposer la même question jusqu'à ce que tu obtiennes une réponse complète a été bénéfique, car elle m'a permis de remettre mes résultats en question et de m'obliger à adopter un recul suffisant. Merci à tous les deux.

Egalement je remercie monsieur **Mehdi El Fassi** (ingénieur de PSA Peugeot Citroën) de m'avoir permis d'effectuer mon stage de fin de master en collaboration avec PSA, puis d'avoir œuvré pour me permettre de débiter ma thèse au sein de PSA. Durant mon stage de master, correspondant aux avant-travaux de ma thèse, tu as su me donner les clefs pour me familiariser avec le domaine de la thermique du véhicule. Ta grande expertise quant au moteur à combustion interne m'a permis de réaliser mes premiers travaux de manière sereine, car je savais très bien que tu pourrais répondre à toutes les questions que je pouvais avoir sur le sujet.

Je remercie aussi le docteur **Clément Dumand** (ingénieur de recherche de PSA Peugeot Citroën) pour avoir facilité mon intégration au sein de PSA. De plus, je te remercie pour ta disponibilité et pour ta grande réactivité, notamment lors de mes essais à Orléans pour trouver une solution aux problèmes de dernières minutes.

Je remercie le professeur **Marie-Cécile Péra** (professeur de l'université de Franche-Comté) et le docteur HDR **Rochdi Trigui** (Directeur de recherche de l'IFSTTAR de Bron) pour avoir acceptés de rapporter sur mon mémoire de thèse. Je tiens également à vous remercier pour les interactions que nous avons pu avoir au travers de conférences ou de journées scientifiques.

Je remercie les professeurs **Betty Lemaire-Semail** (professeur de l'université de Lille1) et **Yann Chamailard** (professeur de l'université d'Orléans) pour avoir accepté d'être examinateurs de mes travaux. J'ai particulièrement apprécié les échanges que nous avons pu avoir lors de ma soutenance et qui m'ont permis de prendre un recul encore plus important. Egalement, je vous remercie, Yann, pour m'avoir permis d'effectuer une partie de mes travaux de validation sur votre véhicule à Orléans. Betty, je vous remercie de l'accueil que vous m'aviez fait lors de mon arrivée dans l'équipe Commande (que vous dirigiez à mon arrivée) du laboratoire L2EP.

Je remercie le professeur **Pascal Maussion** (professeur de l'université de Toulouse) pour avoir accepté d'être examinateur de ma thèse et président de mon jury. Je vous suis reconnaissant des échanges que nous avons eus durant ma soutenance et pour la façon dont vous avez tenu votre rôle de président.

Je remercie **Tony Letrouvé** dont les travaux de thèse sont à l'origine des miens. Tony je te remercie pour les échanges professionnels que nous avons au début de ma thèse puis pour les discussions de toutes natures qui ont suivis au fur et à mesure ou une amitié s'est créée. Tu as été un exemple que j'ai essayé d'égaliser (probablement dû au fait que nous avons un cursus similaire). Je te remercie également pour tes encouragements lors de mon PEMC.

Je remercie également **Guillaume Colin, Clément Dépature** et **Olivier Ferla** pour l'aide que vous m'avez apportée lors de la réalisation de mes essais expérimentaux sur la DS5 hybride ou sur le véhicule électrique Tazzari Zéro.

Je remercie tous les doctorants du L2EP pour l'ambiance incroyable que vous avez su maintenir et en particulier **Ali, Antoine, Carlos** (merci pour les livres), **Clément** (alias Copain), **Clément** (alias Clément Siemens), **Guillaume** (et ses balles), **Jalal** (à bientôt sur l'île), **Ke** (super pot), **Kevin, Laure, Laurent, Mircea** (alias le jumeau), **Oriol, Quang** (désolé pour la vidéo), **Radu** (alias le jumeau), **Roberta, Sajjad, Smail, Tony** (membre de la TL2H), **Zifu, Zuqi**.

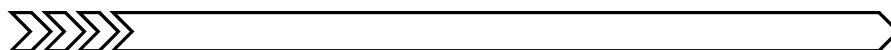
Je remercie également tous les membres du P2 pour l'accueil que vous m'avez fait et pour les discussions que l'on a pu avoir : **Abdelkader, Abdelmounaïm, Alain, Arnaud, Claire, Etienne, Francis, Frédéric, Geneviève, Jean François, Ilyes, Julien, Loïc, Nadir, Olivier, Philippe, Thierry, Thierry, Thomas, Virginie, Walter, Yvonnick**.

Je souhaite également remercier mon enseignant d'automatique durant ma formation de baccalauréat et de BTS : monsieur **Bruno Delcroix**. Monsieur Delcroix, je vous remercie, car c'est vous qui m'avez, le premier, donné le goût de l'automatique et de l'informatique industriel. Vous êtes très probablement l'un des enseignants ayant eu le plus d'influence sur moi. Je tenais donc à vous remercier de prendre votre métier tant à cœur et de dispenser vos cours avec une telle énergie.

Je tiens aussi à remercier mes amis qui m'ont soutenu durant ces trois ans et en particulier **Lise, Romain, Sylvain** et **Vincent**.

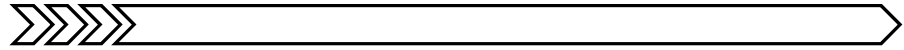
Enfin pour terminer je tiens à remercier ma famille **Didier, Marie-Claude, Stéphanie** pour avoir assistés à ma soutenance (ça n'a pas dû être facile) et pour m'avoir permis d'arriver jusque-là.

Pour les soixante personnes remerciées et celle que j'ai oubliées : MERCI

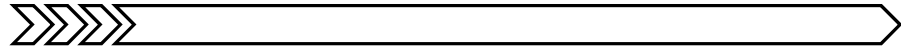


Le véhicule hybride combine plusieurs sources d'énergie pour se déplacer, réduisant ainsi sa consommation de carburant. La stratégie de gestion d'énergie est l'organe intelligent du véhicule qui permet de décider comment et quand utiliser ces sources. Différentes stratégies de gestions d'énergie sont possibles pour un même véhicule. Plus elle prend de contraintes en considération, plus elle est efficace, mais plus elle est difficile à réaliser en temps réel. Les stratégies de gestion d'énergie optimales permettent de déterminer la meilleure répartition de puissance pour obtenir la consommation minimale. Si cette stratégie peut être déterminée d'un point de vue théorique en simulation, elle ne peut pas être reproduite sur un véhicule réel. En revanche, il est possible de déduire une gestion d'énergie temps réel à partir des stratégies optimales. Néanmoins, cette réalisation est complexe. Si les gestions d'énergie tendent à intégrer de plus en plus de contraintes, il est à noter que la gestion du chauffage habitacle (impactant notablement la consommation d'un véhicule hybride) est cependant considérée de manière indépendante de la gestion de la chaîne de traction. L'objectif de la thèse est de proposer une gestion d'énergie globale d'un véhicule hybride incluant à la fois le système de traction et de chauffage. Pour cela, les échanges thermiques sont modélisés et organisés suivant le formalisme REM (Représentation Energétique Macroscopique) permettant d'unifier tous les modèles. Des validations expérimentales permettent de s'assurer de la précision des modèles. Enfin, une démarche progressive est proposée afin de construire une gestion d'énergie utilisable en temps réel et dont les résultats sont proches de l'optimum malgré la complexité de cette gestion globale.





Hybrid vehicles use several energy sources to reduce its fuel consumption. Energy management strategy (EMS) is one key element that enables to decide when and how to use these sources. For a single vehicle, different EMSs are possible. More the EMS considers constraints, more it is efficient but more it is difficult to implement in real time. Optimal EMS enables to evaluate the ideal power splitting to reach the minimal consumption. If this EMS can be theoretically evaluated in simulation, it cannot be implemented in real time. Nevertheless, it is possible to deduce a real time EMS using the results of the optimal EMS. Nevertheless, this deduction is complex. If current EMSs include more constraints, the cabin heating system management (who has a significant impact on the consumption of a hybrid vehicle) is considered in a different EMS than the traction system management. The objective of this thesis is to propose an EMS of a hybrid vehicle which includes the management of the traction system and of the heating system. The thermal exchanges are thus modeled and described using EMR (Energetic Macroscopic Representation) to unify all models. Experimental validations enable to evaluate the models accuracy. Finally, a step-by-step methodology is proposed to organize the development of a real time EMS. Even though the complexity of this energy management, the results obtained with this real time EMS are closed to the optimal theoretical result.



**INTRODUCTION GENERALE ..... 2**

**CHAPITRE I : LES VEHICULES HYBRIDES : BILAN ET EVOLUTIONS**

I.1 CONTEXTE GENERAL .....	7
<i>I.1.1. Contexte énergétique et secteur automobile .....</i>	<i>7</i>
<i>I.1.2. Approche systémique et REM .....</i>	<i>14</i>
I.2 INTERET DE CONSIDERER LES FLUX THERMIQUES .....	23
<i>I.2.1. Importance de l'énergie thermique dans le véhicule.....</i>	<i>23</i>
<i>I.2.2. Réduction de la consommation par la prise en compte des flux thermiques .....</i>	<i>25</i>
I.3 OBJECTIF ET POINT DE DEPART .....	29
<i>I.3.1. Objectif et Positionnement .....</i>	<i>29</i>
<i>I.3.2. Point de départ.....</i>	<i>34</i>
I.4 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	38

**CHAPITRE II : REPRESENTATION DES FLUX THERMIQUES**

II.1 MOTEUR THERMIQUE ET SYSTEME DE REFROIDISSEMENT .....	41
<i>II.1.1. Modélisation mathématique .....</i>	<i>41</i>
<i>II.1.2. Représentation Energétique Macroscopique .....</i>	<i>47</i>
II.2 HABITACLE ET SYSTEME DE CHAUFFAGE .....	54
<i>II.2.1. Modélisation mathématique .....</i>	<i>54</i>
<i>II.2.2. Représentation Energétique Macroscopique .....</i>	<i>57</i>
II.3 MODULE DE VALORISATION DE L'ENERGIE THERMIQUE ET CONNEXION AU SYSTEME D'ECHAPPEMENT DU MOTEUR .....	62
<i>II.3.1. Modélisation mathématique .....</i>	<i>62</i>
<i>II.3.2. Représentation Energétique Macroscopique .....</i>	<i>66</i>
II.4 INTERCONNEXION DES SOUS-SYSTEMES .....	72
II.5 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	74

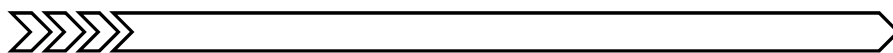
**CHAPITRE III : COMMANDE PAR INVERSION DES GENERATEURS DE FLUX THERMIQUES**

III.1 HABITACLE ET SYSTEME DE CHAUFFAGE .....	79
<i>III.1.1. Commande par inversion.....</i>	<i>79</i>
<i>III.1.2. Validation expérimentale .....</i>	<i>82</i>
III.2 MOTEUR THERMIQUE ET SYSTEME DE REFROIDISSEMENT .....	85
<i>III.2.1. Commande par inversion du moteur thermique .....</i>	<i>85</i>
<i>III.2.2. Simplification du modèle du moteur thermique.....</i>	<i>88</i>
<i>III.2.3. Validation expérimentale du moteur thermique.....</i>	<i>93</i>
<i>III.2.4. Commande par inversion du système de refroidissement.....</i>	<i>96</i>
<i>III.2.5. Validation du modèle du système de refroidissement.....</i>	<i>98</i>
III.3 MODULE DE VALORISATION DE L'ENERGIE THERMIQUE ET CONNEXION AU SYSTEME D'ECHAPPEMENT DU MOTEUR .....	100
<i>III.3.1. Commande par inversion des modules de valorisation .....</i>	<i>100</i>
<i>III.3.2. Gestion d'énergie des modules de valorisation.....</i>	<i>103</i>
<i>III.3.3. Validation statique .....</i>	<i>104</i>
III.4 INTERCONNEXION DE LA COMMANDE DES SOUS-SYSTEMES .....	107
III.5 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	108

## **CHAPITRE IV : GESTION D'ENERGIE MULTI-NIVEAU INTEGRANT LES FLUX THERMIQUES**

IV.1 GESTION D'ENERGIE OPTIMALE .....	111
IV.1.1. <i>Stratégie optimale</i> .....	111
IV.1.2. <i>Synthèse de la gestion d'énergie optimale</i> .....	118
IV.2 GESTION D'ENERGIE MULTI-NIVEAU OPTIMALE DECOMPOSEE .....	124
IV.2.1. <i>Structuration multi-niveau de la gestion d'énergie</i> .....	124
IV.2.2. <i>Synthèse des gestions d'énergie multi-niveaux optimales décomposées</i> .....	127
IV.3 GESTION D'ENERGIE MIXTE MULTI-NIVEAU.....	132
IV.3.1. <i>Principe de la gestion d'énergie mixte multi-niveau</i> .....	132
IV.3.2. <i>Synthèse de la gestion d'énergie mixte multi-niveau</i> .....	134
IV.4 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	140
<b>CONCLUSION GENERALE .....</b>	<b>141</b>
<b>NOMENCLATURE.....</b>	<b>145</b>
<b>ANNEXES</b>	
ANNEXE A : ABREVIATIONS	
ANNEXE B : ELEMENTS CONSTITUTIFS DE LA REM	
ANNEXE C : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR THERMIQUE	
ANNEXE D : COEFFICIENTS D'ECHANGES CONVECTIFS D'UN HABITACLE	
ANNEXE E : VALIDATION DU MODELE DE CONFORT HABITACLE D'UN VEHICULE ELECTRIQUE	
ANNEXE F : RESULTANTS DETAILLES DES SIMULATIONS ISSUES DE LA PROGRAMATION DYNAMIQUE	
ANNEXE G : INTERET DE LA PRISE EN COMPTE DES INTERACTIONS THERMIQUE	
ANNEXE H : STRUCTURATION DE LA CONCEPTION DE LA STRATEGIE DECOMPOSEE MIXTE	
<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>	<b>170</b>





Les problématiques écologiques, économiques et énergétiques nécessitent une évolution de la société [Ngô 2009] [EEA 2012]. La mobilité est souvent synonyme de liberté, néanmoins ses effets contribuent de manière importante au dérèglement climatique [CGDD 2014]. Ainsi, si la sobriété énergétique doit concerner tous les domaines, le secteur automobile est particulièrement amené à réduire son impact écologique. L'évolution permanente des normes européennes d'émissions maximales des véhicules (norme 'Euro') vise à donner une ligne directrice pour encadrer ces réductions [Europa 2015]. Sous l'impulsion de ces normes, les recherches engagées depuis plusieurs années et l'avancée technologique sur l'électromobilité permettent aujourd'hui de disposer d'une gamme croissante de véhicules hybrides et électriques sur le marché. Ces véhicules sont plus performants, moins énergivores et moins coûteux que par le passé même si leur coût reste élevé [ADEME 2014].

Les véhicules hybrides combinent plusieurs sources d'énergie pour se déplacer. La répartition de puissance entre les différentes motorisations, définie par la stratégie de gestion d'énergie, permet de les faire travailler ensemble ou séparément afin de combiner leurs avantages [Chan 2007] [Hofman 2012]. Deux approches sont généralement considérées pour développer ces stratégies de gestion d'énergie [Salmasi 2007] [Trigui 2011]. La première, basée sur des méthodes optimales, assure la détermination du comportement optimal<sup>1</sup>, mais sans être réalisable en temps réel [Guzzela 2010]. La seconde approche, à base de règles heuristiques, peut être facilement implantée en temps réel, mais sans assurer l'optimum du système. La tendance actuelle est d'utiliser les stratégies optimales pour connaître l'optimum théorique. Par la suite, ces stratégies sont utilisées pour déduire des stratégies temps réel proches de l'optimum théorique [van Berkel 2015]. Dans ce cadre, en France, le réseau MEGEVH<sup>2</sup>, regroupement stratégique d'industriels et de laboratoires, travaille sur la gestion d'énergie des véhicules hybrides [Kermani 2007] [Syed 2012]. Une spécificité du réseau concerne la modélisation, la représentation et les structures de commande permettant de préparer la construction de ces stratégies de gestion d'énergie [Letrouvé 2013a] [Baert 2013].

De nouveaux travaux visant à concevoir des stratégies de gestion d'énergie plus globales intégrant plus de variables et plus de domaines physiques ont récemment été réalisés. Par exemple, des gestions d'énergie intégrant un modèle de vieillissement des batteries ont permis d'augmenter leurs durées de vie [Pham 2013]. D'autres recherches ont mis en évidence que l'intégration des modèles de catalyseur dans la gestion d'énergie permet de la rendre plus performante pour réduire les émissions polluantes [Michel 2014]. D'autres travaux où le modèle thermique du moteur est intégré à la gestion d'énergie permettent de l'optimiser pour être aussi performante lors de démarrage à froid que lors de démarrage à chaud [van Berkel 2014].

---

<sup>1</sup> L'optimum souvent considéré correspond à la consommation minimale (ou minimisation conjointe consommation-émission)

<sup>2</sup> MEGEVH : Modélisation Energétique et Gestion d'Énergie des Véhicules Hybrides [MEGEVH 2015]

Si le système de traction est le premier consommateur d'énergie du véhicule, le système de chauffage de l'habitacle est le second. Avec les véhicules thermiques, ce chauffage de l'habitacle est, en grande partie, réalisé en utilisant la chaleur produite par le moteur thermique. Néanmoins, une partie importante de la chaleur produite par le moteur thermique est évacuée du véhicule (principalement via les gaz d'échappement). Ce constat explique les récents travaux sur la valorisation de cette chaleur au moyen de différents systèmes [El Chammas 2005b] [Fairbanks 2010] [Peralez 2012]. Cependant, avec les véhicules hybrides, le moteur thermique est moins sollicité produisant donc moins de chaleur. Ainsi une partie du chauffage de l'habitacle est réalisée à l'aide de résistances alimentées par la batterie. Les fonctions de traction et de chauffage sont aujourd'hui gérées séparément. Une gestion d'énergie commune pourrait cependant permettre de réduire la consommation globale d'énergie tout en assurant les demandes du système de traction et de chauffage. Par exemple, on peut supposer que le moteur thermique sera plus fortement sollicité par temps froid pour produire la chaleur nécessaire au système de chauffage.

L'objectif de cette thèse est de proposer une gestion d'énergie globale d'un véhicule hybride incluant les échanges thermiques afin de réduire sa consommation. La gestion d'énergie du système de traction d'un véhicule hybride est déjà une étude complexe réalisable au travers de différentes approches. L'intégration des échanges thermiques augmente le niveau de complexité de par l'ajout d'un domaine physique supplémentaire (thermique) et de par l'augmentation du nombre d'objectifs (vitesse, température habitacle). Des outils multi-physiques et structurants sont donc nécessaires, comme une démarche méthodologique dans la conception d'une gestion d'énergie efficace.

Le formalisme REM (Représentation Energétique Macroscopique) [Bouscayrol 2000], [Bouscayrol 2012] est un outil de représentation utilisé afin de structurer l'étude de systèmes énergétiques au travers de l'organisation des modèles de façon systémique, cognitive et fonctionnelle. Il permet également de déduire de façon systématique la commande des convertisseurs du véhicule. Cette étape de commande (dite commande locale) est une étape qui va permettre de préparer la réalisation de la gestion d'énergie du véhicule (dite commande globale). La REM sera utilisée tout au long de l'étude comme formalisme de représentation et de commande transversal aux différents domaines physiques. Si ce formalisme fut initialement dédié aux systèmes électromécaniques [Bouscayrol 2000] [Lhomme 2007], des extensions au domaine thermique ont été réalisées [Chrenko 2009] [Boulon 2009] [Gay 2012]. Ces extensions concernent essentiellement les systèmes à pile à combustible. Ainsi, en s'appuyant sur ces travaux, une extension à la thermique véhicule (moteur, habitacle) devra être développée. Le choix des modèles devra être le plus approprié (statique, dynamique, moyen, instantané...) afin de disposer des informations nécessaires (flux thermiques) tout en conservant un temps de simulation raisonnable. En effet, pour développer de nouvelles stratégies de gestion d'énergie une méthode optimale sera, entre autres, utilisée. Or elle requiert un temps de simulation important, d'où la nécessité de posséder des modèles rapides à simuler.

La réalisation de la gestion d'énergie nécessite l'utilisation d'une démarche structurée. Ainsi, conformément aux méthodes conventionnelles, une gestion d'énergie optimale du système sera développée. Cette optimisation globale devra permettre de prendre en compte les échanges thermiques dans le véhicule pour en analyser l'influence. Par la suite, en s'appuyant sur de précédents travaux visant à structurer la gestion d'énergie en multi-niveau [Syed 2012], une démarche devra être proposée afin de structurer la conception d'une gestion d'énergie implantable en temps réel et efficace.

Le véhicule de référence étudié dans cette thèse est le véhicule hybride 3008 HY4 de PSA Peugeot Citroën. Une précédente thèse, en partenariat entre PSA Peugeot Citroën et le L2EP dans le cadre du réseau MEGEVH, sur la structuration de la commande de ce véhicule a permis de développer les modèles et la structure de commande de la chaîne de traction de ce véhicule [Letrouvé 2013a]. Ces commandes ont, de plus, été validées en temps réel sur un prototype. Ainsi, une capitalisation forte de ces travaux est réalisée afin de se focaliser sur l'intégration des modèles thermiques à ceux déjà développés sur le système de traction par Tony Letrouvé.

Le *chapitre I* permet l'analyse de la structure mécanique et thermique des véhicules hybrides et plus spécifiquement du 3008 HY4. Les états de l'art de la valorisation de l'énergie thermique et des approches de conception des gestions d'énergies sont également analysés. A partir de ces analyses et des précédentes études [Letrouvé 2013a], un bilan des travaux nécessaires à la réalisation de l'objectif de la thèse est défini.

Le *chapitre II* permet l'analyse des échanges thermiques dans le véhicule. Pour cela la modélisation et la REM du moteur thermique, de son système de refroidissement, du système de chauffage, de l'habitacle et des systèmes de valorisation de l'énergie thermique sont développés. L'ensemble est ensuite connecté à la REM du système de traction hybride.

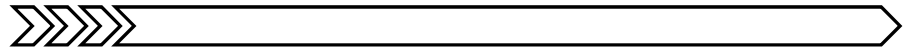
Le *chapitre III* concerne la commande et la validation des sous-systèmes de la boucle thermique. A partir de la REM développée dans le chapitre précédent, la structure de commande est déduite de façon systématique en utilisant le principe d'inversion. Cette structure de commande permettra de définir les critères de distribution qui seront utilisés par la gestion d'énergie pour optimiser le système.

Pour finir, le *chapitre IV* est consacré à la réalisation de la gestion d'énergie. Une gestion d'énergie optimale du système sera développée en considérant les échanges thermiques. Puis, la structuration en multi-niveau permettra de décomposer la gestion d'énergie en plusieurs parties et de faire coexister différentes approches au sein de la même stratégie. Le remplacement progressif de l'algorithme d'optimisation par des algorithmes à base de règles permettra d'arriver à une stratégie temps réel.





# Chapitre I : Les véhicules hybrides : Bilan et évolutions



## Résumé du chapitre

L'objectif de ce chapitre est de définir l'objectif de la thèse, les moyens utilisés ainsi que son positionnement scientifique en s'appuyant sur le contexte général, l'état de l'art autour des véhicules hybrides ainsi que de leurs gestions d'énergie.

Un rappel du contexte global permet, tout d'abord, d'exposer la problématique énergétique générale et plus spécifiquement celle liée au domaine du transport. Les principales structures ainsi que la classification des différents véhicules hybrides sont rappelées afin d'arriver à la structure HY4 de PSA Peugeot Citroën. Dans le domaine de la recherche et de l'innovation automobile, les simulations sont des outils très puissants à condition d'être correctement utilisées et de connaître leurs limites. Ainsi, un rappel est fait sur les principales approches de simulations.

Par la suite, l'intérêt d'étendre les analyses et les études énergétiques à des domaines physiques supplémentaires et particulièrement au domaine thermique est démontré. L'énergie thermique est, en effet, omniprésente dans le véhicule. Si, à certains moments, elle est excessive et pourrait être valorisée, à d'autres moments elle est insuffisante. Ce constat permet d'ouvrir de nouvelles perspectives sur la gestion d'énergie des véhicules hybrides.

Ces rappels et la présentation des différentes pistes d'innovation autour du véhicule hybride introduisent naturellement l'objectif de cette thèse. Le positionnement de ces travaux définit le lien avec ceux déjà réalisés et particulièrement dans le cadre du réseau scientifique national MEGEVH. Enfin, un focus sera réalisé sur les travaux de thèse de Tony Letrouvé qui servent de point de départ à cette étude.

## Sommaire du chapitre

I.1 CONTEXTE GENERAL .....	7
<i>I.1.1. Contexte énergétique et secteur automobile .....</i>	<i>7</i>
<i>I.1.2. Approche systémique et REM .....</i>	<i>14</i>
I.2 INTERET DE CONSIDERER LES FLUX THERMIQUES .....	23
<i>I.2.1. Importance de l'énergie thermique dans le véhicule.....</i>	<i>23</i>
<i>I.2.2. Réduction de la consommation par la prise en compte des flux thermiques .....</i>	<i>25</i>
I.3 OBJECTIF ET POINT DE DEPART .....	29
<i>I.3.1. Objectif et Positionnement .....</i>	<i>29</i>
<i>I.3.2. Point de départ.....</i>	<i>34</i>
I.4 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	38

## ***1.1 Contexte général***

### **I.1.1. Contexte énergétique et secteur automobile**

L'énergie est la base du développement économique et démographique d'une société. Il y a une corrélation forte entre le développement d'une société et sa maîtrise de l'énergie. Les grandes avancées de ces dernières décennies telles que la découverte de nouvelles particules ou l'exploration spatiale n'auraient pas été possible sans la maîtrise poussée de l'énergie. Sur la Figure 1.1, la consommation d'énergie mondiale, la démographie et la consommation par habitant ont été tracées en fonction des années. La consommation d'énergie mondiale connaît depuis les années 40 une croissance importante. En effet, la consommation d'énergie mondiale ne cesse d'augmenter depuis le début du siècle dernier (Figure 1.1.a) [Ngô 2009]. Cette augmentation de notre consommation est issue de deux facteurs qui sont l'augmentation de la population mondiale et l'augmentation de la consommation par habitant (Figure 1.1.b-c).

Cette augmentation de la consommation d'énergie n'est possible que si une production d'énergie est suffisante pour satisfaire les demandes. L'énergie est produite en utilisant différentes sources primaires. Cette répartition entre les différentes sources d'énergie primaires dépend des choix politiques réalisés durant les précédentes décennies. La configuration géographique et la présence de gisement d'énergie ont elles aussi un rôle important dans le choix de chaque pays pour établir son "mix" énergétique. Le "mix" énergétique renseigne sur la part de chaque énergie primaire dans la consommation globale d'énergie. Les "mix" énergétiques mondiaux de certains pays ont été représentés ci-après (Figure 1.2) [IEA 2014]. Ainsi sur le "mix" énergétique de la France, qui a choisi pour diverses raisons stratégiques de produire son électricité essentiellement à partir du nucléaire, il apparaît que la production d'énergie se fait principalement à partir de ce combustible. En revanche, le Brésil s'appuie sur son fort potentiel hydraulique pour utiliser l'énergie de ses fleuves. Ainsi la part de l'énergie hydraulique dans son "mix" énergétique est 6 fois plus importante que la moyenne mondiale. De plus ce pays s'appuie également sur l'utilisation des biocarburants ce qui explique l'importance des énergies renouvelables dans son "mix" énergétique. Le "mix" énergétique de la Chine est quant à lui particulier, car il montre une prépondérance du charbon dans la consommation d'énergie de ce pays. Cette particularité s'explique principalement pour 2 raisons qui sont toutes deux liées à la présence importante de gisements de charbon en Chine. Premièrement la présence de ces gisements permet de réduire les coûts d'importation des minerais fossiles. Deuxièmement elle permet une autonomie énergétique plus importante et donc une dépendance moins forte des pays exportateurs de pétrole.

Néanmoins, quel que soit le "mix" énergétique adopté, plus de la moitié de la consommation d'énergie est issue du trio pétrole – charbon – gaz. Or ces trois énergies fossiles sont responsables des plus grandes quantités d'émission de gaz à effet de serre. Ainsi un lien apparaît assez logiquement entre l'élévation de la température moyenne sur terre et l'accélération de notre consommation d'énergie. Cette élévation de température est déterminée en comparant la température moyenne de l'air sur Terre avec celle présente en 1850 avant le début de l'ère industrielle (Figure 1.3, [EEA 2012]).

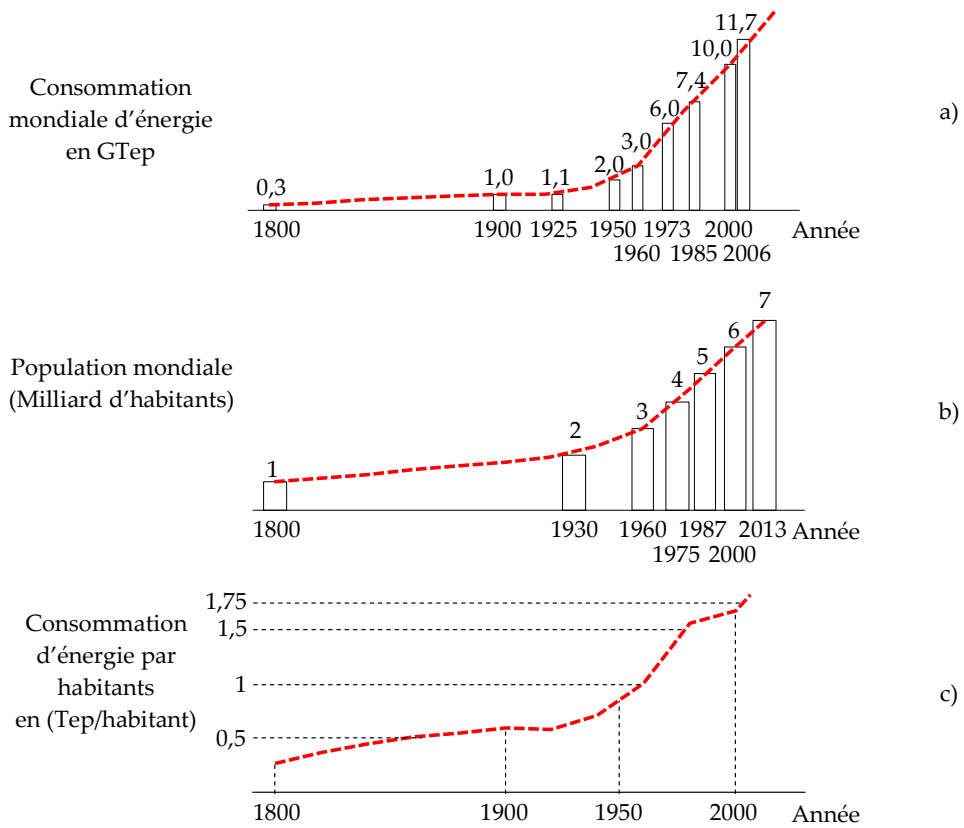


Figure 1.1 : Consommation d'énergie et démographie mondiale [Ngô 2009]

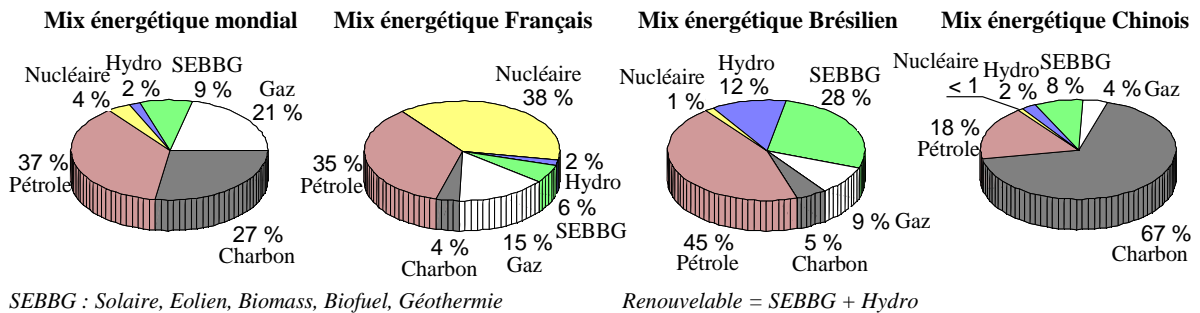


Figure 1.2 : "Mix" énergétique mondial, français, brésilien et chinois [IEA 2014]

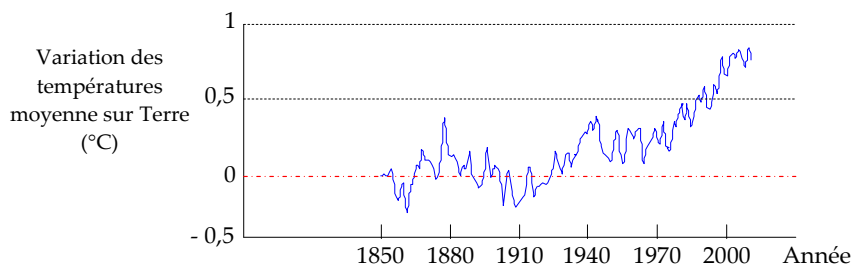


Figure 1.3 : Variation des températures de l'air sur Terre sur la période 1850 - 2011 [EEA 2012]

Les émissions de gaz à effet de serre sont souvent décomposées en 3 secteurs qui sont les secteurs du transport, de l'industrie (incluant la production d'énergie), de l'habitat (incluant celui des services et des commerces). Le secteur transport représente un peu moins du tiers des émissions de CO<sub>2</sub> mondiales (Figure 1.4) [CGDD 2014]. Un focus sur le secteur transport permet de visualiser que le parc automobile mondial des particuliers est le principal producteur de CO<sub>2</sub> dans le secteur transport [AVEM 2012].

Plusieurs solutions ont déjà été mises en place pour tenter de réduire les émissions du secteur transport. A l'intérieur de ce secteur, le domaine du transport de marchandises et celui du transport de personnes sont souvent différenciés. Ces solutions de réduction des émissions de gaz à effet de serre doivent concerner aussi bien le transport de marchandises que celui des personnes. Ainsi, concernant le secteur des transports de marchandises, le ferroutage (combinaison du transport par le fer et par la route) [ADEME 2014], l'hybridation des poids lourds [van Keulen 2012] [Pham 2012], ou encore la possibilité de valoriser l'énergie thermique des gaz d'échappement des poids lourds [Srinivasan 2005] [Katsanos 2012] sont des solutions déjà appliquées ou à l'étude. Concernant le secteur du transport de personnes, les émissions polluantes dépendent fortement du mode de transport utilisé (Figure 1.5) [ADEME 2014]. A l'exception du mode de transport par avion, les transports en commun (et principalement ceux électriques) sont de bonnes solutions pour réduire les émissions polluantes. Pour cette raison, des politiques d'incitation à l'utilisation des transports en commun sont en place depuis plusieurs années. De plus la loi engagement nationale pour l'environnement prévoit la construction de 1500 km d'infrastructures ferroviaire hors "Île de France".

D'après la Figure 1.4 et la Figure 1.5, les véhicules particuliers sont une des principales causes d'émissions de gaz à effets de serre. Les progrès réalisés concernant la réduction des émissions polluantes des véhicules permettent d'obtenir progressivement un parc automobile possédant de plus en plus de véhicules à faibles émissions (Figure 1.6) [ADEME 2014]. Cette diminution s'accélère avec l'entrée en vigueur des différentes normes 'Euro' (Euro 4 : entrée en vigueur en 2005 – 2006, Euro 5 : entrée en vigueur en 2010 – 2011).

Une solution ayant permis une réduction notable de la consommation et des émissions polluantes des véhicules est l'hybridation du véhicule [Chan 2007]. Cette solution consiste à utiliser différentes sources d'énergie pour bénéficier des avantages de chaque source.

Un véhicule hybride est un véhicule combinant plusieurs sources d'énergie et plusieurs convertisseurs de natures différentes (ex. moteur essence, réservoir de carburant et moteur hydraulique, réservoir d'air comprimé). Le véhicule électrique hybride (VEH) est un véhicule hybride dont l'une des sources et l'un des convertisseurs sont de nature électrique (moteur essence, réservoir de carburant et machine électrique, batterie).

Un véhicule électrique hybride est classé en fonction de son taux d'hybridation et de son architecture [Eshani 2009]. Ainsi plusieurs catégories de VEH existent en fonction des modes de fonctionnement que peut réaliser le VEH (Tableau 1.1). Plus le taux d'hybridation est élevé, plus le gain de carburant est important.

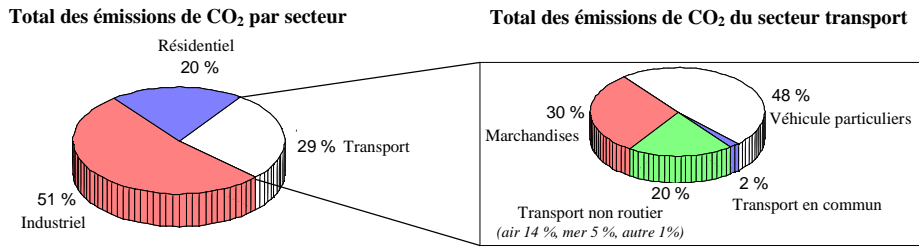


Figure 1.4 : Emission de CO<sub>2</sub> par secteur et décomposition du secteur transport [CGDD 2014]

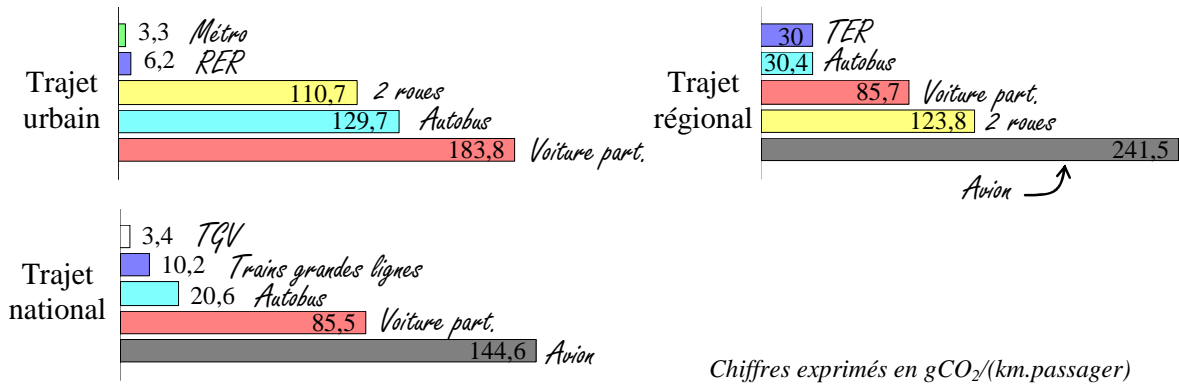


Figure 1.5 : Quantité d'émission de CO<sub>2</sub> en fonction des différents modes de transports (en France, en 2012) [ADEME 2014]

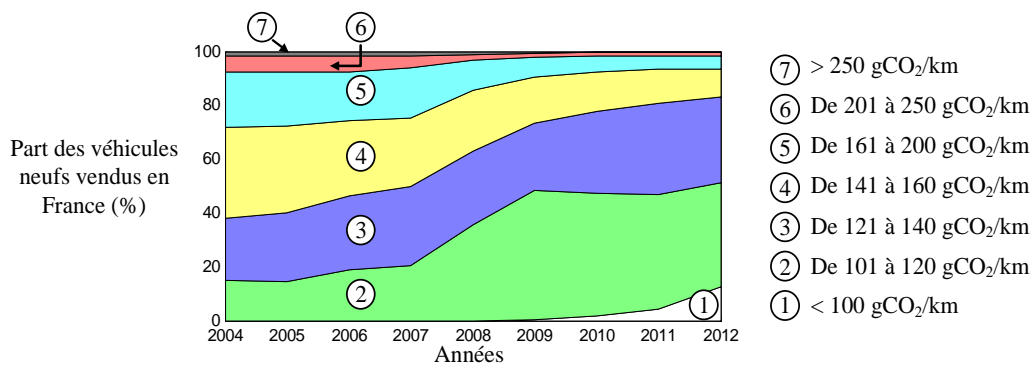




Figure 1.6 : Evolution des émissions polluantes des véhicules vendus en France [ADEME 2014]

Tableau 1.1 : Niveau d'hybridation des véhicules électriques hybrides

Véhicule thermique	Traction thermique	
"Micro-hybrid"	Véhicule thermique + Stop&Start	Eco : 2% - 10%
"Mild-hybrid"	Micro-hybrid + Freinage récup. + Mode Boost	Eco : 10% - 20%
"Full-hybrid"	Mild-hybrid + Traction électrique	Eco : 20% - 30%
"Full-hybrid plug-in"	Full-hybrid + Rechargeable	Non quantifiable
Véhicule électrique	Traction électrique + Freinage récup. + Rechargeable	

Plusieurs architectures existent pour connecter les différents convertisseurs mécaniques. Les deux architectures les plus connues sont l'architecture parallèle et série (Figure 1.7, Figure 1.8). La présence d'une source d'énergie réversible (batterie) permet la récupération de l'énergie lors du freinage. De plus, la présence de deux convertisseurs (moteur thermique et machine électrique) permet de bénéficier des avantages de chacun de ces convertisseurs et de leurs sources.

L'architecture parallèle (Figure 1.7) consiste à avoir une connexion mécanique entre le moteur thermique, la machine électrique et les roues. Elle permet un mode tout électrique, un mode tout thermique et un mode hybride. Cette configuration permet de tirer avantage de la forte densité de puissance du moteur thermique et de l'autonomie apportée par son réservoir de carburant. La machine électrique sera quant à elle utilisée pour sa réversibilité de puissance et son bon rendement. Enfin avec cette configuration, un "downsizing" du moteur thermique (réduction de sa puissance) est possible pour réduire la consommation du moteur. Lors des phases de forte demande de puissance, le moteur thermique et la machine électrique travailleront ensemble en mode Boost. Cette architecture requiert une stratégie de gestion d'énergie assez complexe afin de déterminer la distribution d'énergie entre les différents convertisseurs. Il faut savoir qu'une mauvaise stratégie de gestion d'énergie peut engendrer une consommation supérieure à un véhicule thermique.

L'architecture série (Figure 1.8) consiste à avoir une connexion en cascade du moteur thermique et des machines électriques. Avec cette structure, le véhicule ne peut fonctionner qu'en mode de traction électrique. Le moteur thermique couplé à une génératrice électrique remplit le rôle de groupe électrogène afin de recharger la batterie lorsque celle-ci est déchargée. L'avantage de cette architecture est que le moteur thermique est mécaniquement déconnecté des roues. Ainsi il peut être commandé afin de fonctionner à sa vitesse et à son couple permettant d'obtenir le meilleur rendement. En effet le rendement maximum d'un moteur thermique Diesel est de 40 %, mais celui-ci varie fortement en fonction de son couple et de sa vitesse (Figure 1.10). L'inconvénient de cette structure est que la puissance initiale (venant du réservoir) est impactée par le rendement des 3 convertisseurs avant d'arriver jusqu'aux roues. De plus, cette architecture impose des contraintes de masse embarquée, puisqu'il est nécessaire de posséder un moteur thermique et deux machines électriques dont l'une est suffisamment puissante pour réaliser toute la traction du véhicule.

Néanmoins, avec cette configuration, la stratégie de gestion d'énergie est moins complexe puisqu'il n'y a qu'un seul chemin d'énergie permettant de relier la source d'énergie (réservoir) aux roues.

D'autres architectures existent avec leurs avantages et leurs inconvénients, telles que l'architecture double parallèle commercialisée notamment par PSA Peugeot Citroën (Figure 1.9). Cette architecture possédant un moteur Diesel et deux machines électriques (dont l'une ne fonctionne qu'en mode génératrice) peut, selon la position des embrayages E1 et C1, fonctionner en mode électrique, thermique, hybride série ou hybride parallèle 4x4 (Tableau 1.2).

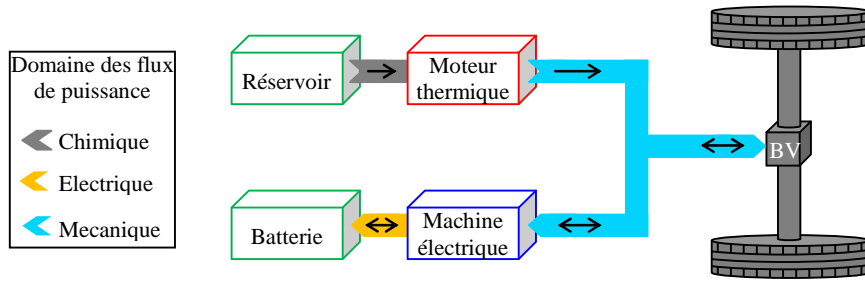


Figure 1.7 : Architecture hybride parallèle

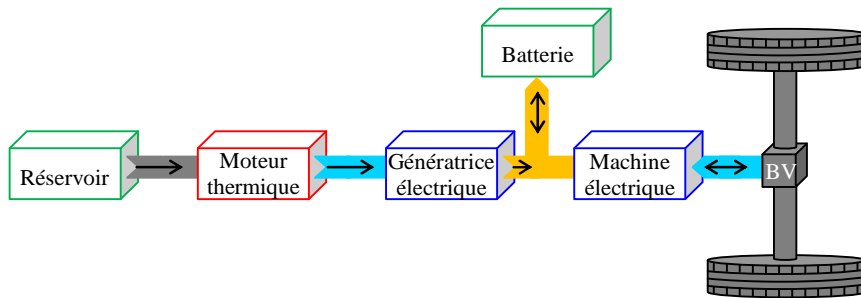


Figure 1.8 : Architecture hybride série

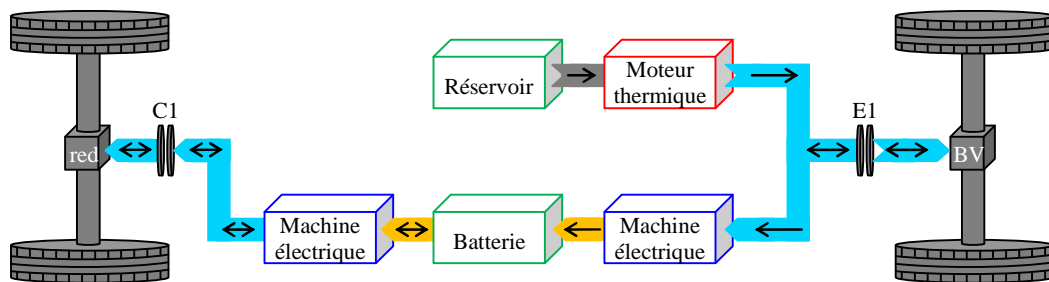


Figure 1.9 : Architecture hybride double parallèle HY4 de PSA Peugeot Citroën

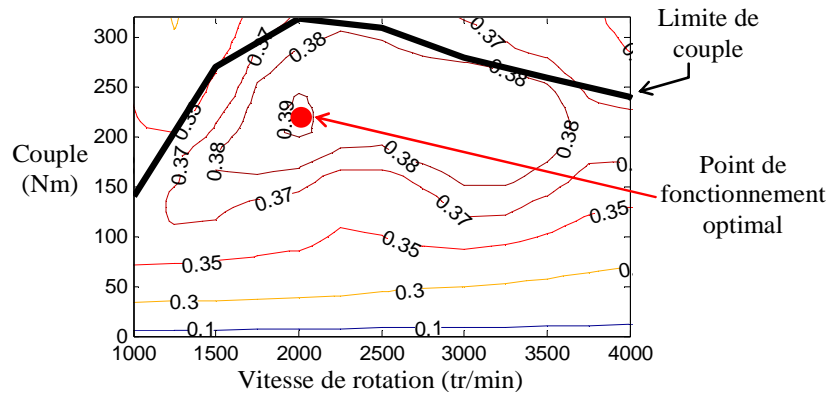


Figure 1.10 : Cartographie de rendement d'un moteur Diesel

Tableau 1.2 : Modes et Sous-architectures du double parallèle en fonction de la position des embrayages

Etat C1	Etat E1	Etat Mth	Etat Gen	Etat prop	Mode (Architecture)
Fermé	Ouvert	Arrêt	Arrêt	En fonction	Electrique
Fermé	Ouvert	En fonction	En fonction	En fonction	Hybride (Série)
Fermé	Fermé	En fonction	Arrêt	En fonction	Hybride (Parallèle)
Fermé	Fermé	En fonction	En fonction	En fonction	Hybride (Parallèle + Recharge)
Ouvert	Fermé	En fonction	En fonction	Arrêt	Hybride (Thermique + Recharge)
Ouvert	Fermé	En fonction	Arrêt	Arrêt	Thermique

De nombreuses recherches ont déjà eu lieu pour comparer les différents véhicules hybrides, déterminer les meilleures architectures en fonction des profils de route, les modèles les plus adaptés, les performances énergétiques... [Gao 2005] [Lhomme 2007] [Ehsani 2009] [Chan 2010]. Actuellement de nombreuses recherches se concentrent autour de la gestion d'énergie entre le moteur thermique et la (les) machine(s) électrique(s) [Delprat 2004] [Kessels 2008] [Solano - Martinez 2011] [Ngo 2012] [Vinot 2013] [Letrouvé 2013c] [Jurik 2014] [Vinot 2014].

De nouvelles recherches émergent de plus en plus sur l'intégration des véhicules hybrides rechargeables sur le réseau (V2G – G2V), des structures de véhicules hybrides innovantes (ex. véhicule pneumatique hybride, transmission variable électrique (EVT) [Cheng 2009], couplage mécanique par train planétaire double [Syed 2012]...). Enfin, une part importante des recherches se concentre sur la gestion d'énergie dans le véhicule en utilisant des méthodes d'optimisation temps réel, ou intégrant de plus en plus de variables afin d'améliorer la gestion d'énergie quel que soit les conditions extérieures. Ainsi, l'intégration du modèle de comportement thermique des batteries permet l'augmentation de leurs durées de vie [Pham 2013]. L'intégration du modèle thermique du catalyseur permet de réduire les émissions polluantes en intégrant les variations de performance du système de dépollution en fonction de sa température [Michel 2014]. L'énergie thermique est de plus en plus souvent considérée dans la gestion du véhicule, car elle a des effets conséquents sur le comportement des sous-systèmes et parcequ'elle représente la forme d'énergie la plus abondante dans le véhicule. Pour cela, certaines recherches visent à valoriser une partie des gaz d'échappement pour réduire la consommation du véhicule [El Chammas 2005a] [Fairbanks 2010].



### **I.1.2. Approche systémique et REM**

Afin de mener des études poussées autour des véhicules hybrides, une bonne connaissance des sous-systèmes et de leurs interactions est nécessaire. Différents modèles sont utilisés pour décrire les comportements de chaque sous-système. L'interconnexion de ces modèles peut se faire de différentes façons avec des résultats qui peuvent être différents. Les outils de simulations sont des outils très puissants dans la recherche et dans l'innovation automobile. Les simulations permettent de réaliser de nombreuses études (prédire le comportement d'un système sous différentes conditions, analyser différentes structures, tester différentes commandes...) [van Mierlo 2004] [Gao 2007] [Ehsani 2009]. De plus, il existe plusieurs manières d'aborder les simulations avec, là aussi, des résultats pouvant différer entre les différentes approches. Différents termes existent afin de qualifier les différentes approches de modélisation, de représentation et de simulation. Dans la littérature, des définitions parfois contradictoires existent quant à l'utilisation de ces termes. Cette sous-partie vise à donner des définitions pour chacun de ces termes. Ces définitions ne feront peut-être pas l'unanimité, mais permettrons de définir une base commune pour la compréhension de ce mémoire.

#### **Modèles**

Les modèles permettent de traduire le comportement d'un système. Les modèles peuvent être plus ou moins précis, considérer plus ou moins de phénomènes. Pour un même système, il existe de très nombreux modèles qui présentent leurs avantages et leurs inconvénients.

Par exemple, considérons un arbre mécanique qui va transférer, sous une certaine vitesse, la puissance de la machine jusqu'à la roue

- Un modèle simple consiste à considérer des pertes mécaniques dans le transfert de puissance entre le moteur et la roue ; Ce modèle sera plus précis que sans la prise en compte de ces pertes, mais nécessite de connaître (ou de déterminer) la valeur de ces pertes en fonction de la vitesse, de la puissance ou du sens de transfert de la puissance.
- Un autre modèle consiste à considérer un phénomène inertiel qui s'oppose à la variation de vitesse et qui se traduit par un stockage d'énergie cinétique ; Ce modèle sera plus long à simuler puisqu'il considère des phénomènes dynamiques.
- Un troisième modèle consiste à prendre en compte le phénomène de raideur dans l'arbre qui se traduit par une accumulation d'énergie potentielle qui s'oppose aux variations de couple sur l'arbre.

Il est également possible de considérer des combinaisons de ces différents modèles (transfert avec perte et phénomène inertiel). Le choix d'un modèle par rapport à un autre dépend des phénomènes que l'on souhaite considérer et visualiser et du niveau de précision que l'on désire obtenir.

### Modèle mathématique

Les modèles étant difficiles à expliquer avec des mots, ceux-ci sont souvent traduits à l'aide d'équations mathématiques afin de les expliquer plus simplement et de façon universelle. Par exemple, le modèle mathématique de notre arbre mécanique (phénomène inertiel et pertes par frottement) peut s'écrire :

$$\Gamma_{me}(t) - \Gamma_r(t) - f \Omega(t) - J \frac{d}{dt} \Omega(t) = 0 \quad (1.1)$$

Avec  $\Gamma_{me}$ ,  $\Gamma_r$  et  $\Omega$  les variables du système représentant le couple produit par la machine électrique, le couple résistant imposé par la roue et la vitesse de l'arbre mécanique. Les paramètres du modèle sont le coefficient de frottement  $f$  traduisant les pertes dans le transfert mécanique et  $J$  traduisant le moment d'inertie.

### Approche Cartésienne et Systémique

Un système est composé d'un nombre plus ou moins important de sous-systèmes en interactions pour mener un objectif commun. Deux grandes approches existent lors de l'étude d'un système [Astier 2012].

L'approche cartésienne consiste à considérer que les interactions entre les différents sous-systèmes sont suffisamment faibles pour qu'ils puissent être traités de manière indépendante.

L'approche systémique considère au contraire une interaction forte entre les sous-systèmes. Ainsi l'action d'un premier sous-système sur un second est suffisamment importante pour que ce deuxième sous-système réagisse à son tour pour modifier le comportement du premier sous-système. Ce principe est appelé principe d'action-réaction.

L'approche systémique va être plus difficile à mettre en œuvre, car elle revient à devoir connecter tous les modèles ensemble afin de prendre tous les phénomènes en compte en même temps lors de la résolution du problème. Cette approche doit néanmoins souvent être considérée, car l'approche cartésienne utilise des hypothèses (découplage des sous-systèmes) qui ne permettent pas une résolution rigoureuse du problème.

### Approche Cognitive et Cybernétique

Ces deux approches systémiques permettent de définir la façon dont nous considérons nos sous-systèmes.

L'approche cognitive se base sur la connaissance physique du sous-système pour le modéliser. Ainsi, différentes équations sont utilisées pour traduire les phénomènes physiques qui régissent le comportement du sous-système. Avec l'approche cognitive, les sous-systèmes sont donc décrits en utilisant des "modèles de connaissances".

L'approche cybernétique s'oppose à l'approche cognitive dans le sens où le principe de fonctionnement physique n'a pas besoin d'être connu. Cette approche est utilisée pour les sous-systèmes où la modélisation physique est complexe, voire inconnue. Dans ce cas, seules les interactions entre les sous-systèmes sont considérées au détriment du fonctionnement interne du sous-système (principe de la boîte noire). Avec l'approche cybernétique, les sous-systèmes sont donc décrits en utilisant des "modèles de comportement".

### **Représentation**

La représentation permet d'organiser l'articulation des modèles d'un système.

En effet, l'étude d'un système passe par l'étude de ses sous-systèmes et de leurs modèles. Or lorsque le nombre et la complexité des sous-systèmes deviennent importants, il est parfois difficile de conserver une cohérence dans la construction et dans l'interconnexion des modèles. Pour aider à conserver cette cohérence et limiter les erreurs de conception, des outils de représentation peuvent être utilisés afin d'organiser la construction des modèles.

De par l'aide et le potentiel apporté par les outils de représentation, il en existe de nombreux qui peuvent être mathématiques (représentation d'état) ou graphiques (schéma bloc, Bond Graph [Paynter 1961], Graphe Informationnel Causal [Hautier 1996], Représentation Energétique Macroscopique [Bouscayrol 2000], Graphe de Puissance Orienté [Zanasi 1996]...)

Une comparaison détaillée des outils de représentation graphique les plus utilisés est réalisée dans [Bouscayrol 2005] et dans [Zanasi 2008]

### **Représentation Structurelle et Fonctionnelle**

Les outils de représentation sont classifiés de représentation structurelle ou de représentation fonctionnelle. La représentation structurelle va s'accorder à organiser le modèle en respectant la structure du système. Cette approche structurelle présente l'avantage de faciliter la compréhension du système puisqu'il y a respect de sa structure. Ces représentations sont naturellement utilisées pour la conception des systèmes [Fillippa 2005]. Le Bond Graph appartient aux outils de représentation structurelle.

Les représentations fonctionnelles s'accordent à organiser les modèles pour représenter les fonctions du système. Par exemple, certains éléments peuvent être regroupés s'ils ont la même fonction dans le système [Bouscayrol 2012]. Au contraire un élément peut être décomposé en plusieurs éléments s'il réalise plusieurs fonctions. Ces organisations sont parfois plus difficiles à comprendre, car elles peuvent être différentes de la structure du système. Néanmoins, certaines de ces organisations facilitent la création d'une structure de commande puisque dans ce cas la priorité est mise sur les fonctions des systèmes. La représentation énergétique macroscopique appartient aux outils de représentation fonctionnelle.

## Dynamique et Causalité

La notion de causalité est liée à la notion de phénomène dynamique. En effet un phénomène dynamique traduit l'évolution temporelle d'une variable (conséquence) en réponse à la sollicitation d'une autre variable (cause) [Iwasaki 1994] [Hautier 2004].

De plus, cette notion est liée à celle du stockage de l'énergie. En effet les phénomènes dynamiques traduisent un stockage ou un déstockage d'énergie. Par exemple, c'est parce que l'on applique une différence de couple (cause) entre les deux extrémités d'un arbre mécanique que sa vitesse (conséquence) va évoluer. La variation d'énergie  $\Delta E$  stockée par l'arbre mécanique sous forme cinétique entre deux états ( $\Omega_1$  et  $\Omega_2$ ) équivaut à la différence d'énergie cinétique entre ces deux états ( $E_1$  et  $E_2$ ) :

$$\Delta E = E_2 - E_1 = \frac{1}{2} J \Omega_2^2 - \frac{1}{2} J \Omega_1^2 = \frac{1}{2} J (\Omega_2^2 - \Omega_1^2) \quad (1.2)$$

Les observations physiques montrent que la cause précède systématiquement la conséquence. Cette conséquence arrive toujours après un certain "retard" correspondant à la phase de stockage ou de déstockage d'énergie. La conséquence ne peut donc pas suivre "instantanément" la cause.

Néanmoins, les modèles mathématiques traduisent un comportement physique à l'aide d'équations mathématiques. Ces modèles mathématiques peuvent être exprimés quel que soit la causalité. Par exemple en considérant l'équation mathématique de l'inertie mécanique d'un arbre (1.1), celle-ci peut être exprimée de façon causale (expression de la conséquence en fonction de la cause, (1.3)) ou non causale (expression de la cause en fonction de la conséquence, (1.4)).

$$\Omega(t) = \frac{1}{J} \int_0^t (\Gamma_{me}(t) - \Gamma_r(t) - f \Omega(t)) dt \quad (1.3)$$

$$\Gamma_{me}(t) - \Gamma_r(t) = f \Omega(t) + J \frac{d}{dt} \Omega(t) \quad (1.4)$$

D'un point de vue mathématique, le respect ou le non-respect de la causalité ne change pas le résultat mathématique obtenu puisque le modèle utilisé est le même. Néanmoins, il faut être conscient de ce principe de causalité et du choix qui a été réalisé lors de l'organisation des modèles (respect ou non-respect), car il est possible de représenter un phénomène physique en désaccord avec l'observation physique. En effet, seule l'expression (1.3) permet de représenter le retard dû à la variation d'énergie cinétique.

Si d'un point de vue mathématique cette écriture ne pose pas de problèmes, en revanche d'un point de vue automatique des problèmes peuvent apparaître. En effet, la commande agit sur le système réel qui lui est sensible au respect de la causalité et du retard qui lui est lié. En conséquence, si la commande ne respecte pas la causalité, elle peut endommager le système.

### Connexion de modèles et conflits d'associations

Avec l'approche systémique imposant la considération des interactions entre les sous-systèmes, des conflits d'association peuvent apparaître lors de l'interconnexion des modèles. Les conflits d'association apparaissent lorsque deux modèles devant être connectés ensemble présentent tous deux la même variable d'entrée et de sortie. Prenons le cas de l'interconnexion de deux arbres mécaniques (Figure 1.11). Les modèles choisis pour ces deux arbres sont similaires et comprennent un phénomène de frottement ( $f_1$  et  $f_2$ ) et un phénomène d'inertie ( $J_1$  et  $J_2$ ). Ainsi les modèles mathématiques de ces arbres sont décrits par les équations :

$$\Gamma_1(t) - \Gamma_{12}(t) = f_1 \Omega_{12}(t) + J_1 \frac{d}{dt} \Omega_{12}(t) \quad (1.5)$$

$$\Gamma_{12}(t) - \Gamma_2(t) = f_2 \Omega_{12}(t) + J_2 \frac{d}{dt} \Omega_{12}(t) \quad (1.6)$$

Afin de connecter ces deux modèles, une solution consiste à exprimer le modèle d'un des arbres en respectant la causalité physique (fonction intégrale) et exprimer le second en désaccord avec la causalité physique (fonction dérivée). Cette solution permet de connecter ces deux modèles sans problème d'association (comme illustré sur la deuxième partie de la Figure 1.11). L'inconvénient de cette approche est que, globalement, cette association ne respecte pas le principe de causalité. Cette approche systémique et cognitive est utilisée pour certaines représentations structurelles, car elle permet une connexion sans conflit en respectant la structure du système.

Si l'on souhaite respecter la causalité (utilisation exclusive de fonction intégrale), la connexion des deux modèles ne peut pas être effectuée en conservant une représentation structurelle. En effet en respectant la causalité physique, l'organisation du modèle impose la variable énergétique (ou d'état) comme variable de sortie (ici la vitesse angulaire). Ainsi la connexion de deux modèles similaires en respectant la causalité physique n'est pas possible puisque ces deux modèles imposent la même variable de sortie (et d'entrée) (comme illustré sur la troisième partie de la Figure 1.11). Ceci est un conflit d'association apparaissant lorsqu'une représentation structurelle est utilisée en respectant scrupuleusement la causalité.

Pour conserver le respect de la causalité physique, il est nécessaire d'utiliser une représentation fonctionnelle. Avec une représentation fonctionnelle, les éléments réalisant la même fonction sont regroupés en un seul élément équivalent. Dans notre cas où deux arbres, décrits par deux inerties mécaniques, imposent la même vitesse, ces deux arbres doivent être concaténés en un arbre équivalent dont le modèle mathématique sera égal à la connexion des deux sous-modèles (comme illustré sur la quatrième partie de la Figure 1.11).

$$\Gamma_1(t) - \Gamma_2(t) = (f_1 + f_2) \Omega_{12}(t) + (J_1 + J_2) \frac{d}{dt} \Omega_{12}(t) \quad (1.7)$$

Une autre solution parfois utilisée consiste à intercaler, entre deux éléments dynamiques, un troisième élément dynamique agissant sur la variable duale à celle liée au conflit d'association. En reprenant l'exemple des deux arbres mécaniques, il y a conflit d'association, car les deux sous-systèmes souhaitent imposer la vitesse comme variable de sortie. Il est possible de considérer et d'ajouter une raideur d'arbre (équation dynamique ayant pour variable énergétique le couple) afin de résoudre le conflit d'association. Cette solution impose donc de modifier le modèle en ajoutant un sous-modèle supplémentaire :

$$\Gamma_1(t) - \Gamma_{12}(t) = f_1 \Omega_1(t) + J_1 \frac{d}{dt} \Omega_1(t) \quad [\text{inertie arbre 1}] \quad (1.8)$$

$$\Omega_1(t) - \Omega_2(t) = k_{12} \frac{d}{dt} \Gamma_{12}(t) \quad [\text{raideur d'arbre}] \quad (1.9)$$

$$\Gamma_{12}(t) - \Gamma_2(t) = f_2 \Omega_2(t) + J_2 \frac{d}{dt} \Omega_2(t) \quad [\text{inertie arbre 2}] \quad (1.10)$$

Cette solution (illustrée sur la dernière partie de la Figure 1.11) est notamment utilisée par certains logiciels s'appuyant sur une représentation structurale, car elle permet de conserver la structure du système et de respecter la causalité physique. Néanmoins, cette approche impose l'ajout d'un sous-modèle, normalement négligeable, à chaque conflit d'association.

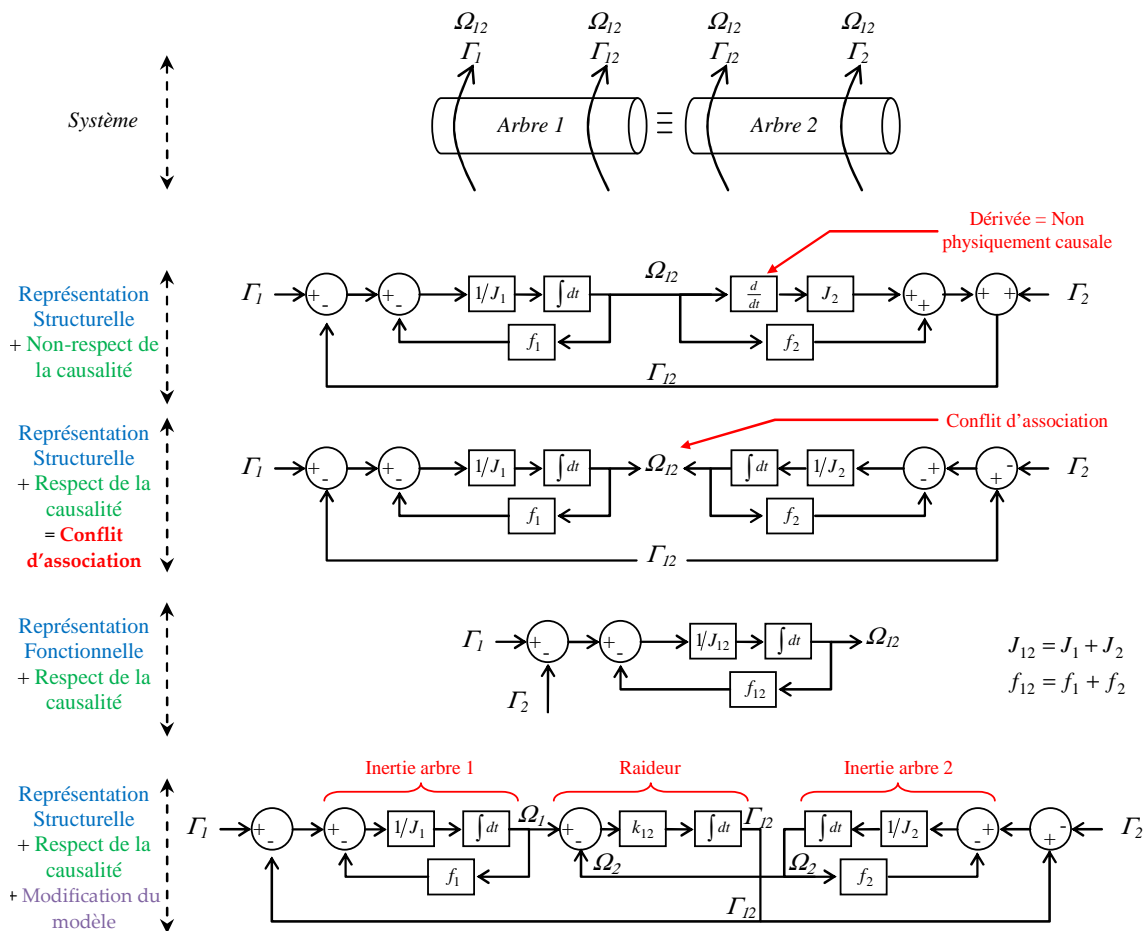


Figure 1.11 : Illustration d'un conflit d'association avec une approche systématique et cognitive

## Approche Backward et Forward

Lors de la conception d'une simulation énergétique d'un système, deux approches sont possibles [Trigui 2011].

L'approche "backward" consiste à établir la simulation de façon à s'opposer au respecter de la causalité physique. Avec l'approche "backward", la simulation démarre de la conséquence et, en utilisant les différents modèles, permet de remonter de variable en variable jusqu'à la cause ayant provoqué la conséquence [Trigui 2004b]. Si cette démarche est appliquée à la simulation d'un véhicule électrique (Figure 1.12), l'étude utilise la vitesse comme variable d'entrée de la simulation pour, au final, déterminer la puissance batterie nécessaire pour réaliser le cycle de vitesse.

L'approche "forward" consiste à établir la simulation de façon à respecter le principe de causalité [Iwasaki 1994]. Avec l'approche "forward", les modèles sont utilisés de manière à utiliser le principe de l'action et de la réaction (application à un véhicule électrique, Figure 1.13). L'inconvénient majeur de cette approche est qu'une structure de commande doit être déduite pour déterminer la façon dans laquelle le système sera utilisé et qui modifie les échanges entre chaque sous-système.

L'approche "backward" ne nécessite pas de structure de commande dans la mesure où la conséquence est une 'entrée' et qu'elle est donc supposée réalisée. L'approche "backward" suppose donc une commande parfaite du système. Néanmoins, cette absence de boucle de contrôle avec l'approche "backward" empêche l'étude de l'influence des limitations du système (couple, accélération...) [Vinot 2008] [Horrein 2012a] [Mayet 2014b].

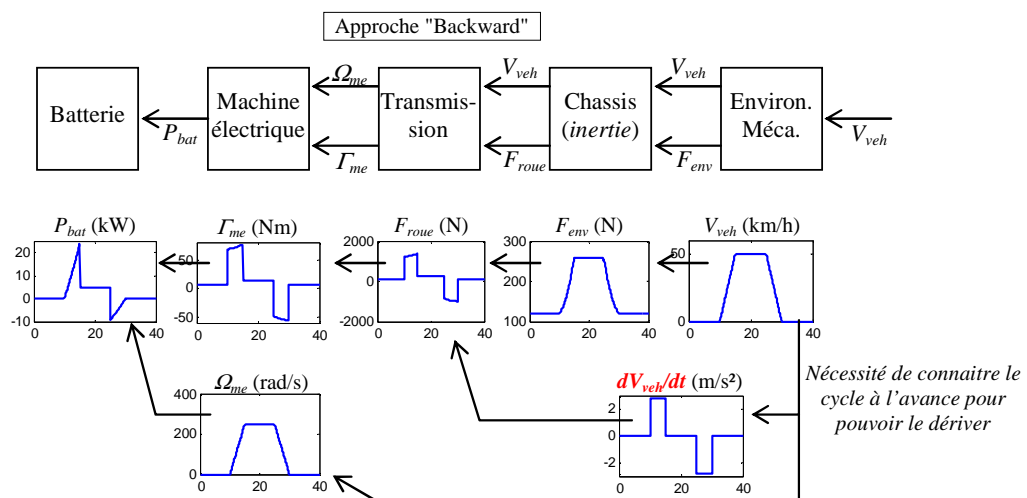


Figure 1.12 : Approche "Backward" pour la simulation de la chaîne de traction d'un véhicule électrique

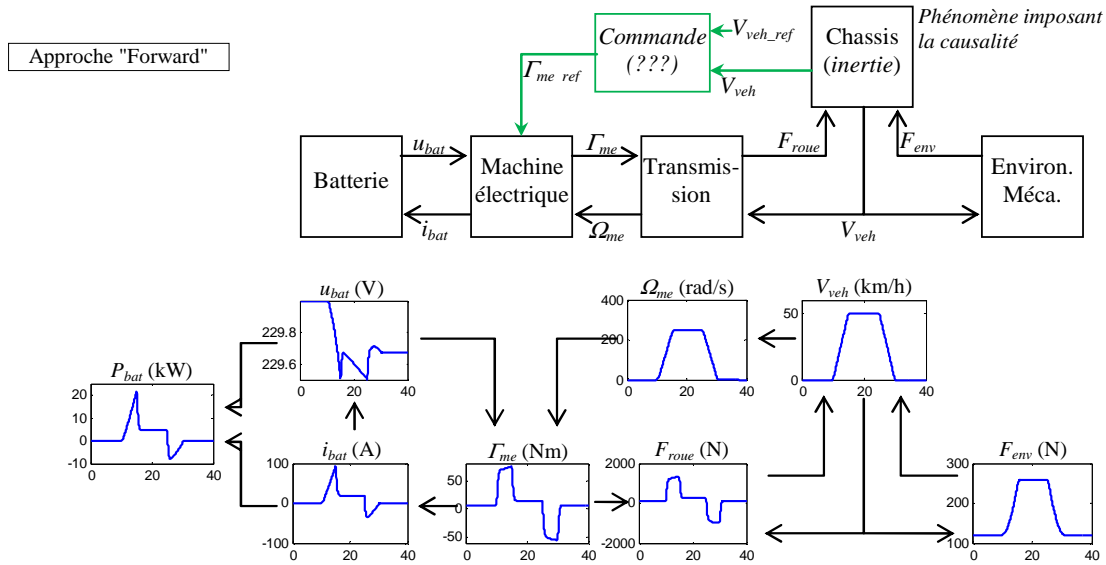


Figure 1.13 : Approche "Forward" pour la simulation de la chaîne de traction d'un véhicule électrique

L'approche "backward" est utilisée pour le dimensionnement des systèmes puisqu'elle est rapide à mettre en place et ne nécessite pas de réaliser une structure de commande. Elle est généralement plus rapide à simuler puisqu'aucune boucle de contrôle n'est présente. Avec cette approche, les modèles utilisés sont principalement des modèles statiques qui permettent une résolution quelle que soit la causalité utilisée sans résolution de fonctions dérivées. De nombreux logiciels de simulation structurelle sont basés sur cette approche (Advisor [Wipke 1999], Dymola [Dempsey 2006], Cruise [AVL 2015]). L'approche "forward", quant à elle, est utilisée pour déduire ou tester différentes commandes [Bouscayrol 2000] [Solano Martinez 2011] [Letrouvé 2013b] et dans les cas où le strict respect du principe de causalité est important.

### Représentation Énergétique Macroscopique (REM)

La REM (Représentation Énergétique Macroscopique) est un outil de représentation basé sur une approche systémique et cognitive du système [Bouscayrol 2000] [Bouscayrol 2003a], [Bouscayrol 2003b] et [Bouscayrol 2012] [EMR website 2015]. La REM est particulièrement dédiée pour l'étude des échanges de puissance entre chaque sous-système.

La REM est un outil de représentation graphique et fonctionnelle. Ainsi, chaque sous-système est représenté par un (ou plusieurs) pictogramme(s) selon la fonction énergétique qu'il réalise (Annexe B). Ainsi, une conversion d'énergie sera représentée par un carré orange si elle est de nature mono-domaine ou par un rond orange si elle est multi-domaine. Une distribution d'énergie sera quant à elle représentée par plusieurs symboles orange imbriqués (carrés si mono-domaine, ronds si multi-domaine). Les accumulations d'énergie (décrivant une relation de causalité) sont représentées par un rectangle orange barré. Pour finir, les éléments sources, définissant les limites de l'étude, sont représentés par des ovales verts.



Les pictogrammes sont connectés entre eux par 2 flèches représentant les variables d'action et de réaction. Le produit de ces deux variables correspond à la puissance instantanée échangée entre les éléments connectés suivant le principe d'interaction (Tableau 1.3). Ainsi, les transferts de puissance entre chaque sous-système sont directement visibles.

La REM s'accorde également à respecter le principe de causalité. Ces différentes règles de construction de la représentation du système permettent de déduire une structure de commande de façon systématique.

L'utilisation de ce formalisme, initialement dédié aux systèmes électromécaniques, a ainsi permis l'étude de véhicules de la modélisation jusqu'à l'implantation de la commande dans le prototype [Allègre 2010a] [Letrouvé 2013a]. La REM est aussi utilisée dans le domaine des réseaux électriques tels que les liaisons HVDC et les convertisseurs multi-niveaux (MMC) [Delarue 2010] [Cherix 2012] ou encore dans le domaine des sources d'énergie renouvelables [Bouscayrol 2009] [Lhomme 2012]. Le domaine du transport est celui dans lequel la REM est le plus utilisée que ce soit pour le transport automobile [Chen 2009] [Chan 2010] [Solano-Martinez 2011] [Chiappori 2014], les transports guidés [Allègre 2010b] [Mayet 2013], les systèmes de transport 'lourd' [Syed 2011] [Boulon 2012], les nouveaux systèmes de transmission [Cheng 2009] [Syed 2009]...

L'utilisation de ce formalisme, initialement dédié aux systèmes électromécaniques, a déjà été étendue à d'autres domaines physiques tels que la piézo-électricité [Nguyen 2013] ou la thermique [Chrenko 2009] [Boulon 2009] [Gay 2012].

Tableau 1.3 : Variables d'action et de réaction utilisées en REM pour différents domaines physiques

Domaine physique	Variable cinétique	Variable potentielle	Puissance [W]
Electrique	Courant : $i$ [A]	Tension : $u$ [V]	$u.i$
Mécanique (translation)	Vitesse lin. : $V$ [m/s]	Force : $F$ [N]	$F.V$
Mécanique (rotation)	Vitesse ang. : $\Omega$ [rad/s]	Couple : $\Gamma$ [Nm]	$\Gamma.\Omega$
Fluidique / Hydraulique	Débit volumique : $q_v$ [m <sup>3</sup> /s]	Pression $p$ [Pa]	$p.q_v$
Chimique	Débit massique : $q_m$ [kg/s]	Enthalpie massique $H$ [J/kg]	$H.q_m$
Thermique	Flux entropique : $q_s$ [J/(K.s)]	Température $T$ [K]	$T.q_s$

## ***1.2 Intérêt de considérer les flux thermiques***

### **1.2.1. Importance de l'énergie thermique dans le véhicule**

#### ***Une production de chaleur conséquente***

Habituellement lors d'études énergétiques sur un véhicule en vue d'évaluer sa consommation d'énergie, ses performances ou son autonomie, seules les manipulations énergétiques liées à la chaîne de traction sont considérées [Ehsani 2009] [Chan 2010]. Dans le véhicule, qu'il soit hybride, électrique ou thermique, l'énergie se manifeste sous de nombreuses formes, mais seule une partie de ces domaines est considérée dans les études énergétiques globales. Les domaines chimique, électrique et mécanique sont toujours considérés, car ils sont utiles pour réaliser l'objectif du véhicule qui est de se déplacer. Néanmoins l'énergie présente dans le véhicule se manifeste principalement sous forme thermique. La prépondérance de l'énergie thermique est surtout liée au "mauvais" rendement du moteur thermique. En effet si le rendement du moteur Diesel est au maximum de 40 % (35 % pour un moteur essence), dans ce cas, au moins 60 % du carburant est converti sous forme thermique. Cette énergie thermique est soit dissipée dans les gaz d'échappement, soit évacuée à l'aide du système de refroidissement et du radiateur du véhicule. L'énergie perdue dans l'eau de refroidissement est utilisée pour le chauffage de l'habitacle moyennant une régulation.

De nombreuses études ont déjà été menées afin d'améliorer le rendement et de réduire la consommation et les émissions polluantes du moteur thermique (et indirectement du véhicule) [Caton 2012] [Nelson-Gruel 2014] [Caton 2014]. PSA Peugeot Citroën réalise de nombreuses études poussées sur l'amélioration du rendement des moteurs thermiques. Ces recherches lui permettent d'être le leader européen des constructeurs de véhicules à faibles émissions avec une moyenne de 110,3 gCO<sub>2</sub>/km en 2014 [EEA 2015]. Néanmoins ce rendement ne pourra jamais être comparable à celui des machines électriques (95 % maximum). En effet, afin de produire une puissance mécanique, le moteur thermique brûle du carburant (Diesel ou essence) pour transformer son potentiel chimique en énergie thermique. Ensuite cette énergie thermique est transformée en énergie mécanique. Néanmoins seule une partie de cette énergie thermique peut être transformée en énergie mécanique. En effet, l'impossibilité de convertir l'intégralité de l'énergie sous forme thermique en une autre forme est, en partie, due au second principe de la thermodynamique qui introduit la notion d'irréversibilité [Leidenfrost 1980] [Lallemand 2007] [Winterbone 2015]. La constitution des moteurs, la façon dont ils sont utilisés face aux contraintes automobiles (poids, taille) et aux contraintes mécaniques (pressions et températures maximales) sont d'autres raisons qui dégradent le rendement du moteur.

#### ***Une demande de chaleur conséquente***

Un aspect supplémentaire à prendre en compte concernant l'importance de la chaleur dans le véhicule est le système de chauffage de l'habitacle qui assure le confort thermique des passagers.

Dans le véhicule, le plus grand consommateur d'énergie après la chaîne de traction est le système de confort habitacle. Afin de ne pas impacter de façon importante la consommation, le chauffage de l'habitacle d'un véhicule (conventionnel ou hybride) se fait, en partie, en utilisant la chaleur produite par le moteur thermique. Néanmoins dans certaines configurations, cette chaleur n'est pas suffisante pour satisfaire pleinement les besoins thermiques de l'habitacle. Dans ce cas, des systèmes de chauffages annexes tels que des résistances chauffantes (alimenté par la batterie) sont utilisés en sus. Cette problématique est d'autant plus importante que dans un véhicule hybride, l'utilisation du moteur thermique est moins importante et que, par conséquent, moins d'énergie thermique est produite.

Cette problématique prend encore plus d'importance avec le développement des véhicules hybrides plug-in qui peuvent effectuer des phases en mode tout électrique plus longues ce qui réduit d'autant la chaleur fournie par le moteur thermique.

Le cas du véhicule électrique permet d'illustrer les cas extrêmes de cette fonction secondaire. En effet sur un véhicule électrique (ou dans le cas d'un véhicule hybride fonctionnant en mode électrique sur une longue période), le chauffage ne se fait que par résistances. Ainsi plusieurs études ont montré que la demande de chauffage peut réduire l'autonomie du véhicule de 35 % dans les cas les plus défavorables [Horrein 2014b]. La Figure 1.14 montre, pour un véhicule électrique (marque : Tazzari Zéro), la diminution de l'autonomie du véhicule en fonction de la demande de chauffage pour une série de cycle ECE. Ces résultats ont, en partie, été obtenus à l'aide de relevés expérimentaux (voir Annexe E).

Cette fonction de chauffage de l'habitacle ne participe, certes, pas à l'objectif premier du véhicule (qui est de se déplacer), mais correspond néanmoins à une fonction secondaire importante qui ne peut pas être négligée.

En résumé, dans le véhicule hybride, l'énergie est majoritairement présente sous forme thermique. Cette énergie est, en partie, utilisée pour chauffer l'habitacle et le reste est dissipé en dehors du véhicule. Dans certaines configurations telles que le roulage sur autoroute, l'énergie thermique produite par le moteur thermique est bien plus élevée que les besoins de chauffage de l'habitacle. Dans d'autres configurations (mode tout électrique), l'énergie thermique produite n'est pas suffisante pour satisfaire les besoins de chauffage.

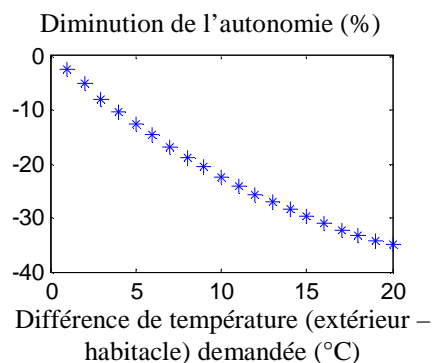


Figure 1.14 : Impact de la demande de chauffage habitacle sur l'autonomie (profil ECE) (voir Annexe E)

### **I.2.2. Réduction de la consommation par la prise en compte des flux thermiques**

En partant du fait que le moteur thermique dissipera toujours de grandes quantités de chaleur, la valorisation thermique peut apparaître comme une solution pour améliorer le rendement du véhicule. Cette valorisation peut être réalisée en conservant la chaleur sous forme thermique ou en la transformant en un autre domaine.

#### ***Valorisation des flux thermiques par changement de domaine***

Cette valorisation peut se faire avec un changement de domaine physique. Ainsi la chaleur dissipée par le moteur thermique peut être transformée en énergie mécanique ou électrique au moyen de convertisseurs dédiés. Il existe deux catégories de convertisseur de valorisation thermique qui sont soit basées sur une conversion s'appuyant sur les cycles thermodynamiques (Rankine, Stirling, Brayton...) soit basée sur une conversion sans pièces en mouvement (principe de la thermo-électricité par exemple). Nous allons nous intéresser dans cette partie à deux de ces systèmes (un par catégorie).

Le premier concerne les systèmes utilisant des cycles thermodynamiques. Par exemple, le moteur Rankine [El Chammas 2005b] [Perez 2012] utilise le même principe que des centrales thermiques, un fluide caloporteur va être comprimé à l'aide d'une pompe et vaporisé en utilisant la chaleur à recycler (Figure 1.15). En fin de parcours, le fluide vaporisé sera condensé en rejetant sa chaleur interne dans l'air ambiant. Entre l'évaporateur et le condenseur, la turbine permet la production d'une puissance mécanique. Le rendement de ce type de système dépend fortement de la différence de température entre la source chaude et froide. Pour une application automobile hybride, le gain énergétique peut atteindre ponctuellement 15 % - 20 % (et une moyenne de 5 %) [El Chammas 2005a]. Ce rendement dépend également du fluide de travail qui est utilisé (Figure 1.15). Compte tenu des contraintes de taille et de poids qui s'opèrent dans un véhicule automobile, le cycle de Rankine qui est généralement considéré pour des applications véhicules est le plus basique possible au détriment des performances de la valorisation [El Chammas 2005b]. Par exemple dans ces applications une seule boucle thermodynamique est considérée. L'énergie thermique est ainsi transformée en énergie mécanique. Cette énergie peut être soit directement ajoutée à l'arbre mécanique ou alors transformée en électricité à l'aide d'un alternateur pour recharger la batterie.

La deuxième concerne les convertisseurs sans cycle thermodynamique tels que ceux utilisant l'effet Seebeck [Gunselmann 2005] [Fairbanks 2010] [Gonzalez 2013]. L'effet Seebeck découvert en 1824 montre qu'un champ électrique apparaît en réaction à une différence de température aux bornes d'une jonction PN (Figure 1.16). Ce type de système a pour avantage de ne pas présenter de partie tournante et ne nécessite donc pas d'entretien particulier (et donc pas de surcote pour l'utilisateur). De plus, ces modules de valorisation thermique étant de simples jonctions PN connectées ensemble, leurs résistances aux pannes sont meilleures qu'avec l'utilisation de cycle de Rankine. L'inconvénient majeur de ce type de convertisseur est son rendement qui reste plus faible qu'avec les systèmes de Rankine (10 - 15 % au maximum, 3 % en moyenne pour un module Bismuth Tellure ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ )).

Avec ce type de convertisseur, le module fournit une puissance électrique qui est directement utilisée pour recharger la batterie. Néanmoins, un convertisseur de puissance doit être utilisé afin de maximiser la puissance récupérée (ou pour maximiser le rendement de cette valorisation).

Enfin, bien que pour récupérer le maximum de puissance, la différence de température entre la source chaude et froide doit être la plus élevée possible, ces modules de valorisation (Rankine ou Seebeck) ne sont pas placés directement en sortie du moteur où la température est la plus élevée. En effet, afin de ne pas dégrader la phase de dépollution des gaz d'échappement, qui a besoin d'une température élevée pour être plus efficace, la valorisation de la chaleur s'effectue après l'étape dépollution. Ainsi les gaz d'échappement ont une température moins élevée en arrivant au niveau de l'évaporateur ou du côté chaud du module de Seebeck ce qui va quelque peu réduire le rendement du système de conversion.

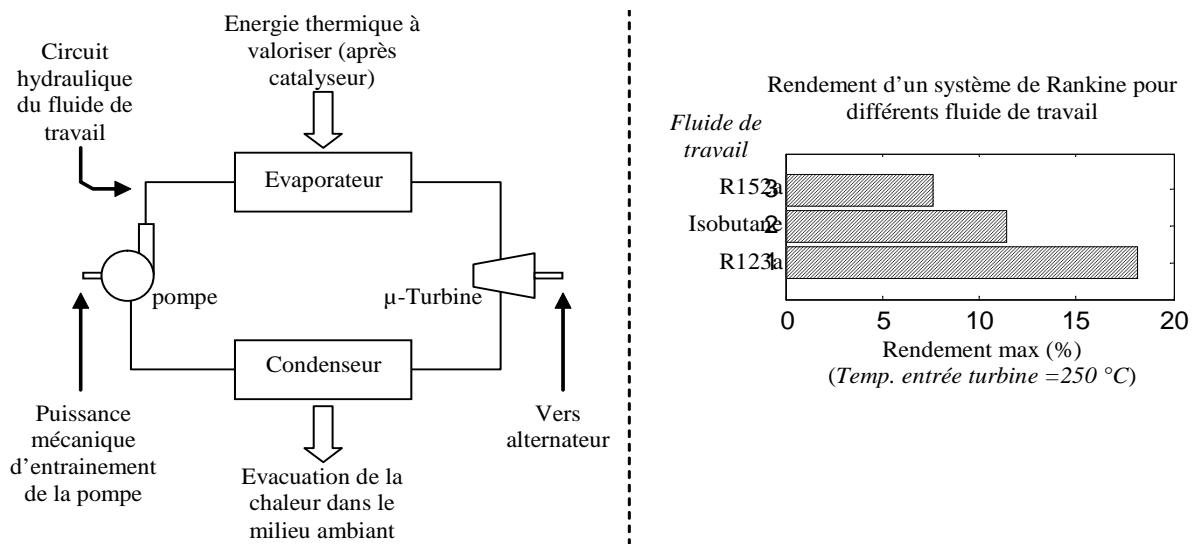


Figure 1.15 : Structure d'un cycle de Rankine et ordre de grandeur du rendement pour différents fluides de travail

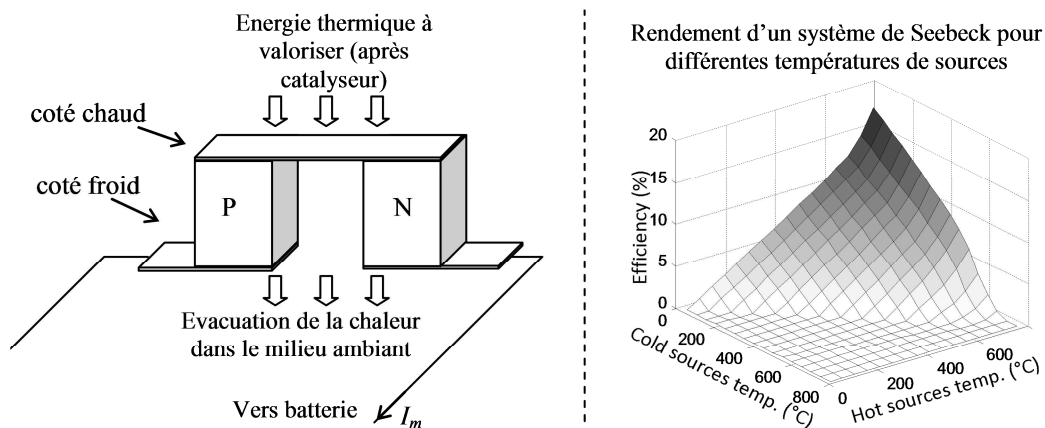


Figure 1.16 : Schéma d'une jonction PN (effet Seebeck) et rendement maximum pour un module Bi2Te3

**Valorisation des flux thermiques sans changement de domaine**

La valorisation de l'énergie thermique excédentaire peut se faire sans changement de domaine physique. Ainsi la chaleur dissipée peut être utilisée, comme cela est déjà fait actuellement, pour réguler thermiquement différents organes du véhicule tel que :

- le moteur lui-même afin d'obtenir les meilleures performances,
- l'habitacle afin d'assurer la fonction de confort des passagers,
- le catalyseur pour améliorer la dépollution.

Certaines études vont même plus loin en proposant des solutions de chauffage des batteries de tractions des véhicules hybrides en utilisant l'énergie dissipée par le moteur thermique [Alaoui 2013]. Comme expliquée précédemment, la régulation thermique de l'habitacle peut se faire soit à partir du moteur thermique soit à partir de la batterie (par résistance pour chauffer l'habitacle, par la climatisation connectée à la batterie par le compresseur habitacle pour le refroidir) (Figure 1.17).

Dans un véhicule hybride, la présence de plusieurs convertisseurs d'énergie pour assurer la traction du véhicule (moteur thermique et machines électriques) nécessite de mettre en place un processus de décision afin de choisir, à chaque instant, la bonne répartition d'énergie pour optimiser le fonctionnement global du véhicule (Figure 1.18). Le même raisonnement peut être appliqué à l'étude de la régulation thermique de l'habitacle qui est une fonction qui peut être satisfaite à l'aide de 2 convertisseurs d'énergie (moteur et résistances). Actuellement, deux calculateurs avec des lois de commande indépendantes permettent de gérer séparément la distribution d'énergie dans le système de traction et dans le système de chauffage (Figure 1.18). Dans la mesure où les sources d'énergie permettant de résoudre l'objectif thermique sont aussi utilisées pour résoudre l'objectif mécanique (vitesse), la nécessité de posséder une gestion d'énergie globale intégrant à la fois les objectifs mécaniques et thermiques apparaît naturelle pour optimiser le fonctionnement global du véhicule en intégrant les contraintes thermiques (Figure 1.18, Annexe G). Cette gestion globale permettrait, par exemple, une utilisation plus fréquente du moteur thermique lors des demandes de chauffage importantes afin de limiter la décharge de la batterie due à l'utilisation des résistances chauffantes.

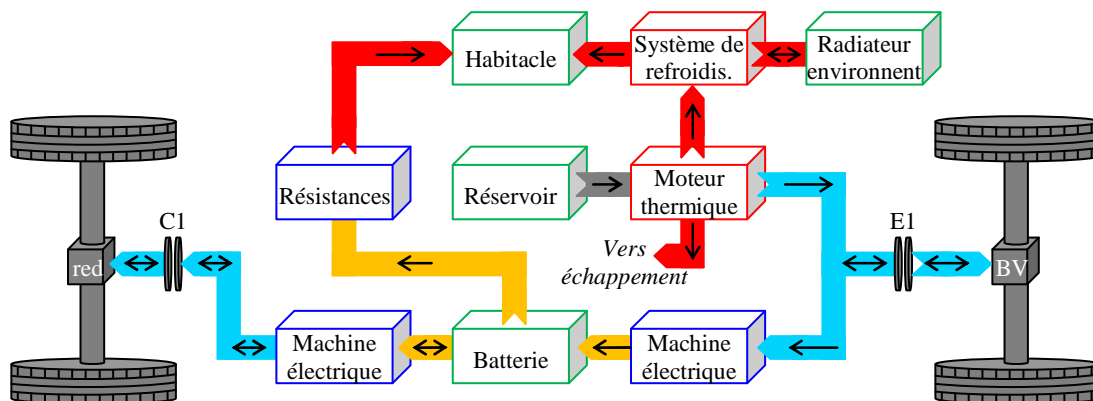


Figure 1.17 : Architecture double parallèle HY4 avec prise en compte de la boucle de confort habitacle

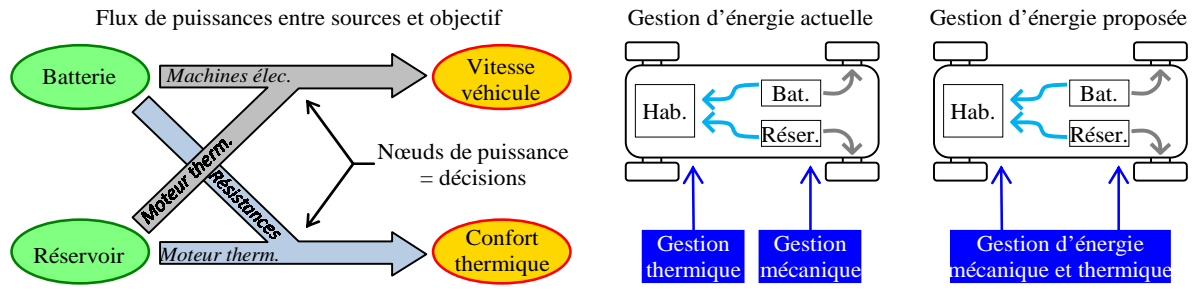


Figure 1.18 : Intérêt et connexion des stratégies de gestion d'énergie

## ***1.3 Objectif et point de départ***

### **I.3.1. Objectif et Positionnement**

#### ***L'objectif***

La réduction de la consommation et des émissions polluantes des véhicules est nécessaire pour faire face aux différentes problématiques actuelles. L'énergie thermique représentant une part importante de l'énergie du véhicule est, en partie, évacuée du système dans les gaz d'échappement. A contrario, à certains moments, de la chaleur doit être recrée pour satisfaire aux fonctions de confort. L'analyse de l'impact des contraintes thermiques sur le système permet de développer une gestion d'énergie plus performante quelle que soit les contraintes climatiques. Cela permet également de prendre en compte l'analyse de la valorisation de la chaleur des gaz d'échappement.

Ainsi l'objectif de la thèse est de proposer une gestion d'énergie globale d'un véhicule hybride incluant les échanges thermiques afin de réduire sa consommation

#### ***Les moyens et les outils***

Afin de réaliser cet objectif, nous allons nous appuyer sur un véhicule hybride structure HY4 de PSA Peugeot Citroën. Une modélisation, une représentation et une commande locale multi-domaine du véhicule hybride sont tout d'abord développées. Le choix des modèles utilisés est important, car ils doivent être multi-domaines, de granularité suffisante pour l'analyse des interactions des flux chimiques, électriques, mécaniques et thermiques, mais sans pour autant nécessiter de temps de calcul trop important.

L'expérimentation sera en permanence utilisée comme un outil de validation afin de connaître la précision des modèles développés. Ces validations sont réalisées soit au L2EP, chez PSA Peugeot Citroën ou soit au laboratoire PRISME (OpenLab de PSA Peugeot Citroën).

La prise en compte des flux thermiques permet de considérer les différents objectifs du véhicule (suivis de vitesse et suivis de la température de l'habitacle). L'augmentation du nombre d'objectifs d'un système multi-source augmente le nombre de chemins possible pour relier les sources d'énergie aux objectifs. Cet aspect multi-objectif accroît la complexité de la commande et de la gestion d'énergie. De la même façon, considérer la valorisation de l'énergie thermique implique la création de nouveaux chemins entre la source de chaleur et la batterie.

Pour la modélisation et la commande d'un système complexe et multi-domaine, l'emploi d'outils structurants et transversaux est une nécessité. Afin d'organiser l'étude de manière structurée, le formalisme REM (Représentation Energétique Macroscopique) est utilisé [Bouscayrol 2012] [EMR website 2015]. L'outil REM permet d'organiser un système d'un point de vue énergétique, systémique et causal en le décomposant en 3 niveaux (Figure 1.19).

- la Représentation Energétique Macroscopique du système,
- la commande locale du système,
- la commande globale du système (ou gestion d'énergie).



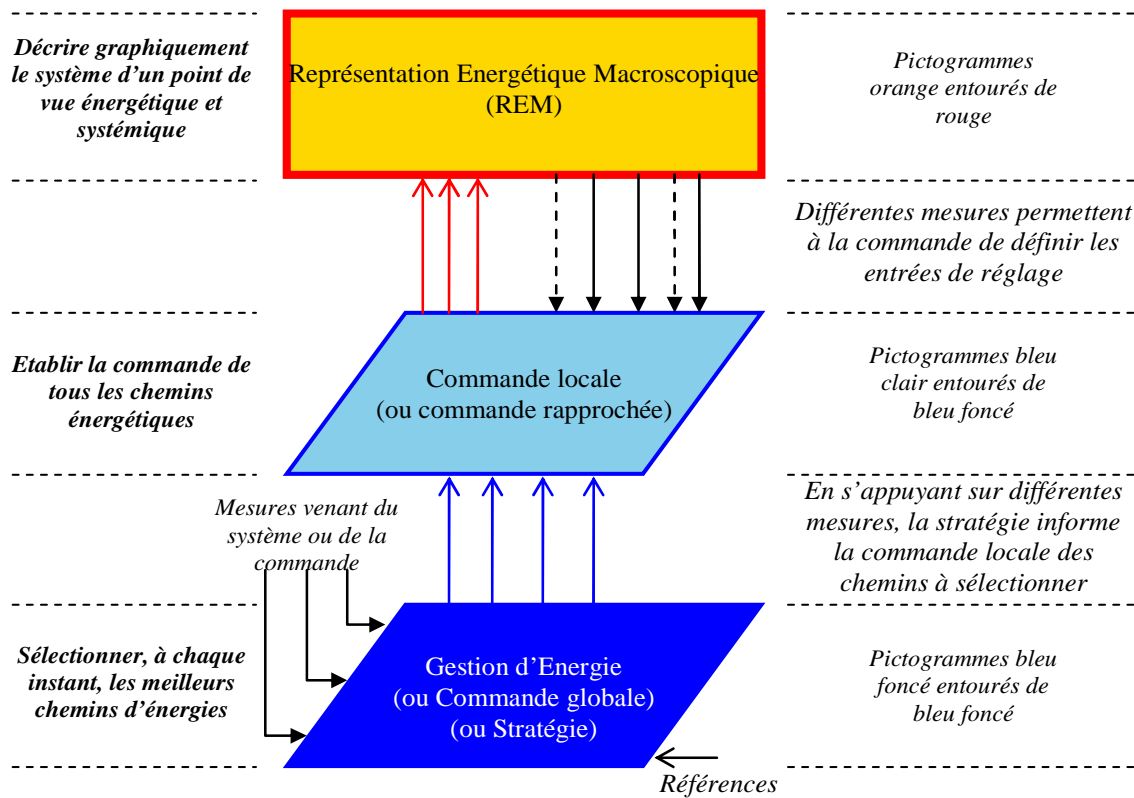


Figure 1.19 : Décomposition du système en plusieurs niveaux suivant la philosophie REM

Tout d'abord, le modèle est organisé selon certaines propriétés pour mettre en exergue les échanges de puissance et les stockages d'énergie tout en respectant le principe de causalité. Cette étape (REM) a donné son nom à l'ensemble de la philosophie de cette structuration en "multi-niveau". Différents pictogrammes décrivent chaque sous-système selon les transformations énergétiques qu'il réalise (conversion, distribution, stockage...) (Annexe B).

Ensuite, le niveau "commande locale" a pour rôle de déterminer les valeurs des variables de réglage pour réaliser les objectifs du système. Les règles d'organisation de la REM permettent de déduire de façon systématique les structures de commande qui permettent de relier les entrées de réglage aux références des objectifs du système. Cette étape est réalisée pour tous les chemins que pourra emprunter l'énergie pour réaliser les objectifs du système (se déplacer et chauffer l'habitable).

Le troisième niveau appelé "stratégie" (ou commande globale) a pour rôle de sélectionner, pour chaque instant, le ou les chemins que devra emprunter l'énergie. Ce choix peut être réalisé de différentes façons, mais il doit permettre de satisfaire les contraintes du système (coût le plus faible, valeurs limites de différentes variables...).

Le niveau stratégie est l'élément qui permet de combiner les avantages de chaque source d'énergie. C'est cet élément qui va rendre le véhicule plus ou moins efficace. L'outil de conception de stratégie "programmation dynamique" [Guzzella 2010] [Trigui 2011] est utilisé dans ces travaux afin de rechercher l'optimum théorique du système. En partant de cet outil (qui n'est pas implantable en temps réel) plusieurs autres stratégies seront développées afin d'aboutir à une stratégie implantable en temps réel.

**Le réseau MEGEVH**

Cette thèse entre dans le cadre du réseau scientifique national MEGEVH (Modélisation Energétique et Gestion d’Energie des Véhicules Hybrides) [MEGEVH 2015]. Le réseau MEGEVH est un regroupement de laboratoires et d’industriels français travaillant dans le domaine de la gestion d’énergie des véhicules électriques hybrides (10 laboratoires et 8 industriels, Figure 1.20). Ce réseau facilite la mise en place de collaboration entre ses membres et permet un échange scientifique principalement au travers des séminaires organisés régulièrement chez les différents partenaires. Les collaborations se traduisent souvent par un co-encadrement, par plusieurs partenaires du réseau, de doctorants ou de post doctorants. Actuellement 13 thèses labélisées par le réseau MEGEVH ont été soutenues et 4 sont en cours. Ces collaborations ont donné lieu à la publication d’une vingtaine d’articles de revues internationales co-signées.

Le réseau permet également une capitalisation plus facile des travaux précédemment réalisés entre les membres. Cette capitalisation est rendue plus facile par le fait que la majorité des membres du réseau utilise les mêmes outils pour structurer les études, en particulier la Représentation Energétique Macroscopique. De la même façon, plusieurs plateformes et véhicules de référence appartenant aux différents partenaires peuvent être utilisés pour effectuer des validations de modèle, tester de nouvelles structures ou de nouveaux concepts de gestion d’énergie (Figure 1.20).

Cette thèse est issue de collaborations régulières entre deux membres du réseau MEGEVH qui sont PSA Peugeot Citroën et le L2EP. Ainsi, il a paru assez logique pour PSA Peugeot Citroën et le L2EP de collaborer sur ce projet afin de bénéficier de la capitalisation de plusieurs travaux déjà réalisés lors de précédentes collaborations. Cette thèse est réalisée sous convention CIFRE entre l’équipe Science de l’Energie Propulsion Conversion / Modélisation Combustion Emission et Traction de PSA Peugeot Citroën et l’équipe Commande du L2EP.

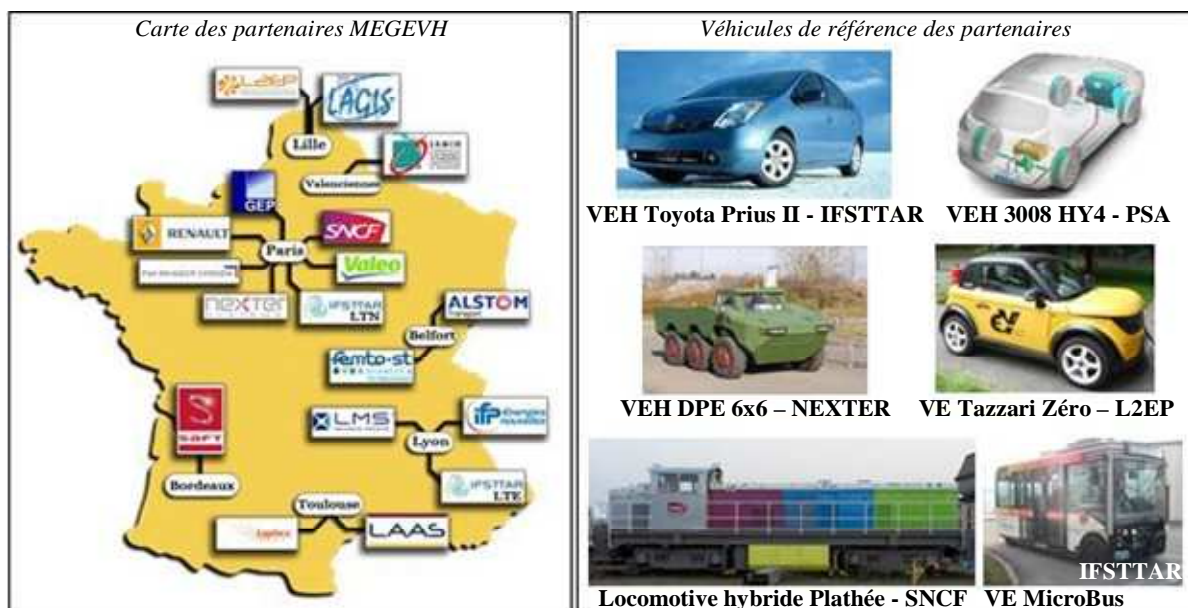


Figure 1.20 : Carte des partenaires MEGEVH et véhicules de référence des partenaires

### ***Le positionnement industriel pour PSA Peugeot Citroën***

Les nouvelles normes européennes d'émissions des véhicules 'Euro 6' qui entrent en vigueur en 2015 sont très contraignantes sur un marché se voulant de plus en plus éco-responsable. Le respect des nouvelles normes est une obligation pour pouvoir maintenir la commercialisation des véhicules en Europe. A peine ces nouvelles normes sont entrées en vigueur qu'il faut déjà penser aux prochaines évolutions de ces normes.

PSA Peugeot Citroën, comme tous les autres constructeurs, imagine déjà comment réduire les émissions afin de conserver un temps d'avance. Ainsi, durant les dernières années, d'importants progrès ont été réalisés : moteurs, aérodynamisme, architecture des systèmes de propulsion... Ainsi dans la continuité de sa politique de recherche sur la conception de ces véhicules, PSA Peugeot Citroën souhaite investiguer la possibilité de réduire la consommation d'un véhicule hybride par la prise en compte des flux thermiques.

### ***Le positionnement scientifique pour le laboratoire***

L'équipe commande du L2EP est à l'origine de la création du formalisme REM. Afin que le formalisme REM puisse rester un outil performant, il doit être continuellement mis à jour. Ainsi, lorsque l'outil REM est utilisé pour mener à bien des études complexes, alors en retour, les difficultés rencontrées sont investiguées afin d'étendre le formalisme et de le rendre plus performant. Par exemple, en 2011, pour faire suite à l'augmentation des études multi-domaines, les précédents pictogrammes (utilisable uniquement pour le domaine électromécanique) ont été mis à jour afin de couvrir tous les domaines physiques. Si des travaux sur l'extension de la REM au domaine thermique ont été réalisés pour des systèmes pile à combustible, cette thèse permettra d'étendre la REM à la structure thermique complète du véhicule (du moteur thermique à l'habitacle).

Actuellement, une série de règles définissent l'organisation des étapes de représentation et de commande locale (Figure 1.19). Le niveau stratégie ne possède pas encore de règles claires afin de structurer son organisation. La définition de règles permettant l'organisation structurée de ce niveau a été définie comme un des axes prioritaires de l'équipe commande du L2EP pour le quinquennat 2015 – 2020. L'un des objectifs scientifiques de cette thèse est donc de pouvoir contribuer à la structuration du niveau stratégie au travers de cet exemple.

### ***Le positionnement scientifique par rapport au réseau MEGEVH***

Les travaux qui sont présentés dans ce mémoire s'appuient sur plusieurs thèses déjà réalisées et notamment dans le cadre du réseau MEGEVH.

Tout d'abord, durant sa thèse, Tony Letrouvé (2010 - 2013) a travaillé sur la structuration de la commande d'un véhicule [Letrouvé 2013a]. Cette thèse réalisée en collaboration avec PSA Peugeot Citroën et le L2EP s'est appuyée sur le véhicule hybride HY4. Ainsi la REM et la commande locale de la chaîne de traction ont déjà été effectuées et validées [Letrouvé 2013b]. Comme les travaux de cette thèse concernent ce même véhicule, une capitalisation de ces travaux va être effectuée et une extension au domaine thermique sera réalisée.

Ensuite, durant sa thèse, Loïc Boulon (2006 - 2009) a travaillé sur un système de stockage d'énergie par pile à combustible pour véhicule [Boulon 2009]. Cette thèse réalisée en collaboration avec Nexter System, le L2EP et Femto-ST utilisait le formalisme REM. L'étude du système pile à combustion nécessite une étude thermique afin de bien prendre en compte tous les différents phénomènes. Ainsi, au travers de sa thèse, Loïc Boulon a été le premier à étendre la REM au domaine thermique en appliquant le formalisme aux technologies pile à combustible. Les premières investigations réalisées par Loïc Boulon dans le domaine thermique seront utilisées et étendues pour une application automobile.

La thèse de Jérôme Baert (2010 - 2013) détaille ses travaux sur la gestion d'énergie d'une locomotive hybride [Baert 2013]. Durant sa thèse issue d'une collaboration entre Alstom Transport et Femto-ST, Jérôme Baert a été amené à considérer des modèles plus détaillés de moteur thermique que ceux habituellement utilisés. Il a traduit le modèle permettant de prendre en compte les échanges de gaz dans le moteur suivant le formalisme REM pour l'intégrer à la représentation d'une locomotive hybride. La représentation du moteur thermique qui sera développée ici permettra quant à elle de visualiser la production de la chaleur, sa répartition dans le moteur et sa conversion en énergie mécanique.

Sajjad Ali Syed (2009 - 2012) a, dans sa thèse, proposé une première structuration du niveau de stratégie en plusieurs échelons pour définir de manière progressive le chemin d'énergie à sélectionner [Syed 2012]. Ce travail fut issu d'une collaboration entre Nexter System et le L2EP. Dans la mesure où l'organisation du niveau stratégie est l'un des verrous scientifiques auxquelles nous allons être confrontés, ses travaux offriront un point de départ pour la réalisation de ce niveau. En plus des investigations de Sajjad Ali Syed, le niveau stratégie sera étendu pour prendre en compte le domaine thermique et une méthodologie de décision intra-niveaux sera proposée.

### I.3.2. Point de départ

#### Modélisation, représentation et commande

Les travaux présentés dans ce mémoire débutent avec ceux entrepris par Tony Letrouvé sur la représentation et la commande de la chaîne de traction – propulsion d'un véhicule HY4 [Letrouvé 2009a] [Letrouvé 2013a]. La REM du véhicule hybride HY4 et sa commande locale telles qu'elles ont été développées par Tony Letrouvé apparaissent sur la Figure 1.15. Les extensions thermiques qui seront développées viendront se greffer sur ces travaux.

Pour rappel, la partie orange (partie haute) correspond à la REM du véhicule. Ce niveau a pour rôle de reproduire le comportement du système. Chacun des pictogrammes représente une manipulation de l'énergie (Annexe B). Ces manipulations sont estimées à l'aide de différents modèles (statiques, dynamiques, moyens, instantanés...). Les modèles de la chaîne de traction – propulsion (associés à chaque pictogramme) ne sont pas détaillés ici, mais sont disponibles dans [Letrouvé 2009a] et dans [Letrouvé 2013a].

Notons que ces modèles (qui ne prennent pas en compte les interactions thermiques) ont été validés expérimentalement en plateforme et sur prototype [Letrouvé 2013a] [Letrouvé 2013b].

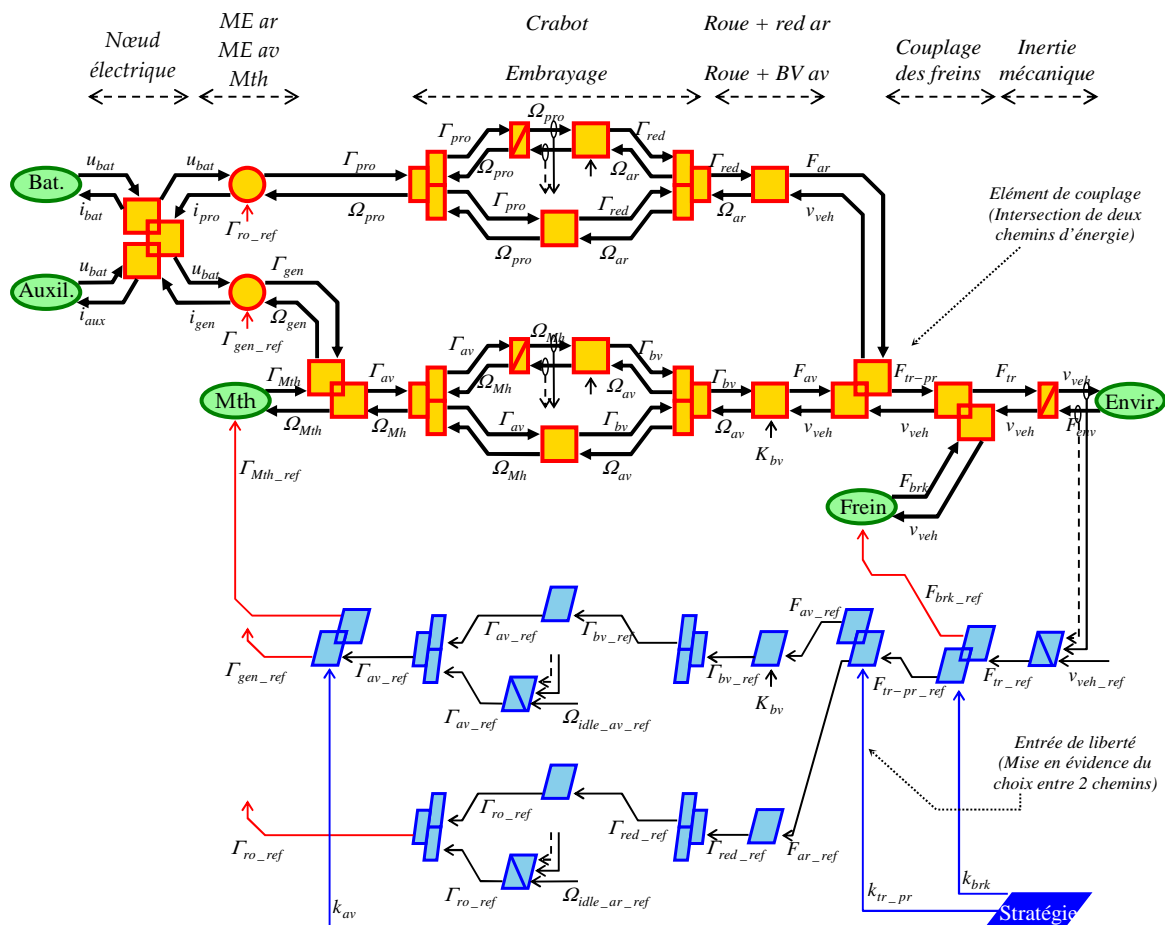


Figure 1.21 : REM et commande locale de la chaîne de traction - propulsion du véhicule HY4 [Letrouvé 2013a]

La partie bleu claire (partie basse) correspond à la commande locale de la chaîne de traction – propulsion. Cette partie utilise la méthode d'inversion de modèle afin d'obtenir la commande de tous les chemins d'énergie permettant de relier les sources d'énergie à l'objectif de la chaîne de traction – propulsion (contrôle de la vitesse) (chemin passant par le moteur thermique, chemin passant par la machine électrique avant, chemin passant par la machine électrique arrière, chemin passant par les freins mécaniques). Les éléments de couplage (double carré) sont des éléments importants, car ils permettent de mettre en évidence la présence d'un nœud de puissance (connexion de plusieurs chemins d'énergie). Ainsi les pictogrammes inversant ces éléments (doubles parallélogrammes) possèdent un degré de liberté permettant de répartir la puissance entre les différents chemins. Le troisième niveau (stratégie) représenté par un pictogramme bleu foncé contient "l'intelligence énergétique du véhicule". Cette partie a pour rôle de sélectionner les chemins par lesquels la puissance circulera.

L'énergie étant une variable globale, les études énergétiques peuvent être réalisées en négligeant les dynamiques les plus rapides sans influencer sur les résultats [Letrouvé 2010]. De plus, les études énergétiques sont souvent réalisées sur un système complet comportant de nombreux sous-systèmes engendrant des temps de simulation importants. Ainsi, ne pas considérer les dynamiques les plus rapides permet également de réduire le temps de simulation. Les objectifs du système (vitesse et température) s'appuyant sur les dynamiques mécaniques et thermiques, les dynamiques plus lentes peuvent être négligées. Pour ces raisons, les modèles statiques des machines électriques sont conservés.

### ***Stratégie de gestion d'énergie***

Deux grandes approches existent quant à la réalisation du niveau de la stratégie de gestion d'énergie avec leurs avantages et leurs inconvénients [Salmasi 2007] [De Jager 2013]. Ces méthodes sont initialement conçues pour effectuer une étude globale du système, mais elles peuvent être utilisées pour le choix des différents modes et chemins.

- Les approches heuristiques sont basées sur l'expertise du concepteur de la stratégie. Une série de règles permet de sélectionner les chemins en fonction de l'état du système. Ces méthodes sont généralement rapides à mettre en œuvre et rapides à simuler. De plus, la solution développée à l'aide de ces méthodes est une solution qui peut être utilisée quel que soit le cycle de vitesse ou les contraintes mécaniques. Néanmoins, ces méthodes ne permettent pas d'obtenir un fonctionnement énergétiquement optimal (au sens strict du terme) du système.
- Les approches optimales sont, quant à elles, basées sur des algorithmes d'optimisation qui vont assurer un fonctionnement optimal du système. L'utilisation de ces méthodes optimales nécessite bien souvent de connaître le cycle de vitesse à l'avance ce qui impose une exécution hors ligne de cette méthode. De plus, la solution obtenue est spécifique aux conditions prédéfinies (cycle de vitesse, profil de route). Ainsi il existera une solution spécifique par cycle de vitesse, par contrainte mécanique....

Une sous-famille des approches optimales peut être identifiée comme des méthodes d'optimisation temps réel. Ces méthodes, sous-optimales, sont aussi basées sur des algorithmes d'optimisations, mais elles vont s'adapter en temps réel au cycle de vitesse (qui n'est pas connu à l'avance). Pour pouvoir être exécutées en temps réel, ces approches utilisent une définition simplifiée du problème pour réduire le temps de calcul. La solution obtenue ne permet pas de connaître le comportement optimal (puisque le problème est simplifié). Néanmoins la solution obtenue sera proche de la solution optimale.

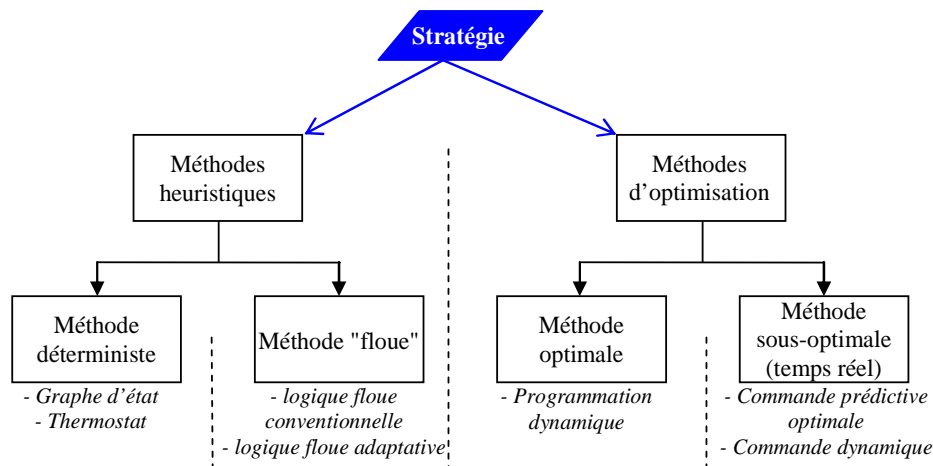


Figure 1.22 : Classification des outils de conception des gestions d'énergie [Salmasi 2007]

Bien qu'aucune méthodologie de conception de gestion d'énergie ne soit officiellement définie (dans le sens du formalisme REM), plusieurs travaux ont été réalisés dans ce sens. Sajjad Ali Syed a proposé, dans sa thèse, une décomposition en plusieurs sous-niveaux afin de concevoir une stratégie de type heuristique afin de décider progressivement des meilleurs chemins à utiliser [Syed 2012].

Cette décomposition se fait en 3 sous-niveaux :

- fonctions : définir les tâches que doit réaliser le système,
- modes de fonctionnement : choisir la nature des sources d'énergie qui seront utilisées,
- chemins énergétiques : choisir les convertisseurs qui seront utilisés.

En appliquant cette décomposition de la stratégie de gestion d'énergie à la gestion mécanique du véhicule HY4 (Figure 1.21), nous obtenons 3 fonctions exclusives : "Traction", "Freinage", "Arrêt". En effet pour mener à bien l'objectif (suivi de vitesse), seules ces trois fonctions sont considérées. Les modes exclusifs correspondant à la fonction de "Traction" sont au nombre de 3 : "Electrique", "Thermique" et "Hybride". Les chemins relatifs au mode "hybride" de la fonction "Freinage" sont au nombre de 3 : "utilisation de la machine électrique arrière et du frein mécanique", "utilisation de la machine électrique avant et du frein mécanique" ou "utilisation simultanée des machines électriques avant et arrière et du frein mécanique". Cette décomposition est détaillée sur la Figure 1.23 pour toutes les fonctions et les modes.

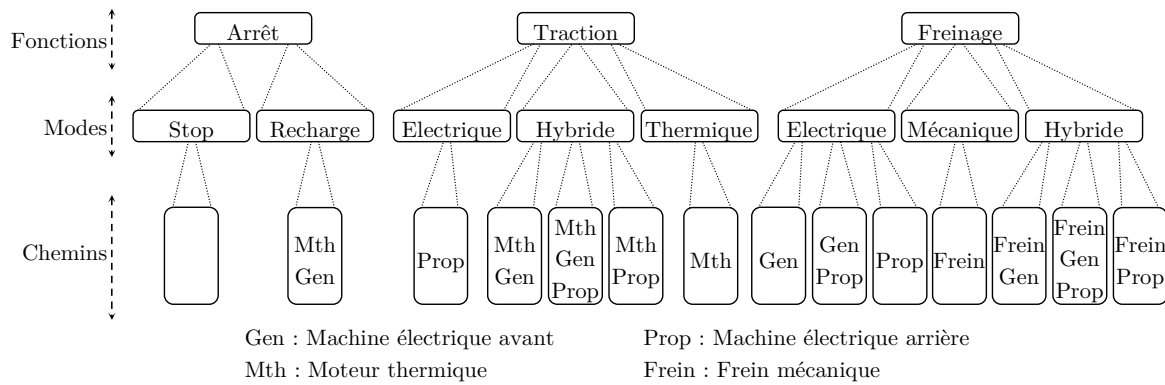


Figure 1.23 : Décomposition multi-niveau de la décision du chemin d'énergie pour un VEH HY4

Cette décomposition permet une décision progressive du choix du chemin à utiliser. Ainsi pour chaque fonction, un premier choix va être effectué pour décider du mode de fonctionnement. Puis pour chaque mode, un second choix doit être effectué pour sélectionner le chemin adéquat. Ce choix se fait par sélection exclusive qui n'autorise pas la possibilité de posséder plusieurs fonctions actives au même moment ou deux modes actifs simultanément.

Si jusqu'à présent cette décomposition n'a été appliquée qu'à la conception de stratégie à base de règles [Syed 2012], cette structuration est réutilisée dans ces travaux pour aider à développer des stratégies mixtes combinant plusieurs approches de conception (optimale et à base de règles). Ces stratégies mixtes permettront, par une méthodologie progressive, de tendre vers une stratégie à base de règles dont les résultats se rapprocheront de la stratégie optimale.



## ***1.4 Conclusion du chapitre***

L'évolution de la société au cours de ces dernières décennies conduit à une accélération du réchauffement climatique. Pour y remédier, 3 leviers sont à utiliser conjointement : Sobriété (réduire la consommation énergétique par habitant), Durabilité (augmentation de la part des énergies renouvelables) et Efficacité (améliorer l'efficacité énergétique des systèmes).

Le secteur du transport étant un des grands contributeurs du réchauffement climatique, des normes antipollutions de plus en plus sévères sont appliquées. Afin de respecter ces normes, des systèmes plus énergétiquement efficaces sont nécessaires. De ce fait, de nombreuses recherches sont en cours sur l'analyse énergétique des véhicules hybrides qui sont un moyen transitoire pour arriver à des véhicules sans émissions locales. Si auparavant les gestions globales d'énergie ne considéraient que les échanges du réservoir et de la batterie à la roue, la tendance actuelle est d'intégrer de nouveaux phénomènes.

L'énergie thermique représente une part importante des échanges énergétiques dans le véhicule. Une partie de cette énergie est utilisée pour des fonctions de régulation thermique (moteur, habitacle...). Durant certaines phases de fonctionnement, une quantité importante d'énergie thermique est produite et doit être évacuée. Durant d'autres phases, l'énergie thermique disponible est insuffisante pour satisfaire les contraintes de régulation thermique habitacles et cette énergie manquante doit être recrée.

Le système de chauffage de l'habitacle qui représente le deuxième consommateur d'énergie dans le véhicule peut être alimenté par deux sources différentes (batterie et moteur thermique). Le système de traction qui est lui le premier consommateur d'énergie est alimenté par ces deux mêmes sources. Or actuellement, ces deux objectifs (déplacer le véhicule et satisfaire au confort thermique) sont gérés de manière indépendante. Ainsi, considérer ces deux objectifs dans une seule et même gestion d'énergie devrait permettre de mieux gérer les échanges d'énergie à l'intérieur du véhicule. De plus, le fait de pouvoir récupérer une partie de la chaleur excédentaire du moteur devrait permettre de contribuer à la réduction globale de la consommation d'énergie dans le véhicule.

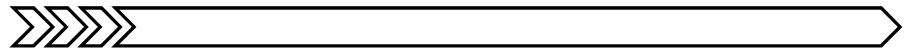
L'objectif de la thèse est de proposer une gestion d'énergie globale d'un véhicule hybride incluant les échanges thermiques afin de réduire sa consommation.

Pour réaliser ce travail, le formalisme REM (représentation énergétique macroscopique) est utilisé comme outil d'organisation afin de permettre une structuration de l'étude en plusieurs niveaux.

Le travail qui est présenté dans ce mémoire se base sur plusieurs travaux déjà réalisés sur des thématiques plus ou moins éloignées (notamment au sein de MEGEVH). Ainsi les travaux présentés ici s'appuient sur ceux déjà entrepris par Tony Letrouvé, Loïc Boulon, Jérôme Baert et Sajjad Ali Syed.



## Chapitre II : Représentation des flux thermiques



### Résumé du chapitre

L'objectif de ce chapitre est d'analyser les échanges thermiques dans le véhicule en s'appuyant sur la modélisation et la représentation des principaux sous-systèmes manipulant cette chaleur (moteur thermique, système de refroidissement, système de chauffage, habitacle et systèmes de valorisation de l'énergie thermique)

L'énergie thermique joue un rôle important dans un véhicule hybride. Tout d'abord, dû au fait que plus de 50 % de la combustion du carburant est dissipée sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement et dans le système de refroidissement. Ensuite, dû au fait que la demande de chauffage de l'habitacle peut être très énergivore.

Ainsi dans un premier temps le modèle et la représentation du moteur thermique sont développés afin de visualiser ses échanges de chaleur. Cette nouvelle représentation du moteur thermique est associée à son système de refroidissement. Ce dernier est un élément indissociable du moteur thermique qui lui permet de conserver une température raisonnable. Par la suite, la modélisation et la représentation du principal consommateur d'énergie thermique, à savoir l'habitacle du véhicule et son système de chauffage, sont réalisées. Enfin, les systèmes de valorisation de l'énergie thermique par effet Seebeck sont également étudiés.

Chacune des trois parties de ce chapitre sera divisée en deux sous-parties afin de traiter de manière séparée la modélisation du sous-système et son organisation sous le formalisme REM.

### Sommaire du chapitre

II.1 MOTEUR THERMIQUE ET SYSTEME DE REFROIDISSEMENT .....	41
II.1.1. <i>Modélisation mathématique</i> .....	41
II.1.2. <i>Représentation Energétique Macroscopique</i> .....	47
II.2 HABITACLE ET SYSTEME DE CHAUFFAGE .....	54
II.2.1. <i>Modélisation mathématique</i> .....	54
II.2.2. <i>Représentation Energétique Macroscopique</i> .....	57
II.3 MODULE DE VALORISATION DE L'ENERGIE THERMIQUE ET CONNEXION AU SYSTEME D'ECHAPPEMENT DU MOTEUR .....	62
II.3.1. <i>Modélisation mathématique</i> .....	62
II.3.2. <i>Représentation Energétique Macroscopique</i> .....	66
II.4 INTERCONNEXION DES SOUS-SYSTEMES .....	72
II.5 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	74

## ***II.1 Moteur thermique et système de refroidissement***

Cette partie concerne l'étude multi-domaine du moteur thermique et de son système de refroidissement. Il s'agit sans aucun doute du sous-système le plus important pour notre étude puisque ce système (moteur thermique) est l'élément qui génère la plus grande quantité de chaleur dans le véhicule. Dans cette partie, la modélisation dynamique et sa représentation sont étudiées.

Le principe de fonctionnement d'un moteur thermique est détaillé en Annexe C.

Les modèles du moteur thermique présentés ici sont ceux relatifs à un moteur Diesel (type de moteur utilisé dans le véhicule hybride de référence étudié). Néanmoins le principe de fonctionnement, d'un point de vue énergétique, est assez similaire entre un moteur Diesel et un moteur essence. Ainsi la représentation du moteur thermique obtenue dans cette partie sera générique pour ces deux types de moteurs. Néanmoins les paramètres et certains modèles d'échanges thermiques devront être modifiés pour correspondre au fonctionnement du moteur essence.

Avant de commencer ce chapitre, il est à noter qu'une nomenclature valable pour ce chapitre et les suivants est présente en fin de ce mémoire (page 145). Ce chapitre est celui présentant les différents modèles du véhicule ce qui en fait le chapitre contenant le plus grand nombre d'équations (> 100 équations). Pour cela il est vivement conseillé de se référer à la nomenclature au fur et à mesure de la lecture de ce mémoire.

### **II.1.1. Modélisation mathématique**

#### ***II.1.1.a Moteur thermique (Mth)***

Le moteur thermique (Mth), aussi appelé moteur à combustion interne (MCI), est un système de conversion d'énergie. Bien que sa fonction première soit de fournir un couple à partir du carburant, celui-ci produit une quantité importante d'énergie thermique (entre 65 % et 90 % du carburant selon les points de fonctionnement [IFP 2013]). Dans les études énergétiques globales de véhicule, la modélisation du moteur thermique permet de retranscrire la conversion de l'énergie chimique (carburant) en énergie mécanique utile [Ehsani 2009] [Kamal 2012]. Des cartographies de rendement du moteur en fonction du couple et de la vitesse de rotation permettent, en général, de connaître la consommation du moteur thermique. Le reste de l'énergie est considéré comme des pertes et n'est généralement pas étudié. Ces pertes représentent, en fait, la chaleur évacuée avec les gaz d'échappement, la chaleur transférée au système de refroidissement et les frottements mécaniques.

Bien que pour des études de consommation d'énergie d'un véhicule ou de performances dynamiques, ce type de modèle est suffisant, pour notre étude où l'énergie thermique doit être mise en évidence, ce niveau de modélisation ne suffit plus. Nous devons adopter un modèle plus détaillé qui permet de connaître le pourcentage de l'énergie chimique issue de la combustion  $E_{com}$  transformée en énergie mécanique  $E_{mec}$ , thermique présente dans les gaz d'échappement  $E_{ech}$ , échangée avec le bloc moteur  $E_{gaz\_bm}$  et perdue en frottement  $E_{frot}$  (Figure 2.1.a). Cet arbre d'énergie est valable pour un fonctionnement moyen comprenant un nombre de cycles moteurs complets (de l'admission à l'échappement). D'un point de vue instantané (point de vue des puissances), il faut ajouter le stockage d'énergie dans les gaz à l'intérieur du cylindre (Figure 2.1.b). C'est en se basant sur cet arbre de puissance, que l'on peut connaître l'évolution de la température des gaz à l'intérieur du cylindre et ainsi en déduire la répartition d'énergie [Lu 1991], [Jaine 2004], [El Habchi 2010] [Horrein 2012b].

Les équations présentées ci-après traduisent le fonctionnement général d'un cylindre. Dans le moteur thermique, plusieurs cylindres sont présents avec un fonctionnement décalé temporellement. Les équations sont généralisées pour tous les cylindres (indice  $j$  correspondant au numéro du cylindre). Le passage du modèle d'un cylindre à celui du modèle moteur complet sera détaillé à la fin de cette sous-partie.

- *Stockage d'énergie interne dans le gaz*

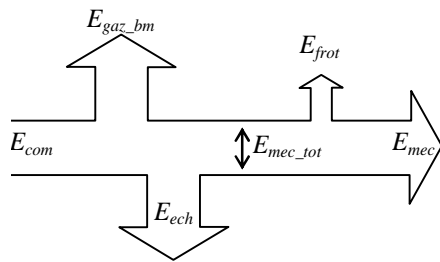
Un bilan de puissance peut être établi sur un cylindre à partir de la Figure 2.1.b :

$$P_{com_j} - (P_{mec\_tot_j} + P_{gaz\_bm_j} + P_{ech_j}) = \frac{dE_{gaz_j}}{dt} \quad (2.1)$$

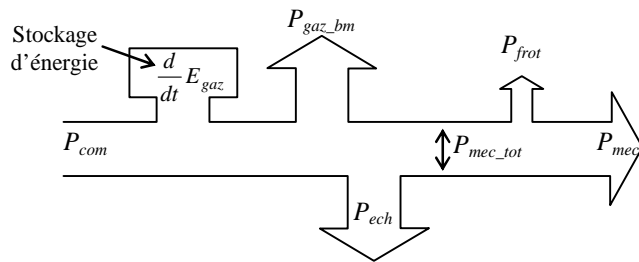
La variable  $dE_{gaz_j}/dt$  permet de retranscrire la variation d'énergie interne, c'est-à-dire l'énergie présente à l'intérieur du cylindre. Cette énergie dépend de la masse du gaz  $M_{gaz_j}$ , de sa température  $T_{gaz_j}$  et de sa capacité calorifique  $Cp_{gaz_j}$ . Cette dernière variable dépend de la capacité calorifique de chaque espèce chimique composant le gaz  $Cp_{gaz\_esp}$  [McBride 2002]. La capacité calorifique relative à chaque espèce est évaluée à partir de la relation (2.3) où les coefficients  $a_{gaz\_esp}$  sont déduits de tables établies de manière empirique [McBride 2002].

$$\frac{dE_{gaz_j}}{dt} = M_{gaz_j} Cp_{gaz_j} \frac{dT_{gaz_j}}{dt} \quad (2.2)$$

$$Cp_{gaz\_esp} = \sum_{n=-2}^4 a_{gaz\_esp} T_{gaz}^n \quad (2.3)$$



a. Bilan d'énergie (arbre d'énergie)



b. Bilan de puissance (arbre de puissance)

Figure 2.1 : Arbre de puissance et d'énergie du Mth (a = modèle moyen (énergie), b = modèle instantané (puissance))

- *Puissance échangée avec le système de refroidissement*

La puissance échangée avec le système de refroidissement pour un cylindre est modélisée à l'aide d'un transfert convectif et dépend de la différence de température entre les gaz  $T_{gaz\_j}$  et les parois du bloc moteur  $T_{bm}$  :

$$P_{gaz\_bm_j} = h_{gaz\_bm_j} A_{gaz\_bm_j} (T_{gaz_j} - T_{bm_j}) \quad (2.4)$$

Le paramètre  $h_{gaz\_bm\_j}$  correspond au coefficient d'échange convectif ( $W/(K.m^2)$ ). Ce paramètre est difficilement estimable avec précision et peut générer des erreurs dans la répartition globale de l'énergie. Ces modèles sont estimés de manière semi-empirique à partir de nombreuses études menées notamment par [Brilling 1931] [Eichelberg 1939] [Annand 1963] et [Woshni 1967] et de mesures expérimentales.

- *Puissance dans les gaz d'échappement*

La puissance thermique dans les gaz d'échappement est déterminée en fonction de la température  $T_{gaz\_j}$  et de la composition des gaz brulés via leur capacité calorifique  $Cp_{gaz\_j}$  :

$$P_{ech_j} = qm_{ech_j} Cp_{ech_j} T_{gaz_j} \quad (2.5)$$

Cette puissance dépend également du débit massique du gaz d'échappement du cylindre  $qm_{ech\_j}$  qui dépend des débits massiques de l'air d'admission et du carburant. La capacité calorifique  $Cp_{gaz\_j}$  est exprimée en fonction de (2.3).

- *Puissance mécanique*

A partir de la loi des gaz parfaits, la pression à l'intérieur de celui-ci  $pr_{cyl\_j}$  peut être estimée :

$$pr_{cyl_j} V_{cyl_j} = n_{gaz_j} RT_{gaz_j} \quad (2.6)$$

Avec  $R$  la constante des gaz parfaits. Le volume instantané dans le cylindre  $V_{cyl\_i}$  est défini en fonction de la vitesse angulaire  $\Omega_{Mth}$  et des paramètres mécaniques intrinsèques du système bielle – arbre à came  $k_0, k_1, k_2, k_3$  (Figure 2.2) [Ha 2006] :

$$\Omega_{Mth} = \frac{d}{dt} \theta_{Mth} \quad (2.7)$$

$$V_{cyl_j} = k_0 - k_1 \left( k_2 \cos(\theta_{Mth}) + k_3 \sqrt{1 - \left(\frac{k_2}{k_3}\right)^2 \sin^2(\theta_{Mth})} \right) \quad (2.8)$$

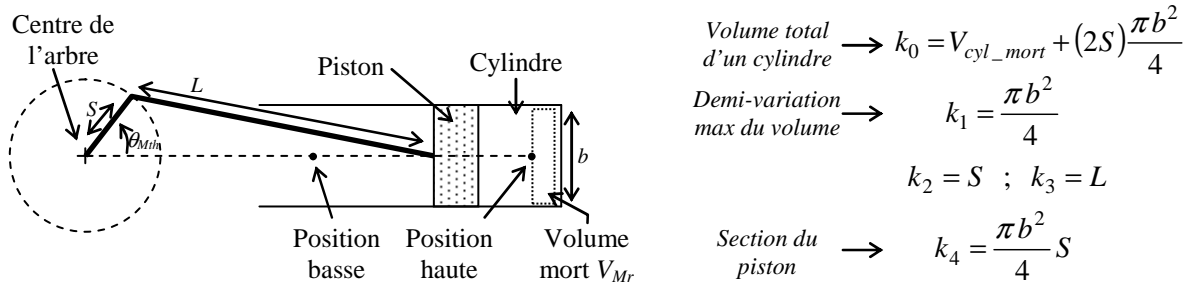


Figure 2.2 : dimension mécanique d'un cylindre

Pour produire la puissance mécanique  $P_{mec\_tot\_j}$ , une partie de la puissance thermique est transformée en puissance hydraulique ( $pr_{cyl\_j} qv_{cyl\_j}$ ) puis en puissance mécanique.

$$P_{mec\_tot\_j} = qv_{cyl\_j} pr_{cyl\_j} \quad (2.9)$$

$$P_{mec\_j} = P_{mec\_tot\_j} - P_{frot\_j} = \Gamma_{mec\_tot\_j} \Omega_{Mth} - \Gamma_{frot\_j} \Omega_{Mth} \quad (2.10)$$

Pour différencier le couple (torque) de la température, le couple sera noté  $\Gamma$ . Les pertes dues aux conversions thermo-hydraulique et hydro-mécanique sont groupées en un seul couple de perte mécanique équivalente  $\Gamma_{mec\_j}$ . Ce couple de perte a été évalué de manière expérimentale.

Comme pour le volume instantané, le débit volumique du cylindre  $qv_{cyl\_j}$  est déterminé à partir de la vitesse angulaire  $\Omega_{Mth}$  et des paramètres mécaniques  $k_2$ ,  $k_3$ ,  $k_4$  et à partir de la dérivée de la relation (2.8).

$$qv_{cyl\_j} = k_4 \left( 1 + \frac{\cos(\Omega_{Mth}t)}{k_3 \sqrt{1 - ((k_2/k_3) \sin(\Omega_{Mth}t))^2}} \right) \Omega_{Mth} \sin(\Omega_{Mth}t) \quad (2.11)$$

#### - Puissance thermique de combustion

La combustion entre le carburant et l'air produit une puissance thermique. Cette puissance est estimée à partir du débit massique de l'air  $qm_{adm\_j}$ , du carburant  $qm_{die\_j}$  et aussi des propriétés chimiques du carburant. Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) exprime l'énergie massique produite durant la combustion du carburant :

$$P_{com\_j} = qm_{die\_j} PCI + qm_{adm\_j} Cp_{adm\_j} T_{adm\_j} \quad (2.12)$$

Avec  $T_{adm\_j}$ , la température durant la phase d'admission. La capacité calorifique de l'air  $Cp_{adm\_j}$  est exprimée à partir de la relation (2.3).

#### - Connexion entre les cylindres

Le moteur considéré ici est composé de 4 cylindres. Les équations ci-dessus sont considérées 4 fois (une fois par cylindre). Le fonctionnement temporel de chacun de ces cylindres est décalé de 180 °. La position du piston de chaque cylindre est décalée spatialement de 180 °. Les puissances de combustions, mécaniques, échappements et échangées avec le bloc moteur de chaque cylindre sont sommées entre elles :

$$P_{com} = \sum_{j=1}^4 P_{com\_j} \quad (2.13)$$

$$P_{mec} = \sum_{j=1}^4 P_{mec\_j} \quad (2.14)$$

$$P_{ech} = \sum_{j=1}^4 P_{ech\_j} \quad (2.15)$$

$$P_{gaz\_bm} = \sum_{j=1}^4 P_{gaz\_bm\_j} \quad (2.16)$$

- *Arbre mécanique*

La dynamique mécanique du moteur est décrite par le phénomène d'inertie mécanique de l'arbre du moteur :

$$\Gamma_{mec} - \Gamma_{tra} - f_{arb} \Omega_{Mth} = J_{arb} \frac{d}{dt} \Omega_{Mth} \quad (2.17)$$

Avec  $\Gamma_{tra}$  le couple fournit à la chaîne de traction du véhicule.

- *Bloc moteur*

La dynamique thermique du bloc moteur est décrite par le phénomène d'inertie thermique du bloc moteur :

$$P_{gaz\_bm} - P_{bm\_flu} = M_{bm} Cp_{bm} \frac{d}{dt} T_{bm} \quad (2.18)$$

Avec  $M_{bm}$  et  $Cp_{bm}$  la masse et la capacité calorifique du bloc moteur. La variable  $P_{bm\_flu}$  représente la puissance thermique transférée du bloc moteur au circuit de refroidissement.

*II.1.1.b Système de refroidissement (SdR)*

La combustion du carburant entraîne un important dégagement de chaleur qui s'accumule dans le bloc moteur (carcasse du moteur) et augmente sa température. Pour éviter une déformation des éléments du bloc moteur (joint de culasse par exemple) ou une fusion partielle de celui-ci, il est indispensable de le refroidir. Le circuit de refroidissement est constitué d'un circuit tubulaire transférant la chaleur d'un point à un autre, grâce à un fluide caloporteur (eau et éthylène glycol) (Figure 2.3). En traversant le moteur, ce fluide va récupérer une partie de la chaleur stockée dans le bloc moteur. Cette chaleur va circuler dans le système de refroidissement et pourra être dirigée dans 3 branches différentes en utilisant 2 valves qui répartiront le fluide dans ces 3 branches. La branche 'by-pass' permet de conserver la chaleur dans le circuit (pas d'échange thermique). Cette branche est utilisée pour que le moteur puisse atteindre rapidement sa température optimale en ne refroidissant pas le fluide. La branche radiateur permet d'évacuer la chaleur dans l'air extérieur en utilisant le radiateur situé à l'avant du véhicule. Enfin la branche habitacle permet d'échanger une partie de la chaleur contenue dans le fluide avec l'air qui sera envoyé dans l'habitacle. Un vase d'expansion est également présent et sert de réservoir de fluide de refroidissement.

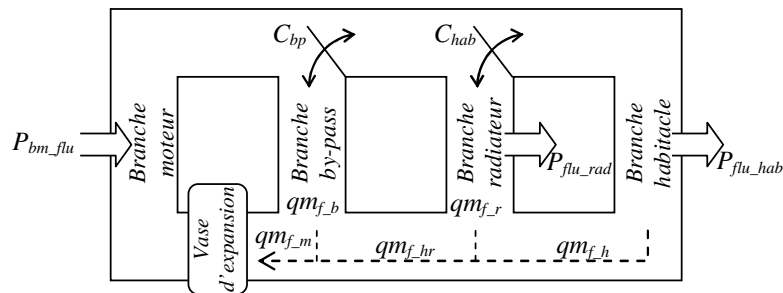


Figure 2.3 : Structure du système de refroidissement



Pour modéliser les échanges de chaleur entre deux milieux (bloc moteur – fluide ; fluide – air extérieur ; fluide – air habitacle), des relations traduisant des échanges convectifs sont utilisées :

$$P_{bm\_flu} = h_{bm\_flu} A_{bm\_flu} (T_{bm} - T_{flu}) \quad \text{avec} \quad h_{bm\_flu} = f(qm_{f\_b}) \quad (2.19)$$

$$P_{flu\_rad} = h_{flu\_rad} A_{flu\_rad} (T_{flu} - T_{rad}) \quad \text{avec} \quad h_{flu\_rad} = f(qm_{f\_r}, v_{veh}) \quad (2.20)$$

$$P_{flu\_hab} = h_{flu\_hab} A_{flu\_hab} (T_{flu} - T_{a1}) \quad \text{avec} \quad h_{flu\_hab} = f(qm_{f\_h}, qm_{vent}) \quad (2.21)$$

Les coefficients d'échange convectif  $h_{bm\_flu}$ ,  $h_{flu\_rad}$ ,  $h_{flu\_hab}$  dépendent du débit massique du fluide dans chaque branche  $qm_{f\_m}$ ,  $qm_{f\_r}$ ,  $qm_{f\_h}$ . De plus ce coefficient d'échange du radiateur  $h_{flu\_rad}$  dépend de la vitesse du véhicule  $v_{veh}$  (et donc du débit massique de l'air qui vient frapper le radiateur). Le coefficient d'échange de chaleur entre le fluide et l'habitacle  $h_{flu\_hab}$  dépend quant à lui du débit massique de l'air issu du ventilateur de chauffage qui sera pulsé sur l'échangeur  $qm_{vent}$ .

Le vase d'expansion est un réservoir de fluide et est donc modélisé pour retranscrire l'évolution dynamique de la température du fluide en fonction des différentes puissances échangé dans le circuit de refroidissement.

$$P_{bm\_flu} - P_{flu\_hab} - P_{flu\_rad} = M_{flu} Cp_{flu} \frac{d}{dt} T_{flu} \quad (2.22)$$

Avec  $M_{flu}$  et  $Cp_{flu}$  la masse et la capacité calorifique du fluide dans le circuit et dans le vase d'expansion.

### II.1.2. Représentation Énergétique Macroscopique

Le modèle détaillé dans la partie précédente est maintenant organisé de façon systémique, causale et fonctionnelle, en utilisant la REM. Pour rappel, la REM ne modifie pas les modèles, mais les oriente de façon à faire apparaître certaines propriétés. Ainsi toutes les équations présentées dans cette partie ne sont qu'une réorganisation, une décomposition ou une concaténation des équations détaillées précédemment. Chaque sous-système va être représenté par un ou plusieurs pictogrammes dont leurs formes dépendent de la nature de la manipulation énergétique qu'il effectue [Bouscayrol 2012]. Tous les pictogrammes sont reliés entre eux en utilisant deux variables (représentées par deux flèches) dont leur produit est la puissance instantanée échangée entre les deux sous-systèmes (Tableau 1.3) :

$$P_{Xx} = \Omega_{Xx} \Gamma_{Xx} \quad \text{Domaine mécanique de rotation} \quad (2.23)$$

$$P_{Xx} = qs_{Xx} T_{Xx} \quad \text{Domaine thermique} \quad (2.24)$$

$$P_{Xx} = qm_{Xx} H_{Xx} \quad \text{Domaine chimique} \quad (2.25)$$

$$P_{Xx} = qv_{Xx} pr_{Xx} \quad \text{Domaine hydraulique} \quad (2.26)$$

Dans la littérature, le flux d'entropie, les débits massiques et volumiques sont écrits de différentes manières ( $dS/dt$ ,  $\dot{s}$ ,  $\Delta S$  pour le flux d'entropie,  $dm/dt$ ,  $\dot{m}$ ,  $q$  pour le débit massique,  $dV/dt$ ,  $\dot{v}$ ,  $q$  pour le volumique). Afin d'uniformiser ces différentes écritures et pour éviter toutes confusions entre ces variables et la dérivation de leurs variables extensives, ces 3 variables sont définies comme suit : flux d'entropie  $qs$ , débit masse  $qm$ , débit volume  $qv$ .

#### II.1.2.a Moteur thermique (Mth)

- Stockage d'énergie interne dans le gaz

Les relations (2.1) et (2.2) sont réécrites en utilisant (2.24) afin d'utiliser les variables duales de la puissance thermique (température et flux d'entropie) :

$$\begin{cases} qs_{gaz_j} = qs_{com_j} - (qs_{mec\_tot_j} + qs_{bm\_gaz_j} + qs_{ech_j}) \\ T_{gaz_j} \text{ commun} \end{cases} \quad (2.27)$$

$$qs_{gaz_j} T_{gaz_j} = M_{gaz_j} Cp_{gaz_j} \frac{d}{dt} T_{gaz_j} \quad (2.28)$$

La relation (2.28) est une nouvelle fois réécrite afin de respecter le principe de causalité :

$$T_{gaz_j} = \exp\left(\frac{1}{M_{gaz_j} Cp_{gaz_j}} \int_0^t qs_{gaz_j} dt\right) + T_{gaz\_j\_init} \quad (2.29)$$

Le phénomène dynamique traduisant une accumulation d'énergie est décrit par un pictogramme rectangle barré (Figure 2.4). La variable de sortie de ce pictogramme correspond à la variable énergétique du système (température  $T_{gaz\_j}$ ). Un élément de couplage (carrés imbriqués) est utilisé pour décrire la distribution d'énergie dans le moteur (2.27).

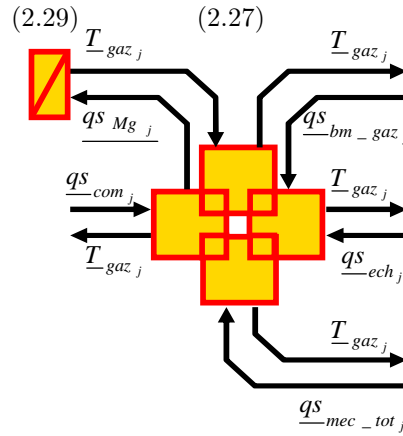


Figure 2.4 : REM du stockage et de la distribution de puissance dans le moteur thermique

- *Puissance transférée au système de refroidissement*

Pour décrire le transfert de puissance thermique de l'intérieur vers l'extérieur du cylindre, un élément de conversion mono-domaine (carré orange) est utilisé (Figure 2.5). A partir des relations (2.4) et (2.24), une série de 2 équations ont été déduites pour exprimer les sorties du pictogramme en fonction de ses entrées :

$$\begin{cases} qs_{bm\_gaz_j} = h_{bm\_gaz_j} A_{bm\_gaz_j} \frac{T_{gaz_j} - T_{bm_j}}{T_{gaz_j}} \\ qs_{gaz\_bm_j} = h_{bm\_gaz_j} A_{bm\_gaz_j} \frac{T_{gaz_j} - T_{bm_j}}{T_{bm_j}} \end{cases} \quad (2.30)$$

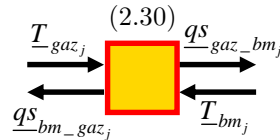


Figure 2.5 : REM du transfert entre le cylindre et le bloc moteur

- *Puissance dans les gaz d'échappement*

La puissance dans les gaz d'échappement est décrite par une conversion multi-domaine (thermique-chimique) (rond orange) (Figure 2.6). A partir des relations (2.5), (2.24) et (2.25), une série de 2 équations a été déduite pour exprimer les sorties du pictogramme en fonction de ses entrées :

$$\begin{cases} qs_{ech_j} = Cp_{ech_j} qm_{ech_j} \\ H_{ech_j} = Cp_{ech_j} T_{gaz_j} \end{cases} \quad (2.31)$$

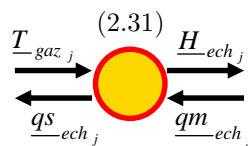


Figure 2.6 : REM des gaz d'échappement

- *Puissance mécanique*

Les conversions thermo-hydraulique et hydro-mécanique, sont décrites par deux éléments de conversion multi-domaines (rond orange) (Figure 2.7).

A partir des relations (2.6), (2.9), (2.24), (2.26) et en considérant la température comme une entrée du pictogramme (puisque'elle est imposée comme une sortie de l'élément d'accumulation, Figure 2.4), deux relations duales ont été déduites pour décrire cette conversion :

$$\begin{cases} pr_{cyl_j} = \frac{n_{gaz_j} R}{V_{gaz_j}} T_{gaz_j} \\ qs_{mec\_tot_j} = \frac{n_{gaz_j} R}{V_{gaz_j}} qv_{gaz_j} \end{cases} \quad (2.32)$$

De même à partir des relations (2.9) à (2.11) et (2.23), (2.24), deux relations duales ont été déduites pour décrire la conversion hydromécanique :

$$\begin{cases} \Gamma_{Mth_j} = \frac{pr_{cyl_j} qv_{cyl_j}}{\Omega_{Mth}} - \Gamma_{frot_j} \\ qv_{cyl_j} = k_4 \left( 1 + \frac{\cos(\Omega_{Mth}t)}{k_3 \sqrt{1 - ((k_2/k_3) \sin(\Omega_{Mth}t))^2}} \right) \Omega_{Mth} \sin(\Omega_{Mth}t) \end{cases} \quad (2.33)$$

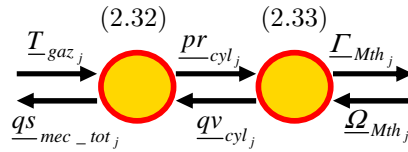


Figure 2.7 : REM de la conversion thermo-hydro-mécanique

- *Puissance de combustion*

La puissance de combustion est décrite par un couplage multi-domaine (rond orange) afin de faire le lien entre le carburant, l'air et la puissance thermique générée (Figure 2.8). A partir des relations (2.12), (2.24) et (2.25), une série d'équations a été déduite pour exprimer les sorties du pictogramme en fonction de ses entrées (avec  $H_{die_j}$  et  $H_{adm_j}$  l'enthalpie du carburant et de l'air).

$$qs_{com_j} = \frac{qm_{die_j} H_{die_j} + qm_{adm_j} H_{adm_j}}{T_{gaz_j}} \quad (2.34)$$

$$H_{die_j} = PCI \quad (2.35)$$

$$H_{adm_j} = Cp_{adm_j} T_{adm_j}$$

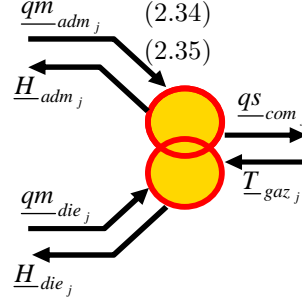


Figure 2.8 : REM de la combustion air - carburant

- Connexion entre les cylindres

Chaque variable relative au moteur thermique détaillé précédemment est en fait un vecteur de variables de dimension identique au nombre de cylindres (ex.  $\underline{T}_{gaz\_j} = [T_{gaz\_1} \ T_{gaz\_2} \ T_{gaz\_3} \ T_{gaz\_4}]^T$ ). Le fonctionnement de chaque piston est décalé de  $180^\circ$ . Un élément de couplage mono-domaine (Figure 2.9) est associé à chaque extrémité de la représentation d'un cylindre (air admission, carburant, connexion mécanique, échappement, échange avec le système de refroidissement) pour considérer la connexion entre les cylindres. Ces éléments de couplages permettent de faire la sommation des puissances (2.13) à (2.16) en additionnant les variables de sortie de chaque cylindre (en utilisant (2.23) à (2.25)) :

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{die} = \sum_{j=1}^4 H_{die_j} \\ qm_{die_j} = qm_{die} \left( \theta_{Mth} - \frac{\pi}{2}(j-1) \right) \end{array} \right. \quad (2.36)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{adm} = \sum_{j=1}^4 H_{adm_j} \\ qm_{adm_j} = qm_{adm} \left( \theta_{Mth} - \frac{\pi}{2}(j-1) \right) \end{array} \right. \quad (2.37)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Gamma_{Mth} = \sum_{j=1}^4 \Gamma_{Mth_j} \\ \Omega_{Mth_j} = \Omega_{Mth} \end{array} \right. \quad (2.38)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{ech} = \sum_{j=1}^4 H_{ech_j} \\ qm_{ech_j} = qm_{ech} \left( \theta_{Mth} - \frac{\pi}{2}(j-1) \right) \end{array} \right. \quad (2.39)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} qS_{gaz\_bm} = \sum_{i=1}^4 qS_{gaz\_bm_j} \\ T_{bm_j} = T_{bm} \end{array} \right. \quad (2.40)$$

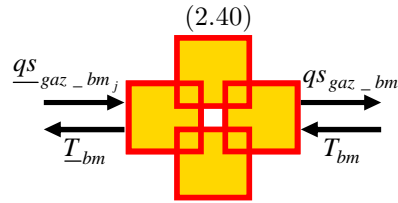


Figure 2.9 : REM du couplage multi-cylindre de l'échange thermique avec le bloc moteur

- *Source de débit massique*

Les trois sources chimiques (air, carburant, échappement) sont considérées comme des sources idéales (modèle statique) (Figure 2.10). Une modélisation dynamique de ces sources est possible pour étudier le contrôle pneumatique des valves d'admission, d'injection et d'échappement. L'organisation de ces modèles dynamique sous le formalisme REM ainsi que la déduction du contrôle pneumatique de ces valves ont été étudiées par J. Baert [Baert 2012] [Baert 2013]. L'objectif de notre modèle n'étant pas la déduction du contrôle de ces valves, mais la connaissance de la distribution énergétique dans le moteur, des modèles statiques sont utilisés pour modéliser ces valves.

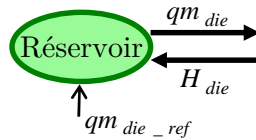


Figure 2.10 : REM de la source du réservoir de carburant

- *Arbre mécanique et bloc moteur*

Les équations différentielles relatives à la dynamique mécanique de l'arbre (2.17) et à la dynamique thermique du bloc moteur (2.18) sont réécrites à l'aide de (2.23) et de (2.24) afin d'utiliser les deux variables permettant de décrire un échange de puissance sous le formalisme REM. De plus, cette nouvelle écriture permet le respect de la notion de causalité.

$$\Omega_{Mth} = \frac{1}{J_{arb}} \int_0^t (\Gamma_{mec} - \Gamma_{ira} - f_{arb} \Omega_{Mth}) dt \quad (2.41)$$

$$T_{bm} = \exp\left(\frac{1}{M_{bm} C p_{bm}} \int_0^t (q_s^{gaz\_bm} - q_s^{flu\_bm}) dt\right) + T_{bm\_init} \quad (2.42)$$

Ces relations sont représentées en utilisant un pictogramme transcrivant une accumulation d'énergie (Figure 2.11).

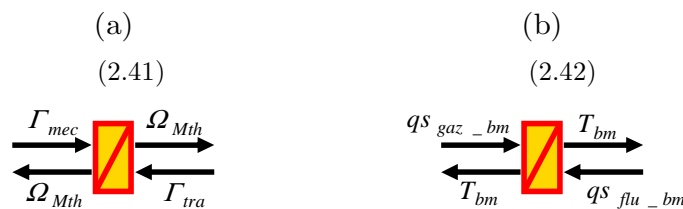


Figure 2.11 : REM de l'inertie mécanique (a) et de l'inertie thermique du bloc moteur (b)

## II.1.2.b Système de refroidissement (SdR)

Comme pour le bloc moteur, la relation différentielle décrivant la dynamique thermique du fluide (2.22) est réécrite en utilisant (2.24) pour respecter les règles de la REM. Cette relation sera décrite par un élément d'accumulation d'énergie (Figure 2.12). Ce pictogramme est associé à un élément de couplage afin de faire le couplage des puissances [Horrein 2011b].

$$T_{flu} = \exp\left(\frac{1}{M_{flu} C P_{flu}} \int_0^t (qS_{bm\_flu} - qS_{flu\_ext}) dt\right) + T_{flu\_init} \quad (2.43)$$

$$\begin{cases} qS_{flu\_ext} = qS_{flu\_hab} + qS_{flu\_rad} \\ T_{flu} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.44)$$

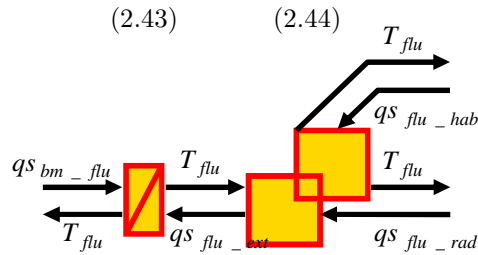


Figure 2.12 : REM de l'inertie thermique du fluide

Les relations exprimant les 3 échanges de chaleur entre le fluide et les milieux extérieurs ((2.19) à (2.21)) sont réécrites en utilisant (2.24) afin de respecter l'utilisation des deux variables duales. Ces relations sont décrites par des éléments de conversion mono-domaine (carré orange, Figure 2.13)

$$\begin{cases} qS_{flu\_bm} = h_{bm\_flu} A_{bm\_flu} (T_{bm} - T_{flu}) / T_{bm} \\ qS_{bm\_flu} = h_{bm\_flu} A_{bm\_flu} (T_{bm} - T_{flu}) / T_{flu} \end{cases} \quad (2.45)$$

$$\begin{cases} qS_{rad\_flu} = h_{flu\_rad} A_{flu\_rad} (T_{flu} - T_{rad}) / T_{flu} \\ qS_{flu\_rad} = h_{flu\_rad} A_{flu\_rad} (T_{flu} - T_{rad}) / T_{rad} \end{cases} \quad (2.46)$$

$$\begin{cases} qS_{hab\_flu} = h_{flu\_hab} A_{flu\_hab} (T_{flu} - T_{hab}) / T_{flu} \\ qS_{flu\_hab} = h_{flu\_hab} A_{flu\_hab} (T_{flu} - T_{hab}) / T_{hab} \end{cases} \quad (2.47)$$

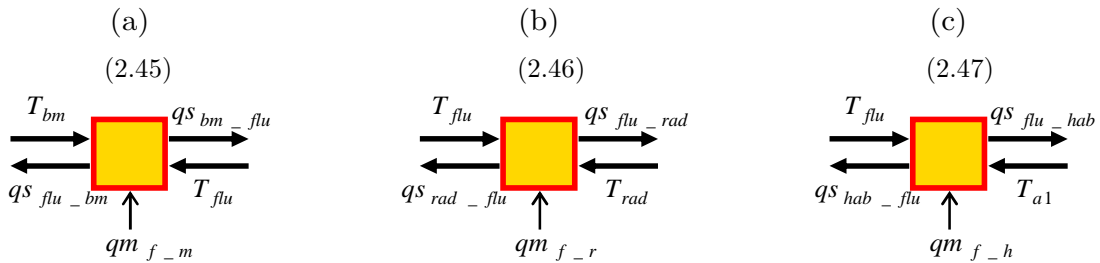


Figure 2.13 : REM des échanges thermiques moteur/fluide (a), fluide/radiateur (b) et fluide/chauffage (c)

II.1.2.c Couplage des deux sous-systèmes

Les pictogrammes décrivant les sous-fonctions du moteur thermique et du système de refroidissement (Figure 2.4 à Figure 2.13) sont connectés ensemble afin d'obtenir la représentation complète du moteur thermique et du système de refroidissement (Figure 2.14)

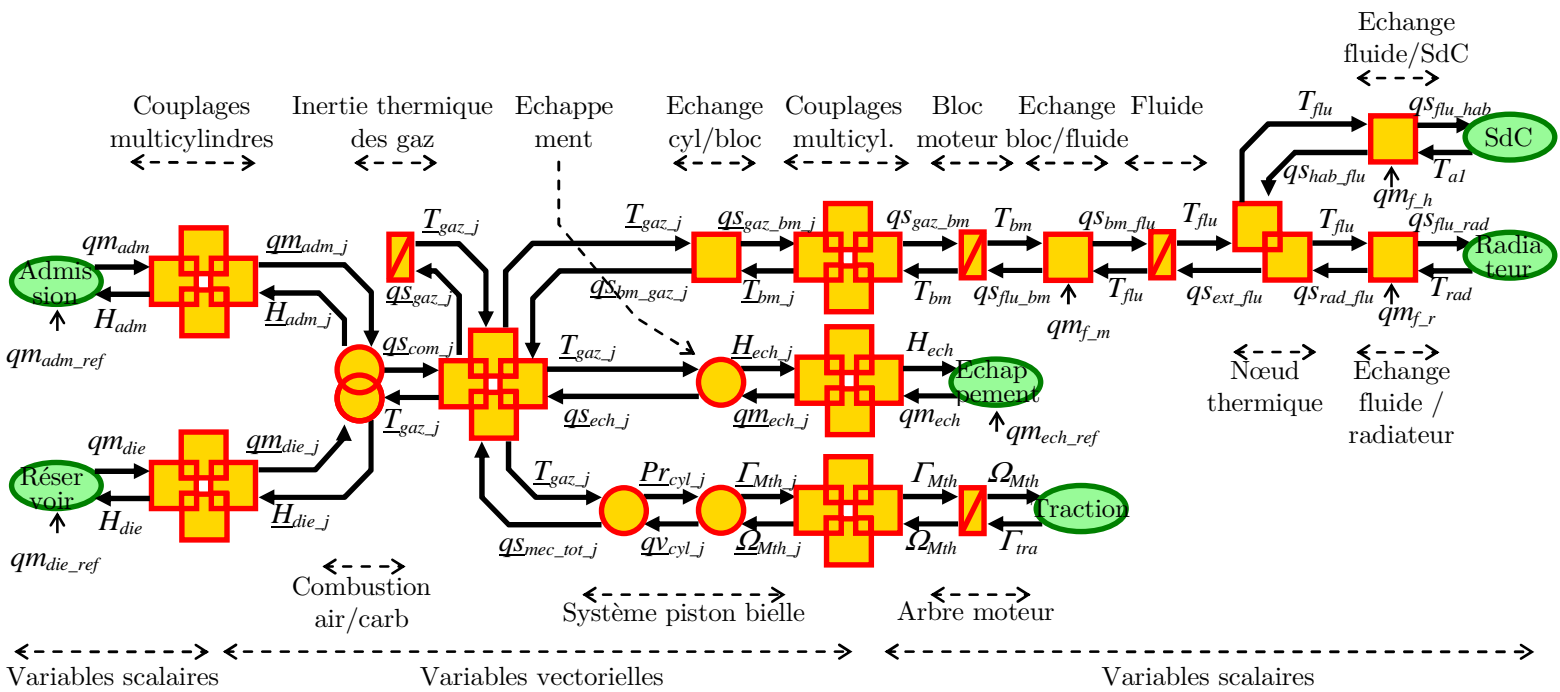


Figure 2.14 : REM du moteur thermique et de son système de refroidissement



## II.2 Habitable et système de chauffage

### - Introduction

Cette sous-partie concerne l'étude thermique de l'habitable et de son système de chauffage. La modélisation et la représentation de ces deux sous-systèmes permettent une étude dynamique et énergétique du principal consommateur d'énergie dans le véhicule après le système de traction. Pour rappel, une nomenclature des variables et des indices est présente en page 145.

### II.2.1. Modélisation mathématique

#### II.2.1.a Système de Chauffage (SdC)

Le chauffage de l'habitable se fait par l'intermédiaire d'un flux d'air, mis en mouvement par un ventilateur, afin d'acheminer la chaleur depuis les différentes sources jusqu'à l'habitable (Figure 2.15). Ces sources de chaleur alimentent thermiquement le flux d'air soit à partir de la chaleur produite par le moteur thermique, soit à l'aide des résistances chauffantes. La puissance du flux d'air envoyé dans l'habitable (point ③, Figure 2.15) est égale à la somme des 3 puissances :

- puissance produite par les résistances chauffantes  $P_{res}$ ,
- puissance échangée avec le système de refroidissement  $P_{flu\_hab}$ ,
- puissance du flux d'air entrant dans le système de chauffage (point ①)  $P_{a1}$ .

$$P_{a3} = P_{res} + P_{flu\_hab} + P_{a1} \quad (2.48)$$

La puissance  $P_{a1}$  vient de la différence de température entre l'air entrant dans le système de chauffage et l'air de l'habitable avec lequel il sera mélangé ainsi que du débit de ce flux :

$$P_{a1} = qm_{vent} C_{p_{air}} (T_{hab} - T_{a1}) \quad (2.49)$$

L'air entrant (température  $T_{a1}$ ) peut provenir de l'extérieur (mode classique,  $T_{a1} = T_{air}$ ), ou de l'habitable (mode de recyclage d'air  $T_{a1} = T_{hab}$ ). Dans le mode de recyclage d'air, la température est plus élevée à l'entrée du système de chauffage et celui-ci est plus efficace.

La puissance produite par les résistances chauffantes est contrôlée par un hacheur. Un modèle moyen sera considéré pour décrire le comportement des résistances, du hacheur et de la commande associée.

$$P_{res} = P_{res\_ref} = u_{bat} i_{res} \eta_{m\_res} \quad (2.50)$$

Où  $P_{res\_ref}$  est la puissance thermique de référence demandée aux résistances par la commande et  $\eta_{m\_res}$  est le rendement du convertisseur de puissance (hacheur).

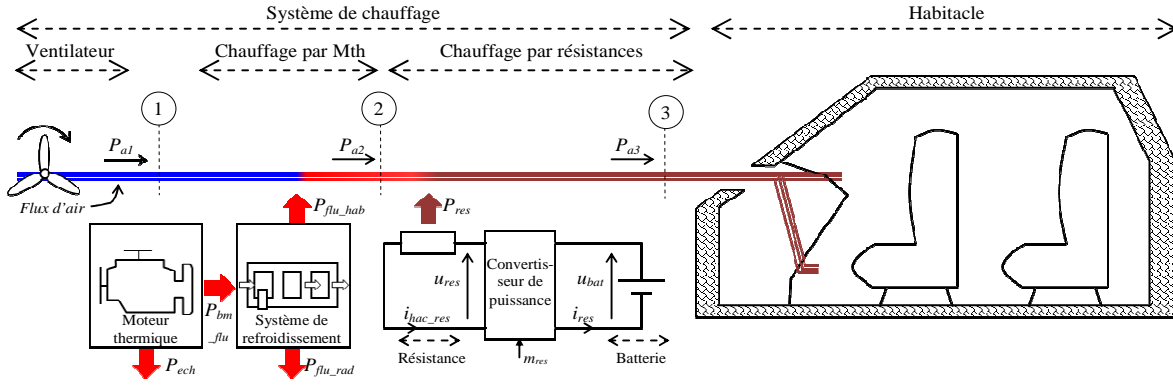


Figure 2.15 : Structure du système de chauffage

### II.2.1.b Habitable du Véhicule (Hab)

Plusieurs modèles d'habitacle existent dans la littérature, utilisant soit une modélisation fine par élément fini, soit une modélisation plus macroscopique. L'objectif étant de réaliser une étude globale du véhicule, un modèle macroscopique est choisi. Le modèle choisi comprend deux dynamiques thermiques afin de représenter l'évolution de la température de l'air à l'intérieur de l'habitacle et des parois extérieures (surface du véhicule) [Fayazbaksh 2013].

$$P_{hab\_tot} = M_{hab} C_{p_{hab}} \frac{d}{dt} T_{hab} \quad (2.51)$$

$$P_{par\_tot} = M_{par} C_{p_{par}} \frac{d}{dt} T_{par} \quad (2.52)$$

Avec  $P_{hab\_tot}$  et  $P_{par\_tot}$  la puissance thermique provoquant la variation de température de l'habitacle  $T_{hab}$  et des parois  $T_{par}$ .

La puissance  $P_{hab\_tot}$  résulte de la différence entre la puissance thermique apportée par le système de chauffage  $P_{a3}$  et la puissance thermique cédée aux parois  $P_{hab\_par}$ . Il faut aussi considérer la puissance thermique produite par le conducteur et ses passagers  $P_{hum}$  comme une source de chaleur qui agit directement sur l'air à l'intérieur de l'habitacle. Des mesures réalisées sur différents véhicules ont permis d'évaluer cette puissance à environ 80 W par personne. Cette valeur coïncide avec les valeurs recommandées pour ce type d'étude [ASHRAE 2009]

$$P_{hab\_tot} = P_{a3} + P_{hum} - P_{hab\_par} \quad (2.53)$$

La puissance provoquant la variation de température des parois équivaut à la différence de puissance entre celle reçue de l'habitacle  $P_{hab\_par}$  et celle cédée à l'air extérieur  $P_{par\_air}$ . La puissance reçue par énergie rayonnée du soleil  $P_{ray}$  doit également être considérée comme étant une composante de la puissance  $P_{par\_tot}$  :

$$P_{par\_tot} = P_{hab\_par} + P_{ray} - P_{par\_air} \quad (2.54)$$

Les échanges de puissances entre l'habitacle et les parois  $P_{hab\_par}$  ainsi qu'entre les parois et l'air extérieur  $P_{par\_air}$  est défini à l'aide de la relation d'échange convectif de chaleur :

$$P_{hab\_par} = h_{hab\_par} A_{hab\_par} (T_{hab} - T_{par}) \quad (2.55)$$

$$P_{par\_air} = h_{par\_air} A_{par\_air} (T_{par} - T_{air}) \quad (2.56)$$

Les paramètres  $A_{hab\_par}$  et  $A_{par\_air}$  représentent la dimension des surfaces d'échange entre les milieux et sont constants dans le temps. En revanche les coefficients d'échange convectif  $h_{hab\_par}$  et  $h_{par\_air}$  décrivant un transfert de chaleur par convection forcé dépendent de la vitesse de la ventilation et de celle du véhicule. Ces échanges convectifs sont déterminés à l'aide de modèle semi-empirique (Annexe D) [Sanaye 2012]

La puissance apportée par l'énergie rayonnée du soleil peut être déterminé à l'aide du coefficient d'absorption énergétique de la paroi  $\alpha_{par}$ ,  $A_{ray}$  la surface réceptrice du flux solaire rayonné et  $E_{ray}$  l'irradiance reçue.

$$P_{ray} = \alpha_{par} A_{ray} E_{ray} \quad (2.57)$$

## II.2.2. Représentation Energétique Macroscopique

Comme pour le moteur thermique et son système de refroidissement, le modèle de l'habitacle du véhicule hybride et de son système de chauffage est organisé de manière systémique, causale et fonctionnelle en utilisant le formalisme REM. Contrairement au moteur thermique où les domaines thermique, chimique et mécanique sont considérés, ici seuls les domaines thermique et électrique sont présents. Ainsi les équations de la partie modélisation sont réécrites en utilisant les deux relations suivantes afin de décrire les échanges de puissance entre chaque sous-système tout en respectant le formalisme REM [Bouscayrol 2012].

$$P_{Xx} = u_{Xx} i_{Xx} \quad \text{Domaine électrique} \quad (2.58)$$

$$P_{Xx} = qs_{Xx} T_{Xx} \quad \text{Domaine thermique} \quad (2.59)$$

### II.2.2.a Système de chauffage (SdC)

Le modèle mathématique de la mise en mouvement du flux d'air par le ventilateur, décrit par l'expression (2.49), est réécrit en utilisant (2.59) afin d'utiliser la variable de flux entropique :

$$\begin{cases} qs_{a1\_hab} = qm_{vent} Cp_{air} \frac{(T_{hab} - T_{a1})}{T_{hab}} \\ qs_{a1\_air} = qm_{vent} Cp_{air} \frac{(T_{hab} - T_{a1})}{T_{a1}} \end{cases} \quad (2.60)$$

Avec la REM, cette fonction est décrite à l'aide d'un pictogramme de conversion mono-domaine (carré orange, Figure 2.16).

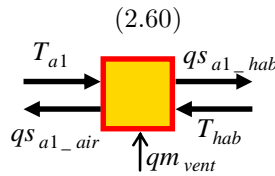


Figure 2.16 : REM de la ventilation du système de chauffage

Pour obtenir le flux entropique à la position ②  $qs_{a2}$  (Figure 2.15), le flux entropique due au ventilateur  $qs_{a1\_hab}$  (position ①) est additionné avec le flux entropique reçue par le système de refroidissement  $qs_{flu\_hab}'$ . De la même façon, le flux entropique à la position ③  $qs_{a3}$  est obtenu en additionnant celui présent en position ② avec celui fourni par les résistances  $qs_{res}$ .

$$\begin{cases} qs_{a2} = qs_{a1\_hab} + qs_{flu\_hab}' \\ T_{hab} \text{ commun} \end{cases} \quad (2.61)$$

$$\begin{cases} qs_{a3} = qs_{a2} + qs_{res} \\ T_{hab} \text{ commun} \end{cases} \quad (2.62)$$

Ces deux nœuds de flux entropique sont représentés par deux éléments de couplage mono-domaine (carrés orange imbriqués, Figure 2.17).

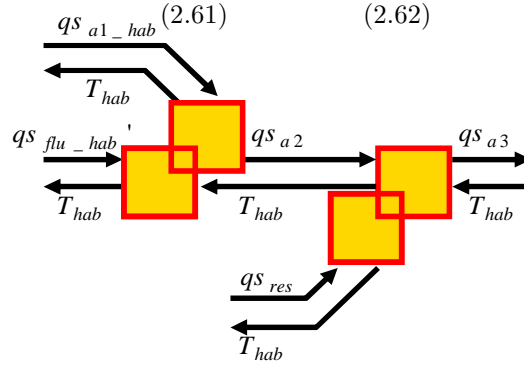


Figure 2.17 : REM des couplages thermique : ventilation / SdR / résistance

Suivant le même principe la relation (2.50) est réécrite en utilisant (2.58) et (2.59) afin de mettre en évidence les variables duales de l'échange de puissance. Les résistances chauffantes et leur convertisseur de puissance sont représentés par un élément de conversion multi-domaine (rond orange) afin d'indiquer un changement de domaine (Figure 2.18). Une entrée supplémentaire est présente sur ce pictogramme afin de représenter l'entrée de réglage commandant la puissance thermique produite (commande du hacheur).

$$\begin{cases} q^s_{res} = P_{res\_ref} / T_{hab} \\ i_{res} = P_{res\_ref} / (\eta_{m\_res} u_{bat}) \end{cases} \quad (2.63)$$

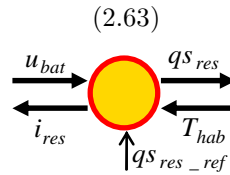


Figure 2.18 : REM des résistances chauffantes et de leur convertisseur

Un élément de couplage est utilisé afin de gérer la sélection du mode recyclage d'air et du mode classique. Cet élément de couplage fait le lien entre le système de refroidissement, l'air extérieur et la ventilation (Figure 2.19). En fonction du mode sélectionné, la température habitacle  $T_{hab}$  ou celle extérieure  $T_{air}$  sera affectée à la température à la position ①  $T_{a1}$ .

Afin de respecter le principe de conservation des puissances, le flux entropique  $q^s_{flu\_hab}'$  est déterminé à partir du flux entropique  $q^s_{flu\_hab}$  en utilisant la relation (2.59). De la même façon et en utilisant toujours le principe de conservation des puissances, le flux entropique  $q^s_{a1\_air}'$  est déterminé à partir du flux entropique  $q^s_{a1\_air}$ .

$$q^s_{flu\_hab}' = q^s_{flu\_hab} \frac{T_{a1}}{T_{hab}} \quad (2.64)$$

$$q^s_{a1\_air}' = q^s_{a1\_air} \frac{T_{a1}}{T_{air}} \quad (2.65)$$

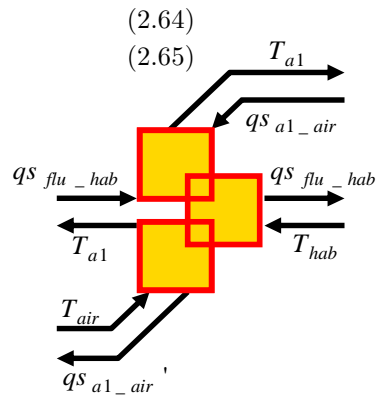


Figure 2.19 : REM du couplage du mode recyclage d'air

Les limites du système de chauffage (batterie, air et système de refroidissement) sont représentées par des ovales verts.

### II.2.2.b Habitacle du Véhicule (Hab)

De la même façon que pour le système de chauffage, les modèles de l'habitacle du véhicule sont réorganisés selon la REM.

Ainsi, les relations (2.51) à (2.54) relatives aux deux éléments dynamiques du sous-système sont réécrites à partir de (2.59) afin de respecter l'utilisation des variables décrivant la puissance thermique ainsi qu'en utilisant la causalité intégrale :

$$\begin{cases} qs_{hab} = qs_{a3} + qs_{hum} \\ T_{hab} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.66)$$

$$T_{hab} = \exp\left(\frac{1}{M_{hab} Cp_{hab}} \int_0^t (qs_{hab} - qs_{par\_hab}) dt\right) + T_{hab\_init} \quad (2.67)$$

$$\begin{cases} qs_{ext\_par} = qs_{air\_par} - qs_{ray} \\ T_{par} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.68)$$

$$T_{par} = \exp\left(\frac{1}{M_{par} Cp_{par}} \int_0^t (qs_{hab\_par} - qs_{ext\_par}) dt\right) + T_{par\_init} \quad (2.69)$$

Le flux entropique  $qs_{par\_hab}$  représente le transfert entre la surface et l'habitacle. Le flux entropique  $qs_{hum}$  et  $qs_{ray}$  correspond à celui produit par les passagers et celui reçu du rayonnement solaire. L'indice  $air\_par$  représente le transfert entre les parois et l'extérieur.

Les phénomènes dynamiques décrivant un stockage d'énergie (inertie thermique) sont décrits par des rectangles orange barrés (Figure 2.20). Quant aux noeuds thermiques, ils sont représentés à l'aide d'éléments de couplage mono-domaine (carrés orange imbriqués).

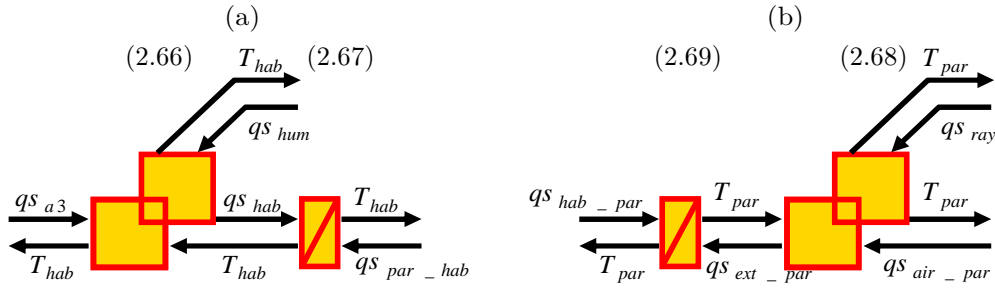


Figure 2.20 : REM de l'inertie thermique de l'air habitacle (a) ; REM de l'inertie thermique des parois habitacle (b)

Les transferts de chaleurs par convection (2.55) et (2.56) sont réécrits à partir (2.59) pour respecter les différentes entrées et sorties. Ces relations sont représentées par des éléments conversion mono-domaine (carrés orange, Figure 2.21).

$$\begin{cases} q^s_{par\_hab} = h_{hab\_par} A_{hab\_par} \frac{(T_{hab} - T_{par})}{T_{hab}} \\ q^s_{hab\_par} = h_{hab\_par} A_{hab\_par} \frac{(T_{hab} - T_{par})}{T_{par}} \end{cases} \quad (2.70)$$

$$\begin{cases} q^s_{air\_par} = h_{par\_air} A_{par\_air} \frac{(T_{par} - T_{air})}{T_{par}} \\ q^s_{par\_air} = h_{par\_air} A_{par\_air} \frac{(T_{par} - T_{air})}{T_{air}} \end{cases} \quad (2.71)$$

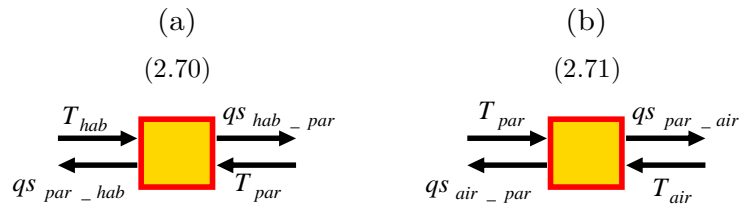


Figure 2.21 : REM des échanges thermiques air habitacle/parois (a) et parois/air extérieur (b)

Le flux entropique produit par le rayonnement du soleil est déduit de (2.57) et de (2.59). Celui produit par les passagers est déduit de la puissance générée et supposée constante.

$$\begin{cases} q^s_{ray} = \frac{\alpha_{par} A_{ray} E_{ray}}{T_{par}} \\ T_{par} \text{ commun} \end{cases} \quad (2.72)$$

$$\begin{cases} q^s_{hum} = \frac{P_{hum}}{T_{hab}} \\ T_{hab} \text{ commun} \end{cases} \quad (2.73)$$

Les éléments sources (ovales verts) permettent de définir les limites de l'étude (air extérieur, rayonnement solaire, interactions avec les passagers).

II.2.2.c Couplage des deux sous-systèmes

Les pictogrammes décrivant les sous-fonctions du système de chauffage et de l'habitacle (Figure 2.16 à Figure 2.21) sont connectés ensemble afin d'obtenir la représentation complète du système de chauffage et de l'habitacle (Figure 2.22)

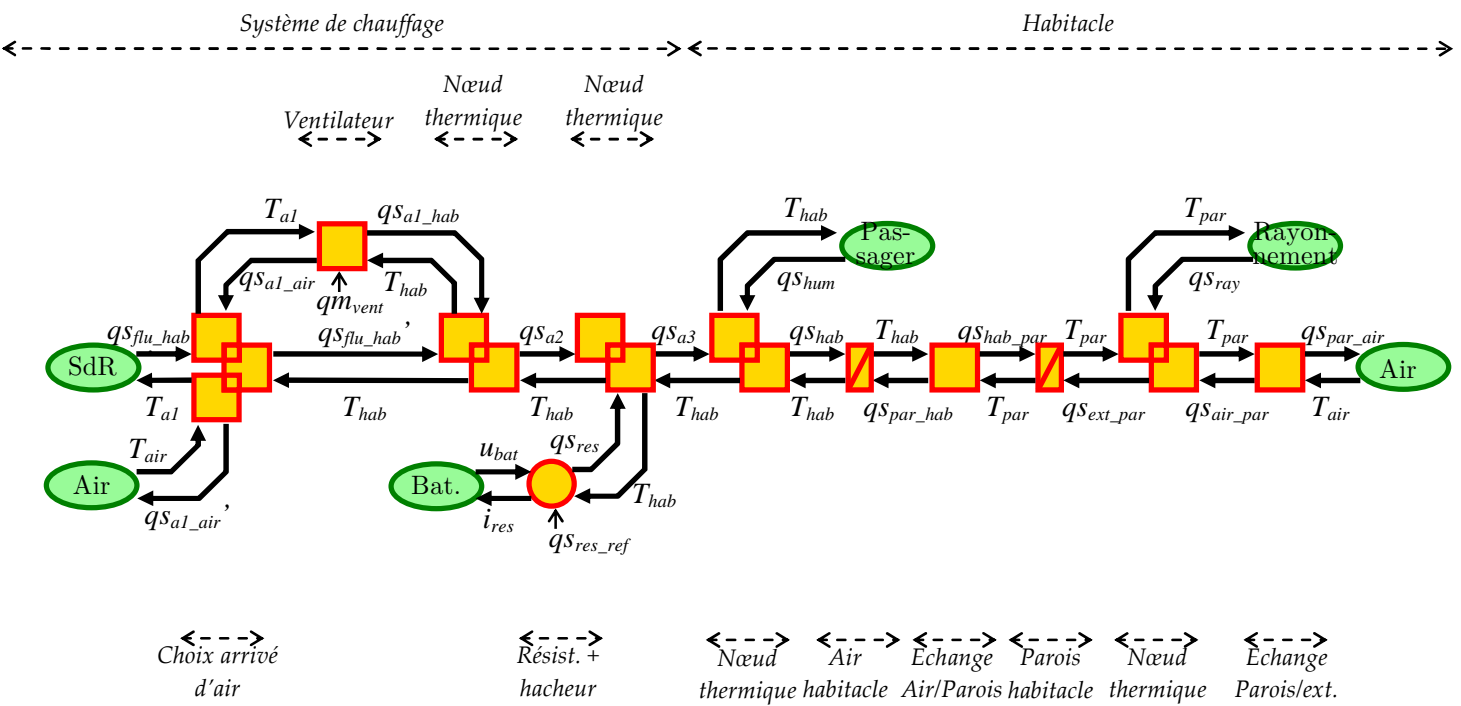


Figure 2.22 : REM de l'habitacle et de son système de chauffage



## II.3 Module de valorisation de l'énergie thermique et connexion au système d'échappement du moteur

### - Introduction

Cette sous-partie concerne l'étude multi-domaine des systèmes de conversion de l'énergie thermique en énergie électrique par l'utilisation de module de Seebeck. Cette partie permet de développer la représentation (associé à son modèle) permettant la connaissance du potentiel de la valorisation de l'énergie thermique. Pour rappel, une nomenclature des variables et des indices est présente en page 145.

### II.3.1. Modélisation mathématique

#### II.3.1.a Module de Valorisation (MdV)

D'après l'effet Seebeck (1824), une jonction PN soumise à une différence de température provoque l'apparition d'un champ électrique. A l'inverse, l'effet Peltier (1834) énonce que la circulation d'un courant dans une jonction impose la circulation d'un flux de chaleur [Pollock 1985]. En fonction des propriétés des matériaux utilisés de chaque côté de la jonction, le sens de transfert de la chaleur peut être contrôlé. Un module thermoélectrique est une succession de jonctions PN utilisées, ensemble pour fournir une puissance électrique significative. La Figure 2.23 représente les sens de transfert de puissance dans la jonction.

### - Effet Seebeck

La tension générée par effet Seebeck  $u_{see}$  est liée au gradient de température entre chaque côté du module [Champiera 2011].

$$u_{see} = \alpha_{mod}(T_{ch} - T_{fr}) \quad (2.74)$$

Le paramètre  $\alpha_{mod}$  est le pouvoir thermoélectrique (PTE) de l'ensemble de la jonction. En réaction à la connexion d'une charge électrique, un courant  $i_{mod}$  circulera à travers le module. La puissance électrique alors produite  $P_{see}$  sera équivalente au produit courant tension.

$$P_{see} = \alpha_{mod} i_{mod}(T_{ch} - T_{fr}) \quad (2.75)$$

Cette puissance électrique équivaut à la différence entre la puissance absorbée à la source chaude  $P_{see\_ch}$  et la puissance fournie à la source froide  $P_{see\_fr}$  par effet Seebeck.

$$P_{see\_ch} = \alpha_{mod} i_{mod} T_{ch} \quad (2.76)$$

$$P_{see\_fr} = \alpha_{mod} i_{mod} T_{fr} \quad (2.77)$$

- *Résistivité électrique*

Les éléments P et N de la jonction sont des matériaux qui possèdent une certaine résistivité électrique et conductivité thermique dépendant de la nature de ces matériaux. L'effet Joule, dû à la résistivité électrique des matériaux, transforme une partie de la puissance électrique générée en puissance thermique  $P_{Jou}$ . On prend l'hypothèse que cette puissance thermique générée par effet Joule est équi-répartie entre la source chaude  $P_{Jou\_ch}$  et froide  $P_{Jou\_fr}$ .

$$P_{Jou\_ch} = P_{Jou\_fr} = \frac{P_{Jou}}{2} = \frac{R_{mod} i_{mod}^2}{2} \quad \text{avec} \quad R_{mod} = \frac{\rho_{mod\_p}(T)}{S_{mod\_p}} L_{mod\_p} + \frac{\rho_{mod\_n}(T)}{S_{mod\_n}} L_{mod\_n} \quad (2.78)$$

Avec  $R_{mod}$ , la résistance électrique de la jambe P et de la jambe N, dépendant des paramètres intrinsèques de la jonction (longueur  $L$  et section  $S$ ) ainsi que de la résistivité électrique.

- *Conductivité thermique*

Le phénomène de conductance thermique des matériaux provoque un transfert thermique  $P_{cond}$  de la source chaude à la source froide. Ce transfert de puissance dépend de la différence de température entre les 2 sources ainsi que du paramètre d'échange conductif  $K_{mod}$ .

$$P_{cond} = K_{mod}(T_{ch} - T_{fr}) \quad \text{avec} \quad K_{mod} = \lambda_{mod\_p}(T) \frac{S_{mod\_p}}{L_{mod\_p}} + \lambda_{mod\_n}(T) \frac{S_{mod\_n}}{L_{mod\_n}} \quad (2.79)$$

- *Interconnexion des différents phénomènes dans un module*

Afin de bien comprendre la répartition de puissance dans le module (Seebeck, Joule et conductance), elles peuvent être placées sur un schéma (Figure 2.24). A l'aide de cette figure, la puissance thermique prélevée à la source chaude  $P_{ch}$ , fournie à la source froide  $P_{fr}$  ainsi que la puissance électrique générée utilisable  $P_{elec}$  s'écrivent :

$$P_{ch} = P_{cond} + P_{see\_ch} - P_{Jou\_ch} \quad (2.80)$$

$$P_{fr} = P_{cond} + P_{see\_fr} + P_{Jou\_fr} \quad (2.81)$$

$$P_{elec} = P_{see} - P_{Jou\_ch} - P_{Jou\_fr} = P_{see\_ch} - P_{see\_fr} - P_{Jou\_ch} - P_{Jou\_fr} \quad (2.82)$$

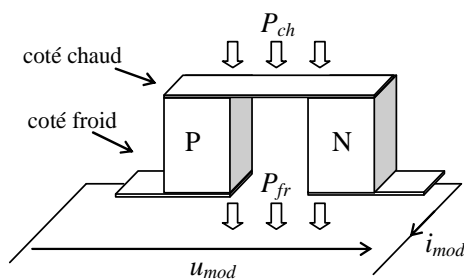


Figure 2.23 : Schéma d'une jonction

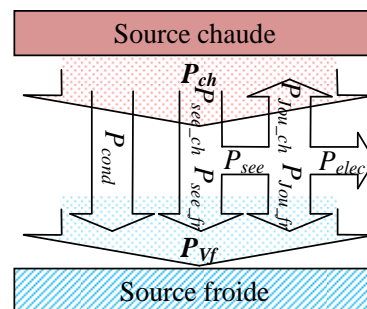


Figure 2.24 : Flux d'énergie dans le module

- *Ensembles de modules*

Pour représenter un ensemble de modules, il est possible de considérer les modèles autant de fois qu'il y a de module. Néanmoins, si le même comportement est considéré pour tous les modules, les puissances thermique et électrique peuvent être simplement multipliées par le nombre de modules connecté.

$$P_{tot} = n_s n_p P_{elec} \quad (2.83)$$

$$P_{ch\_tot} = n_s n_p P_{ch} \quad (2.84)$$

$$P_{fr\_tot} = n_s n_p P_{fr} \quad (2.85)$$

### II.3.1.b Connexion au système d'échappement du moteur

Les modules de valorisation de l'énergie thermique peuvent être placés à différent endroit, là où une dissipation thermique importante est présente. Néanmoins, la quantité de puissance thermique disponible n'est pas le seul critère à prendre en compte. En effet comme le montre les relations (2.74) et (2.75), les niveaux de température sont des paramètres très importants dans la transformation de Seebeck. Dans le véhicule, seul le flux des gaz d'échappement présente une quantité d'énergie et des températures suffisantes pour que la valorisation soit envisageable (220 °C – 600 °C pour un moteur Diesel).

Les modules de valorisation sont placés dans le système d'échappement de telle sorte qu'ils soient attenants au passage des gaz d'échappement. Ainsi, la source chaude au contact du flux gazeux verra sa température augmenter en fonction de la puissance  $P_{ech\_val}$  capturée par les modules (Figure 2.25). Cette puissance échangée entre le flux gazeux d'échappement (température  $T_{ech}$ ) et la source chaude (température  $T_{ch}$ ) est évaluée à partir d'une relation d'échange convectif. La puissance finalement évacuée du véhicule  $P_{out}$ , correspond à la différence de puissance entre celle initialement disponible (avant la valorisation)  $P_{ech}$  et celle capturée par la source chaude  $P_{ech\_val}$ .

$$P_{ech\_val} = h_{ech\_val} A_{ech\_val} (T_{ech} - T_{ch}) \quad (2.86)$$

$$P_{out} = P_{ech} - P_{ech\_val} \quad (2.87)$$

Le coefficient d'échange  $h_{ech\_val}$  dépend, entre autres, de la géométrie de la connexion et du débit massique des gaz d'échappement. Cet échange de puissance modifie la température de la source chaude  $T_{ch}$ . Cette source est considérée comme un élément température homogène et n'échangeant de puissance qu'avec le flux gazeux  $P_{ech\_val}$  et le module  $P_{ch\_tot}$  (Figure 2.25) :

$$P_{ech\_val} - P_{ch\_tot} = M_{ch} C_p \frac{d}{dt} T_{ch} \quad (2.88)$$

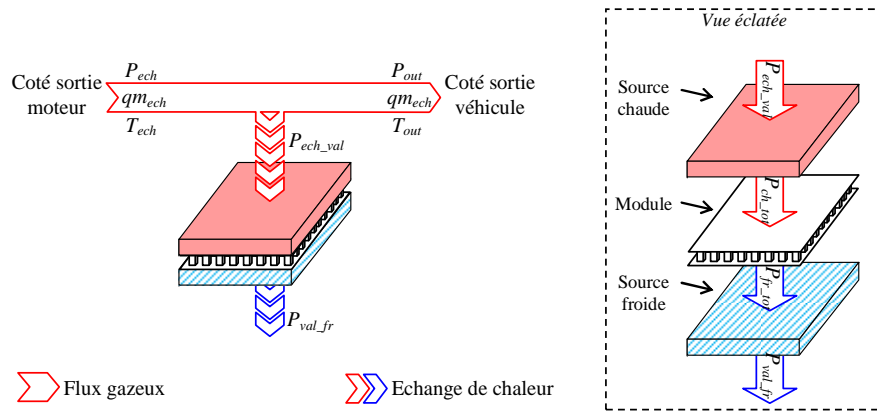


Figure 2.25 : Echange de puissance entre les modules et le flux des gaz d'échappement

Un raisonnement similaire peut être réalisé concernant la source froide qui échange thermiquement avec son milieu et en réaction à cet échange, la température de la source froide sera modifiée.

$$P_{val\_fr} = h_{val\_fr} A_{val\_fr} (T_{fr} - T_{ext}) \quad (2.89)$$

$$P_{fr\_tot} - P_{val\_fr} = M_{fr} C_{p_{fr}} \frac{d}{dt} T_{fr} \quad (2.90)$$

### II.3.2. Représentation Energétique Macroscopique

Comme pour les précédents sous-systèmes du véhicule, les modèles des convertisseurs thermo-électriques sont organisés de façon systémique causale et fonctionnelle en utilisant la REM. Comme pour l'habitacle et le système de chauffage, seuls les domaines thermique et électrique sont nécessaires pour décrire les modules de valorisation. Le domaine chimique sera utile pour décrire la connexion avec les gaz d'échappement. Les équations de la partie modélisation sont réécrites en utilisant les trois relations de puissance suivantes afin de décrire les échanges d'énergie entre chaque sous-système tout en respectant le formalisme REM [Bouscayrol 2012].

$$P_{Xx} = u_{Xx} i_{Xx} \quad \text{Domaine électrique} \quad (2.91)$$

$$P_{Xx} = q s_{Xx} T_{Xx} \quad \text{Domaine thermique} \quad (2.92)$$

$$P_{Xx} = q m_{Xx} H_{Xx} \quad \text{Domaine chimique} \quad (2.93)$$

#### II.3.2.a Module de valorisation (MdV)

##### - Conductivité thermique

La relation traduisant le transfert de puissance par effet conductif  $P_{cond}$  (2.79) est réécrite à partir de (2.92) pour respecter les entrées et sorties du modèle. En effet, le phénomène dynamique des sources thermiques impose la température comme entrée aux différents phénomènes. En REM, ce phénomène conductif est décrit par un élément de conversion mono-domaine (pictogramme carré orange) (Figure 2.25).

$$\begin{cases} q s_{cond\_ch} = K_{mod} \frac{(T_{ch} - T_{fr})}{T_{ch}} \\ q s_{cond\_fr} = K_{mod} \frac{(T_{ch} - T_{fr})}{T_{fr}} \end{cases} \quad (2.94)$$

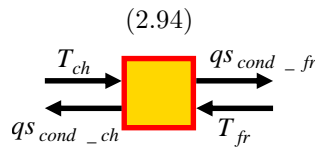


Figure 2.26 : REM de l'échange thermique par conduction

##### - Effet Seebeck

Comme cela est expliqué précédemment ((2.74) à (2.77)), l'effet Seebeck provoque un transfert de chaleur de la source chaude vers la source froide et convertit une partie du transfert de chaleur en puissance électrique. Ces relations sont réécrites en utilisant (2.91) et (2.92) pour respecter l'utilisation des variables d'action et de réaction. Ainsi, le flux entropique généré par l'effet Seebeck  $q s_{see}$  dépend du courant appliqué au module  $i_{mod}$  au même titre que la tension générée  $u_{see}$  dépend de la différence de température  $\Delta T$ .

$$\begin{cases} \Delta T = T_{ch} - T_{fr} \\ q^{S_{see}} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.95)$$

$$\begin{cases} u_{see} = \alpha_{mod} \Delta T \\ q^{S_{see}} = \alpha_{mod} i_{mod} \end{cases} \quad (2.96)$$

Avec le formalisme REM, un élément de conversion multi-domaine est utilisé pour d'écrire la conversion thermo-électrique (Figure 2.27). Un élément de couplage mono-domaine (double carré orange) sert à représenter le nœud de puissance entre :

- la puissance thermique prélevée par effet Seebeck à la source chaude  $P_{see\_ch}$ ,
- la puissance thermique fournie par effet Seebeck à la source froide  $P_{see\_fr}$ ,
- la puissance thermique qui sera transformée en électricité par effet Seebeck  $P_{see}$ .

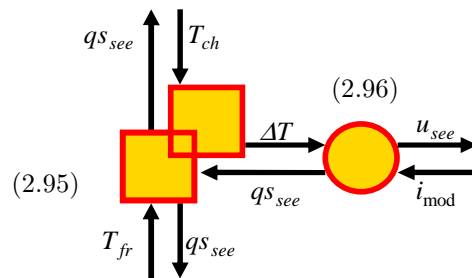


Figure 2.27 : REM du phénomène de Seebeck

#### - Résistivité électrique

Lorsqu'une charge électrique est connectée, un courant traverse les jambes P et N du module. Par effet Joule, une partie de la puissance électrique produite par effet Seebeck va être retransformée en puissance thermique. Pour rappel, nous considérons que la moitié de la puissance thermique due à l'effet Joule sera transférée à la source chaude et que l'autre moitié sera transférée à la source froide. L'équation (2.78) est réécrite en utilisant (2.91) et (2.92) pour respecter les règles de la REM.

$$\begin{cases} q^{S_{Jou\_ch}} = \frac{1}{2} \left( \frac{P_{Jou\_ch}}{T_{ch}} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{R_{mod} i_{mod}^2}{T_{ch}} \right) \\ U_{Jou\_ch} = \frac{1}{2} \left( \frac{P_{Jou\_ch}}{i_{mod}} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{R_{mod} i_{mod}^2}{i_{mod}} \right) = \frac{1}{2} R_{mod} i_{mod} \end{cases} \quad (2.97)$$

$$\begin{cases} q^{S_{Jou\_fr}} = \frac{1}{2} \left( \frac{P_{Jou\_fr}}{T_{fr}} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{R_{mod} i_{mod}^2}{T_{fr}} \right) \\ U_{Jou\_fr} = \frac{1}{2} \left( \frac{P_{Jou\_fr}}{i_{mod}} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{R_{mod} i_{mod}^2}{i_{mod}} \right) = \frac{1}{2} R_{mod} i_{mod} \end{cases} \quad (2.98)$$

$$\begin{cases} u_{mod} = u_{see} - u_{Jou\_ch} - u_{Jou\_fr} \\ i_{mod} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.99)$$

Ce phénomène résistif est décrit à l'aide de 2 conversions multi-domaines et d'un élément de couplage afin de séparer les puissances (Figure 2.28).

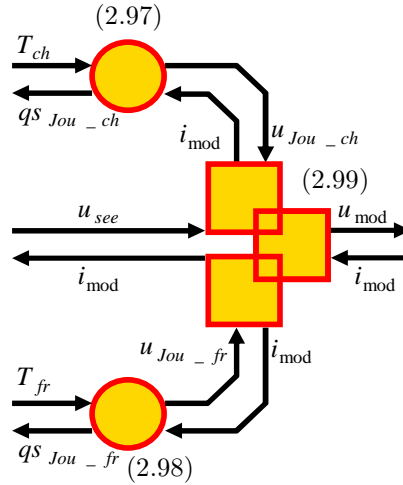


Figure 2.28 : REM de l'effet Joule

- *Interconnexion des différents phénomènes dans un module*

Les flux entropiques prélevés ou apportés à la source chaude et froide par les trois phénomènes décrits dans cette partie (Seebeck, conduction thermique et Joule) sont sommés pour respecter les relations (2.80) et (2.81) via la relation (2.92). Ces couplages sont représentés par des éléments de couplage mono-domaine (Figure 2.29).

$$\begin{cases} qS_{ch} = qS_{cond\_ch} + qS_{see} - qS_{Jou\_ch} \\ T_{ch} \text{ commun} \end{cases} \quad (2.100)$$

$$\begin{cases} qS_{fr} = qS_{cond\_fr} + qS_{see} + qS_{Jou\_fr} \\ T_{fr} \text{ commun} \end{cases} \quad (2.101)$$

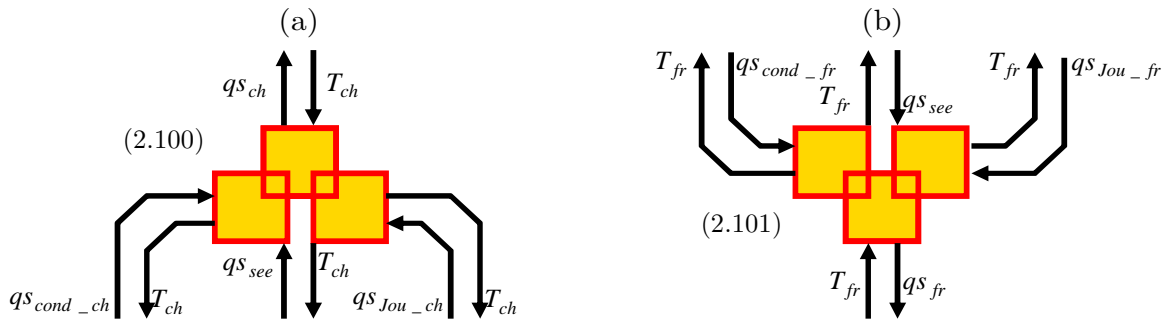


Figure 2.29 : REM du couplage de la source chaude (a) et de la source froide (b)

- *Ensemble de modules*

Un comportement identique est considéré pour l'ensemble des modules. La puissance électrique et les puissances thermiques sont donc multipliées par le nombre de modules connecté. Afin de respecter (2.83), la tension générée  $u_{mod}$  est multipliée par le nombre de modules en série  $n_s$  afin d'obtenir la tension totale  $u_{tot}$ . Le nombre de branches de modules en parallèle  $n_p$  influera le courant appliqué au module  $i_{mod}$ . Enfin, le respect des relations (2.84) et (2.85) impose de multiplier les flux entropiques à la source chaude  $qS_{vch}$  et à la source froide  $qS_{vfr}$  par le nombre total de modules  $n_{sp}$  ( $n_{sp} = n_s n_p$ ).

$$\begin{cases} u_{tot} = n_s u_{mod} \\ i_{Vm} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.102)$$

$$\begin{cases} i_{mod} = \frac{i_{tot}}{n_p} \\ u_{tot} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.103)$$

$$\begin{cases} qS_{ch\_tot} = n_{sp} qS_{ch} \\ T_{ch} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.104)$$

$$\begin{cases} qS_{fr\_tot} = n_{sp} qS_{fr} \\ T_{fr} \text{ commum} \end{cases} \quad (2.105)$$

Ces multiplications sont représentées par des éléments d'adaptations (conversions mono-domaine spécifique) afin de marquer la notion d'amplification de puissance entre l'amont et l'aval (Figure 2.30).

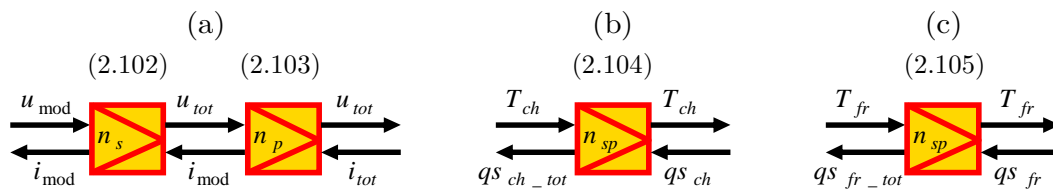


Figure 2.30 : REM des éléments d'amplification de puissance

Les REM des 3 fonctions énergétiques (Seebeck, conduction thermique et Joule) et de leurs couplages (Figure 2.26 à Figure 2.30) sont connectés ensemble pour obtenir la REM des modules de valorisation de l'énergie thermique (Figure 2.31a).

Afin de simplifier la lisibilité dans la suite de ce mémoire, la représentation des modules de valorisation de l'énergie thermique (Figure 2.31a) est regroupée en un seul pictogramme (Figure 2.31b). Ce regroupement est réalisé sans enfreindre les règles de la REM dans la mesure où seuls des modèles statiques sont regroupés. Les éléments dynamiques (imposant la causalité), à savoir les sources thermiques, sont laissés en dehors de cette concaténation de pictogrammes. De plus, les sources thermiques imposent la causalité à toute la représentation (Figure 2.31a). Afin de conserver le respect de la causalité, les mêmes entrées et sorties sont conservées sur la représentation concaténée.



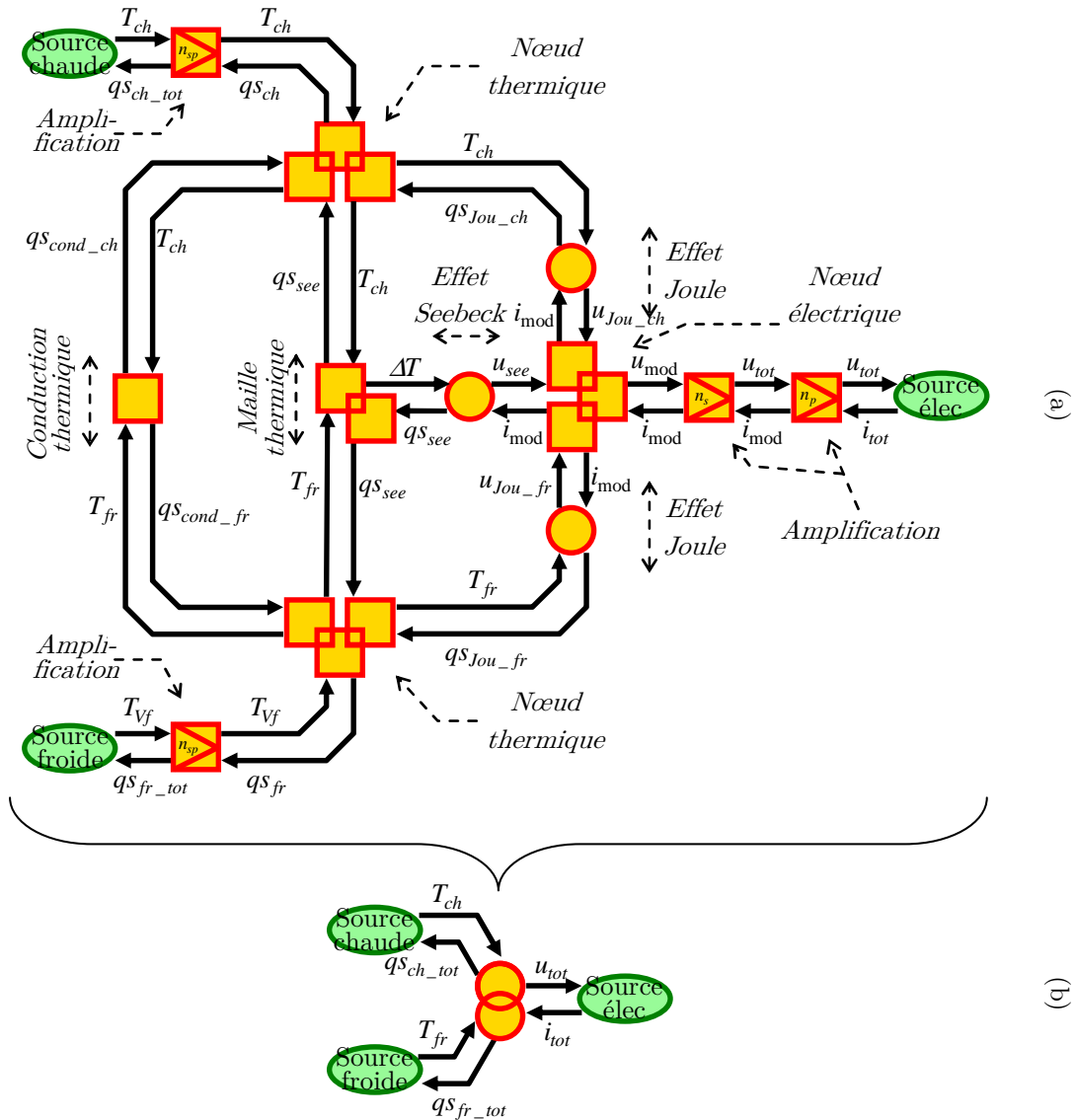


Figure 2.31 : REM d'un ensemble de modules de valorisation de l'énergie thermique par effet Seebeck

### II.3.2.b Connexion au système d'échappement du moteur

La représentation de la source chaude et de la source froide est faite en utilisant les pictogrammes d'accumulation d'énergie (rectangles orange barrés, Figure 2.32) afin de mettre en évidence l'aspect dynamique de ces sources. Les équations (2.88) et (2.90) décrivant ces inerties thermiques sont réécrites à l'aide de (2.92) pour respecter les règles des variables duales et du principe de causalité.

$$T_{ch} = \exp\left(\frac{1}{M_{ch} C p_{ch}} \int_0^t (q_{s_{ech\_val}} - q_{s_{ch\_tot}}) dt\right) + T_{ch\_init} \quad (2.106)$$

$$T_{fr} = \exp\left(\frac{1}{M_{fr} C p_{fr}} \int_0^t (q_{s_{fr\_tot}} - q_{s_{val\_fr}}) dt\right) + T_{fr\_init} \quad (2.107)$$

Les échanges de chaleur entre les sources et leurs milieux sont décrits par des éléments de conversion mono-domaine (carrés orange, Figure 2.32) et leurs relations (2.86) et (2.89) sont réécrites à l'aide de (2.92) afin de respecter l'utilisation des différentes entrées et sorties.

$$\begin{cases} qs_{val\_ech} = h_{ech\_val} A_{ech\_val} \frac{(T_{ech} - T_{ch})}{T_{ech}} \\ qs_{ech\_val} = h_{ech\_val} A_{ech\_val} \frac{(T_{ech} - T_{ch})}{T_{ch}} \end{cases} \quad (2.108)$$

$$\begin{cases} qs_{fr\_val} = h_{val\_fr} A_{val\_fr} \frac{(T_{fr} - T_{ext})}{T_{fr}} \\ qs_{val\_fr} = h_{val\_fr} A_{val\_fr} \frac{(T_{fr} - T_{ext})}{T_{ext}} \end{cases} \quad (2.109)$$

Un élément de couplage multi-domaine (rond orange imbriqué Figure 2.32) est utilisé afin de mettre en avant, le couplage entre la puissance chimique en sortie du moteur, la puissance chimique après l'étape de valorisation de l'énergie et avec l'échange de chaleur entre les gaz et les modules (2.87). La relation de puissance (2.87) est réécrite en utilisant les relations (2.92) et (2.93) afin de respecter les entrées et les sorties du sous-modèle :

$$H_{out} = H_{ech} - \frac{T_{ech} qs_{val\_ech}}{qm_{ech}} \quad (2.110)$$

La température des gaz d'échappement est déterminée à partir de la relation (2.31) (partie sur le moteur thermique, II.1) et de la capacité calorifique des gaz composant le flux d'échappement :

$$T_{ech} = \frac{H_{ech}}{Cp_{gaz}} \quad (2.111)$$

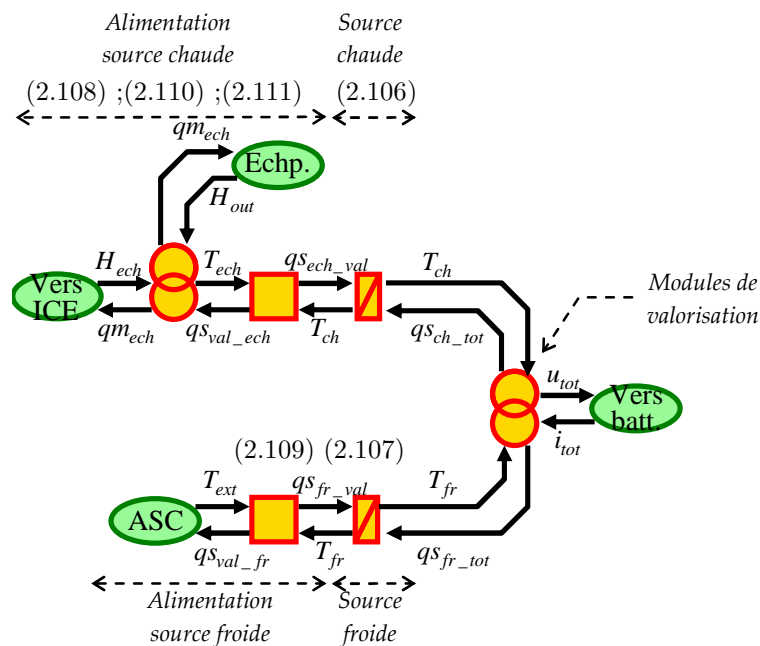


Figure 2.32 : Ensemble de modules de valorisation de chaleur connecté au système d'échappement du moteur thermique

## ***II.4 Interconnexion des sous-systèmes***

Les REM des sous-systèmes manipulant les principaux flux thermiques (moteur thermique et système de refroidissement Figure 2.14, système de chauffage et habitacle Figure 2.22, modules de valorisation de l'énergie et leurs connexions au moteur thermique Figure 2.32) peuvent être connectées à celles du système de traction et du réseau électrique (Figure 1.21). Cette association (Figure 2.33) est réalisée simplement grâce aux propriétés unifiantes et multi-domaines de la REM. Les systèmes de valorisation de l'énergie thermique sont connectés, sur la Figure 2.33, au flux de gaz d'échappement du moteur thermique afin d'en valoriser une partie. Ils sont aussi connectés à la batterie à l'aide d'un convertisseur de puissance de type hacheur. Ce hacheur est nécessaire afin d'extraire le maximum de puissance de ces modules [Horrein 2014a] (plus de détails sont exposés dans la partie III.3).

La représentation obtenue comporte actuellement 14 éléments dynamiques facilement localisables par leurs pictogrammes spécifiques (rectangle orange barré).

- 1 électrique pour la valorisation de chaleur,
- 3 mécaniques pour le châssis du véhicule et les arbres mécaniques des embrayages,
- 4 thermiques pour le bloc moteur, le fluide de refroidissement et l'habitacle,
- 2 thermiques pour la source chaude et froide de la valorisation de chaleur,
- 4 thermiques pour les gaz à l'intérieur de chaque cylindre.

Chacune de ces dynamiques possède une constante de temps (ou temps de réponse) plus ou moins important en fonction de la quantité d'énergie qui y est stockée. Le pas d'échantillonnage de la simulation est déterminé en fonction des constantes de temps les plus rapides. Avec les modèles utilisés pour les différents sous-systèmes, la dynamique la plus rapide est celle relative à l'inertie thermique des gaz à l'intérieur des cylindres. Le temps de réponse de cette dynamique étant de l'ordre de la dizaine de micro-seconde, le pas d'échantillonnage requis est très petit. Un tel pas de calcul n'est pas adapté pour réaliser des simulations d'un véhicule complet sur des cycles de conduite de plusieurs dizaines de minutes. Le passage par un modèle dynamique est néanmoins nécessaire pour connaître la répartition d'énergie à l'intérieur de celui-ci. Désormais, un modèle quasi-statique du moteur peut être déduit du modèle dynamique afin de supprimer la dynamique la plus rapide tout en gardant la connaissance de la distribution d'énergie.

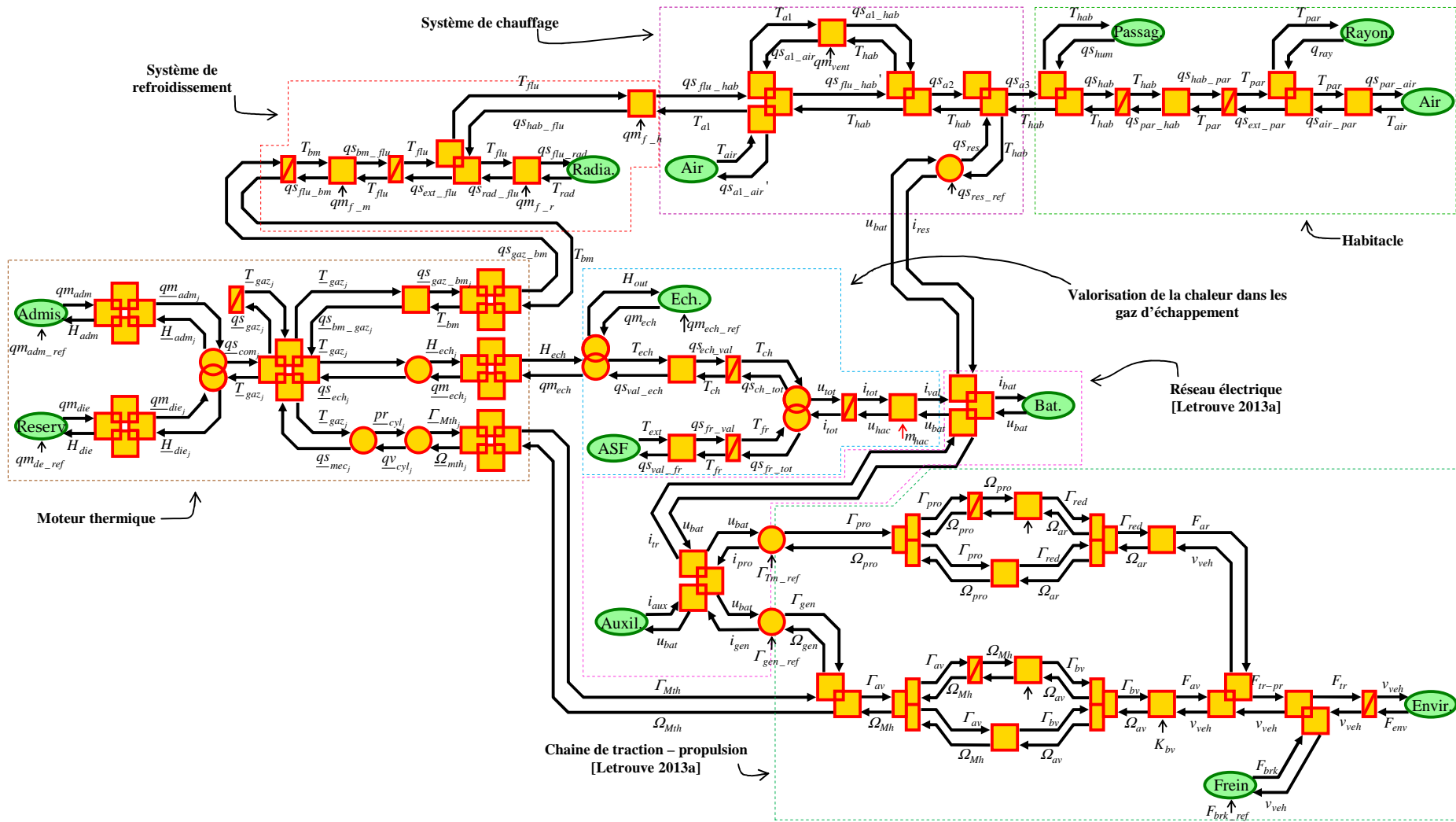


Figure 2.33 : REM du véhicule 3008 HY4 avec prise en compte des interactions thermiques

## ***II.5 Conclusion du chapitre***

Les modèles des sous-systèmes manipulant les principaux flux thermiques dans le véhicule (moteur thermique, système de refroidissement, système de chauffage, habitacle et module de valorisation de l'énergie thermique) sont développés et organisés de manière systémique, fonctionnelle et causale à l'aide du formalisme REM. Le système de chauffage associe deux possibilités de chauffage (moteur thermique à l'aide du système de refroidissement ou résistances). Les représentations de ces sous-systèmes sont connectées à la représentation de la chaîne de traction et du réseau électrique présenté dans le chapitre précédent (Figure 1.21). Cette connexion apparaît sur la Figure 2.33. Comme expliqué précédemment, les représentations développées dans ce chapitre se connectent autour de celle du système de traction afin de capitaliser les travaux déjà réalisés par Tony Letrouvé [Letrouvé 2013a].

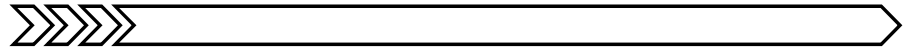
A travers ce chapitre, de nombreux modèles sont nécessaires afin de développer un outil unique pour l'analyse des flux de puissances électriques, mécaniques, thermiques et gazeux. La REM permet d'organiser les très nombreuses équations de manière structurée et de façon causale afin de respecter la dynamique de chaque sous-système. La construction de cette représentation est réalisée de manière progressive en procédant de manière claire à une décomposition du système. Le travail réalisé dans ce chapitre permet de démontrer la nature transversale de la REM et son intérêt quel que soit les domaines physiques considérés.

A partir d'une étude approfondie du moteur thermique, un modèle dynamique et une représentation de ce convertisseur sont établis. Ce niveau de modélisation est rarement considéré pour ce type d'étude globale à cause de sa complexité et de sa longue durée de simulation. Dans la quasi-totalité des cas, un modèle statique basé sur une cartographie pour connaître la consommation de carburant est utilisé pour modéliser le moteur thermique. Cette étude détaillée du moteur thermique est néanmoins une étape nécessaire afin d'obtenir la connaissance de la distribution des flux d'énergie au sein du moteur thermique. Ce modèle ne pourra bien évidemment pas être conservé en l'état à cause de son temps d'exécution. Dans le chapitre suivant, ce modèle dynamique sera transformé en un modèle quasi-statique permettant une simulation rapide tout en conservant la connaissance de la distribution d'énergie.

Le chapitre qui suit permettra de réaliser la commande des différents générateurs de flux thermique. En effet comme expliqué dans le premier chapitre, la REM impose de réaliser les simulations avec une approche forward ce qui requiert une structure de commande. L'organisation suivant le formalisme REM de ce chapitre permettra de réaliser la structure de commande de manière systématique pour considérer tous les chemins d'énergie possible. Au travers de ce troisième chapitre, les validations expérimentales réalisées seront détaillées et permettront de valider les modèles et les représentations exposés dans ce chapitre 2.



## Chapitre III : Commande par inversion des générateurs de flux thermiques



### Résumé du chapitre

L'objectif de ce chapitre est de définir la structure de commande des différents générateurs de flux thermique.

Cette commande, réalisée de manière structurée et systématique, permet de réaliser 2 objectifs principaux et 2 sous-objectifs. Pour cela, 9 entrées de réglage sont disponibles. Une première analyse globale permet de réaliser une décomposition naturelle en sous-systèmes. Ainsi le moteur thermique, connecté au système de traction du véhicule permet de contrôler sa vitesse. Afin de pouvoir simuler ce sous-système avec sa commande dans un temps raisonnable, le modèle (et la représentation) du moteur thermique est simplifié en un modèle quasi-statique. Le système de refroidissement est composé de deux vannes qui permettent de gérer la distribution du fluide à l'intérieur de celui-ci. L'une de ces vannes est utilisée pour la régulation thermique du bloc moteur et l'autre sert à la régulation thermique de l'habitacle. Le hacheur reliant les résistances chauffantes à la batterie sert également à réguler la température de l'habitacle. Enfin, la commande du hacheur relié aux modules de valorisation de l'énergie thermique est couplée à une stratégie de type MPPT (Maximum Power Point Tracking) pour extraire le maximum de puissance du flux d'échappement.

Avant de reconnecter chaque sous-système, ceux-ci seront indépendamment validés (en se basant sur des mesures expérimentales ou sur des résultats constructeurs). Ces validations montrent une précision moyenne supérieure à 95 % entre la simulation et l'expérimentation.

### Sommaire du chapitre

III.1 HABITACLE ET SYSTEME DE CHAUFFAGE .....	79
III.1.1. <i>Commande par inversion</i> .....	79
III.1.2. <i>Validation expérimentale</i> .....	82
III.2 MOTEUR THERMIQUE ET SYSTEME DE REFROIDISSEMENT .....	85
III.2.1. <i>Commande par inversion du moteur thermique</i> .....	85
III.2.2. <i>Simplification du modèle du moteur thermique</i> .....	88
III.2.3. <i>Validation expérimentale du moteur thermique</i> .....	93
III.2.4. <i>Commande par inversion du système de refroidissement</i> .....	96
III.2.5. <i>Validation du modèle du système de refroidissement</i> .....	98
III.3 MODULE DE VALORISATION DE L'ENERGIE THERMIQUE ET CONNEXION AU SYSTEME D'ECHAPPEMENT DU MOTEUR .....	100
III.3.1. <i>Commande par inversion des modules de valorisation</i> .....	100
III.3.2. <i>Gestion d'énergie des modules de valorisation</i> .....	103
III.3.3. <i>Validation statique</i> .....	104
III.4 INTERCONNEXION DE LA COMMANDE DES SOUS-SYSTEMES .....	107
III.5 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	108

La modélisation et la représentation du véhicule développées dans le chapitre précédent permettent une analyse systémique et fonctionnelle du système. La construction du graphique de représentation (REM), réalisée avec une approche "forward" et permettant le respect de la causalité, requière l'utilisation d'une structure de commande. La définition de la commande de ce système multi-physique et multi-objectif est un point délicat. L'organisation des modèles via la REM, permet une systématisation de la déduction de la structure de commande.

La REM du véhicule présentée précédemment (Figure 2.33) est redessinée de façon très macroscopique (Figure 3.1) afin de ne mettre en évidence que les objectifs du système et les entrées de réglage. Ainsi deux objectifs du système peuvent être identifiés :

- O1 suivi de vitesse (objectif principal),
- O2 régulation thermique de l'habitacle (objectif secondaire).

De plus, 2 sous-objectifs doivent être respectés :

- O3 réguler la température du moteur thermique à sa température optimale,
- O4 maximiser la puissance extraite des modules de valorisation (voir partie III.3).

Pour des raisons de sécurité et de durée de vie du véhicule, ces objectifs et sous-objectifs doivent être réalisés tout en s'assurant de limiter la profondeur de décharge et de recharge de la batterie. Neuf entrées de réglages sont à utiliser pour réaliser ces 4 objectifs :

- R1 contrôle du débit de carburant du moteur thermique ( $qm_{die\_ref}$ ),
- R2 contrôle du débit d'air de l'admission du moteur thermique ( $qm_{adm\_ref}$ ),
- R3 contrôle du couple de la machine électrique avant ( $I_{gen\_ref}$ ),
- R4 contrôle du couple de la machine électrique arrière ( $I_{pro\_ref}$ ),
- R5 contrôle de la force de freinage des freins mécaniques ( $F_{brk\_ref}$ ),
- R6 contrôle de la vanne 1 du système de refroidissement (branche "by-pass") ( $C_{bp}$ ),
- R7 contrôle de la vanne 2 du système de refroidissement (branche "habitacle") ( $C_{hab}$ ),
- R8 contrôle de la puissance (ou flux entropique) produite par les résistances ( $qs_{res\_ref}$ ),
- R9 contrôle du hacheur des modules de valorisation de l'énergie thermique ( $m_{hac\_ref}$ ).

Pour un système, si le nombre d'objectifs est égal au nombre d'entrées de réglage, l'élaboration de la commande peut être résolue comme un problème de découplage [Bouscayrol 2012]. Si le nombre d'entrées de réglage est supérieur au nombre d'objectifs (comme pour notre système), l'élaboration de la commande est effectuée avec la possibilité d'optimiser le système (plusieurs entrées de réglage pour satisfaire un seul objectif, donc plusieurs combinaisons de ces entrées permettent de réaliser l'objectif). Enfin dans le cas où le nombre d'objectifs est supérieur au nombre d'entrées de réglage, un compromis est réalisé pour satisfaire au mieux les objectifs (une seule entrée de réglage pour satisfaire plusieurs objectifs).



Les objectifs (O1 à O4) sont réalisables en jouant sur les variables de réglage (R1 à R9). Ainsi les 5 premières entrées de réglage (R1 à R5) sont utilisées pour réaliser l'objectif premier (Tableau 3.1). Les entrées de réglages R7 et R8 ( $C_{hab}$ ,  $qs_{res\_ref}$ ) permettront quant à elles de réaliser le deuxième objectif du système (régulation thermique). La 6<sup>ème</sup> entrée de réglage ( $C_{bp}$ ) sera, quant à elle, uniquement dédiée au respect du sous-objectif lié à la régulation thermique du moteur (O3). Enfin, la dernière entrée de réglage (R9) ( $m_{hac\_ref}$ ) sera dédiée au respect du dernier sous-objectif (O4) portant sur les modules de valorisation de l'énergie thermique. Les chaînes de réglage permettant de relier les entrées de réglage aux objectifs sont matérialisées par un surlignage (jaune) sur la Figure 3.1.

La possibilité offerte par la présence d'un plus grand nombre d'entrées de réglage par rapport au nombre d'objectifs nécessite la présence d'une stratégie de gestion d'énergie. Cette stratégie a pour fonction de choisir les meilleures combinaisons possibles d'entrées de réglage tout en s'assurant du respect de la limite de charge et de décharge de la batterie. Cela sera l'objectif du chapitre IV.

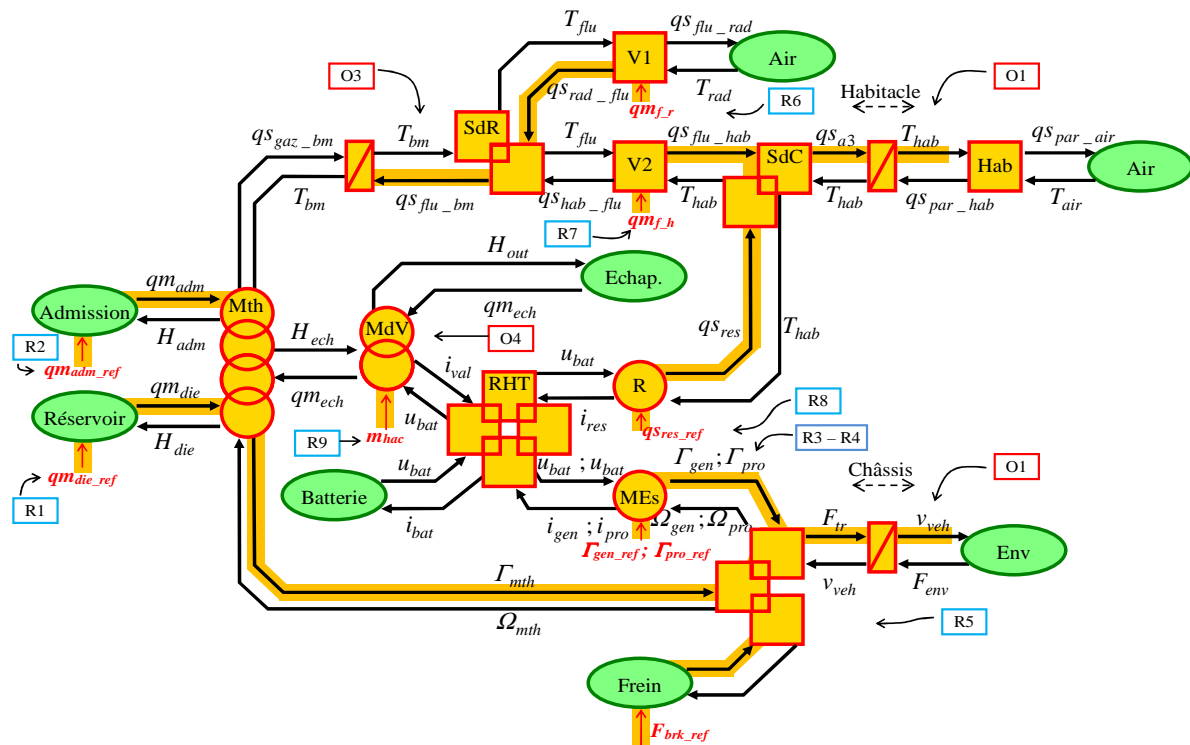


Figure 3.1 : REM macroscopique du véhicule en vue de déduire les structures de commande

Tableau 3.1: Affectation des variables de réglage aux objectifs et contraintes

Suivi de vitesse	$qm_{adm\_ref}$ ; $qm_{die\_ref}$ ; $\Gamma_{gen\_ref}$ ; $\Gamma_{pro\_ref}$ ; $F_{brk\_ref}$
Régulation thermique habitacle	$qs_{res\_ref}$ ; $qm_{f\_h\_ref}$
Limite thermique du moteur thermique	$C_{bp}$
Maximisation de la puissance des MdV	$m_{hac\_ref}$

### III.1 Habitable et système de chauffage

#### III.1.1. Commande par inversion

L'habitable du véhicule doit être régulé thermiquement afin de satisfaire au confort thermique des passagers. L'habitable est thermiquement alimenté par le système de chauffage qui combine la chaleur venant du système de refroidissement et celle venant des résistances. La vanne 2 du système de refroidissement permet d'ajuster l'échange thermique entre le système de refroidissement et le système de chauffage. La commande d'ouverture de la vanne 2  $C_{hab}$  permet de contrôler le débit de fluide dans la branche 'habitable'.

$$\begin{cases} qm_{f\_h} = (1 - C_{hab}) qm_{f\_rh} \\ qm_{f\_r} = C_{hab} qm_{f\_rh} \end{cases} \quad (3.1)$$

Afin de pouvoir réguler la température de l'habitable, la chaîne de réglage relie les entrées de réglage matérialisées par le débit massique  $qm_{f\_h}$  et par le flux entropique produit par les résistances  $qs_{res}$  à l'objectif correspondant à la température de l'habitable  $T_{hab}$ .

La chaîne de réglage permet de connaître les variables successives à contrôler pour arriver jusqu'à l'objectif de la commande (Figure 3.2.b). L'inversion de cette chaîne de réglage permet de définir la chaîne de commande, c'est-à-dire le cheminement variable par variable de la structure de commande (Figure 3.2.c). La structure de commande est obtenue en ajoutant l'inversion du modèle (représentée par des parallélogrammes bleu clair) entre chaque variable. La chaîne de réglage, de commande ainsi que la structure de commande sont dessinées sur la Figure 3.2.

Comme cela vient d'être expliqué, le passage de la chaîne de commande à la structure de commande se fait en ajoutant les relations d'inversion du modèle. L'inversion d'une relation causale (rectangle barré) est réalisée en utilisant un correcteur en boucle fermée (parallélogramme bleu clair barré) afin de respecter le principe de causalité. Les modèles des éléments de conversion sans distribution et sans accumulation (carré et rond) sont inversés directement et représentés par un pictogramme bleu. Enfin, l'inversion d'un élément de couplage (pictogrammes imbriqués) se fait par la compensation d'une variable de perturbation (cas des couplages de perturbations) ou par la présence d'une entrée supplémentaire (couplage amont ou aval). Cette entrée supplémentaire, appelée critère de distribution, est importante, car c'est elle qui matérialise le choix possible entre deux chemins d'énergie. La gestion d'énergie servant à optimiser le système (objectif du chapitre IV) est réalisée en définissant la valeur des critères de répartitions.

Ainsi, l'inversion de la relation différentielle (inertie thermique de l'habitable (2.67)) est réalisée en utilisant un correcteur en boucle fermée  $C_{Thab}(t)$  afin de respecter le principe de causalité :

$$qs_{hab\_ref} = qs_{par\_hab} + C_{Thab}(t) (\ln(T_{hab\_ref}) - \ln(T_{hab})) \quad (3.2)$$

Afin d'effectuer une commande robuste, la compensation du flux entropique échangé avec les parois  $qS_{par\_hab}$  doit être effectuée. Cette variable n'étant pas mesurable, elle peut être estimée à partir de la température de la paroi  $T_{hab}$ . Une autre possibilité consiste à ne pas la compenser et à s'assurer, lors de la réalisation de la synthèse du correcteur, que celui-ci sera suffisamment robuste pour rejeter efficacement ces perturbations. Cette inversion est représentée par un parallélogramme bleu (Figure 3.2.d).

Les inversions des éléments de couplage 'passagers' (2.66) et 'ventilation' (2.61) (couplage de perturbation) sont réalisées de manière directe :

$$qS_{a3\_ref} = qS_{hab\_ref} - qS_{hum} \quad (3.3)$$

$$qS_{flu\_hab\_ref}' = qS_{a2\_ref} - qS_{a1\_hab} \quad (3.4)$$

La compensation par l'estimation des flux entropiques due à la production de chaleur des passagers et due à la ventilation est réalisée afin d'améliorer la fiabilité de la commande. Ces inversions sont représentées par des parallélogrammes bleus imbriqués (Figure 3.2.d).

En revanche, le critère de distribution  $k_{cha}$  est nécessaire afin d'inverser l'élément de couplage amont entre les résistances et l'échange avec le système de refroidissement (décrivant (2.62)) :

$$\begin{cases} qS_{res\_ref} = (1 - k_{cha}) qS_{a3\_ref} \\ qS_{a2\_ref} = k_{cha} qS_{a3\_ref} \end{cases} \quad (3.5)$$

Pour mettre en évidence cette possibilité de décision, une entrée supplémentaire (flèche bleue) apparaît sur ce pictogramme (doubles parallélogrammes imbriqués) (Figure 3.2.d).

L'inversion de l'élément de couplage permettant de décrire le choix du mode de ventilation (mode recyclage d'air ou mode classique), se fait par inversion directe du modèle (2.64). Cette inversion est représentée par un double parallélogramme imbriqué (Figure 3.2.d).

$$qS_{flu\_hab\_ref} = \frac{T_{hab}}{T_{a1}} qS_{flu\_hab\_ref}' \quad (3.6)$$

Pour finir, l'inversion du modèle de l'échange thermique entre le système de refroidissement et l'habitable (2.47) se fait également de manière directe :

$$qm_{f\_h} = f(h_{fh}) \quad (3.7)$$

$$h_{fh} = \frac{qS_{flu\_hab\_ref} T_{a1}}{A_{flu\_hab} (T_{flu} - T_{a1})} \quad (3.8)$$

Cette inversion est représentée par un parallélogramme bleu (Figure 3.2.d).

La Figure 3.2.d présente la structure de commande complète.

La structure de commande présentée sur la Figure 3.2 correspond à la structure complète théorique (appelé structure maximale de commande, SMC). Avec la SMC, le système de chauffage et l'habitable sont supposés commandés de façon robuste grâce, notamment, à la possibilité d'effectuer les compensations nécessaires.

En effet, la SMC suppose que toutes les variables sont mesurables (ex. mesure du flux entropique). Ainsi afin de pouvoir obtenir une commande implantable, la SMC est souvent simplifiée afin d'obtenir une commande plus réaliste (appelé structure pratique de commande, SPC).

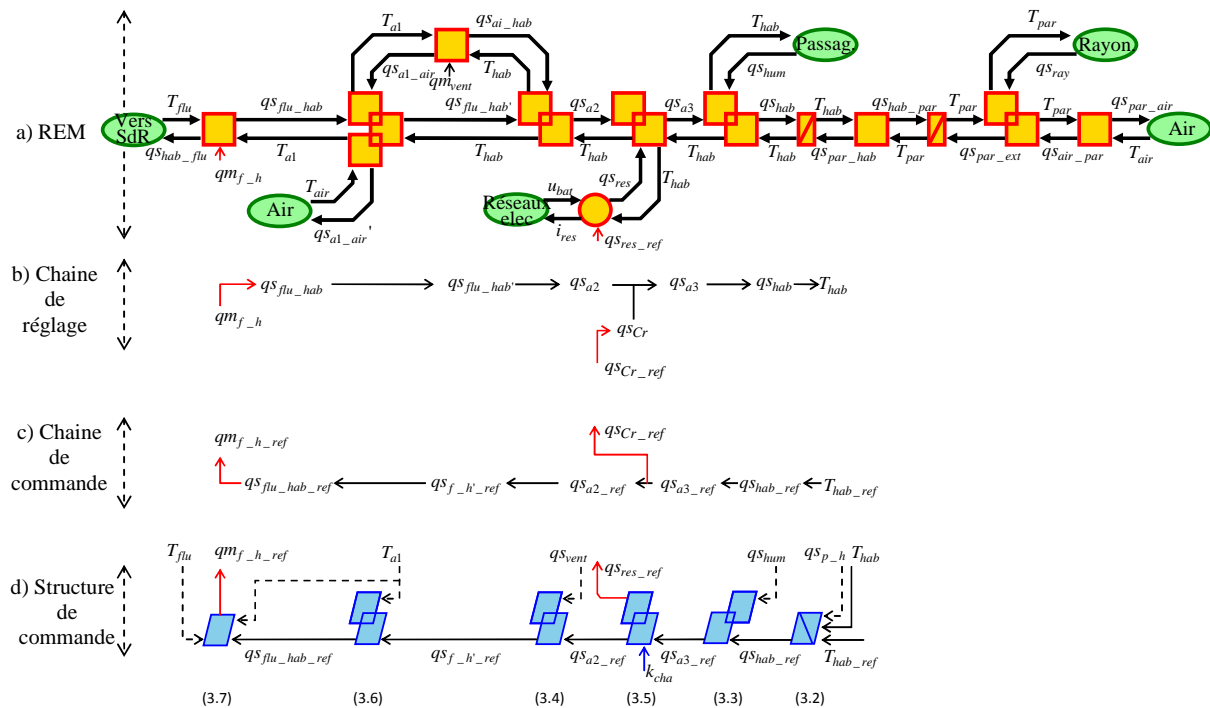


Figure 3.2 : Structure de commande de la vanne 2 du SdR pour régulation habitacle

### III.1.2. Validation expérimentale

La modélisation de l'habitacle du véhicule hybride a pu être validée de manière expérimentale. Cette validation a été réalisée sur le véhicule DS5 HY4 appartenant au laboratoire PRISME de l'université d'Orléans (partenariat avec PSA Peugeot Citroën dans le cadre d'un OpenLab) [PRISME 2015]. Ce véhicule présentant exactement la même structure d'hybridation que celle du 3008 HY4 étudié dans ce mémoire est présent sur un banc à rouleaux 4 roues motrices (Figure 3.3). Les paramètres du véhicule (aérodynamisme, frottement roue-route, masse) sont insérés dans l'ordinateur du banc à rouleau pour reproduire la force mécanique résistante s'appliquant aux roues du véhicule dans des conditions de roulage normales. De plus, un ventilateur asservi à la vitesse du véhicule et placé à l'avant de celui-ci, permet de reproduire le flux d'air devant traverser le radiateur de refroidissement dans des conditions de roulage normales.

Des capteurs thermiques (thermocouples) ont été utilisés pour instrumenter le véhicule. Ainsi, la température au niveau de l'arrivée d'air dans l'habitacle (connections entre système de chauffage et habitacle), la température de l'habitacle en deux endroits différents (position basse du côté passager avant et milieu de l'habitacle) ainsi que la température extérieure ont été mesurées avec ces thermocouples (Figure 3.4). Le coefficient d'échange convectif entre les parois de l'habitacle et l'air extérieur a dû être adapté pour correspondre à ces conditions d'essais sur banc à rouleaux. En effet, l'Annexe D explique que cet échange thermique (parois-extérieur) dépend de la différence de vitesse entre l'air et le véhicule. Or le véhicule étant sur banc à rouleau, il ne se déplace pas et la différence de vitesse est nulle.

La validation a été réalisée pour plusieurs cycles de vitesse (WLTC, ECE, EUDC et Artémis) et pour plusieurs conditions initiales thermiques différentes (démarrage à froid, démarrage à chaud). Néanmoins, avec le banc à rouleaux, le suivi de vitesse est réalisé par un conducteur humain ce qui peut provoquer quelques écarts entre la vitesse de référence et la vitesse du véhicule. Seule une validation est présentée. Elle a été réalisée pour un démarrage à froid et pour un cycle WLTC (Figure 3.5). Cet essai se divise en deux temps. Premièrement, durant les 850 premières secondes, une demande de chauffage est réalisée. Dans un second temps, durant les 1950 secondes restantes, une demande de froid est réalisée (demande de climatisation).



Figure 3.3 : Véhicule DS5 HY4 sur banc à rouleaux 4 roues motrices

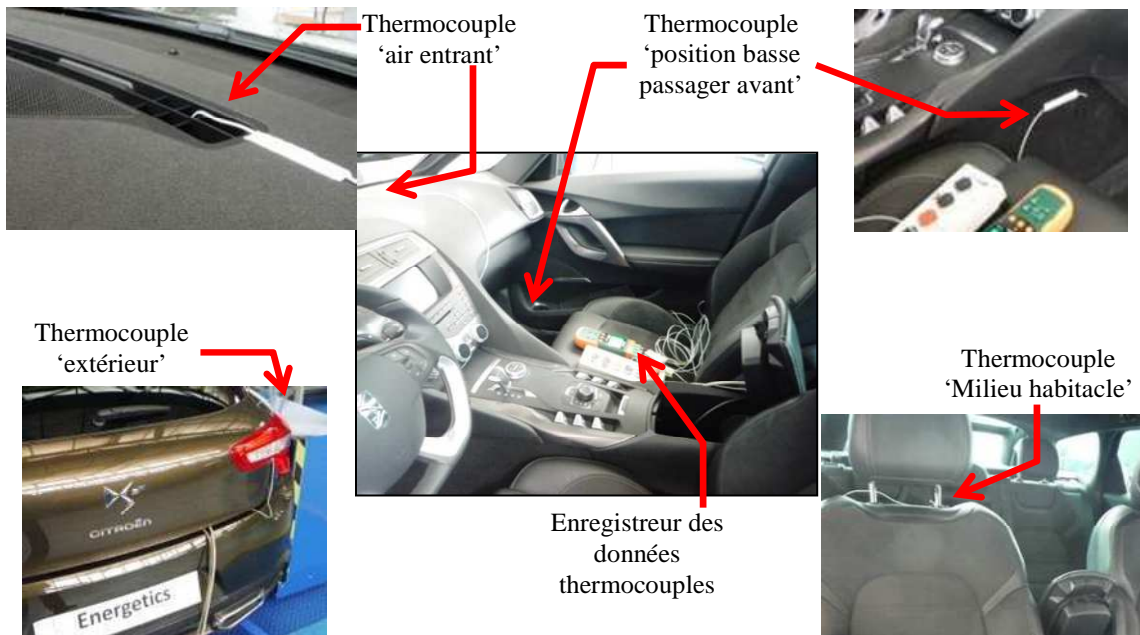


Figure 3.4 : Véhicule DS5 HY4 sur banc à rouleaux 4 roues motrices pour la validation de la thermique habitacle

L'information de puissance chaude ou froide n'étant pas disponible sur le bus CAN principal du véhicule, celle-ci est recrée en utilisant la température de l'air entrant dans l'habitacle  $T_{a3}$  ainsi que son débit  $qm_{vent}$  (mesuré expérimentalement avec un anémomètre) :

$$P_{a3} = qm_{vent} C_{p_{air}} (T_{a3} - T_{hab}) \quad (3.9)$$

La température obtenue en simulation est superposée à celle de l'habitacle et l'erreur est tracée en pour cent (Figure 3.5). Cet écart est en moyenne de 2 %. Une perturbation apparaît aux alentours des 800 secondes, mais elle ne fait augmenter l'erreur que jusqu'à 5 %.

Les autres essais réalisés pour des cycles différents présentent les mêmes niveaux d'erreur. Ces résultats permettent de valider les modèles utilisés pour l'habitacle du véhicule.

Ce travail de modélisation et de validation de l'habitacle a aussi été réalisé pour un véhicule électrique (véhicule Tazzari Zéro du L2EP) afin de connaître l'impact de la demande de chauffage sur l'autonomie du véhicule (Annexe E). La comparaison de la température de l'habitacle entre les mesures effectuées sur le véhicule électrique et les simulations montre une erreur moyenne de 5 % et maximale de 8 %.

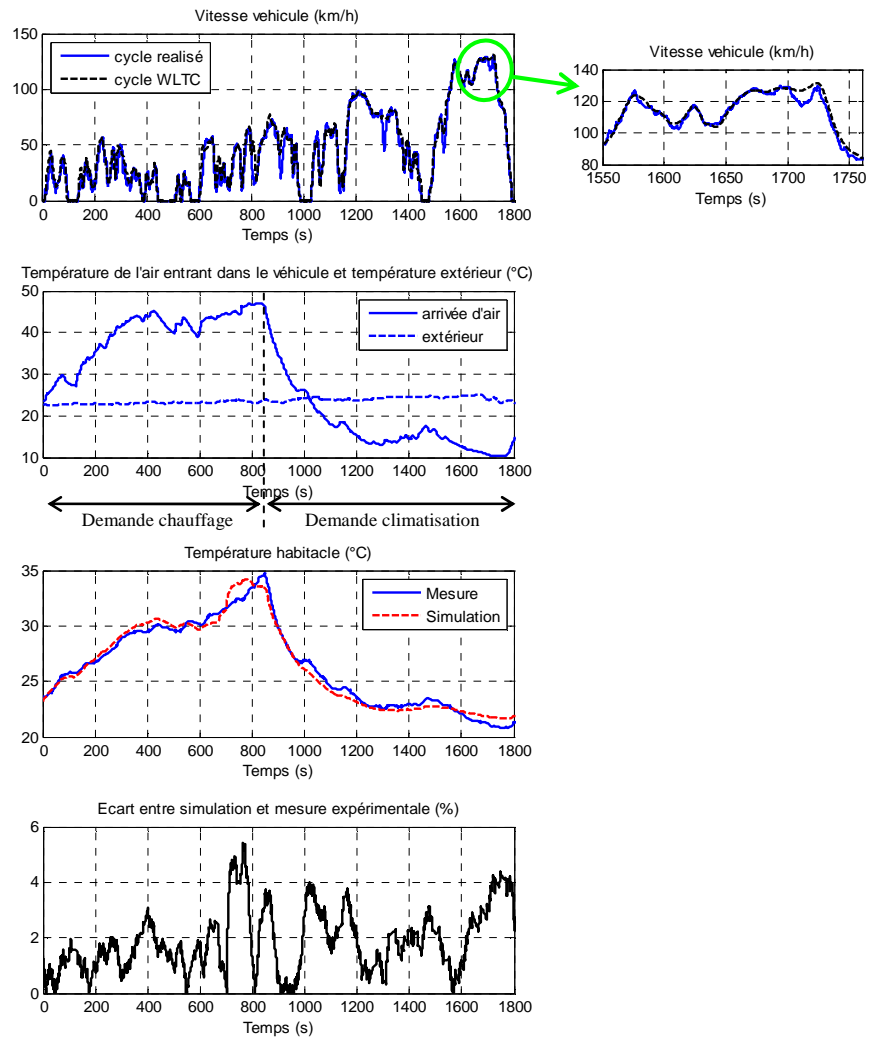


Figure 3.5 : Comparaison simulation – expérimentation pour la validation de l’habitable

### ***III.2 Moteur thermique et système de refroidissement***

Le moteur thermique est un convertisseur transformant de l'énergie chimique (carburant) en énergie thermique et mécanique. La structure de commande du moteur thermique est associée à celle de la chaîne de traction pour réaliser le suivi de vitesse. De plus, la température du moteur thermique doit être régulée aux alentours des 83 °C correspondant au point de fonctionnement thermique optimal. La commande de la vanne 1 du système de refroidissement sera utilisée pour maintenir cette température.

#### **III.2.1. Commande par inversion du moteur thermique**

Le moteur thermique est commandé afin de pouvoir réaliser le suivi de vitesse du véhicule. Ainsi, de la même façon où la représentation du moteur thermique est reliée à la représentation de la chaîne de traction par les variables mécaniques  $\Omega_{Mth}$  et  $\Gamma_{Mth}$  (Figure 3.1), la commande en couple du moteur thermique est reliée à celle de la chaîne de traction par la variable mécanique du couple  $\Gamma_{Mth\_ref}$ .

Comme cela est indiqué sur la Figure 3.6.a, le moteur thermique possède 3 entrées de réglage (flèches entrant dans les sources de débit). Ces entrées correspondent au débit de carburant  $qm_{die\_ref}$  et d'air  $qm_{adm\_ref}$  alimentant le moteur ainsi qu'au débit d'échappement  $qm_{ech\_ref}$ . Le débit d'échappement dépend des deux débits alimentant le moteur afin d'évacuer l'intégralité du contenu des cylindres. Ainsi seules deux entrées de réglage indépendantes sont disponibles pour réaliser la commande du moteur.

Comme indiqué dans la partie précédente (III.1.1), la chaîne de réglage allant des entrées de réglage à l'objectif (Figure 3.6.b) est utilisée pour déduire la chaîne de commande (Figure 3.6.c). La structure de commande (Figure 3.6.d) est obtenue en ajoutant l'inversion du modèle (représentée par des parallélogrammes bleus) entre chaque variable.

L'inversion de la relation causale de l'inertie des gaz (rectangle barré, (2.29)) est réalisée en utilisant un correcteur en boucle fermée (parallélogramme bleu barré).

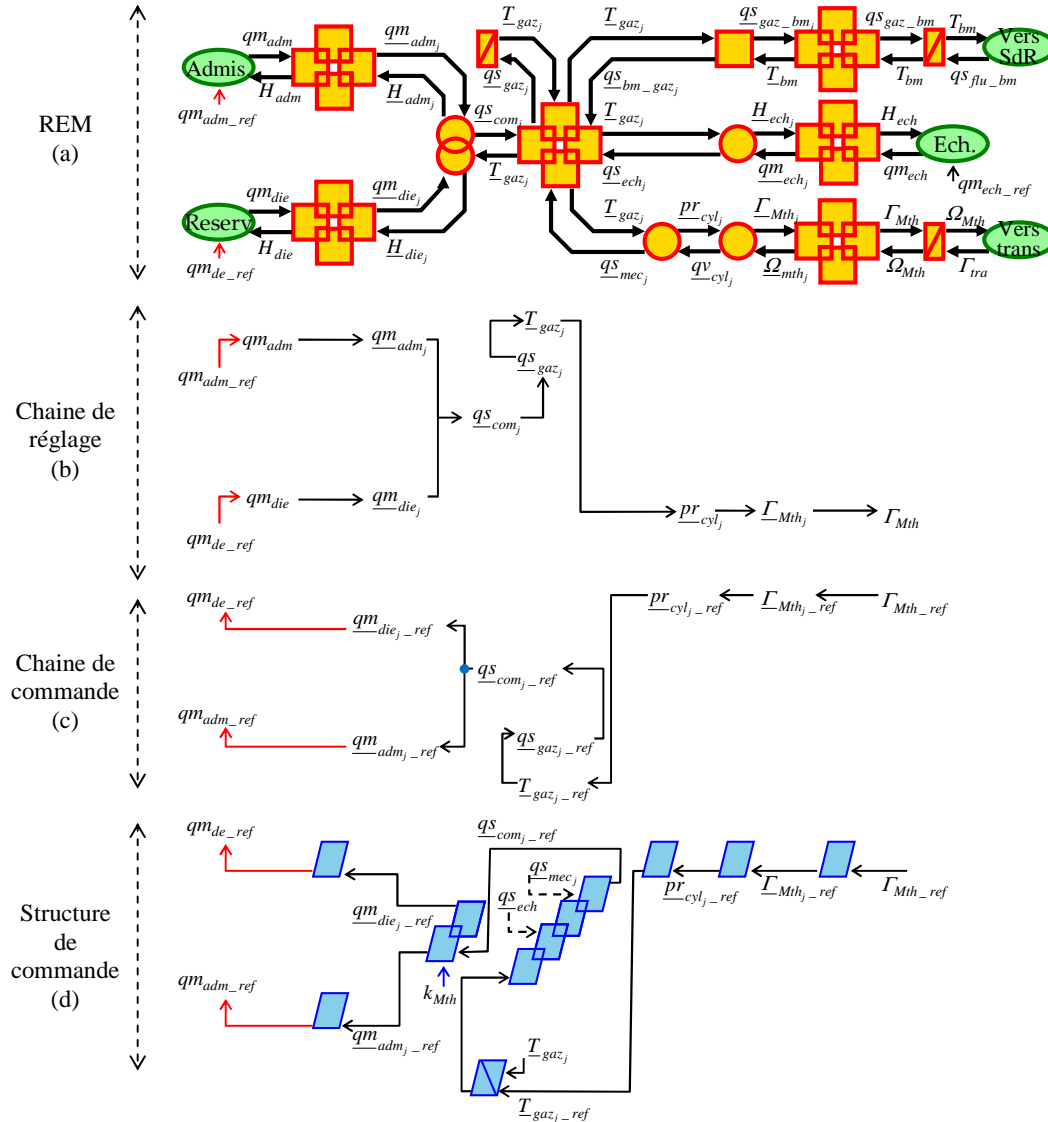
Le couplage thermique (au centre de la REM, (2.27)) est inversé directement à l'aide la mesure (théorique) de flux entropiques.

L'inversion du couplage entre les débits d'air et de carburant (double rond imbriqué, (2.34)) est effectuée en utilisant un critère de distribution afin de définir le rapport entre le débit d'air admis et le débit de carburant injecté dans le moteur.

Les conversions thermo-hydro-mécanique ((2.32) et (2.33)) doivent être inversées directement (inversion décrite par des parallélogrammes bleues). Néanmoins, le caractère non linéaire de ces éléments (système bielle-manivelle) rend l'inversion de ce modèle très complexe.



La structure de commande du moteur thermique possède un critère de distributions noté  $k_{Mth}$ . Le critère  $k_{Mth}$  permet de définir la distribution des débits massiques entre l'air durant la phase d'admission et du carburant injecté dans le cylindre. Il est utilisé pour optimiser le fonctionnement du moteur. Ce critère permet de définir la richesse (ou excès d'air), c'est-à-dire la proportion de la quantité d'air par rapport à la quantité de carburant.



La structure de commande du moteur thermique correspond à la structure complète théorique (SMC). Avec la SMC le moteur thermique peut être commandé en couple avec différentes stratégies de répartition entre le débit de l'air de l'admission et celui du carburant (pour minimiser la consommation, minimiser la pollution, augmenter la production de chaleur...). Cette structure maximale présente plusieurs difficultés telles que l'inversion d'éléments non linéaire (ex. inversion du modèle du système bielle-manivelle, (2.11)). De plus, la SMC suppose que toutes les variables sont mesurables (ex. mesure du flux entropique). Au vu des difficultés pour implanter une structure maximale de commande, celle-ci est souvent simplifiée avant d'être implantée (SPC).

Ainsi la SMC (Figure 3.6) est simplifiée en une commande pratique (SPC) (Figure 3.7). Cette SPC est souvent utilisée dans les véhicules pour exprimer les débits massiques en fonction de plusieurs variables telles que le couple de référence et la vitesse du moteur. Des cartographies statiques sont utilisées pour déterminer ces débits.

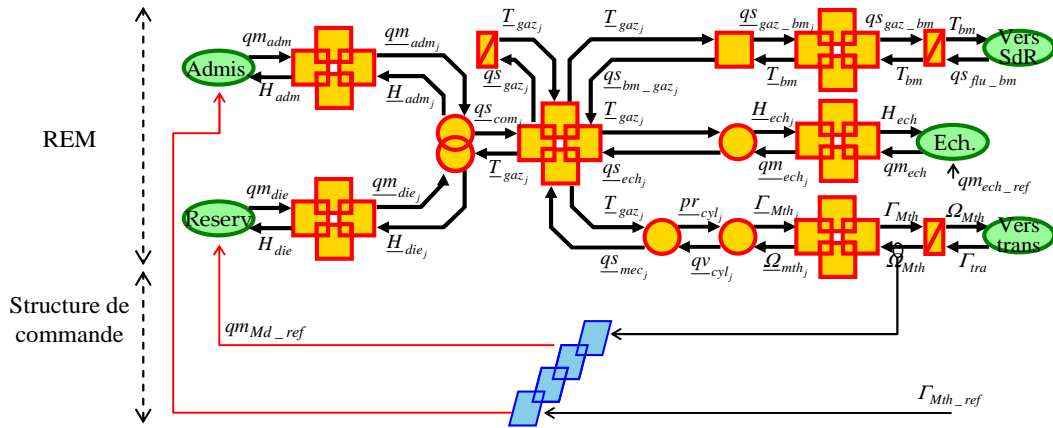


Figure 3.7 : Représentation et structure de commande du moteur thermique

### III.2.2. Simplification du modèle du moteur thermique

La modélisation dynamique du moteur thermique permet la connaissance des échanges de puissances entre le carburant, l'arbre mécanique, le bloc moteur et l'échappement du moteur. Avec ce modèle, les phénomènes rapides tels que l'acyclisme sont visibles. L'acyclisme est la variation rapide de vitesse due aux variations de couple produit par le moteur. Le modèle dynamique du moteur thermique a été couplé à celui de la chaîne de traction d'un véhicule thermique [Horrein 2015a]. La vitesse du véhicule ainsi que celle du moteur thermique apparaissent sur la Figure 3.8. En faisant un zoom sur la vitesse du moteur, l'effet de l'acyclisme est visible. Ces variations provoquent les vibrations et le bruit acoustique du moteur thermique. D'un point de vue énergétique, ces variations ont une influence faible.

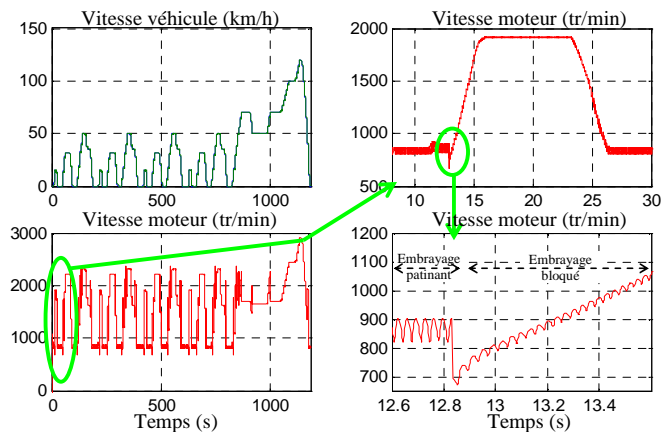


Figure 3.8 : Analyse de phénomènes rapides avec le modèle dynamique du moteur thermique

Les détails obtenus avec ce niveau de granularité du modèle ne sont possibles qu'en utilisant un pas de calcul petit (ordre de grandeur de la micro-seconde). Un pas de calcul faible induit un temps de simulation important. Par exemple, avec une simulation du moteur thermique couplé à un modèle véhicule pour un cycle NEDC de 1180 secondes (comme pour la Figure 3.8), le temps de simulation est de 6163 secondes (1h 42min 43s) (Matlab 7.7.0, R2008b Processeur 2.67 GHz) (Tableau 3.2). Un tel temps de simulation n'est pas raisonnable pour des études énergétiques et particulièrement pour l'optimisation de la gestion d'énergie. La réduction du temps de simulation, tout en conservant le détail des échanges d'énergie entre les domaines physiques peut se faire par une réduction du modèle dynamique en un modèle quasi-statique.

Le modèle quasi-statique consiste à conserver les dynamiques les plus impactantes et utiliser des relations statiques (non différentielles) pour décrire les autres phénomènes [Trigui 2004a] [Letrouvé 2010] [Horrein 2011a] [Mayet 2014a]. Le modèle dynamique tel qu'il a été présenté dans la partie précédente présente 6 dynamiques. Elles sont facilement identifiables sur la REM du moteur thermique où elles apparaissent représentées par un rectangle orange barré (Figure 3.7). Ces 6 dynamiques correspondent :

- à la dynamique thermique du bloc moteur,
- à la dynamique mécanique de l'arbre du moteur,
- aux 4 dynamiques thermiques des gaz à l'intérieur des cylindres du moteur thermique.

Chacune de ces dynamiques traduit un stockage d'énergie plus ou moins important qui peut être exprimé en fonction des paramètres de chacune de ces inerties :

$$E_{bm} = M_{bm} C p_{bm} (T_{bm} - T_{bm\_init}) \approx 2.3 \text{ MJ à } 83^\circ\text{C} \quad (3.10)$$

$$E_{arb} = \frac{1}{2} J_{arb} \Omega_{Mth}^2 \approx 9.6 \text{ kJ à } 2500 \text{ tr/min} \quad (3.11)$$

$$E_{gaz_j} = M_{gaz_j} C p_{gaz_j} (T_{gaz_j} - T_{gaz\_j\_init}) \approx 491 \text{ J à } 1000^\circ\text{C} \quad (3.12)$$

La relation dynamique traduisant le stockage d'énergie le plus important est celle du stockage thermique dans le bloc moteur. Le stockage thermique dans les gaz de chaque cylindre est énergétiquement le plus faible. Il est aussi le plus rapide puisque ce stockage et déstockage se produit à chaque cycle moteur (plus de 130 fois par seconde à 2500 tr/min). La rapidité de cette dynamique est la principale responsable du temps de simulation important et c'est elle qui traduit le moins de stockage d'énergie. Ainsi lors de la réalisation du modèle quasi-statique, cette dynamique sera négligée. La dynamique thermique du bloc moteur (2.42) sera conservée puisqu'elle est la plus importante en ce qui concerne l'énergie. Enfin, la dynamique de l'arbre moteur (2.41) peut être conservée ou négligée. Elle sera conservée puisqu'elle sera concaténée à la dynamique globale du véhicule sans devoir modifier le pas de calcul [Letrouvé 2013a].

La distribution de puissance moyenne sur un cycle moteur (de la phase d'admission à la phase d'échappement) est déterminée de manière statique à l'aide de cartographie statique déduite du modèle dynamique (Figure 3.10 et Figure 3.11).

Le modèle quasi-statique doit garder les mêmes entrées et les mêmes sorties que le modèle dynamique pour respecter le formalisme REM (Figure 3.9).

- Ainsi, les enthalpies massiques  $H_{die}$  et  $H_{adm}$  sont déterminées de la même façon que pour le modèle dynamique (2.35).
- Le couple de sortie est évalué à partir d'une cartographie exprimant le couple en fonction du débit massique de carburant  $qm_{die}$  et de l'air à l'admission  $qm_{adm}$  et de la vitesse angulaire  $\Omega_{Mth}$  (Figure 3.10). Cette cartographie est établie à partir de plusieurs simulations réalisées avec le modèle dynamique du moteur thermique.
- L'enthalpie massique des gaz d'échappement  $H_{ech}$  est déterminée à partir du débit massique des gaz d'échappement  $qm_{ech}$  et de la cartographie permettant d'exprimer la puissance des gaz d'échappement  $P_{ech}$  en fonction du couple  $\Gamma_{Mth}$  et de la vitesse angulaire  $\Omega_{Mth}$  (Figure 3.11).
- Enfin le flux entropique envoyé au bloc moteur  $qs_{gaz\_bm}$  est exprimé en fonction de la température du bloc moteur  $T_{bm}$  et de la cartographie permettant de connaître la puissance échangée avec le bloc moteur  $P_{gaz\_bm}$  en fonction du couple  $\Gamma_{Mth}$  et de la vitesse angulaire  $\Omega_{Mth}$  (Figure 3.11).

Un schéma de la construction du modèle quasi-statique apparaît sur la Figure 3.9.

La représentation du modèle quasi-statique du moteur thermique en REM (Figure 3.12), est composée des 2 mêmes éléments d'accumulation représentant l'inertie thermique du bloc moteur et l'inertie mécanique de l'arbre moteur (phénomènes dynamiques conservés par rapport au modèle dynamique). Un pictogramme de couplage multi-domaine (ronds orange imbriqués) est utilisé afin de représenter la conversion et la distribution à l'intérieur du moteur thermique. La Figure 3.12 permet de visualiser les modifications de la représentation du moteur thermique lors du passage du modèle dynamique au modèle quasi-statique.

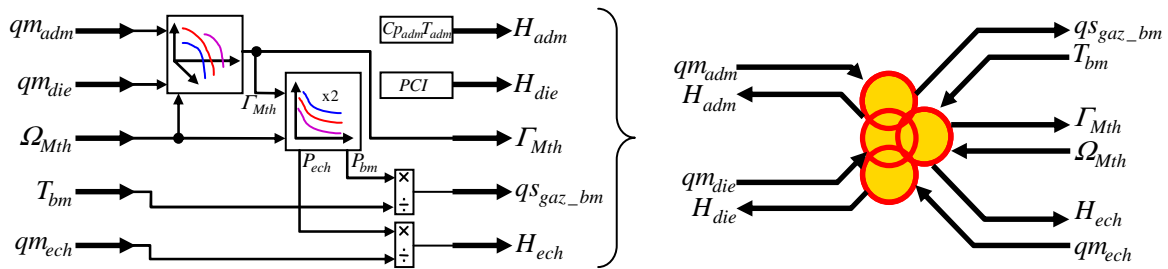


Figure 3.9 : Modélisation et représentation des relations statiques du modèle quasi-statique du moteur thermique

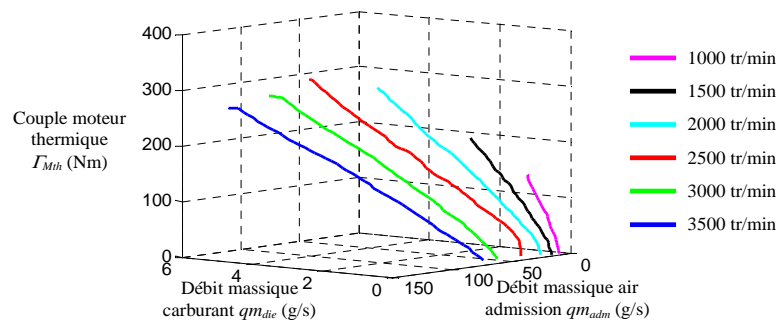


Figure 3.10 : Cartographies statiques  $\Gamma_{Mth}=f(qm_{die},qm_{die},\Omega_{Mth})$  du moteur thermique pour un modèle quasi-statique

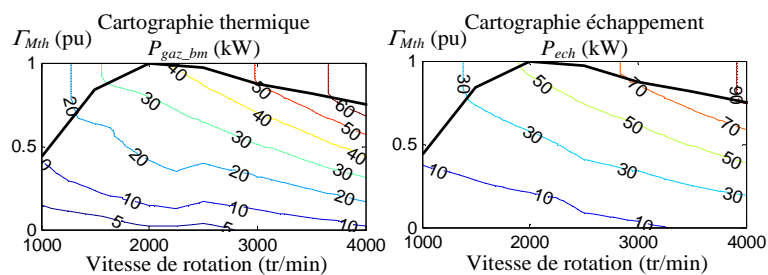


Figure 3.11 : Cartographies statiques des puissances thermiques du moteur thermique pour un modèle quasi-statique obtenues à partir de simulations du modèle dynamique

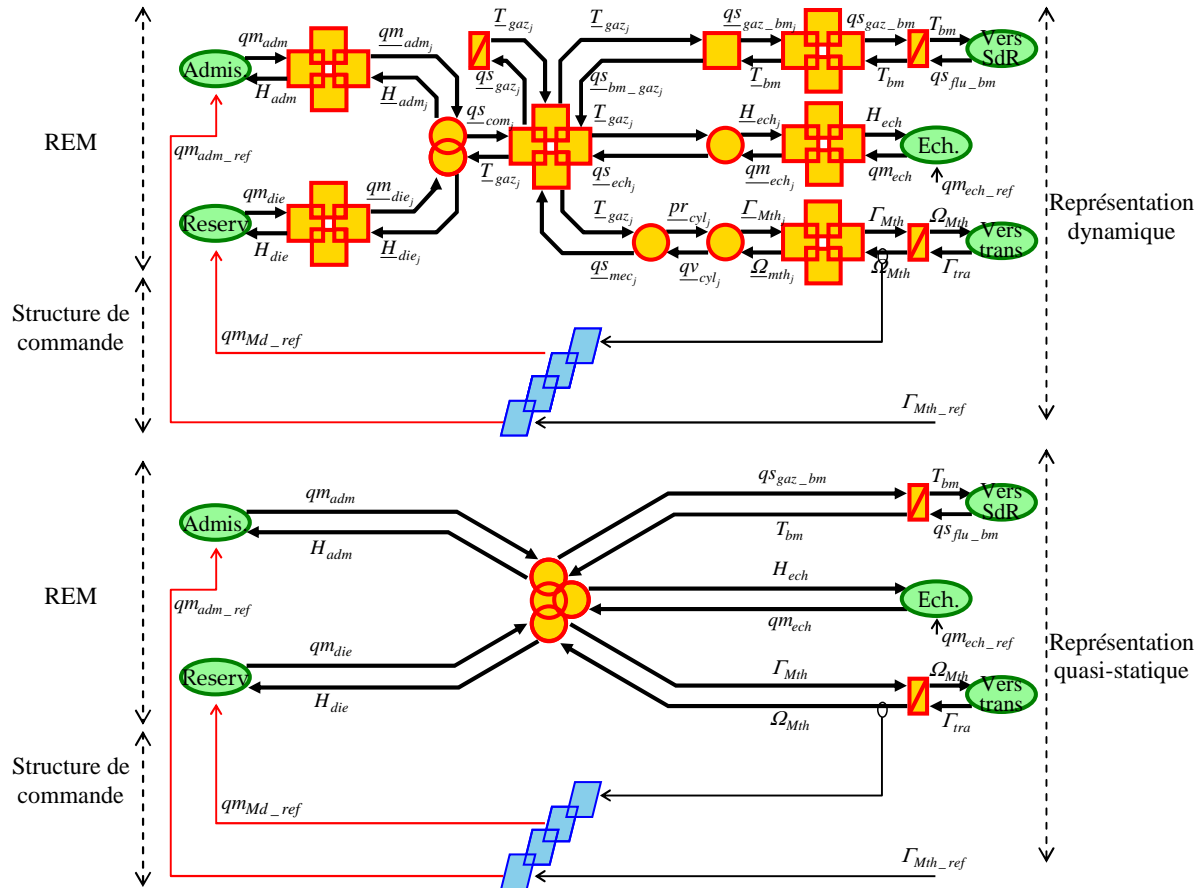


Figure 3.12 : Représentation dynamique et quasi-statique du moteur thermique

Les conditions de simulations du véhicule thermique avec l'utilisation du modèle dynamique du moteur thermique (Figure 3.8) ont été reproduites, pour une simulation utilisant le modèle quasi-statique du moteur [Horrein 2015a]. Avec l'utilisation de ce modèle, le pas de calcul de la simulation peut être augmenté, réduisant ainsi le temps de simulation à 39 secondes (Tableau 3.2). Les phénomènes rapides ne sont plus visualisables avec le modèle quasi-statique. Ainsi les variations de vitesse dues au phénomène d'acyclisme ne sont plus visibles (Figure 3.13).

Avec le modèle quasi-statique les variations rapides de température des gaz d'échappement sont négligées. Une valeur moyenne de la température d'échappement est obtenue (Figure 3.14). De plus le type du modèle de moteur (dynamique ou quasi-statique) à une influence limitée sur la température du bloc moteur. Avec l'utilisation d'un modèle quasi-statique, un léger retard apparaît sur cette température et disparaît une fois le régime thermique nominal atteint (Figure 3.14).

Une comparaison énergétique entre le modèle dynamique et quasi-statique a été réalisée (profil de vitesse NEDC) pour la consommation de carburant ( $\int qm_{die}$ ), l'énergie des gaz d'échappement ( $E_{ech}$ ) et l'énergie échangée avec le bloc moteur ( $E_{gaz\_bm}$ ) (Tableau 3.2). Les différences entre les énergies échangées sont assez faibles ( $<3.8\%$ ) en comparaison de la réduction du temps de simulation obtenue en utilisant un modèle quasi-statique (temps de simulation divisé par 158).

Le modèle quasi-statique est un bon compromis pour étudier la distribution de puissance avec un temps de simulation acceptable. Néanmoins, si l'objectif est l'étude des phénomènes rapides, le modèle dynamique est requis. Le choix du modèle dépend donc de l'objectif de l'étude

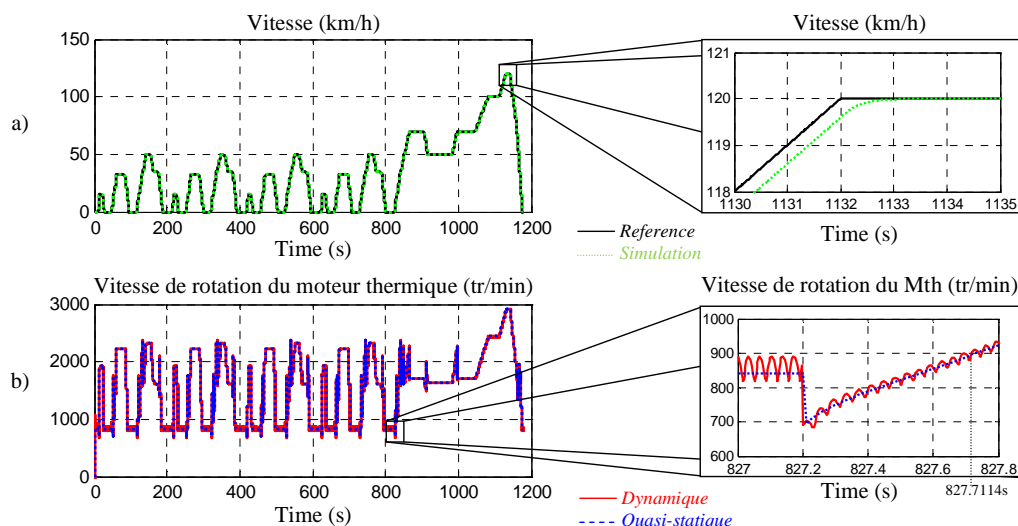


Figure 3.13 : Evolution des phénomènes rapides entre le modèle dynamique et quasi-statique du moteur thermique

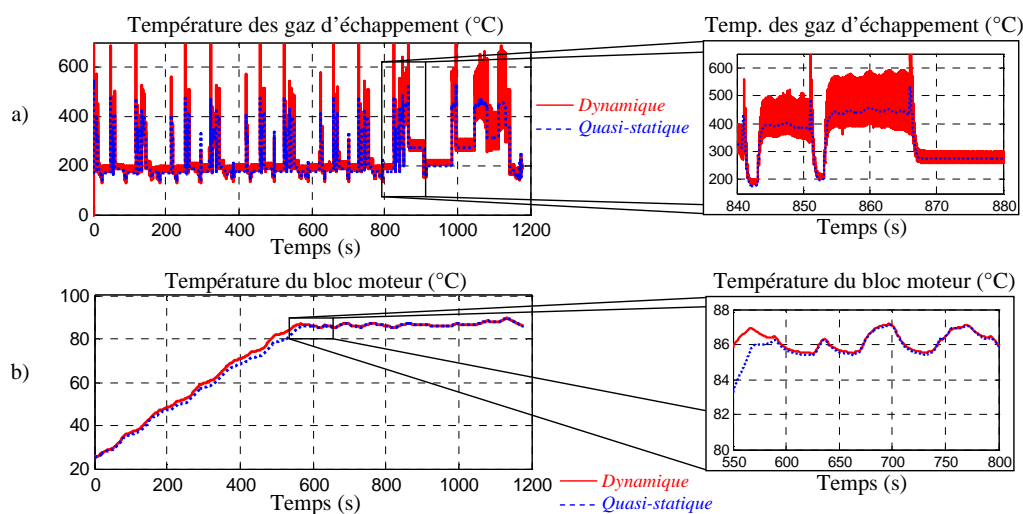


Figure 3.14 : Différence sur les températures moteur avec un modèle dynamique et quasi-statique du Mth

Tableau 3.2 : Validation du modèle quasi-statique du moteur thermique

	Dynamique	Quasi-statique
Différence sur $\int qm_{die}$	-	3,2 %
Différence sur $E_{ech}$	-	3,8 %
Différence sur $E_{gaz\_bm}$	-	2,3 %
Temps de simulation	6 163 s	39 s
Nombre de pas de calcul	3 319 610	78 336

### III.2.3. Validation expérimentale du moteur thermique

Afin de valider le modèle dynamique et le modèle quasi-statique du moteur thermique, des mesures ont été effectuées sur un banc d'essai à PSA Peugeot Citroën. Un moteur thermique Diesel identique à celui du véhicule 3008 HY4 est présent sur ce banc. Ce moteur est instrumenté afin de mesurer, entre autres, le couple mécanique, la vitesse de rotation, les débits de carburant, d'air à l'admission et à l'échappement, la température du moteur et des gaz d'échappement ainsi que la pression des cylindres. Le moteur est contrôlé en couple à l'aide des débits de carburant et d'air admission. Une génératrice électrique est connectée à l'arbre du moteur afin de lui imposer la vitesse désirée. De cette façon, en utilisant le moteur thermique pour imposer le couple, et la génératrice pour imposer la vitesse, des essais sur points stabilisés peuvent être réalisés.



Figure 3.15 : Banc de validation du moteur thermique (PSA Peugeot Citroën)

En utilisant ce banc d'essai, 239 points stabilisés répartis sur toute la zone de fonctionnement (Figure 3.17) ont été expérimentés. Pour chacun de ces points, le couple, la vitesse, la consommation de carburant, la température des gaz d'échappement et la pression moyenne (sur un cycle moteur) à l'intérieur des cylindres ont été mesurés.

Ces 239 points ont été simulés avec le modèle dynamique du moteur (et de sa représentation et sa commande, Figure 3.7) à l'aide du logiciel de simulation Matlab Simulink (Figure 3.16).

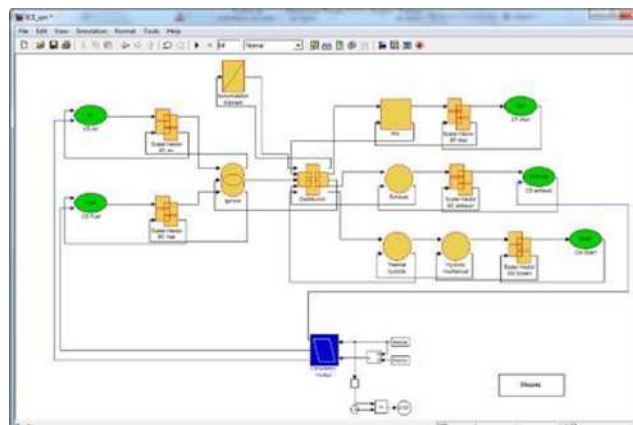


Figure 3.16 : Simulation dynamique du moteur thermique avec Matlab/Simulink



Pour ces 239 points, les écarts  $\varepsilon$  entre les résultats obtenus en simulation sur les quatre critères précités ont été comparés aux relevés expérimentaux effectués.

$$\varepsilon(\%) = \left| \frac{Result_{simul} - Result_{exp}}{Result_{exp}} \right| \cdot 100 \quad (3.13)$$

La zone de validation est divisée en deux parties afin de différencier les points à ‘très haute vitesse’ ( $N_{Mth} > 3500$  tr/min, zone 2 de la Figure 3.18) des points à vitesse ‘normale’ (zone 1 de la Figure 3.18). La zone 1 contient 70 % des points de validation et correspond à la zone de fonctionnement explorée par les moteurs thermiques pour des utilisations ‘normales’ (cycles NEDC, WLTC). En effet, avec ces cycles de vitesse et le dimensionnement de la boîte de vitesse, la vitesse du moteur thermique ne dépasse jamais les 3000 tr/min.

Pour chacune de ces zones, les écarts moyens et maximaux entre simulations et expérimentations sont rapportés dans le Tableau 3.3 et le Tableau 3.4.

Dans la zone 1, les erreurs moyennes concernant le couple, la consommation, la température des gaz d’échappement et de la pression moyenne interne sont inférieures à 3,5 %. De plus, pour tous les points testés dans cette zone, l’erreur est toujours inférieure à 10 %.

Dans la zone 2, l’erreur moyenne concernant la comparaison du couple et de la consommation est faible ( $< 4\%$ ). Néanmoins, l’erreur moyenne réalisée sur la température des gaz d’échappement est plus importante (8 %) et plusieurs points de fonctionnement testés présentent une erreur supérieure à 10 %. Pour les études relatives à la valorisation de la chaleur des gaz d’échappement, le modèle du moteur n’est pas suffisamment précis dans cette zone. Néanmoins, pour une utilisation conventionnelle du moteur thermique où la vitesse de rotation est inférieure à 3500 tr/min (NEDC, WLTC...) la précision du modèle est suffisante.

La raison principale de ces différences peut être expliquée par les hypothèses utilisées et en particulier celles concernant le modèle de combustion. En effet, on suppose une combustion totale, constante durant la phase d’injection et centrée sur le ‘point mort haut’. De plus, le modèle de combustion suppose que celle-ci est identique quel que soit le point de fonctionnement. Dans la pratique, la combustion n’est pas parfaite et peut être décentrée du ‘point mort haut’ afin de réduire les émissions polluantes (au détriment de la consommation).

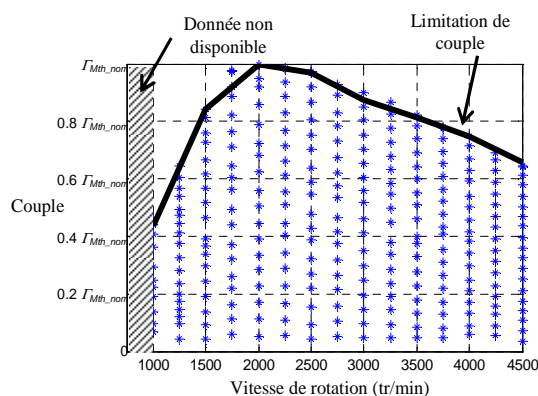


Figure 3.17 : Distribution des points de fonctionnements

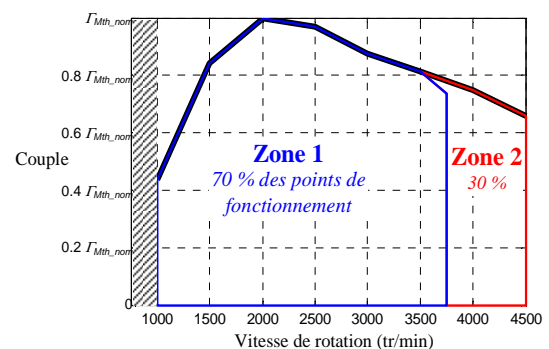


Figure 3.18 : Zones de fonctionnement

Tableau 3.3 : Validation du modèle dynamique du moteur thermique (zone1)

<i>Zone 1</i>	Erreur moy.	Erreur max.
Consommation	1,5 %	3,1 %
Couple	2,1 %	7,9 %
Température échappement	2,7 %	9,2 %
Pression moyenne indiquée	3,1 %	9,1 %

Tableau 3.4 : Validation du modèle dynamique du moteur thermique (zone2)

<i>Zone 2</i>	Erreur moy.	Erreur max.
Consommation	1,5 %	5,2 %
Couple	4,1 %	15,9 %
Température échappement	8,3 %	18,3 %
Pression moyenne indiquée	6,0 %	12,7 %

Par la suite, comme pour le modèle dynamique, le modèle quasi-statique (avec sa représentation associée) a été simulé avec Matlab/Simulink. La comparaison entre simulations du modèle quasi-statique et expérimentations a été réalisée pour la zone de validation numéro 1 (cf. Figure 3.18). La température des gaz d'échappement n'étant plus directement accessible avec le modèle quasi-statique, elle est estimée à partir de l'enthalpie des gaz d'échappement (en utilisant (2.31)). Les écarts entre simulations et expérimentations sont similaires aux résultats de comparaison entre le modèle dynamique et les relevés expérimentaux (Tableau 3.5).

Tableau 3.5 : Validation du modèle quasi-statique du moteur thermique

<i>Zone 1</i>	Erreur moy.	Erreur max.
Consommation	1,5 %	3,1 %
Température échappement	2,7 %	9,3 %

Avec le modèle quasi-statique, la consommation de carburant est déterminée à l'aide d'une cartographie et l'inversion directe de cette cartographie permet de retrouver le couple en fonction de la consommation de carburant (Figure 3.10). Dans ces conditions, la comparaison (simulation – expérimentation) sur le couple n'est donc pas pertinente. La pression moyenne indiquée (PMI) dépend du comportement dynamique du moteur. Cette information n'est donc plus disponible avec le modèle quasi-statique. La comparaison avec l'expérimentation n'est donc pas possible pour cette variable.

### III.2.4. Commande par inversion du système de refroidissement

La régulation thermique du moteur se fait par le biais de la régulation de la température du liquide de refroidissement. En effet, dans un véhicule, seule la température du liquide de refroidissement est asservie. Afin de pouvoir réguler la température du fluide, la chaîne de réglage relie l'entrée de réglage à l'objectif. Trois débits apparaissent comme entrées potentielles pour la régulation thermique du moteur ( $qm_{f\_m}$ ,  $qm_{f\_h}$ ,  $qm_{f\_r}$ ). Néanmoins, le débit circulant dans la branche moteur  $qm_{f\_m}$  ne dépend que de la vitesse du moteur et n'est pas contrôlable. Ce débit ne peut donc pas être utilisé comme entrée de réglage. Le débit dans la branche du radiateur  $qm_{f\_r}$  est utilisé pour cette régulation thermique. La chaîne de réglage relie donc le débit  $qm_{f\_r}$  à la température du fluide  $T_{flu}$  (Figure 3.19). L'inversion de cette chaîne permet de construire la structure de commande (Figure 3.19).

Afin de contrôler le débit dans la branche "by-pass" du système de refroidissement, la commande du rapport d'ouverture de la vanne  $C_{bp}$  est utilisée :

$$\begin{cases} qm_{f\_b} = (1 - C_{bp}) qm_{f\_m} \\ qm_{f\_r} + qm_{f\_h} = qm_{f\_rh} = C_{Rp} qm_{f\_m} \end{cases} \quad (3.14)$$

Les relations utilisées à l'intérieur des pictogrammes de la structure de commande dépendent des relations utilisées à l'intérieur des pictogrammes de la représentation. Ainsi l'inversion de la relation causale (inertie thermique du fluide (2.43)) doit être réalisée en utilisant un correcteur en boucle fermée  $C_{Tflu}(t)$  afin de respecter le principe de causalité :

$$qs_{ext\_flu\_ref} = qs_{bm\_flu} - C_{Tflu}(t) (\ln(T_{flu\_ref}) - \ln(T_{flu})) \quad (3.15)$$

L'inversion de l'élément de couplage décrivant la relation (2.44) nécessite la mesure du flux entropique dû au fluide circulant dans la branche habitacle du système de refroidissement :

$$qs_{rad\_flu\_ref} = qs_{ext\_flu\_ref} - qs_{hab\_flu} \quad (3.16)$$

Pour finir, l'inversion du modèle de l'échange thermique au niveau du radiateur de refroidissement (2.46) se fait également de manière directe :

$$qm_{f\_r} = f(h_{flu\_rad}) \quad (3.17)$$

$$h_{flu\_rad} = \frac{qs_{rad\_flu\_ref} T_{flu}}{A_{flu\_rad} (T_{flu} - T_{rad})} \quad (3.18)$$

De la même façon où la commande théorique du moteur thermique a été simplifiée en une commande pratique, la commande théorique du système de refroidissement (SMC, Figure 3.19) est simplifiée pour correspondre à une utilisation pratique (SPC, Figure 3.20). Pour obtenir la SPC, les compensations ( $qs_{bm\_flu}$  et  $qs_{hab\_flu}$ ) sont négligées. De plus, le correcteur  $C_{Tflu}$  utilise une cartographie permettant de connaître directement le rapport d'ouverture de la vanne en fonction de la différence de température entre la référence et sa mesure.

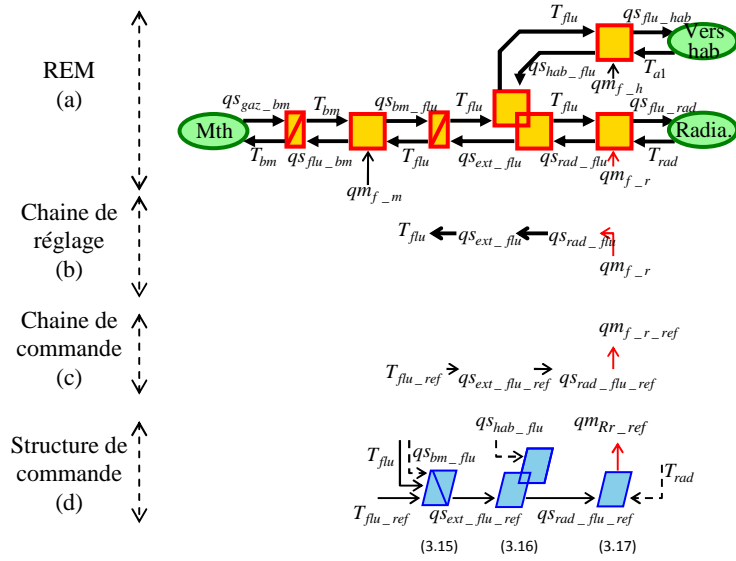


Figure 3.19 : Chaîne de réglage, chaîne de commande et structure de commande de la vanne 1 du SdR

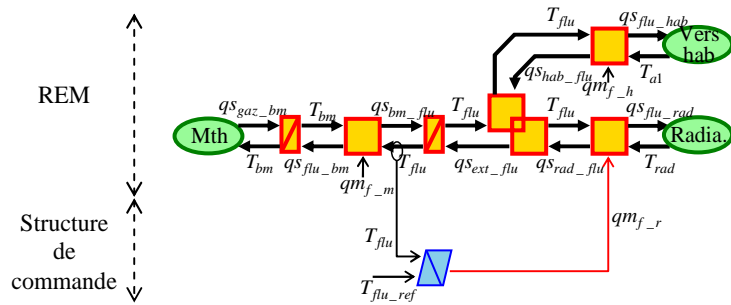


Figure 3.20 : Représentation et structure de commande du système de refroidissement

### III.2.5. Validation du modèle du système de refroidissement

Le système de refroidissement a également pu être validé de manière expérimentale. Cette validation a été réalisée sur le même véhicule DS5 HY4 que précédemment. Pour la validation du système de refroidissement, les mesures se font en collectant les informations transitant sur le bus CAN du véhicule. Les paramètres du véhicule (aérodynamisme, frottement roue-route, masse) sont insérés dans l'ordinateur du banc à rouleau pour reproduire la force mécanique résistante s'appliquant aux roues du véhicule dans des conditions de roulage normales. De plus, un ventilateur asservi à la vitesse du véhicule et placé à l'avant de celui-ci permet de reproduire le flux d'air devant traverser le radiateur de refroidissement dans des conditions de roulage normales.



Figure 3.21 : Véhicule DS5 HY4 sur banc à rouleaux 4 roues motrices pour la validation de la thermique moteur

La validation a été réalisée pour plusieurs cycles de vitesse (ECE, EUDC, WLTC et Artémis) et pour plusieurs conditions initiales thermiques différentes (démarrage à froid, démarrage à chaud). Seuls les résultats de l'essai pour un cycle WLTC avec démarrage à froid sont présentés dans ce mémoire.

La lecture des informations du bus CAN a permis de connaître la vitesse de rotation et le couple du moteur thermique pour le cycle réalisé (Figure 3.23.b-c). Ces informations ont servi de variables d'entrée à la simulation du moteur et du système de refroidissement (Figure 3.22). A partir de ces informations et de la simulation du moteur thermique, la puissance échangée entre le moteur thermique et son bloc moteur a pu être estimée (Figure 3.23.d). A partir de cette puissance et des différents modèles présentés dans le chapitre précédent, la température du fluide de refroidissement peut être calculée (Figure 3.23.f). Cette température dépend aussi de la puissance évacuée du système par le radiateur et donc de la commande du système (Figure 3.23.e). La température du fluide de refroidissement obtenue en simulation est comparée à celle mesurée via les informations du bus CAN (Figure 3.23.g). Cette comparaison montre une erreur moyenne entre la simulation et les expérimentations d'environ 5 % avec un maximum à environ 10 %.

Les autres essais réalisés sous des conditions différentes présentent les mêmes niveaux d'erreur. Ces résultats permettent de valider les modèles utilisés pour le système de refroidissement, du moteur thermique et de la commande du système de refroidissement.

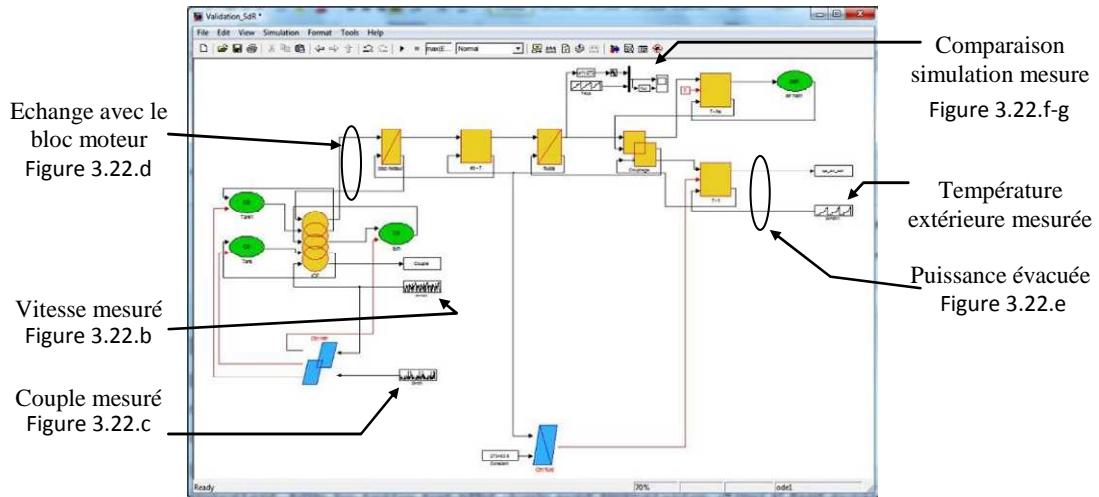


Figure 3.22 : Simulation pour la validation du système de refroidissement

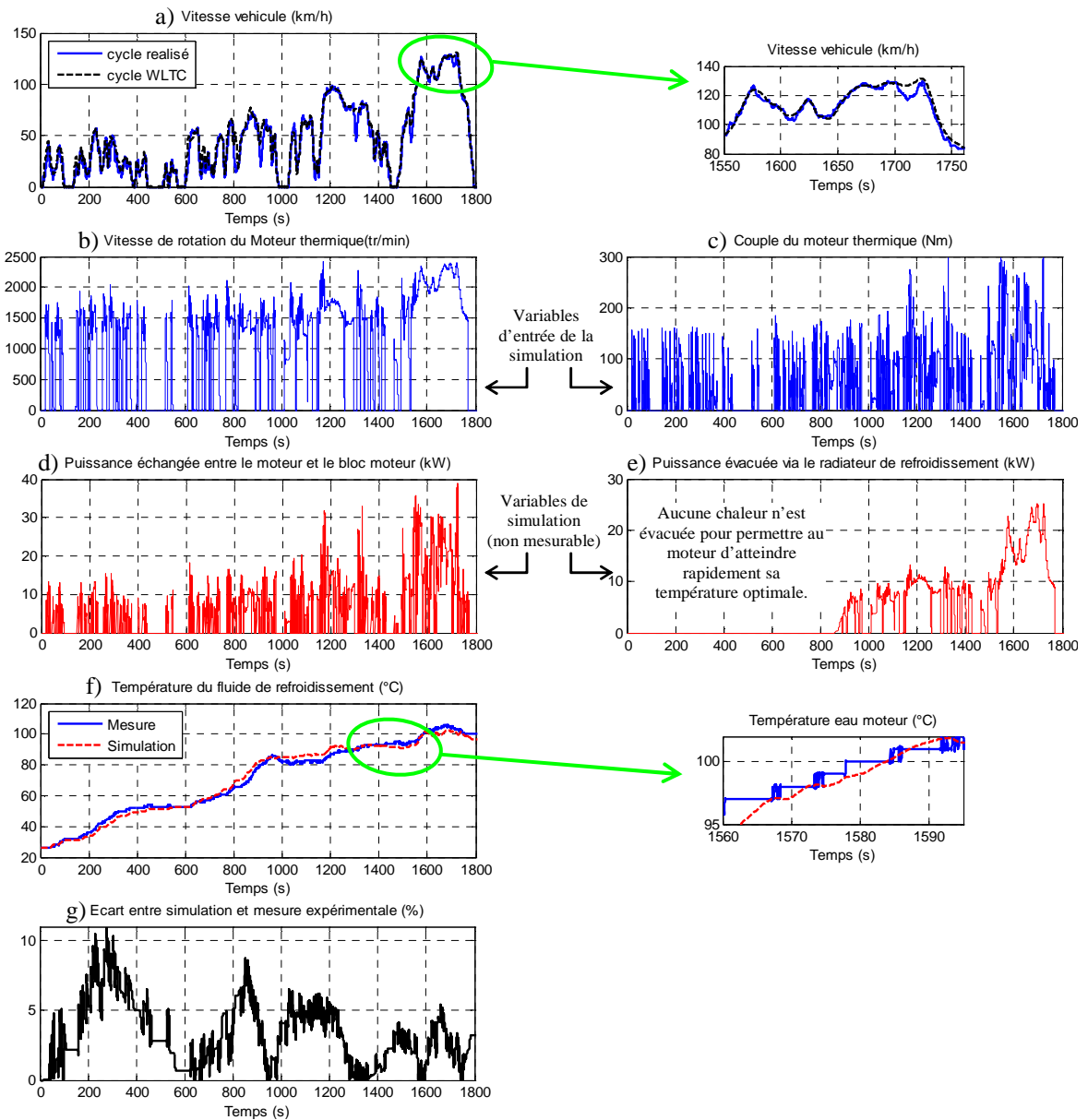


Figure 3.23 : Comparaison simulation – expérimentation pour la validation du système de refroidissement

### III.3 Module de valorisation de l'énergie thermique et connexion au système d'échappement du moteur

#### III.3.1. Commande par inversion des modules de valorisation

Les relations présentées dans le chapitre précédent ont permis de montrer que les performances des modules de valorisation dépendent de la différence de température entre les sources. De plus, ces performances dépendent du courant qui traverse le module. En effet comme nous l'avons vu dans la partie modélisation plus le courant  $i_{mod}$  est important, plus la génération de puissance électrique  $P_{see}$  sera importante (2.75). Or plus le courant est important, plus les pertes par effet Joule sont importantes. Ainsi il faut contrôler la valeur du courant traversant le module afin d'équilibrer ces deux phénomènes pour extraire le maximum de puissance. La Figure 3.24 permet de visualiser l'importance du contrôle du courant pour extraire le maximum de puissance. Une évolution similaire du rendement  $\eta_{mod}$  en fonction du courant  $i_{mod}$  est visible (Figure 3.25). Pour ces deux graphiques, le comportement énergétiquement optimal permettant d'extraire le maximum de puissance  $L_1$  ou de travailler au meilleur rendement  $L_2$  est tracé en trait épais noir. Bien que les allures des enveloppes et de leurs lignes de comportement optimal soient proches pour la puissance et le rendement, deux valeurs de courant différentes permettent de travailler à puissance ou rendement maximum. Ces deux courbes ( $L_1$  et  $L_2$ ) ont été retracées sur un même graphique permettant la visualisation des courants permettant de travailler aux points optimaux en fonction de la différence de température (Figure 3.26). Ainsi, les modules ne peuvent pas fonctionner au rendement maximum et dans le même temps extraire le maximum de puissance. Pour notre application de récupération de la chaleur dans les gaz d'échappement, c'est le fonctionnement à la puissance maximale qui doit être considéré (ligne  $L_1$ ).

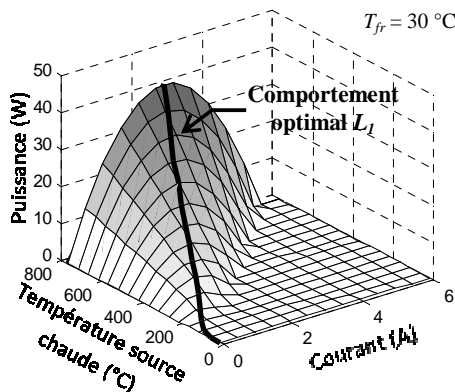


Figure 3.24 : Variation de la puissance générée par un module de valorisation de l'énergie thermique

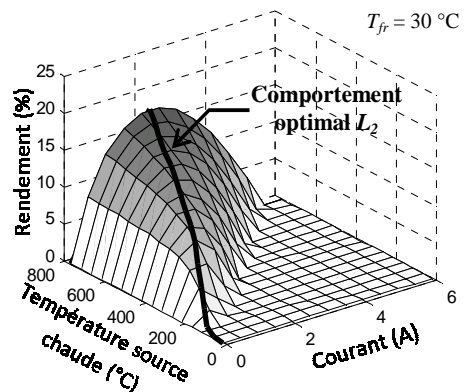


Figure 3.25 : Variation du rendement d'un module de valorisation de l'énergie thermique

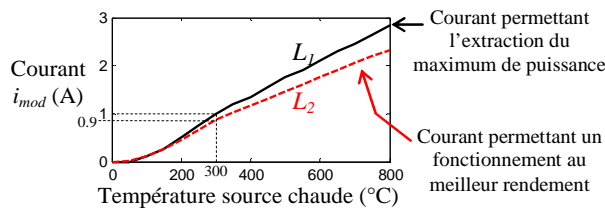


Figure 3.26 : Courants permettant un fonctionnement optimal des modules de Seebeck

Le contrôle du courant traversant le module est une nécessité afin d'extraire le maximum de puissance. Pour cela, un hacheur est inséré entre la batterie et l'ensemble des modules (Figure 3.27). Une bobine est insérée entre les modules et le hacheur afin de respecter l'alternance des sources et de lisser le courant haché par le convertisseur de puissance.

La modélisation de la bobine de lissage est réalisée en utilisant un modèle dynamique  $LR$  série.

$$i_{tot} = \frac{1}{L_{val}} \int_0^t (u_{tot} - u_{hac} - R_{val} i_{tot}) dt \quad (3.19)$$

Sa représentation sous le formalisme REM est réalisée en utilisant un élément d'accumulation d'énergie (rectangle orange barré, Figure 3.28). L'inductance  $L_{val}$  de cette bobine est supposée suffisamment grande pour effectuer un lissage du courant suffisant pour modéliser le hacheur à l'aide d'un modèle aux valeurs moyennes.

$$\begin{cases} u_{hac} = m_{hac} u_{bat} \\ i_{val} = m_{hac} i_{tot} \eta_{hac} \end{cases} \quad (3.20)$$

Cette conversion est représentée par une conversion mono-domaine (carré orange) sous le formalisme REM. Ce pictogramme possède une entrée de réglage qui permet de représenter l'entrée de réglage apportée par la présence du hacheur (Figure 3.28). Le rendement  $\eta_{hac}$  permet de prendre en compte les pertes dans le hacheur.

Comme pour les précédentes déductions de structures de commande, la chaîne de réglage reliant  $m_{hac}$  à  $i_{tot}$  est établie afin de construire la chaîne et la structure de commande permettant la régulation du courant  $i_{tot}$  à la valeur de  $i_{tot\_ref}$  (Figure 3.28).

L'inversion du modèle de la bobine de lissage (3.19) se fait de manière indirecte avec un contrôle en boucle fermée :

$$u_{hac\_ref} = u_{tot} - C_{itot}(t) (i_{tot\_ref} - i_{tot}) \quad (3.21)$$

L'inversion du modèle du hacheur (3.20) est réalisée de manière directe. La mesure de la tension de la batterie peut être réalisée afin d'améliorer la robustesse du contrôle du courant :

$$m_{hac\_ref} = u_{hac} / u_{bat} \quad (3.22)$$

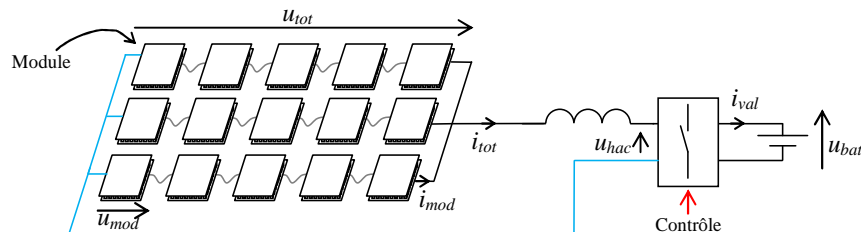


Figure 3.27 : Structure (matérielle) de commande des modules de valorisation de l'énergie thermique



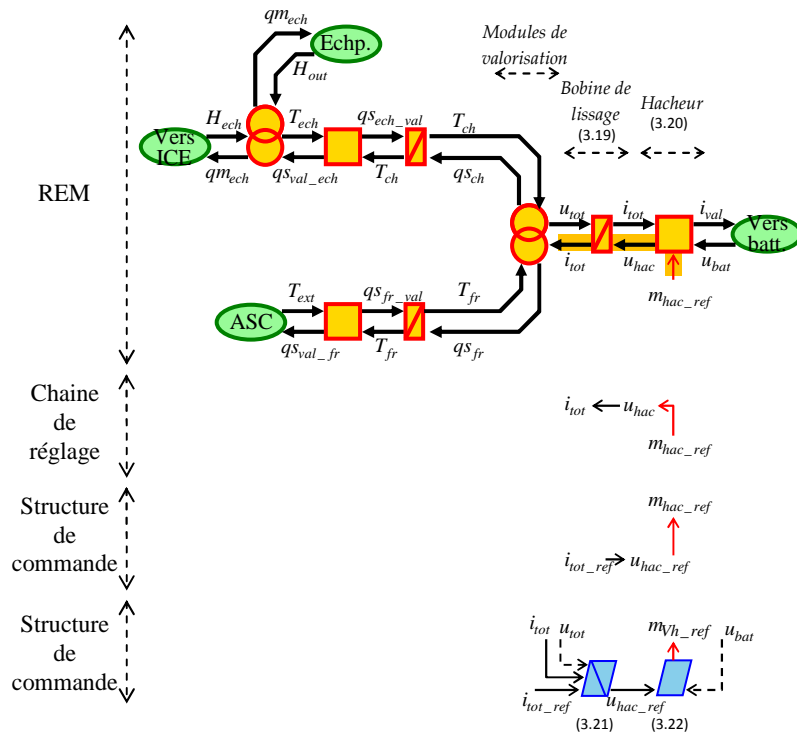


Figure 3.28 : REM, Chaîne de réglage, de commande et structure de commande des modules de Seebeck

### III.3.2. Gestion d'énergie des modules de valorisation

La structure de commande développée ci-dessus permet d'imposer le courant  $i_{tot}$  à la valeur désirée  $i_{tot\_ref}$ . La gestion d'énergie permet quant à elle de définir la valeur du courant  $i_{tot\_ref}$ . Afin d'extraire le maximum de puissance, une stratégie MPPT (maximum power point tracking) doit être utilisée. Pour cela plusieurs familles de stratégie MPPT existent.

Les valeurs de la ligne de fonctionnement optimal  $L_I$  (Figure 3.26) peuvent être utilisées pour établir une stratégie MPPT. Ces valeurs préalablement déterminées permettent de définir, en association avec la mesure de la température des sources thermiques, le courant optimal à imposer aux modules. L'inconvénient de cette méthode est que si les paramètres ayant servi à l'établissement de cette ligne n'ont pas été suffisamment précis, ou si la mesure de la température des sources n'est pas exacte (ex un offset présent sur ces mesures), le courant de référence imposé ne permettra pas d'atteindre le meilleur point de fonctionnement.

La stratégie 'Perturb and Observ' (P&O) permet d'assurer le fonctionnement au voisinage du point optimal quel que soit les contraintes [Alnufaie 2014]. La gestion d'énergie de type MPPT P&O est principalement utilisée pour la commande de panneaux photovoltaïques, mais elle est depuis quelques années également appliquées aux modules thermoélectriques (les deux systèmes présentent des comportements similaires) [Kim 2009]. Cette méthode requiert la mesure du courant et de la tension afin de connaître la puissance produite par les modules (Figure 3.29). La stratégie impose un courant de plus en plus important tant que la puissance augmente. Lorsque la puissance diminue, le point optimal est dépassé et la stratégie diminue la valeur du courant de référence afin de ré-augmenter la puissance jusqu'à re-dépasser le point optimal et ainsi de suite.

D'autres stratégies MPPT existent pour commander des systèmes dont une partie du comportement est difficilement connaissable (souvent dû à des mesures difficiles telles que la force s'exerçant sur une pale d'éolienne). La stratégie P&O est utilisée ici, car cet algorithme trouve un intérêt certain dans les systèmes où les dynamiques peuvent être rapides (variation de température des gaz d'échappement).

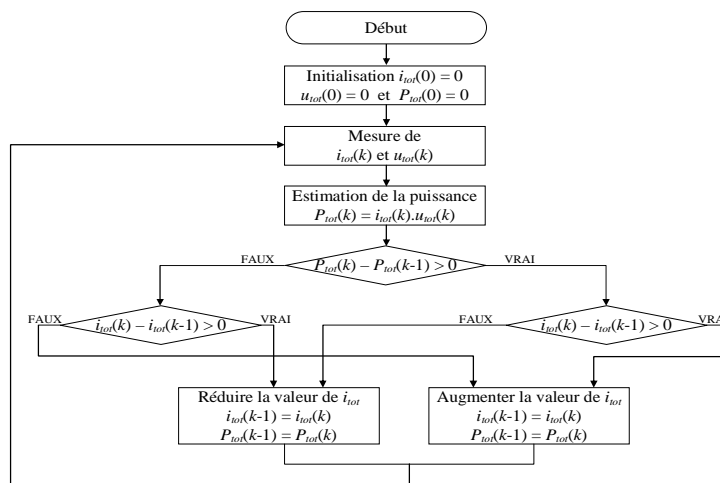


Figure 3.29 : Algorithme MPPT de type P&O

### III.3.3. Validation statique

#### III.3.3.a Validation du modèle

La REM des modules de Seebeck seule (sans la connexion au système échappement, Figure 2.31) a été implantée dans le logiciel de simulation Matlab/Simulink (Figure 3.30).

Une simulation a été réalisée en ne considérant qu'un seul module ( $n_s=1$  ;  $n_p=1$ ) ( $i_{mod}=i_{tot}$  ;  $u_{mod}=u_{tot}$ ). Les paramètres d'un module composé de plusieurs jonctions BiTe (bismuth pour la jambe p, tellure pour la jambe n) ont été utilisés. Les paramètres  $\alpha_{mod}$ ,  $R_{mod}$  et  $K_{mod}$  ont été déduits à l'aide de mesures du constructeur en fonction des températures de la source chaude  $T_{ch}$  et de la source froide  $T_{fr}$  (Figure 3.31) [TECwebsite 2013].

Une simulation a été réalisée afin de comparer les performances obtenues à l'aide du modèle aux données du constructeur. La simulation du module a été réalisée pour différentes valeurs de courant ( $0 \text{ A} < i_{mod} < 2 \text{ A}$ ) et pour des températures de sources constantes ( $T_{ch} = 300 \text{ °C}$ ,  $T_{fr} = 30 \text{ °C}$ ). La tension disponible à la sortie du module  $u_{mod}$  ainsi que la puissance électrique utile ont été tracées en fonction du courant traversant le module  $i_{mod}$  (Figure 3.32, Figure 3.33). Ces résultats de simulation (courbes pointillées bleues) ont été comparés aux courbes fournies par le fabricant du module (courbes continues rouges) pour un essai dans les mêmes conditions. Les résultats de simulation coïncident avec les données issues du fabricant. Ces faibles écarts permettent de valider les modèles employés. La comparaison (fabricant – simulation) des performances du module pour le point de puissance maximal figure dans le Tableau 3.6. Ces données nous permettent de conforter la validité du modèle utilisé.

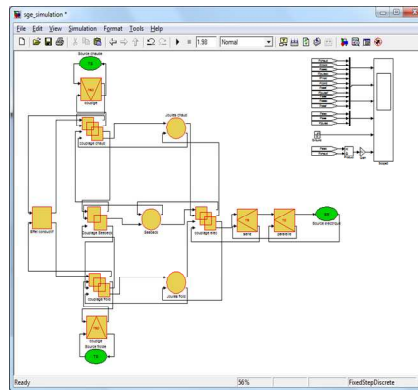


Figure 3.30 : Simulation des modules de valorisation de l'énergie thermique avec Matlab/Simulink

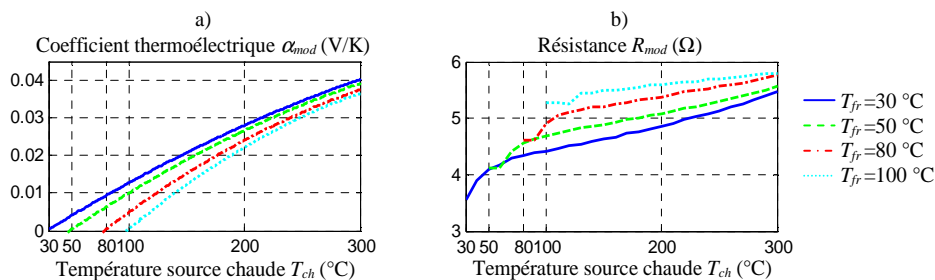


Figure 3.31 : Paramètres constructeur des modules de valorisation de l'énergie thermique considérés pour la validation

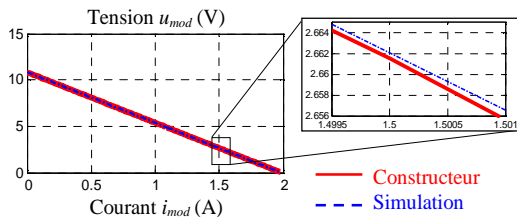
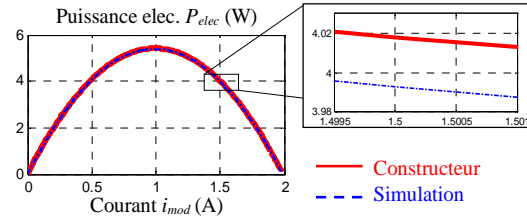

 Figure 3.32 : Comparaison fabricant-simulation de la tension disponible  $u_{mod}$  pour 1 module ( $\Delta T = 270^\circ\text{C}$ )

 Figure 3.33 : Comparaison fabricant-simulation de la puissance élec. utile  $P_{elec}$  pour 1 module ( $\Delta T = 270^\circ\text{C}$ )

 Tableau 3.6 : Comparaison simulation - données fabricant pour  $P_{elec\_max}$  à  $T_{ch} = 300^\circ\text{C}$  et  $T_{fr} = 30^\circ\text{C}$ 

	Fabricant	Simulation
Puissance électrique max	5,4 W	5,39 W
Tension $u_{mod}$ (à $P_{elec\_max}$ )	5,4 V	5,42 V
Courant $i_{mod}$ (à $P_{elec\_max}$ )	1 A	0,994 A
Tension à vide ( $u_{mod}=u_{see}$ )	10,8 V	10,85V
Rendement (à $P_{elec\_max}$ )	4,7 %	4,3 %

### III.3.3.b - Vérification de l'efficacité de la stratégie de commande

La REM de l'ensemble des modules, associée à sa structure de commande ont ensuite été simulées avec la stratégie MPPT. Pour cette simulation, un ensemble de 80 modules en série a été considéré ( $n_s=80$  ;  $n_p=1$ ) ( $i_{tot}=i_{mod}$  ;  $u_{tot}=80u_{mod}$ ). La température de la source froide est imposée à  $30^\circ\text{C}$ . Un échelon de température est imposé à la température de la source chaude (Figure 3.34). Les conditions thermiques lors de la première partie de la simulation sont identiques à celles utilisées pour réaliser la validation du modèle constructeur. Ainsi la stratégie MPPT devrait permettre de retrouver automatiquement le point de fonctionnement à puissance maximale (Tableau 3.6).

La tension  $u_{see}$  due à l'effet Seebeck (trait continu magenta) et la tension disponible en sortie du module (trait pointillé vert) sont tracées ensemble (Figure 3.34). Parce que la tension de Seebeck ne dépend que de la différence de température entre les sources, elle est constante quel que soit le courant traversant le module. En revanche, la tension disponible en sortie du module  $u_{mod}$  est impactée par les pertes Joule (et donc par le courant).

Le courant  $i_{mod}$  (trait continu rouge) est tracé avec sa valeur de référence  $i_{mod\_ref}$  (trait pointillé bleu) demandée par la stratégie MPPT (Figure 3.34). Le courant traversant le module suit sa référence prouvant la validité du contrôle (partie bleu clair, Figure 3.28) proposé dans ce chapitre et développé à partir de l'organisation du modèle sous le formalisme REM. De plus, la valeur optimale du courant permettant d'atteindre le point de puissance maximum  $i_{mod\_opt}$  est tracée sur ce même graphique (trait mixte noir). Cette valeur optimale du courant est obtenue mathématiquement à partir des relations détaillées dans le chapitre précédent en déterminant le changement de signe de la dérivée de la puissance électrique.

$$i_{mod\_opt} = \frac{\alpha_{mod}\Delta T}{2R_{mod}} \quad (3.23)$$

De la même manière, sur le graphique de la puissance (Figure 3.34), la puissance électrique en sortie du module  $P_{elec}$  (trait continu rouge) est tracée avec la puissance maximum théorique  $P_{elec\_opt}$  (trait mixte noir) obtenue à partir de la relation du courant optimal :

$$P_{elec\_opt} = \frac{(\alpha_{mod} \Delta T)^2}{4R_{mod}} \quad (3.24)$$

Durant la première partie de la simulation ( $0 < t < 0.25$  s) les conditions thermiques sont les mêmes que durant l'étape de validation. Le courant  $i_{mod}$  et la puissance  $P_{elec\_tot}$  s'établissent automatiquement aux alentours du point optimal de puissance maximum constaté lors de la validation ( $P_{elec\_tot} = n_s P_{elec}$ ). Durant la seconde phase de simulation ( $0.25$  s  $< t < 0.50$  s), la stratégie MPPT adapte automatiquement la valeur du courant de référence pour atteindre le nouveau point optimal permettant l'extraction du maximum de puissance prouvant la validité de la stratégie MPPT utilisée.

La réalisation de la structure de commande est très importante afin d'extraire le maximum de puissance de ces modules présentant un potentiel de conversion naturellement faible. L'utilité de ces systèmes se pose tant leurs puissances valorisées sont faibles. Néanmoins, d'un point de vue énergétique, ces systèmes permettent la valorisation d'une énergie normalement évacuée du véhicule et non utilisée, et cela pour un poids embarqué faible. A l'heure actuelle, pour une application automobile hybride, ces modules permettent de réduire la consommation d'environ 2 % (cf. paragraphe IV.1.2)

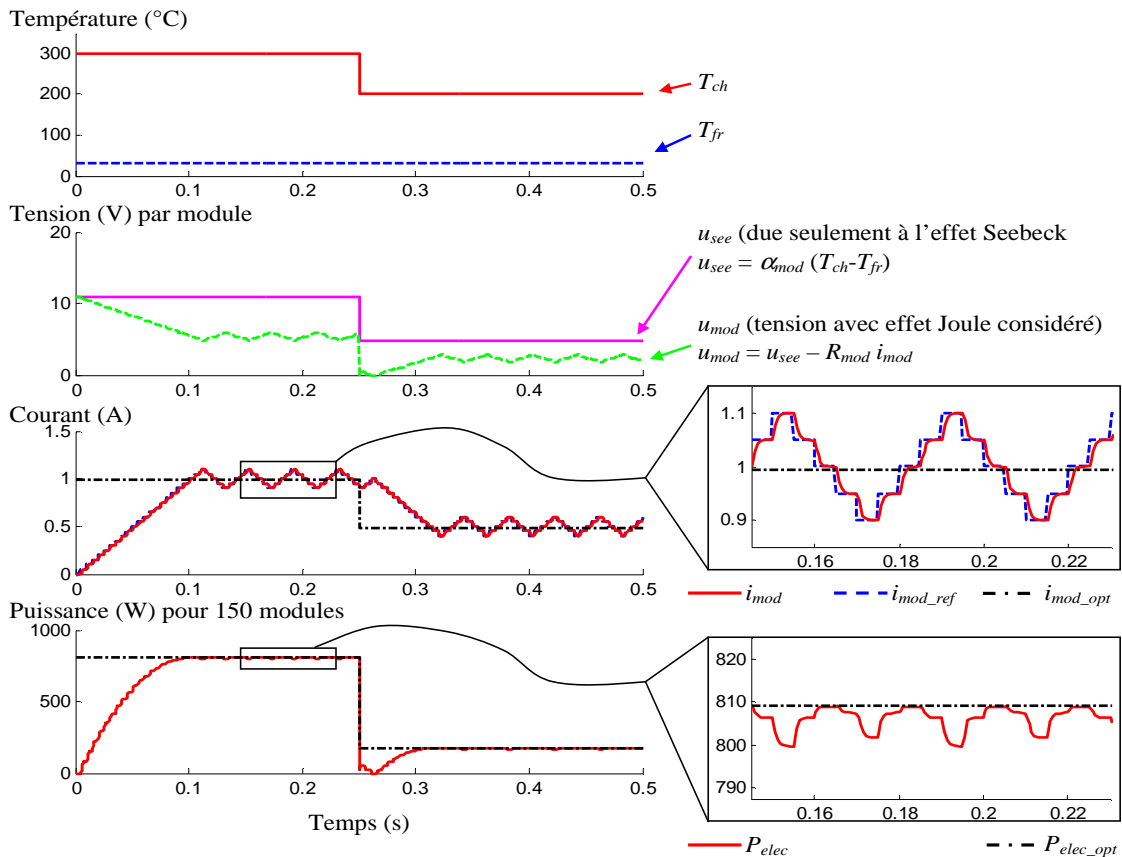


Figure 3.34 : Résultats de simulation d'un module de conversion de l'énergie thermique (essai statique)

### III.4 Interconnexion de la commande des sous-systèmes

Les commandes de chaque sous-système sont connectées à celle de la partie mécanique (Figure 3.35). Quatre entrées de distribution ( $K_{brk}$ ,  $K_{tr-pr}$ ,  $K_{av}$ ,  $K_{cha}$ ) restent à définir par la stratégie de gestion d'énergie qui sera traitée dans le chapitre suivant.

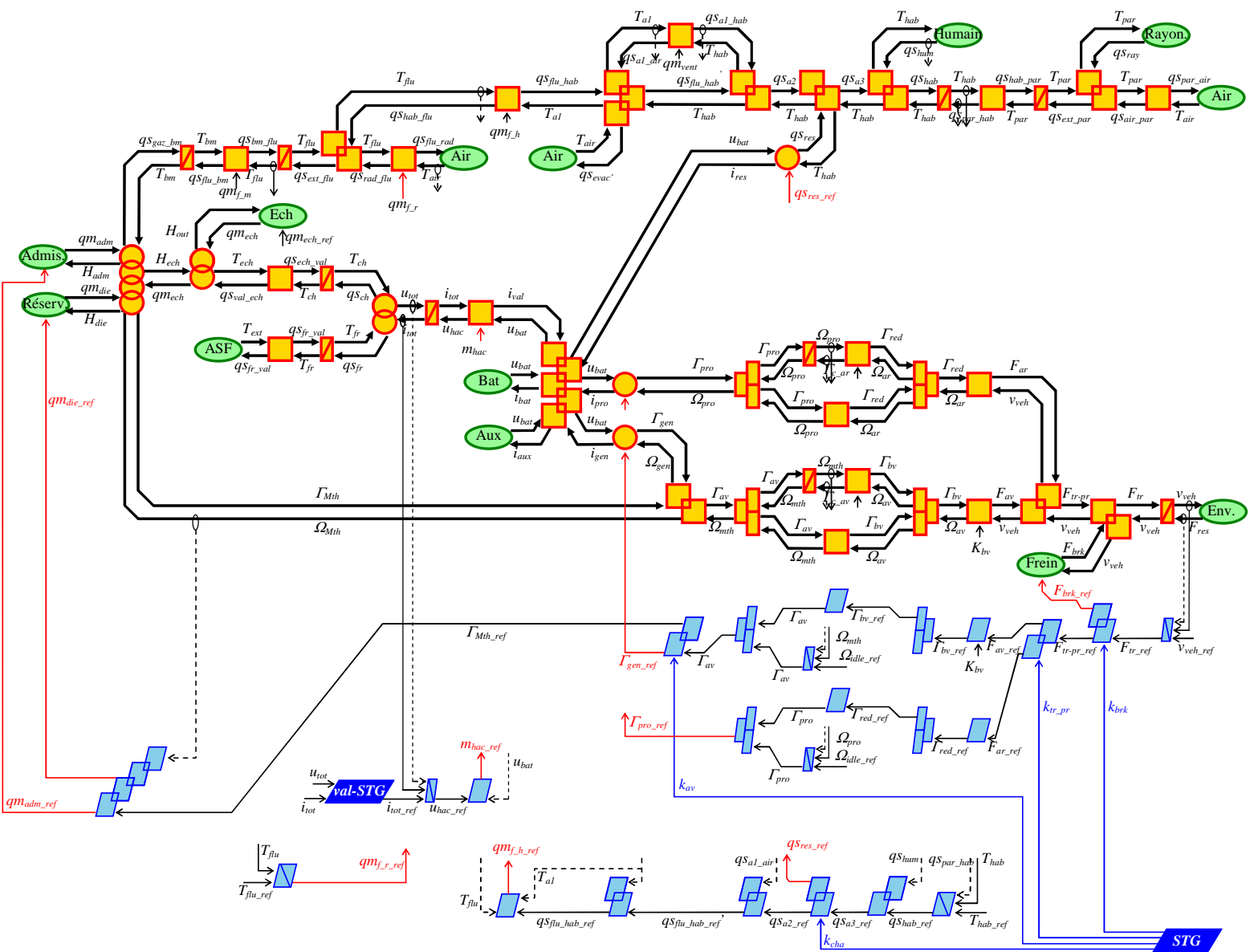


Figure 3.35 : REM et structure de commande multi-domaine du véhicule hybride

### ***III.5 Conclusion du chapitre***

Après avoir représenté les différents sous-systèmes avec un point de vue multi-domaine dans le chapitre précédent, les différentes entrées de réglage ont pu être mises en évidence. Dans ce chapitre, la réalisation des structures de commande permet de piloter les générateurs de flux thermiques en utilisant ces entrées de réglage. Neuf entrées de réglage permettent de réaliser deux objectifs et deux sous-objectifs. La réalisation de cette commande multi-objectif est complexe de par son aspect multi-domaine et de par son nombre important d'entrées de réglage (donc du nombre de chaînes de commande possibles). En utilisant l'aspect structurant de la REM, la structure de commande a pu être décomposée en sous-parties.

Durant ce chapitre, une attention a été portée sur l'implantabilité des commandes développées. En effet les règles de la REM permettent de déduire une structure de commande dite maximale où toutes les variables sont supposées mesurables. A partir de ces commandes maximales déduites de façon systématique, des simplifications ont permis d'obtenir une structure de commande dite pratique qui est implantable sur le véhicule. Ces simplifications permettent d'aboutir aux structures de commande généralement utilisées dans les véhicules.

Dans le chapitre précédent, le moteur thermique est apparu comme un système difficile à modéliser et à représenter. Sa commande basée sur le principe d'inversion est tout aussi complexe à établir, de par l'aspect non linéaire de certains éléments. L'objectif n'étant pas de déduire de nouvelle stratégie de commande propre au moteur thermique, le modèle dynamique et la commande ont été réduits en un modèle quasi-statique. Contrairement aux modèles classiques qui utilisent une seule cartographie pour connaître la consommation et éventuellement les émissions, cette modélisation inclue des cartographies pour connaître l'échange thermique avec le système de refroidissement et la puissance dans les gaz d'échappement. Avec la réduction de ce modèle, le temps de simulation a pu être divisé par 158 avec une précision sur la distribution d'énergie similaire à celle obtenue avec un modèle dynamique. Certains phénomènes rapides ne sont plus observables, néanmoins ils n'étaient pas pertinents pour notre étude.

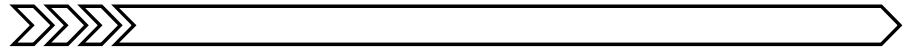
Il faut, de plus, noter que tous ces sous-systèmes ont pu être validés expérimentalement (excepté pour les modules de valorisation où une validation par données constructeur a été effectuée). Ces validations réalisées en plateforme ainsi que sur des véhicules permettent l'étude séparée des sous-systèmes et leurs interconnexions. Ces validations ont été réalisées chez PSA Peugeot Citroën, au laboratoire L2EP et au laboratoire PRISME. Toutes les validations montrent une précision moyenne supérieure à 95 % pour tous les modèles.

Maintenant que la commande locale a été réalisée, 5 degrés de liberté (4 critères de distributions et le rapport de boîte de vitesse) doivent être définies afin d'optimiser le fonctionnement du véhicule. Dans le chapitre suivant, plusieurs méthodes seront appliquées et permettront de déduire de nouvelles stratégies afin de minimiser la consommation du véhicule tout en étant implantable en temps réel.





## Chapitre IV : Gestion d'énergie multi-niveau intégrant les flux thermiques



### Résumé du chapitre

L'objectif de ce chapitre est de proposer une gestion d'énergie exécutable en temps réel et minimisant la consommation lors de la prise en compte des contraintes thermiques. Une démarche progressive est développée et utilisée pour structurer cette conception (Annexe H).

Dans un premier temps, une approche d'optimisation globale, utilisant la programmation dynamique, est appliquée aux modèles multi-domaines du véhicule. Cette étape permet de déterminer l'optimum théorique. Contrairement aux optimisations classiques, celle-ci permet, en plus, la considération de l'impact des contraintes thermiques sur la consommation. Cependant le temps de calcul est plus important.

Dans un deuxième temps, une structuration en multi-niveau permet de faire coexister au sein de la même stratégie, des méthodes à base de règles et à base d'algorithme d'optimisation. Cette décomposition permet toujours d'assurer l'optimum global dans la mesure où les règles utilisées sont des règles optimales. Les algorithmes à base de règles étant plus rapides à simuler, ce couplage d'approches permet de diviser le temps de calcul par environ 100 pour un même optimum.

Dans un troisième temps, toujours à partir de la structuration en multi-niveau, de nouvelles séries de règles remplacent progressivement l'algorithme d'optimisation. Ces séries de règles, sous-optimales, sont déduites de l'analyse du comportement optimal du système. Si la déduction de règles à partir des résultats optimaux n'est pas simple lors de la présence de nombreux critères de distribution, cette démarche pas à pas permet de structurer cette déduction. Finalement, cette démarche progressive du passage de la stratégie optimale globale à la stratégie à base de règles permet d'obtenir une consommation proche de l'optimum théorique.

### Sommaire du chapitre

IV.1 GESTION D'ÉNERGIE OPTIMALE .....	111
IV.1.1. <i>Stratégie optimale</i> .....	111
IV.1.2. <i>Synthèse de la gestion d'énergie optimale</i> .....	118
IV.2 GESTION D'ÉNERGIE MULTI-NIVEAU OPTIMALE DECOMPOSEE .....	124
IV.2.1. <i>Structuration multi-niveau de la gestion d'énergie</i> .....	124
IV.2.2. <i>Synthèse des gestions d'énergie multi-niveaux optimales décomposées</i> .....	127
IV.3 GESTION D'ÉNERGIE MIXTE MULTI-NIVEAU .....	132
IV.3.1. <i>Principe de la gestion d'énergie mixte multi-niveau</i> .....	132
IV.3.2. <i>Synthèse de la gestion d'énergie mixte multi-niveau</i> .....	134
IV.4 CONCLUSION DU CHAPITRE .....	140

## ***IV.1 Gestion d'énergie optimale***

### **IV.1.1. Stratégie optimale**

#### *IV.1.1.a Introduction à la stratégie de gestion d'énergie optimale*

Durant le chapitre 2, le système a été modélisé afin de prendre en compte les interactions thermiques. Les modèles ont été organisés suivant le formalisme REM pour des raisons détaillées dans le chapitre 2. L'utilisation du formalisme REM impose de réaliser les simulations avec une approche forward. Cette approche permet l'utilisation d'une structure de commande afin de satisfaire aux objectifs. Si la structure de commande (nommée commande locale et traitée dans le chapitre 3) permet de réaliser les objectifs, la stratégie de gestion d'énergie permet, quant à elle, de le faire en minimisant une fonction coût (consommation dans notre cas). En effet, 4 critères de distribution sont disponibles afin de minimiser ce coût. Le numéro de rapport de boîte peut également être ajouté comme 5<sup>ème</sup> variable d'optimisation du système. Les variables de décision disponibles pour optimiser le véhicule sont donc

- la répartition de force entre la transmission et les freins mécaniques  $k_{brk}$ ,
- la répartition de force entre la chaîne de transmission avant et arrière  $k_{tr\_pr}$ ,
- la répartition de couple entre le moteur thermique et la machine électrique avant  $k_{av}$ ,
- la répartition de flux entropique entre le système de refroidissement et les résistances chauffantes  $k_{cha}$ ,
- le numéro de rapport de réduction de la boîte de vitesse (avant)  $n_{bv}$ .

Afin de définir les valeurs de ces différents critères de décision, plusieurs approches existent (voir paragraphe I.3.2) :

- méthodes heuristiques (avec notamment les algorithmes à base de règles),
- méthodes 'optimales' (regroupant les algorithmes dits exacts et sous-optimaux).

L'approche optimale est utilisée pour rechercher le comportement optimal du véhicule. L'inconvénient majeur est que, pour des systèmes où le nombre de critères de décision est important, le temps de simulation et les ressources informatiques nécessaires sont importants. Afin de résoudre les problèmes d'optimisation, malgré ces contraintes, ces méthodes se basent sur des simulations réalisées avec une approche backward. Pour cette même raison, et parce que l'exécution d'une simulation backward est plus facile ainsi, des modèles statiques sont prioritairement utilisés. Ainsi, l'absence de boucle de contrôle (grâce à l'approche backward qui suppose une commande optimale) et la non-prise en compte des dynamiques rapides (modèles statiques) permettent d'augmenter le pas de calcul de la simulation rendant ainsi possible la résolution du problème [Vinot 2008] [Horrein 2012a]. Les méthodes optimales nécessitent de connaître le profil des objectifs à l'avance (cycle de vitesse ou température). Ainsi elles sont donc généralement résolues hors ligne. C'est pourquoi les méthodes optimales sont généralement utilisées afin de connaître l'optimum théorique pour évaluer l'efficacité d'autres stratégies qui seront exécutables en temps réel.

Les deux méthodes d'optimisation les plus connues sont la programmation dynamique [Bellman 1957] [Guzzella 2010] et le principe du minimum de Pontryagin [Delprat 2004] [Guzzella 2010]. Parce que la programmation dynamique assure l'optimisation globale du système en prenant en compte les contraintes, elle sera utilisée comme méthode de référence dans la suite de ce mémoire. La programmation dynamique appliquée au véhicule hybride 3008 HY4 sans prise en compte des échanges thermiques est détaillée dans l'article [Cheng 2015].

Les méthodes dites à base de règles sont utilisées afin de développer des stratégies de gestion d'énergie en ligne. Pour décider de la répartition des puissances dans le système, plusieurs règles basées sur des relevés expérimentaux, des principes physiques ou sur l'expertise de son concepteur sont utilisées. Cette méthode présente l'avantage de se baser sur des relations facilement et rapidement exécutables ce qui la rend implantable en temps réel. De plus, ces méthodes ne dépendent pas du cycle de vitesse, des contraintes mécaniques, thermiques... En effet, les méthodes optimales sont spécifiques aux conditions utilisées pour résoudre le problème. Modifier le cycle de vitesse modifie le comportement optimal du véhicule. L'inconvénient majeur des méthodes à base de règles est que le résultat obtenu peut être très éloigné de l'optimum théorique.

Chacune de ces deux approches présente leurs avantages et leurs inconvénients. Si la méthode optimale permet d'obtenir le meilleur comportement énergétique, la méthode à base de règles permet quant à elle de déduire une stratégie rapidement exécutable. La stratégie idéale permettrait de combiner ces deux avantages. Pour tenter de se rapprocher de cette stratégie idéale, plusieurs études ont été réalisées afin d'utiliser les résultats obtenus avec la méthode optimale pour déduire les règles de base [van Berkel 2015].

La définition de ces règles de base pour établir une stratégie à partir des résultats de la méthode optimale peut s'avérer complexe selon le type de système considéré. Jusqu'à présent aucune méthode ne permet de définir une méthodologie quant à la définition de ces règles. Dans la suite de ce chapitre, une approche basée sur la structuration du niveau stratégie permet d'en développer une qui mélange ses deux approches (optimale – base de règles). Cela permet de déduire progressivement les règles d'une stratégie sans optimisation, mais qui se rapproche de l'optimum.

#### IV.1.1.b Gestion d'énergie optimale

La programmation dynamique [Bellman 1957] [Guzzella 2010] est utilisée pour résoudre le problème qui est de minimiser la consommation du véhicule. Mathématiquement et de façon générale, résoudre ce problème peut se résumer à résoudre l'équation suivante :

$$J^* = \min(J) = \min \left( \sum_{k=0}^{N-1} [L(x(k), u(k), k)] \right) \quad (4.1)$$

Avec  $J^*$  la minimisation de la fonction coût  $J$ . Cette fonction coût, qui dans notre cas représente la consommation du véhicule, est obtenue en effectuant la somme de chaque coût de transfert local  $L$ . Le coût de transfert local représente le coût entre deux pas de calcul (entre  $k$  et  $k+1$ ), c'est-à-dire la consommation du véhicule durant un pas de temps. Ce coût local dépend de l'état des différentes variables énergiques  $x$  et de la valeur des variables de réglage  $u$ .

Le vecteur de variables de réglage est défini par les variables de décision disponibles pour optimiser le système. Dans notre cas, il s'agit des quatre critères de répartition et du rapport de boîte.

$$u(k) = [k_{brk}(k) \quad k_{tr-pr}(k) \quad k_{av}(k) \quad k_{cha}(k) \quad n_{bv}(k)]^T \quad (4.2)$$

La variable d'état  $x$  correspond à la variable d'état de charge de la batterie  $SoC$ . Des contraintes sont appliquées sur cette variable afin d'obtenir un état de charge final (instant  $k_f$ ) égal à l'état de charge initial (instant  $k_i$ ). Ces contraintes permettent aussi de limiter les profondeurs de charge et de décharge :

$$x(k) = SoC(k) \quad (4.3)$$

$$\begin{cases} x(k_f) = x(k_i) \\ SoC_{min} \leq x(k) \leq SoC_{max} \end{cases} \quad (4.4)$$

La programmation dynamique est basée sur le principe où l'optimum global est recherché uniquement à partir des optimums locaux. Pour cela, la variable d'état  $x$  (SoC) est discrétisée entre ses valeurs limites (Figure 4.1.a). Pour chaque intersection du quadrillage (discrétisation et échantillonnage), toutes les combinaisons possibles du vecteur de variables de réglage  $u$  sont testées pour atteindre l'intersection suivante. Lorsque plusieurs combinaisons permettent d'obtenir le même transfert de la variable SoC, seule la combinaison réalisant ce transfert avec le coût le plus faible est conservée. Lorsque tous les coûts minimums du quadrillage sont connus, toutes les trajectoires possibles pour relier l'état de charge initiale et finale sont calculées (Figure 4.1.b). La trajectoire présentant le coût le plus faible sera considérée comme le comportement énergétiquement optimal.

Pour réduire le temps de simulation, la zone de fonctionnement du quadrillage de la variable d'état est réduite (Figure 4.1.a). A partir des contraintes du système, des zones interdites peuvent être définies. Par exemple, à partir du courant maximal admissible dans la batterie, une variation maximale (charge et décharge) de la variable d'état peut être déterminée. Cette variation au niveau de l'état de charge initial et final permet de délimiter les zones interdites (Figure 4.1.a). Pour les intersections situées dans ces zones interdites, le coût de transfert local n'est pas évalué.

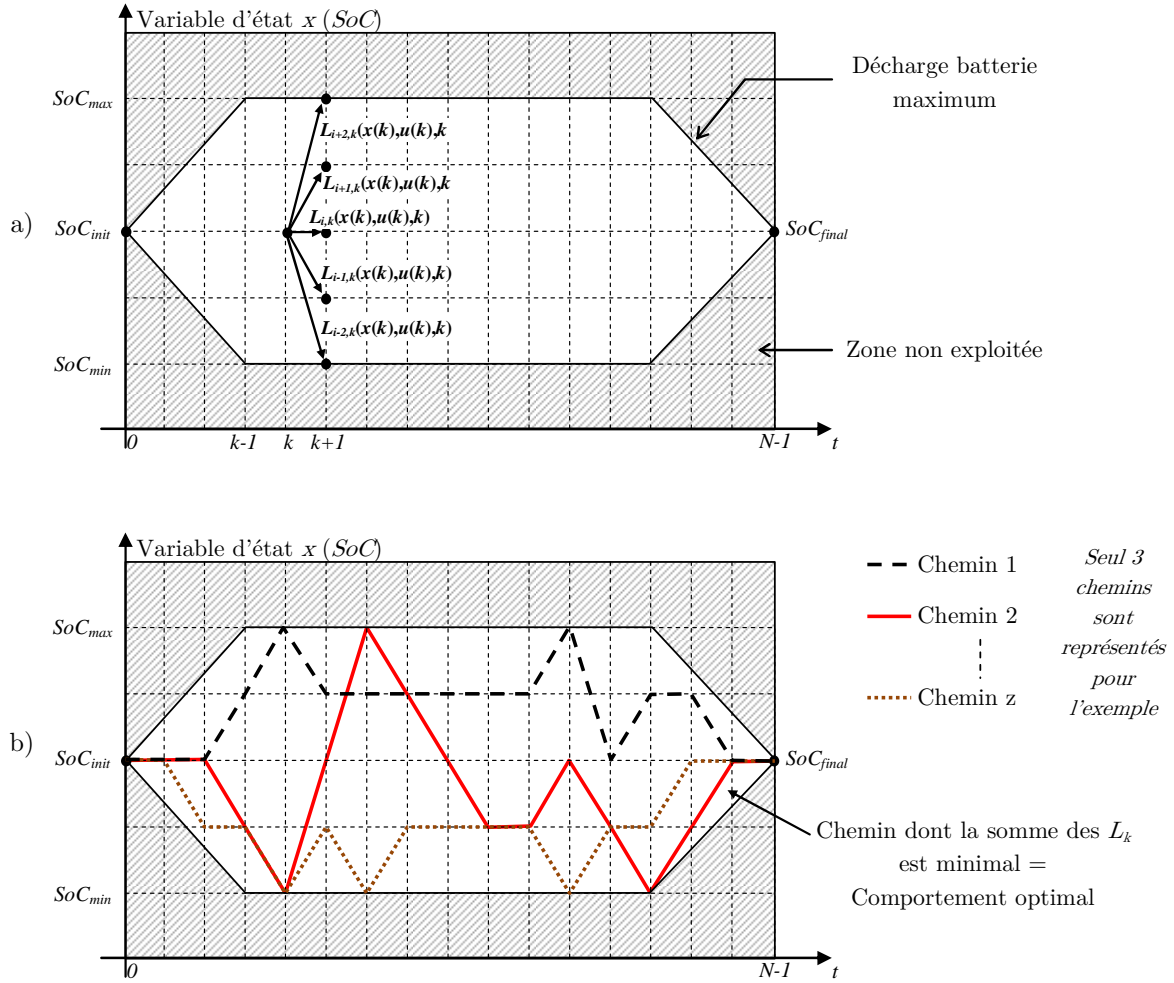


Figure 4.1 : Discretisation de la variable d'état  $x=SoC$  (a = évaluation des  $L_k$  ; b = détermination du chemin optimal)

Afin de pouvoir résoudre le problème d'optimisation dans un temps raisonnable, la simulation des modèles doit être la plus rapide possible. Ainsi, bien que des simplifications de modèles physiques ont déjà été réalisées (moteur thermique), d'autres simplifications sont encore à faire. De plus, comme cela a déjà été expliqué, les modèles sont organisés pour être simulés avec une approche backward ce qui suppose une commande idéale du système.

Les éléments dynamiques sont les plus impactants pour le temps de résolution du problème. Ils sont ainsi réduits au strict minimum pour la résolution par la méthode optimale. Par exemple, la partie valorisation de l'énergie thermique qui contient 3 éléments dynamiques est transformée en un modèle statique (Figure 4.2). De plus, la stratégie MPPT P&O qui avait pour rôle de trouver la meilleure valeur du courant à appliquer, en modifiant petit à petit la valeur de ce courant, est remplacée par une stratégie MPPT utilisant l'équation permettant de trouver directement la bonne valeur de ce courant (3.23). L'étape d'optimisation étant une étape de simulation, il n'y a pas de risque d'erreur sur la mesure de température qui pourrait modifier les performances des modules de conversion de l'énergie thermique.

D'autres simplifications sont réalisées pour minimiser le nombre d'éléments dynamiques. La dynamique du fluide de refroidissement est négligée devant celle du bloc moteur (Figure 4.3). De plus, l'inertie thermique de la paroi de l'habitacle est négligée (Figure 4.4). Les embrayages avant et arrière sont également négligés. Plusieurs études ont montré que l'influence de l'effet de l'embrayage d'un véhicule hybride est faible sur la gestion d'énergie [Letrouvé 2009b].

Ainsi, la REM du véhicule et sa commande présentées à la fin du chapitre précédent sont simplifiées en fonction des nouvelles hypothèses de modélisation (Figure 4.6.)

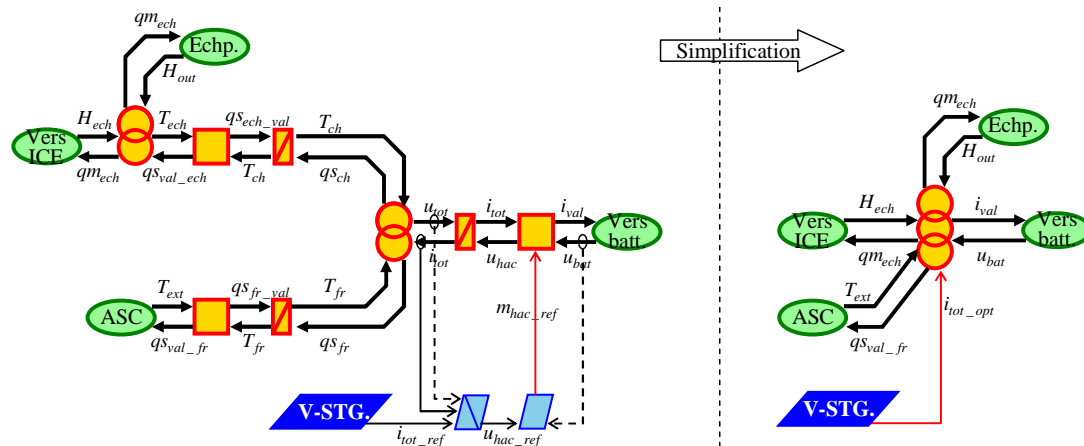


Figure 4.2: Simplification des modèles de la valorisation de l'énergie thermique

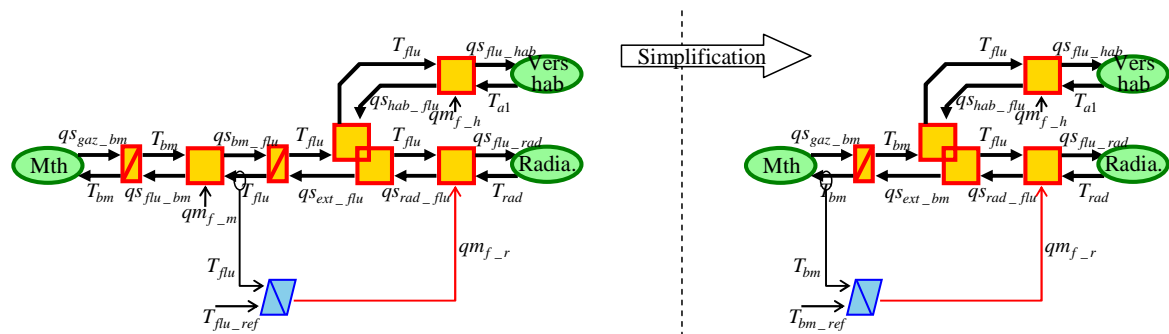


Figure 4.3 : Simplification des modèles du système de refroidissement

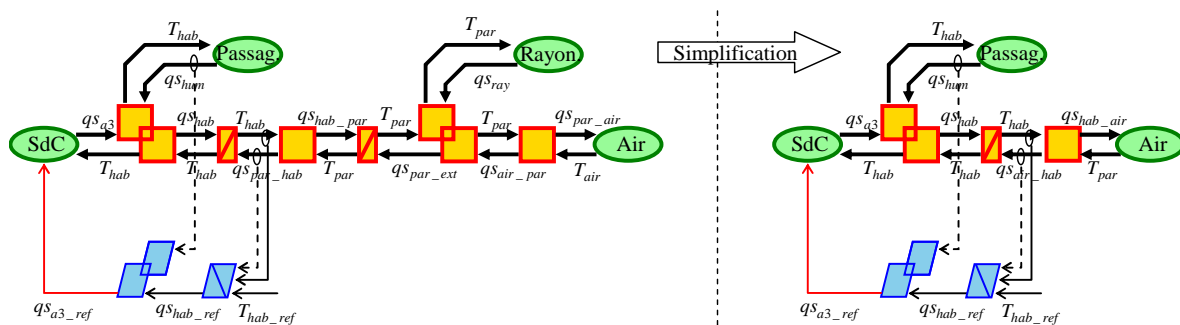


Figure 4.4 : Simplification des modèles de l'habitacle

La représentation simplifiée est organisée selon une approche backward (Figure 4.7). La causalité est modifiée afin de respecter le principe de l'approche backward faisant ainsi apparaître deux relations dérivées.

Le passage de l'approche forward à l'approche backward fait apparaître, au niveau des variables objectifs, deux relations dérivées (Figure 4.5). L'orientation des entrées et sorties est modifiée avec cette approche (Figure 4.5). De plus, l'approche backward suppose la présence d'une structure de commande idéale permettant d'obtenir instantanément la variable objectif de référence désirée. Ainsi, la structure de commande n'est plus visible et la variable objectif réalisée par le système correspond à sa valeur de référence (Figure 4.5). Parce qu'elle ne peut plus être considérée comme conforme au formalisme REM du fait du non-respect de la causalité, le code couleur utilisé avec l'approche backward est volontairement choisi en désaccord avec les règles du formalisme REM (Figure 4.7).

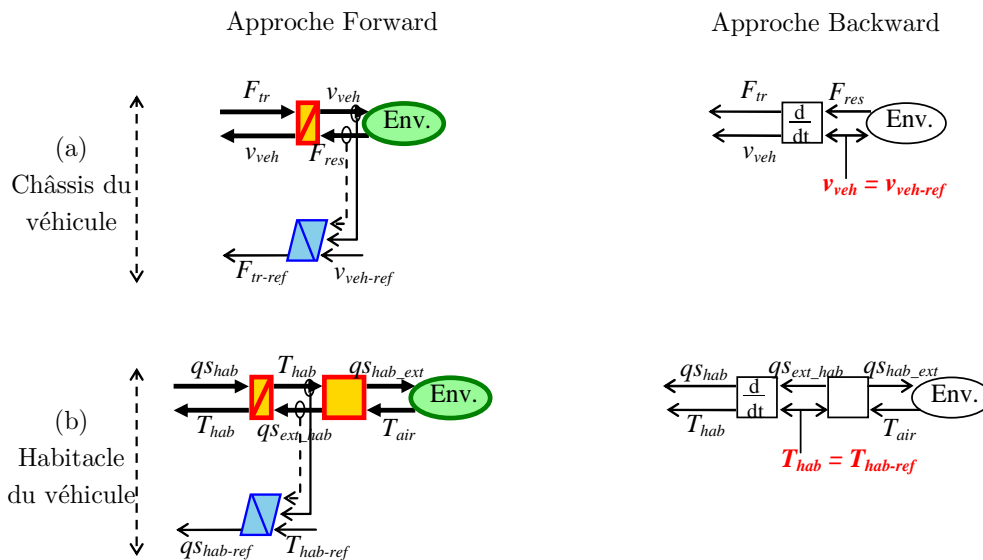


Figure 4.5 : Transformation Forward - Backward des éléments d'accumulation (a = châssis ; b = habitacle)

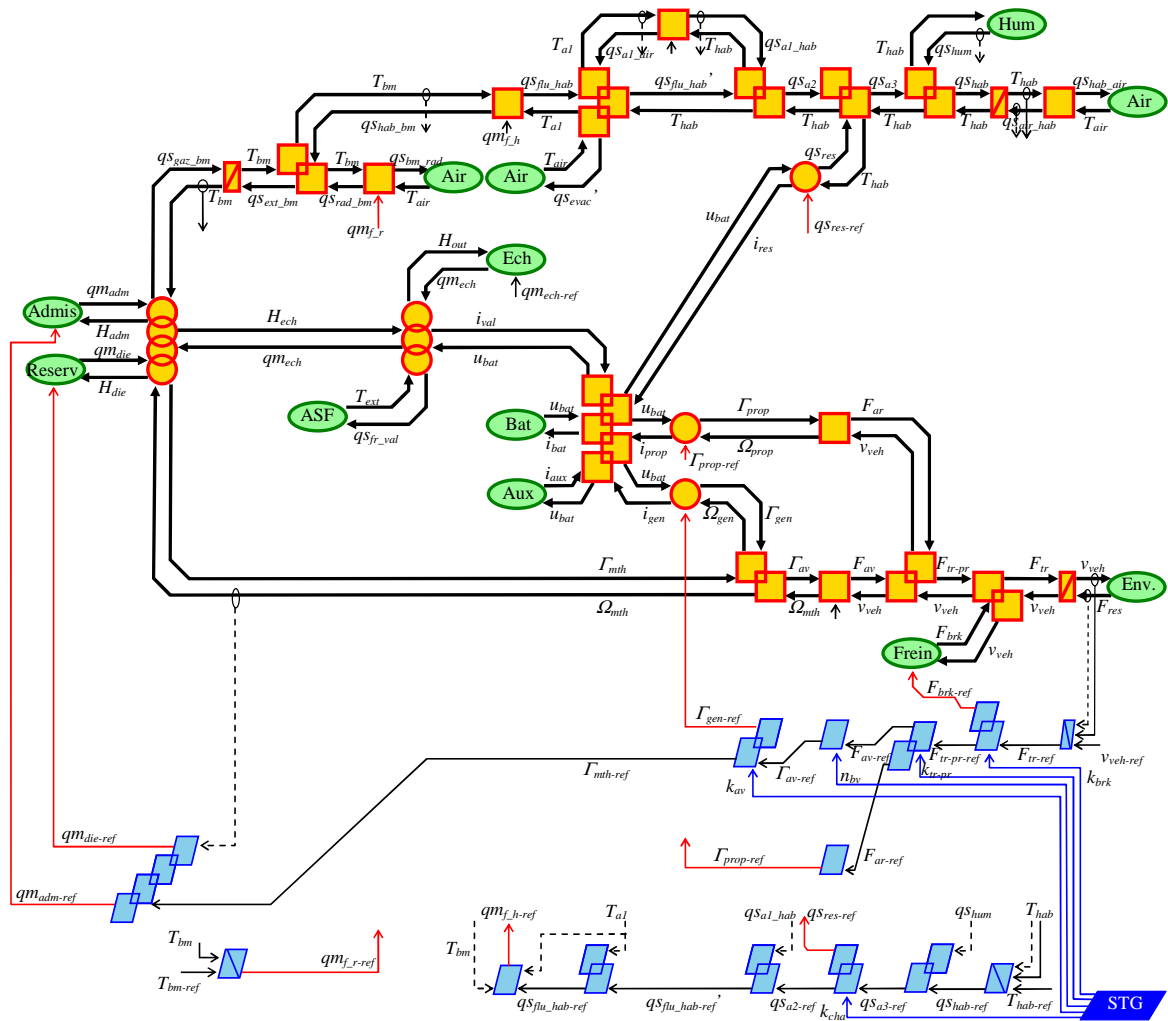


Figure 4.6 : REM et commande simplifiée du véhicule

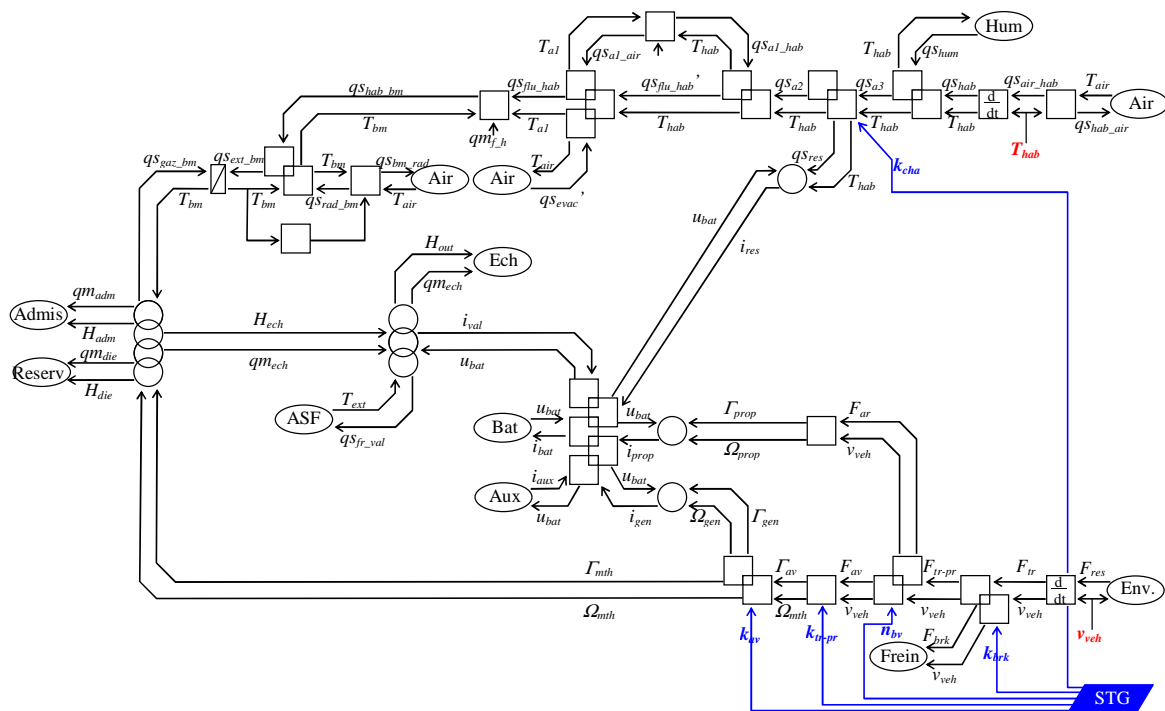


Figure 4.7 : Structuration backward du modèle



### IV.1.2. Synthèse de la gestion d'énergie optimale

La méthode d'optimisation par la programmation dynamique est appliquée aux modèles du véhicule 3008 HY4. Cette programmation dynamique est réalisée en utilisant le code libre détaillé dans [Sundstrom 2009]. Cette optimisation a pour objectif de résoudre l'équation (4.1) sous les contraintes de l'équation (4.4). Concrètement, le véhicule est simulé pour minimiser la consommation de carburant tout en intégrant les bornes d'état de charge maximal et minimal ( $0,4 < SoC < 0,8$ ). Les paramètres de la programmation dynamique sont indiqués dans le Tableau 4.1.

Une première étude permet d'analyser la surconsommation du véhicule hybride (VEH) due à différentes demandes de chauffage. Bien que tous les résultats soient intéressants, seuls quelques un sont détaillés dans cette partie afin de conserver une certaine fluidité de lecture et de compréhension. Davantage de résultats sont présents dans l'Annexe F.

Ainsi, la consommation de carburant optimale (minimale) d'un véhicule hybride réalisant un cycle NEDC est, comme cela était prévisible, impactée par la demande de régulation thermique de l'habitacle (Figure 4.8). La Figure 4.9 représente l'évolution de la consommation moyenne d'un VEH sur un cycle NEDC en fonction de différentes températures de consigne (courbe pointillée rouge). Sur cette figure, la consommation d'un véhicule thermique (VT) est également représentée en fonction de différentes températures de consigne (courbe continue noire). Les versions les plus récentes des véhicules thermiques possèdent également quelques résistances chauffantes pour accélérer le chauffage de l'habitacle lors d'un démarrage à froid. En cas de besoins, les résistances sont alimentées par la batterie 12 V. L'alternateur sera alors plus sollicité ce qui engendre les surconsommations.

La surconsommation d'un VEH due à une demande de chauffage de seulement 5 °C est de 10 % (pour ce cycle de vitesse). A titre de comparaison, l'hybridation du véhicule permet de réduire la consommation du véhicule (sans chauffage) de 20 % (Figure 4.9). La surconsommation due au système de chauffage n'est donc pas négligeable sur un véhicule hybride. En revanche, elle est beaucoup plus faible pour un véhicule thermique qui produit continuellement de la chaleur avec son moteur thermique. Ainsi, toujours pour une élévation de la température de l'habitacle de 5 °C, la surconsommation n'est que de 2 % avec un VT.

Tableau 4.1 : Paramètres de la programmation dynamique

	Echantillon. temporel	Discretisation $SoC$	Discretisation $K_{brk}$	Discretisation $K_{tr-pr}$	Discretisation $K_{av}$	Discretisation $K_{cha}$	Discretisation $n_{bv}$
Pas	1 s	2 %	0,1	0,1	0,1	0,1	1
Valeur max	max(cycle)	80 %	1	1	1	1	6
Valeur min	0	40 %	0	0	-1	0	1

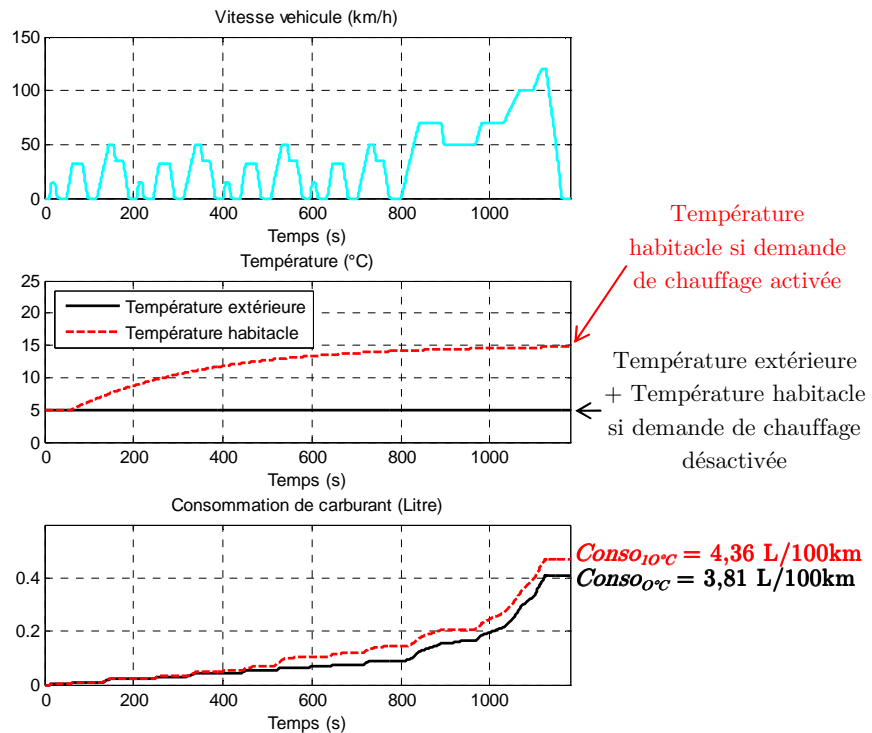


Figure 4.8 : Comportement optimal du véhicule hybride avec et sans demande de chauffage

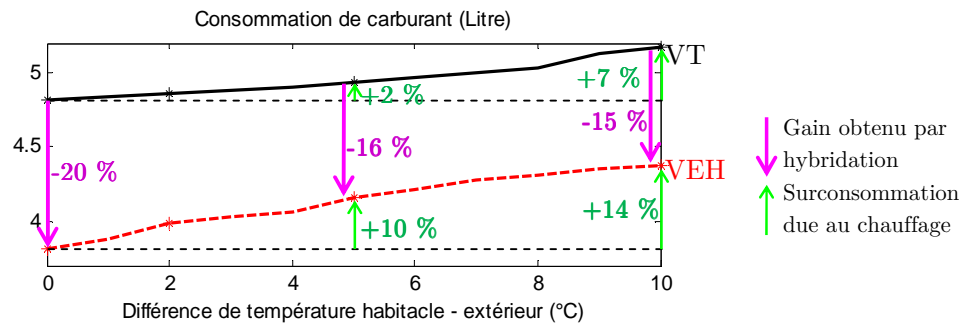


Figure 4.9 : Comparaison de la consommation d'un véhicule conventionnel (VT) avec un véhicule hybride (VEH)

Ces résultats, obtenus avec une gestion optimale, sont réalisés pour un temps de montée de température de l'habitacle lent (constante de temps de 300 secondes, voir évolution Figure 4.8). Si un profil de température différent est appliqué, le comportement optimal sera modifié ainsi que la consommation. Par exemple, une évolution plus rapide de la température de l'habitacle (constante de temps de 100 secondes) augmente quelque peu cette surconsommation (de 14 % à 17 % pour une élévation de 10°C) (Figure 4.10). Cette augmentation est en partie due au fait que davantage de chaleur est à fournir durant les premières secondes alors que le moteur n'a pas atteint sa température optimale. Ce sont donc les résistances qui fournissent cette demande d'énergie. Avec un profil de température moins contraignant, la demande d'énergie nécessaire pour augmenter la température est répartie sur une période plus longue pouvant ainsi être en partie assurée par le moteur thermique.

L'analyse de ces évolutions optimales montre que plus la contrainte thermique est importante, plus la température du moteur thermique doit être augmentée rapidement (Figure 4.10.b).

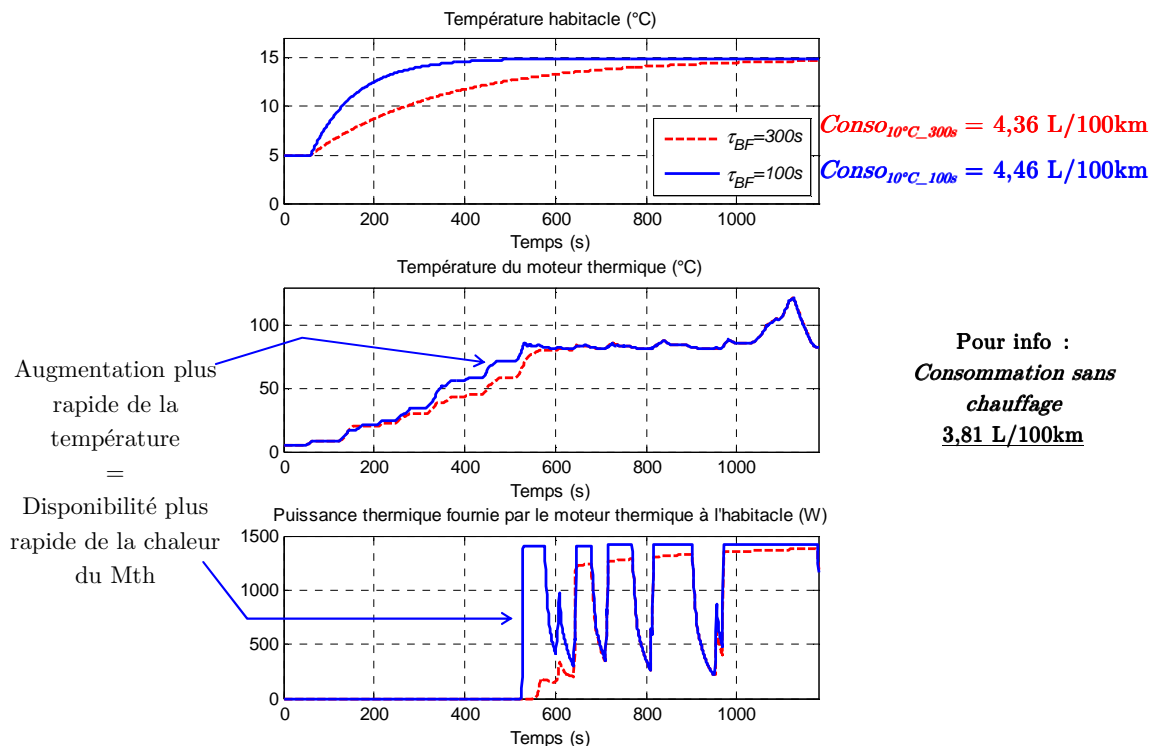


Figure 4.10 : Comportement optimal du véhicule pour différents temps de réponse du profil de température

Cette augmentation plus rapide de la température du moteur permet d'utiliser plus rapidement la chaleur produite par le moteur thermique pour chauffer l'habitacle afin de diminuer la sollicitation des résistances chauffantes (Figure 4.10.c). Cette augmentation plus rapide de la température du moteur s'explique par une sollicitation plus importante de celui-ci durant le début du cycle (voir résultats en Annexe F). En effet, durant le début du cycle, le véhicule est utilisé en mode hybride (traction thermique et recharge de la batterie) ce qui augmente le couple du moteur thermique. Cela a pour effet d'augmenter la chaleur produite par le moteur (donc sa température) et de compenser la chute plus rapide du niveau de charge de la batterie due à la sollicitation plus importante des résistances (recharge batterie).

Il est ainsi possible de déduire que les conditions thermiques de démarrage (moteur froid ou moteur chaud) sont importantes lors de la prise en compte des échanges thermiques avec l'habitacle. En effet, comme le montrent les résultats de l'optimisation du véhicule pour un démarrage avec un moteur initialement chaud (chargé en énergie thermique), celui-ci peut fournir, dès le début du cycle, une puissance de chauffage à l'habitacle (Figure 4.11.c). La température du moteur variant autour de sa température de régulation (Figure 4.11.b), lorsque celle-ci est un peu plus faible, les résistances chauffantes prennent le relais le temps de recharger le bloc moteur en énergie thermique. Avec ces conditions initiales chaudes, la surconsommation due au chauffage est plus faible (5 % au lieu de 14 % pour une élévation de 10°C). Plus de résultats sont présents dans l'Annexe F.

La consommation du véhicule dépend des contraintes thermiques, mais également du cycle de vitesse. En effet la consommation pour un cycle de vitesse WLTC a été réalisée et permet de constater cette dépendance (Tableau 4.2).

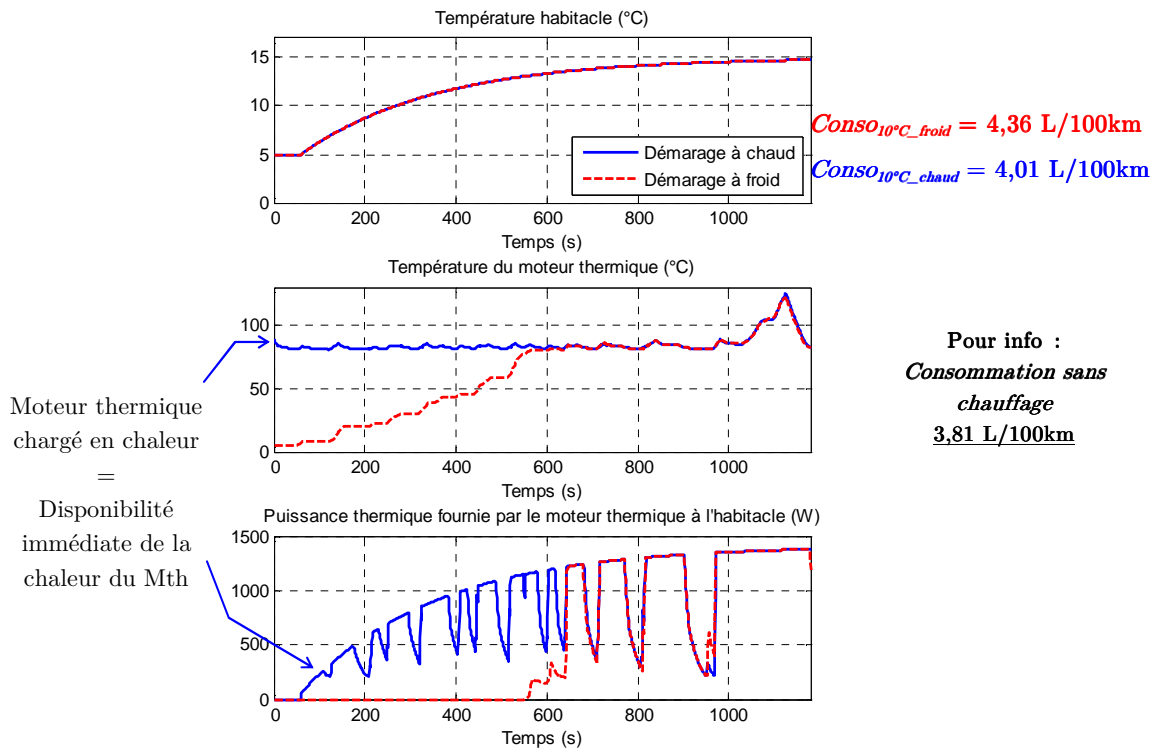


Figure 4.11 : Comportement optimal du véhicule pour différentes conditions thermiques initiales

La valorisation de l'énergie des gaz d'échappement avec la technologie d'éléments thermoélectriques (et avec les hypothèses d'intégration retenues dans cette étude) permet de réduire la consommation d'environ 2,6 % (Figure 4.12). La puissance électrique récupérée dépend, comme cela est expliqué dans la partie représentation et dans la partie commande de ces sous-systèmes, de la température des gaz d'échappement.

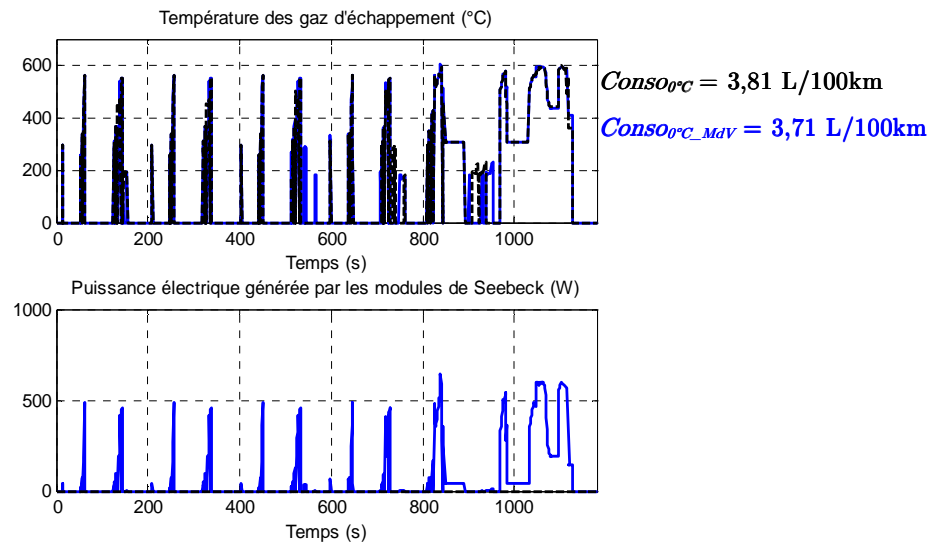


Figure 4.12 : Comportement optimal du véhicule avec et sans valorisation thermique (sans demande de chauffage)

Bien que plusieurs simplifications de modèles sont réalisées (Figure 4.6), le temps moyen de résolution du problème d'optimisation est d'environ 9 heures pour un cycle NEDC (Matlab 7.7 R2008b processeurs 3,5 GHz). Le temps de résolution important empêche une exécution en temps réel, et ce, même si de plus amples réductions de modèle sont réalisées. De plus, même si ce temps d'exécution pouvait être suffisamment réduit, cette méthode ne serait tout de même pas implantable puisque le profil de vitesse doit être connu à l'avance. En effet, le comportement optimal du véhicule dépend des contraintes mécaniques (cycle de vitesse) et thermiques (rapidité de la demande de chauffage) demandées au système. Ainsi, le calcul réalisé par la programmation dynamique doit être ré exécuté pour chacun de ces cas et ne peut pas être prédit. A l'heure actuelle, seules les approches heuristiques et sous-optimales [Salmasi 2007] [Trigui 2011] permettent d'exécuter les stratégies de gestion d'énergie en temps réel sans connaître le cycle de vitesse à l'avance.

Dans cette première partie de ce chapitre, la programmation dynamique, méthode d'optimisation globale, est appliquée au modèle du véhicule incluant à la fois le système de traction et le système de chauffage (Figure 4.13). Par rapport aux études habituelles, cette optimisation assure l'optimum global du système quel que soit les contraintes mécaniques (vitesse, profil de route...) ou thermiques (température extérieure, du moteur thermique...). La stratégie s'adaptant automatiquement aux différentes conditions, cette considération permet une réduction de la consommation (par exemple le véhicule fonctionnera plus souvent en mode hybride (recharge de la batterie) pour augmenter plus rapidement sa température lors de forte contrainte thermique (Figure 4.10)).

Si un gain de consommation est possible par la prise en compte de ces flux thermiques, le temps de calcul pour arriver à cette solution est important. La résolution du problème pour un cycle de 20 minutes étant de 9 heures et la nécessité de connaître les paramètres de simulation à l'avance (profil de vitesse, thermique habitacle, température extérieure...) rend cette stratégie impossible à implanter en temps réel.

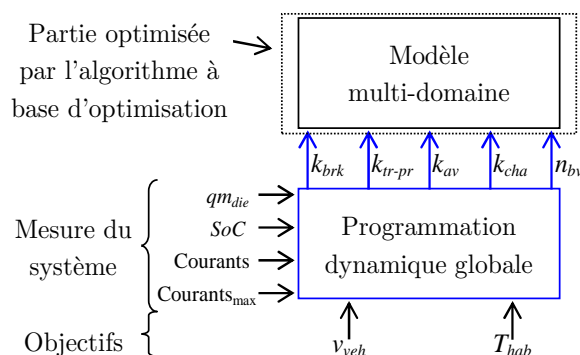


Figure 4.13 : Structuration modèle - Gestion d'énergie : Gestion optimale globale

Tableau 4.2 : Principaux résultats de consommation minimale du véhicule 3008 HY4

Véhicule ; Cycle ; Valorisation thermique	$\Delta T_{hab} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Thermique</b> + NEDC	4,81 L/100km	$\xrightarrow{+7,5\%}$ 5,17 L/100km
<b>Hybride</b> + NEDC (Figure 4.8)	3,81 L/100km	$\xrightarrow{+14,4\%}$ 4,36 L/100km
Hybride + NEDC + <b>Valorisation</b> (Figure 4.12)	3,71 L/100km	4,32 L/100km
Hybride + <b>WLTC</b>	4,18 L/100km	$\xrightarrow{+5\%}$ 4,39 L/100km

## IV.2 Gestion d'énergie multi-niveau optimale décomposée

Dans cette sous-partie, une stratégie optimale est une nouvelle fois étudiée, mais cette fois-ci elle est décomposée en deux parties. La première partie gère certaines fonctions du système en utilisant une stratégie à base de règles alors que la seconde partie gère le reste du système en utilisant la méthode optimale classique. L'objectif est de pouvoir conserver l'optimum global du système en utilisant une optimisation partielle afin d'obtenir un temps de calcul compatible avec le temps réel. Pour cela, une structuration originale multi-niveau est utilisée [Syed 2012]. Cette structuration permet de définir distinctement les limites des différentes parties de la gestion d'énergie qui seront gérées par des approches différentes.

### IV.2.1. Structuration multi-niveau de la gestion d'énergie

Comme détaillée dans le chapitre 1, la stratégie de gestion d'énergie multi-niveau est décomposée en 3 parties : 'fonctions', Modes de fonctionnements', 'Chemins énergétiques' (Figure 4.14). Tout d'abord, les fonctions sont les actions à remplir pour réaliser les objectifs du système. Ces fonctions sont directement liées aux actions que désire le conducteur (accélération, mise en position marche de la régulation thermique...). Ainsi, 4 fonctions peuvent être identifiées pour satisfaire aux objectifs mécaniques et thermiques du système :

- 'traction' résultant de l'appui sur la pédale d'accélérateur,
- 'freinage' résultant de l'appui sur la pédale de frein,
- 'arrêt' résultant l'absence d'action sur les pédales du véhicule,
- 'chauffage' résultant de la demande de régulation de l'habitacle par le conducteur.

Dans ce mémoire la demande de refroidissement de l'habitacle n'est pas considérée, seule la demande de chauffage est étudiée. La fonction de frein moteur du moteur thermique n'est pas considérée non plus. En effet, d'un point de vue énergétique, il est préférable d'imposer un faible couple négatif avec l'une des machines électriques afin de récupérer un peu d'énergie plutôt que d'utiliser le frein moteur où la puissance serait perdue.

Par la suite, les fonctions sont décomposées afin d'identifier les différents modes de fonctionnement possible pour réaliser les fonctions. Ces modes de fonctionnement permettent de choisir les sources d'énergie utilisée pour réaliser l'objectif. Par exemple, 3 modes de fonctionnement sont possibles pour le mode traction : 'électrique' (utilisation unique de la batterie pour propulser le véhicule), 'thermique' (utilisation unique du réservoir de carburant), 'hybride' (utilisation conjointe de la batterie et du réservoir de carburant).

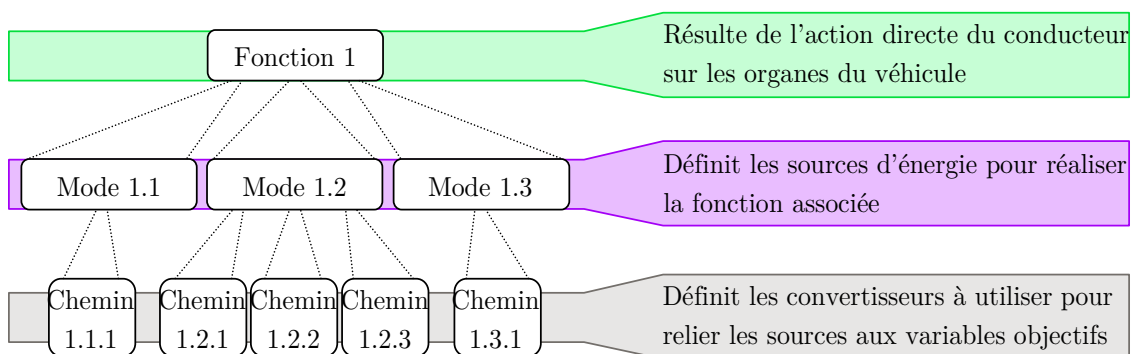


Figure 4.14 : Décomposition multi-niveau de la stratégie de gestion d'énergie

En suivant la même démarche, 3 modes de fonctionnement sont identifiés pour réaliser la fonction 'freinage' : Électrique (freinage purement récupératif), Mécanique (utilisation unique des freins mécanique) et le mode hybride (utilisation conjointe des freins mécanique et de la batterie). Trois autres modes sont également identifiables pour réaliser la fonction de chauffage : Electrique, thermique et hybride. Enfin 2 modes de fonctionnement sont possibles pour remplir la fonction 'arrêt' : mode stop (aucun transit de puissance) et le mode recharge (recharge de la batterie par le réservoir de carburant).

Pour finir, le dernier niveau (chemins énergétiques) va permettre, lorsque plusieurs possibilités existent, de sélectionner les convertisseurs permettant de réaliser le mode de fonctionnement associé. Par exemple, afin de réaliser la fonction de traction en mode hybride (utilisation de la batterie et du réservoir de carburant), il est possible d'utiliser la machine électrique arrière en même temps que le moteur thermique pour déplacer le véhicule, ou d'utiliser le moteur thermique pour tracter le véhicule tout en rechargeant la batterie avec la machine électrique avant. Tous les modes de fonctionnement ne comprennent pas systématiquement plusieurs chemins d'énergies. Le détail de tous les chemins énergétiques relatifs aux différents modes de fonctionnement sont représentés sur la Figure 4.15. En raison de sa faible puissance, le fonctionnement de la machine électrique avant en mode traction est interdit sur le véhicule commercialisé. Elle ne peut être utilisée que pour freiner le véhicule ou recharger la batterie en mode hybride. Afin de respecter au mieux les possibilités du système réel, ce choix est conservé dans cette partie.

Désormais que la structuration multi-niveau est établie, un choix doit être fait pour : sélectionner le bon mode de fonctionnement, sélectionner le bon chemin énergétique (s'il y a lieu) et définir la bonne répartition d'énergies lors des doubles chemins (ex. la distribution entre le moteur thermique et la machine électrique lors des modes hybride).

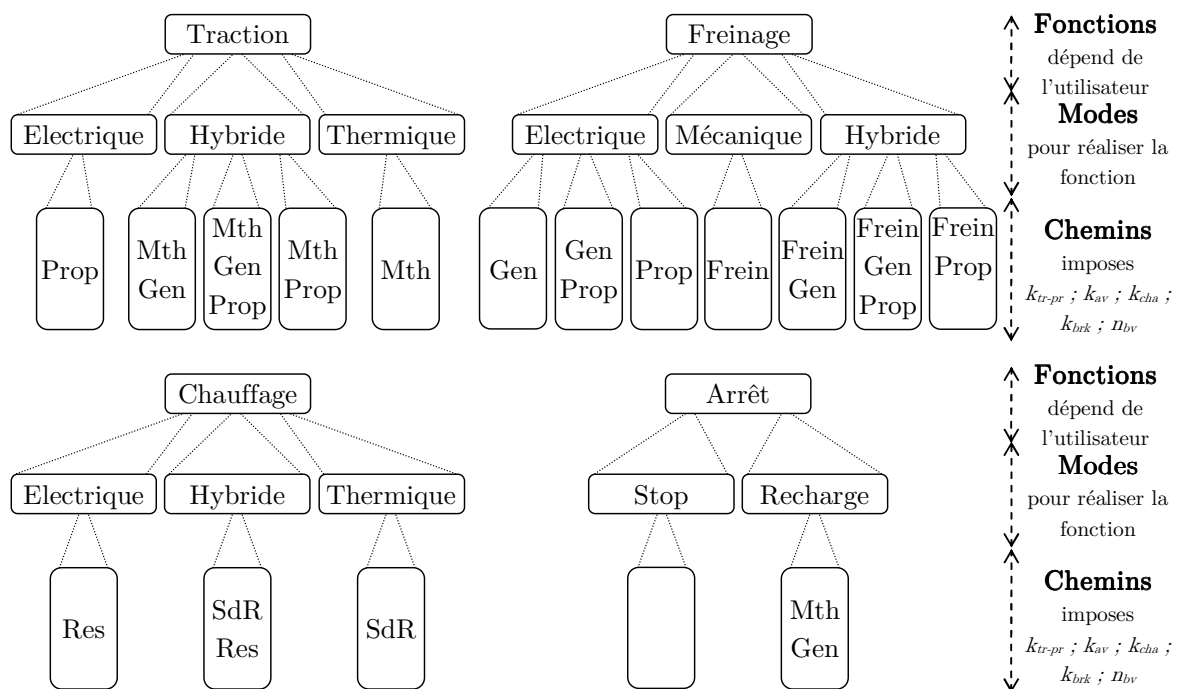


Figure 4.15 : Décomposition multi-niveau de la stratégie de gestion d'énergie appliquée au système étudié



Afin de réaliser ces choix, des méthodes à bases de règles ou des méthodes d'optimisation peuvent être utilisées.

La nouveauté apportée par ces travaux est de pouvoir coupler les approches à base de règles et d'optimisations au sein de la même gestion d'énergie. Par exemple, la partie relative à la fonction chauffage peut être traitée avec une approche à bases de règles alors que la partie relative à la fonction traction le serait avec une approche optimale. Il est également possible d'appliquer des méthodes différentes entre les niveaux. Par exemple lorsque le véhicule est à l'arrêt, la décision de savoir s'il faut ou non recharger la batterie peut se faire avec une approche optimale alors que la gestion du flux de puissance entre le moteur thermique et la batterie sera gérée de manière logique en s'assurant de fonctionner au point de meilleur rendement. L'objectif de cette partie est de remplacer une partie de l'algorithme d'optimisation par une série de règles tout en conservant l'optimum global du système.

Dans la partie précédente, l'approche optimale a permis de réaliser l'optimisation globale du véhicule en utilisant l'intégralité des variables de décision à disposition sans décomposer le problème. La structuration multi-niveau de la stratégie permet de traiter la réalisation de ces fonctions de manière séparée. Ainsi, il est possible de remarquer, plus facilement, que certaines variables de décision peuvent être gérées à l'aide de règles sans pour autant perdre l'optimum. Par exemple, la répartition de puissance entre la partie traction et les freins mécaniques peut être traitée de cette manière. En effet, l'optimum énergétique est de réaliser, dès que cela est possible, un freinage régénératif. Les freins mécaniques ne sont à utiliser que si l'état de charge de la batterie est maximal ou si les machines électriques sont en limitations (couple, courant ou puissance).

Ce principe peut paraître évident pour plusieurs personnes (dans la mesure où le principe du freinage régénératif est étudié depuis longtemps) à tel point que dans de nombreux travaux sur l'optimisation énergétique d'un véhicule, ce mélange optimisation-règles est déjà réalisé de manière implicite. Néanmoins le fait de mettre en évidence ce principe permet de se poser la question qui est de savoir si cette démarche appliquée au système de freinage ne peut pas être appliquée à d'autres fonctions (ou modes) sans que cela fasse perdre l'optimum du système.

Ce principe consistant à utiliser des parties d'algorithmes à bases de règles tout en assurant l'optimum global du système peut s'appliquer dès lors qu'une énergie doit être dissipée du véhicule. C'est le cas du freinage mécanique qui dissipe (transforme en chaleur puis évacue du véhicule) l'énergie cinétique. C'est également le cas du système de refroidissement qui doit maintenir la température du bloc moteur à sa température optimale. Si la température est trop élevée, de l'énergie excédentaire est évacuée par le radiateur ou dans l'habitacle. Ainsi l'optimum énergétique sera de transférer systématiquement la chaleur dans l'habitacle (si celui-ci en requiert).

### IV.2.2. Synthèse des gestions d'énergie multi-niveaux optimales décomposées

Le programme de résolution du problème d'optimisation utilisé dans la partie précédente (Figure 4.8 à Figure 4.12) est modifié afin de gérer la commande des freins mécanique à l'aide d'un algorithme à base de règles. Les limites de chacune des approches (optimale et règles) sont représentées à l'aide de la structuration multi-niveau de la stratégie de gestion d'énergie sur la Figure 4.16.

Les règles utilisées pour décider du mode de fonctionnement à sélectionner n'autorisent le freinage purement mécanique que si la batterie est complètement chargée. Le mode de fonctionnement hybride est utilisé dans le cas où une des deux machines est en limitation de couple (ou puissance) ou alors si le courant maximal admissible par la batterie est atteint.

Les règles utilisées pour décider des chemins énergétiques à sélectionner énoncent que les deux machines électriques doivent toujours être simultanément utilisées. En effet, sur un véhicule automobile, le freinage se produit en utilisant obligatoirement les 4 roues. Dans ce cas, une force négative doit être appliquée (par les machines ou les freins mécaniques) sur l'avant et sur l'arrière. Ainsi, afin de maximiser le freinage régénératif, la machine avant doit être utilisée en association avec la machine arrière. C'est pour cette raison que les chemins n'empruntant pas les deux machines électriques sont interdits. Les effets de report de masse étant négligés dans le modèle, ils n'ont pas à être considérés dans la gestion d'énergie.

Enfin lorsque l'une des machines électriques (avant ou arrière) fonctionnera à la limite de ses capacités maximales, les freins mécaniques situés sur la même partie du véhicule (avant ou arrière) seront progressivement activés. Ils le seront de telle sorte à absorber la différence entre la puissance nécessaire pour freiner correctement le véhicule et la puissance maximale de la machine. Ainsi, la machine pourra récupérer le maximum d'énergie sans être endommagée.

Le vecteur de variables de réglage utilisé par le programme d'optimisation est modifié. Puisque la gestion des freins est totalement gérée à base de règles, il n'est plus nécessaire de faire apparaître le critère de répartition du freinage  $k_{brk}$  dans le vecteur des variables de contrôle.

$$u(k) = [k_{tr-pr}(k) \quad k_{av}(k) \quad k_{cha}(k) \quad n_{bv}(k)]^T \quad (4.5)$$

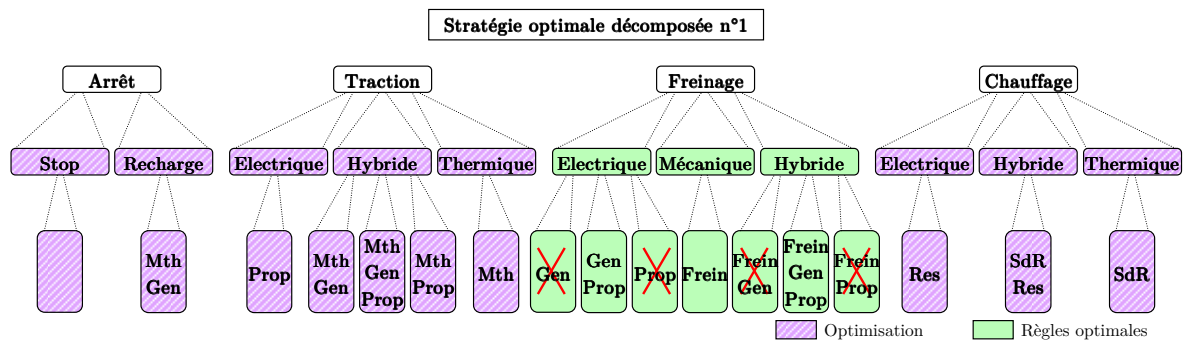


Figure 4.16 : Délimitation des différentes approches de conception de la stratégie (freins gérés à base de règles)

La variable d'état  $x$  (correspondant au  $SoC$ ), les contraintes s'y appliquant (valeur initiale, finale minimale et maximale) ainsi que la variable à minimiser (consommation de carburant) restent inchangées.

Cette décomposition de la stratégie dont la partie de freinage est gérée à l'aide d'un algorithme à base de règles donne les mêmes résultats que la méthode d'optimisation globale (Figure 4.17). Une légère différence (visible sur la force des freins mécaniques) est due aux approximations numériques effectuées. En effet pour réaliser l'optimisation du système, les variables de contrôle (vecteur  $u$ ) sont discrétisées. Ainsi le nombre de valeurs que peuvent prendre ces variables de décision est fini. Avec l'approche à base de règles, la valeur de ce critère résulte d'un calcul mathématique. Ainsi, ce critère est évalué sans erreur de discrétisation numérique avec la méthode à base de règles.

Une différence notable apparaît sur le temps de simulation. Avec l'approche de stratégie décomposée, le vecteur de variable de réglage  $u$  contient un terme en moins. Ainsi, comme moins de combinaisons du vecteur  $u$  sont possibles, le temps de simulation peut être réduit. La gestion des freins mécaniques à l'aide d'un algorithme à base de règles permet de diviser le temps de simulation par environ 12 (46 min au lieu de plus de 9h pour l'optimisation globale Matlab 7.7 R2008b, processeur 3.5 GHz). Ces résultats sont reportés dans le Tableau 4.3

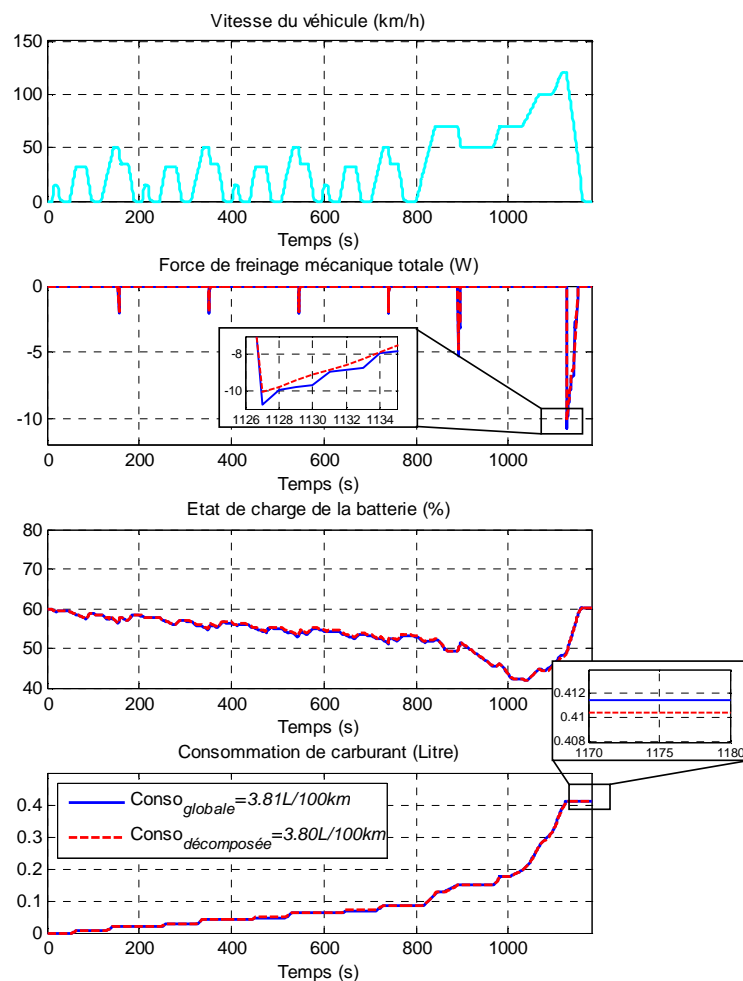


Figure 4.17 : Comparaison entre stratégie optimale globale et stratégie optimale décomposée (freinage)

De la même manière que pour la gestion du freinage, la gestion du système de chauffage peut être gérée à base de règles. Le programme de résolution du problème d'optimisation utilisé juste avant est modifié afin de gérer les freins mécaniques et le système de chauffage à base de règles. Les limites de chacune des approches (optimale et règles) sont représentées à l'aide de la structuration multi-niveau de la stratégie de gestion d'énergie sur la Figure 4.18.

Les règles utilisées précédemment pour gérer le freinage à base de règles sont conservées en l'état.

Les règles utilisées pour décider du mode de fonctionnement à sélectionner (fonction de chauffage) n'autorisent le mode purement électrique que lorsque le moteur thermique n'est pas suffisamment chaud pour démarrer sa régulation thermique. Le mode hybride sera utilisé dans les cas où la régulation du moteur thermique peut commencer (et que de la chaleur est à évacuer), mais que cette chaleur à évacuer n'est pas suffisante pour satisfaire totalement au chauffage habitacle.

Enfin lorsque le mode hybride est activé, la répartition de puissance entre le système de refroidissement et les résistances chauffantes est définie de telle sorte à utiliser la totalité de la chaleur à évacuer du système de refroidissement. Les résistances chauffantes seront utilisées afin de combler la différence entre ce qui peut être fourni par le système de refroidissement et ce qui est demandé par la commande de la régulation thermique de l'habitacle.

Le vecteur de variables de réglage utilisé par le programme d'optimisation est modifié. Puisque la gestion des freins et du chauffage est gérée en dehors de l'algorithme d'optimisation, il n'est plus nécessaire de faire apparaître les critères de répartition du freinage  $k_{brk}$  et du chauffage  $k_{cha}$ .

$$u(k) = [k_{tr-pr}(k) \quad k_{av}(k) \quad n_{bv}(k)]^T \tag{4.6}$$

La variable d'état  $x$  (correspondant au  $SoC$ ), les contraintes s'appliquant dessus (valeur initiale, finale minimale et maximale) ainsi que la variable à minimiser (consommation de carburant) restent inchangées.

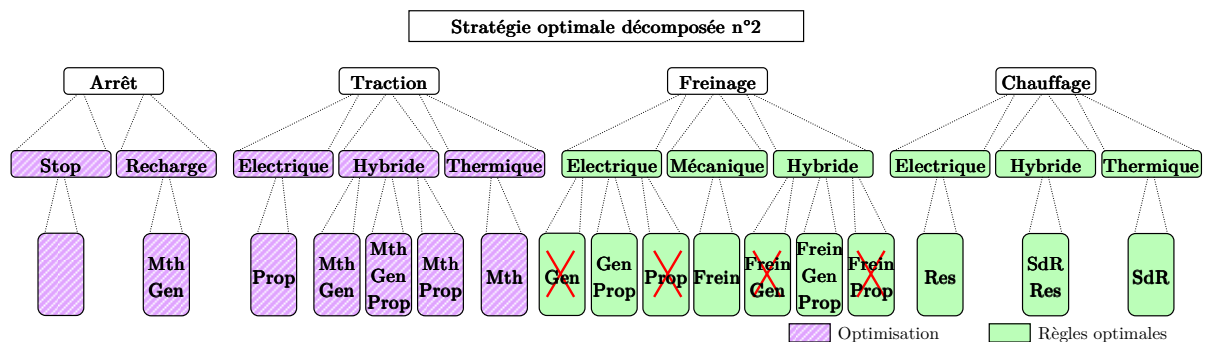


Figure 4.18 : Délimitation des différentes approches de conception de la stratégie (freins+chauffage gérés à base de règles)

La comparaison des résultats entre la simulation optimale globale (courbe continue sur la Figure 4.19) et la simulation de la stratégie d'optimisation décomposée (répartition des freins et du système de chauffage gérés à base de règles, courbe discontinue sur la Figure 4.19) sont similaire. Une très légère différence est visible notamment sur la puissance fournie par les résistances et la puissance fournie par le système de refroidissement. Cet écart est dû aux erreurs numériques issues de la discrétisation des variables de contrôle lors de la gestion optimale.

Ainsi, tout comme avec la gestion du critère de répartition des freins, la gestion de ce critère (chauffage) peut être réalisée sans algorithme d'optimisation de manière à conserver l'optimum du système. Une nouvelle fois le temps de simulation a été divisé par environ 12 (Tableau 4.3). En résumé, la gestion du critère de distribution des freins et du chauffage par des méthodes à base de règles plutôt qu'avec des méthodes d'optimisation permet de diviser le temps de simulation par plus de 100 (4 min au lieu de 9 heures pour l'optimisation globale Matlab 7.7 R2008b, processeur 3.5 GHz) en conservant l'optimum du système

La gestion du critère de répartition du chauffage peut être réalisée à base de règles tout en conservant l'optimum global du système. Néanmoins, il est nécessaire de ne pas oublier que le moteur thermique (qui produit la chaleur) est toujours géré à l'aide de la programmation dynamique (afin de gérer la partie de traction). Ainsi, bien que le critère de répartition soit géré à base de règles, une partie de la gestion du chauffage (production de chaleur par le moteur thermique) reste gérée à l'aide de l'algorithme d'optimisation

Dans cette seconde partie, une structuration multi-niveau originale permet de remplacer une partie de la gestion optimale par une série de règles tout en conservant l'optimum du système. Ainsi, la stratégie de gestion globale utilisée dans la première partie est remplacée par une stratégie optimale décomposée (Figure 4.20). Cette décomposition de la gestion d'énergie en deux permet de gérer de manière séparée le système à l'aide de deux sous-gestions d'énergie. L'une d'elles, à base de règles, permet de définir deux critères de distribution. La seconde, à base d'un algorithme d'optimisation, ne gère plus que 3 critères (au lieu des 5 initiaux). Cette diminution de variables gérées par l'algorithme optimal permet de réduire significativement le temps de simulation (Tableau 4.3). Bien que le temps de résolution du problème soit plus court que le temps simulé, cette gestion d'énergie décomposée ne peut toujours pas être implantée en temps réel. En effet, la nécessité de connaître les paramètres de simulation à l'avance (profil de vitesse, thermique habitacle, température extérieure...) est toujours présente.

Enfin, il est à noter que les règles optimales déduites du comportement logique du système de freinage et de chauffage auraient pu être également déduites par la simple observation des résultats de la simulation optimale. Cela est intéressant dans le sens où, il est possible de retrouver ces résultats optimaux sans la connaissance parfaite du principe de fonctionnement du sous-système considéré.

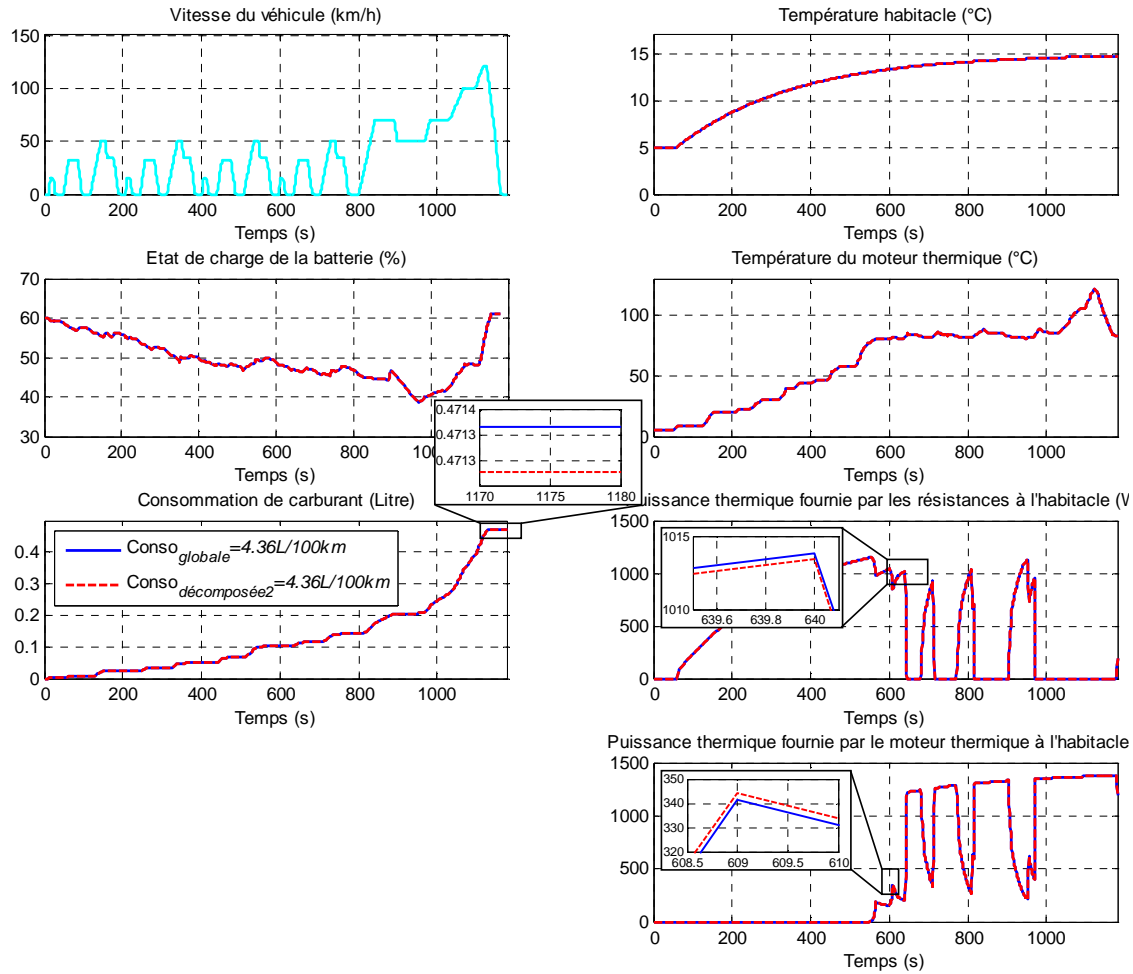


Figure 4.19 : Comparaison entre stratégie optimale globale et stratégie optimale décomposée (freinage, chauffage)

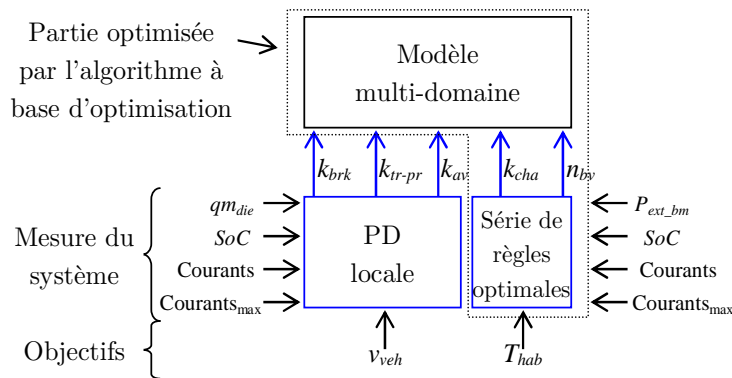


Figure 4.20 : Structuration Modèle - Gestion d'énergie : Gestion optimale décomposée

Tableau 4.3 : Comparaison entre l'optimisation globale et les l'optimisation décomposée

NEDC ; tr=900s ; démarrage froid	$\Delta T_{hab} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$	Temps simul
Optimisation globale	3,81 L/100km	4,36 L/100km	9h 16 min 15s
Optimisation décomposée n°1 (freinage, Figure 4.16)	3,80 L/100km	4,36 L/100km	46min 18s
Optimisation décomposée n°2 (freinage et chauffage, Figure 4.18)	3,80 L/100km	4,36 L/100km	3min 50s

## ***IV.3 Gestion d'énergie mixte multi-niveau***

### **IV.3.1.Principe de la gestion d'énergie mixte multi-niveau**

Dans cette partie, une approche est proposée afin de structurer la construction d'une gestion d'énergie à base de règles à partir d'une stratégie optimale décomposée. L'objectif est de pouvoir déterminer une stratégie de gestion d'énergie implantable et simulable en temps réel dont les résultats seront suffisamment proches de l'optimum. Cette gestion d'énergie doit également être suffisamment robuste pour fournir de bons résultats quel que soit le profil de vitesse, les conditions thermiques initiales, le profil de température attendu...

Pour réaliser cette stratégie sans algorithme d'optimisation, la structuration multi-niveau présentée précédemment est réutilisée pour organiser cette conception. Puisque la gestion des critères de décision relatifs au freinage et au chauffage présentée dans la partie précédente correspond à la gestion optimale, ces règles seront conservées.

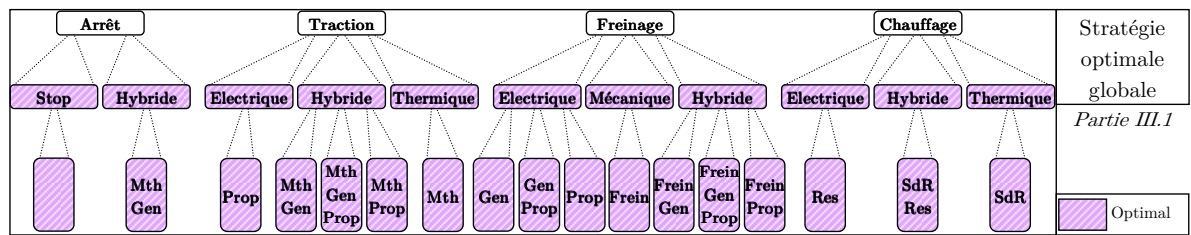
Pour effectuer la gestion d'énergie à base de règles des autres fonctions (et donc pour gérer les trois dernières variables de contrôle) les résultats de la simulation optimale décomposée sont utilisés. Néanmoins cette déduction n'est pas toujours aisée lorsque plusieurs variables de contrôle sont à gérer. Le principe de l'approche présenté ici est d'établir progressivement les règles qui constitueront la stratégie multi-niveau. En effet, la décomposition de la stratégie en plusieurs niveaux (modes, chemins) permet de rechercher et de tester progressivement, partie par partie, chaque règle. Ces règles sont déduites des résultats optimaux pour différentes conditions (NEDC, WLTC, démarrage à froid, à chaud, avec et sans valorisation...).

A partir de ces résultats, des règles sont déduites afin de gérer uniquement le choix du chemin énergétique du mode hybride de la fonction traction (Figure 4.21 : passage de la stratégie décomposée à la stratégie mixte 1).

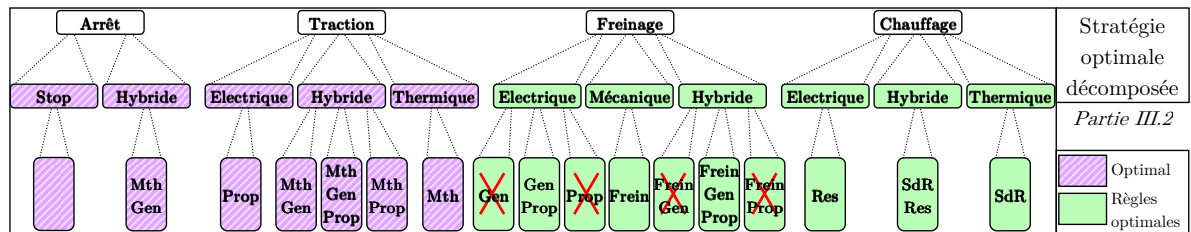
Puis, à partir des résultats obtenus avec cette stratégie mixte 1, une nouvelle série de règles est déduite afin de définir la sélection du mode de la fonction traction (Figure 4.21 : passage de la stratégie mixte 1 à la stratégie mixte 2).

Enfin, une dernière série de règles déduite des résultats obtenus avec la stratégie mixte 2 permet de gérer les dernières décisions (choix du mode de la fonction arrêt, choix de la répartition du chemin du mode recharge de la fonction arrêt). Dans cette dernière série de règles, la gestion du rapport de boîte de vitesse est également définie (Figure 4.21 : passage de la stratégie mixte 2 à la stratégie à base de règles).

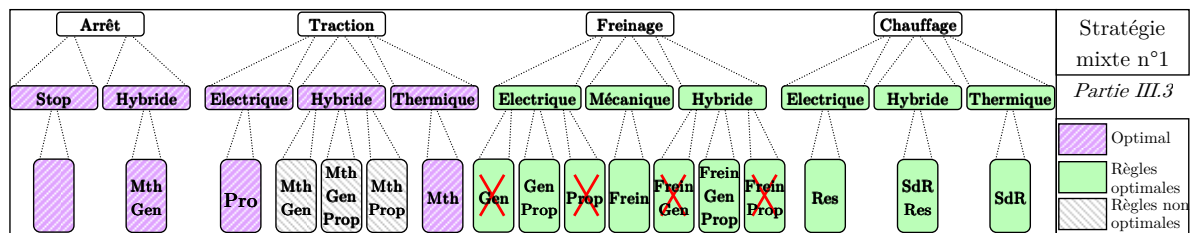
Cette démarche progressive de conception de la gestion d'énergie exclusivement gérée à base de règles est schématisée sur la Figure 4.21. L'avantage de cette démarche progressive est que chaque nouvelle série de règles est définie à partir des résultats obtenus avec la stratégie directement supérieure et non pas uniquement à partir des résultats issus de l'optimisation globale. Cela présente l'avantage que si, une décision n'est pas évaluée de manière suffisamment précise, les règles qui seront déduites par la suite (à partir de cette stratégie 'imparfaite') essayeront de s'approcher de l'optimum de cette stratégie 'imparfaite' pour éviter le phénomène des erreurs cumulatives.



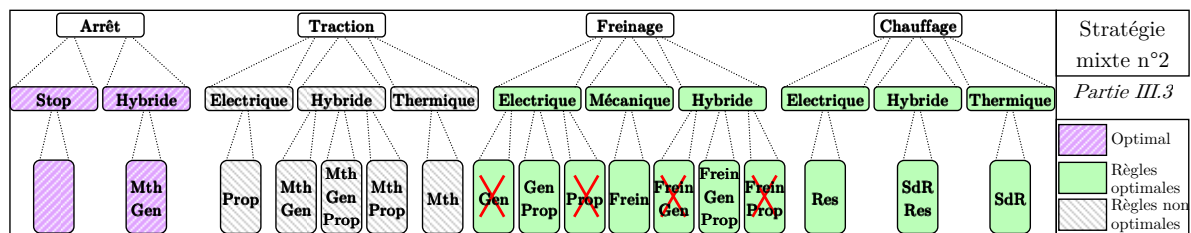
↓ Déduction de loi heuristique permettant de conserver le comportement optimal du véhicule ↓



↓ Déduction d'une série de règles sur la décision du choix des chemins du mode hybride de la fonction traction ↓



↓ Déduction d'une série de règles sur la décision du choix des modes de la fonction traction ↓



↓ Déduction d'une série de règles sur la décision des modes de la fonction arrêt, de la distribution de son chemin Gen+Mth du mode hybride et du rapport de boîte ↓

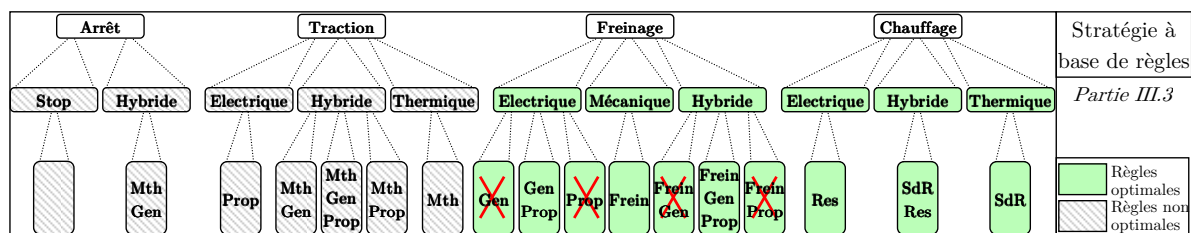


Figure 4.21 : Approche structurée de la conception d'une stratégie de gestion d'énergie multi-niveau à base de règles



### IV.3.2. Synthèse de la gestion d'énergie mixte multi-niveau

Comme cela est détaillé dans la partie précédente, des règles sont déduites des résultats de la simulation de la stratégie optimale décomposée afin de gérer, la décision des chemins du mode hybride de la fonction traction. Les simulations et les analyses réalisées dans la partie IV.1.2 (démarrage à chaud, à froid, avec et sans valorisation thermique, pour différents cycles de vitesse et de températures) sont utilisées pour établir ces règles. Toutes les règles ne sont pas détaillées dans ce mémoire afin de conserver une certaine fluidité de lecture. Seules quelques règles sont présentées afin de fournir au lecteur un exemple de la déduction de règles à partir de résultats de simulations.

L'analyse du choix des chemins en fonction de l'état de charge (Figure 4.22.a) est enrichissante, car elle permet de voir que le chemin empruntant le moteur thermique et la machine avant est fortement sollicité pour de faibles états de charge. Ce graphique (Figure 4.22.a) indique l'utilisation ou non du chemin 'moteur thermique et machine avant' en fonction de l'état de charge de la batterie. Seuls les points relatifs au mode hybride sont représentés. Ainsi, la forte concentration de points 'Utilisé' au dessous de 45 % d'état de charge indique la forte sollicitation de ce chemin. De plus, l'absence totale de points 'Non utilisée' en dessous de ces 45 % indique que lorsque le véhicule est en traction hybride avec un faible état de charge, seul ce chemin est à utiliser. Ce phénomène est impacté par la demande de chauffage puisque celle-ci modifie cette limite de 45 % (Figure 4.22.c, point ③).

En revanche, les contraintes thermiques n'ont que peu d'effet sur la décision du chemin utilisant les trois convertisseurs mécaniques (Figure 4.22.b, Figure 4.22.d). Ce chemin est utilisé principalement pour les basses puissances (propulsion partiellement électrique pour les zones en agglomération) et pour les très fortes puissances (mode boost) (point ② de la Figure 4.22). Il existe quelques exceptions puisque 3 points de fonctionnement montrent l'utilisation de ce chemin énergétique pour une puissance moyenne (24 kW). Néanmoins l'objectif lors de l'établissement de règles de gestion est de déduire un comportement global du véhicule. Ainsi ces 3 points de fonctionnement représentent environ 2 % des points de fonctionnement en mode hybride. Ainsi ces points de fonctionnement peuvent être négligés.

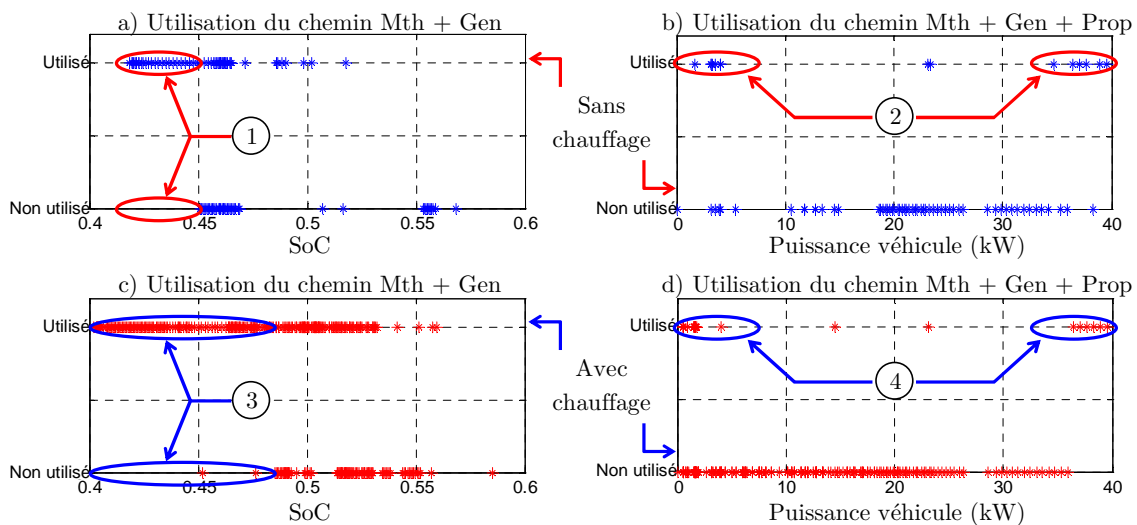


Figure 4.22 : Analyse des chemins énergétiques utilisés pour satisfaire le mode hybride de la fonction traction

D'autres résultats (non détaillés ici) indiquent que le chemin 'moteur thermique et machine arrière' n'est jamais utilisé. En mode hybride, la machine électrique arrière est toujours utilisée en association avec les deux autres convertisseurs.

Seules les principales lois du choix du chemin du mode hybride de la fonction traction ont été détaillées. L'analyse d'autres résultats permet de déterminer d'autres règles. L'algorithme à base de règles du choix de ces chemins est représenté sur la Figure 4.22. L'algorithme présenté sur cette figure est une version simplifiée ne représentant que quelques règles.

Concernant la distribution de puissance à l'intérieur des chemins, en accord avec l'observation globale des résultats de la stratégie optimale décomposée, la répartition de puissance entre le moteur thermique et les machines électrique est réalisée de telle sorte à approcher le moteur thermique de son point de fonctionnement optimal.

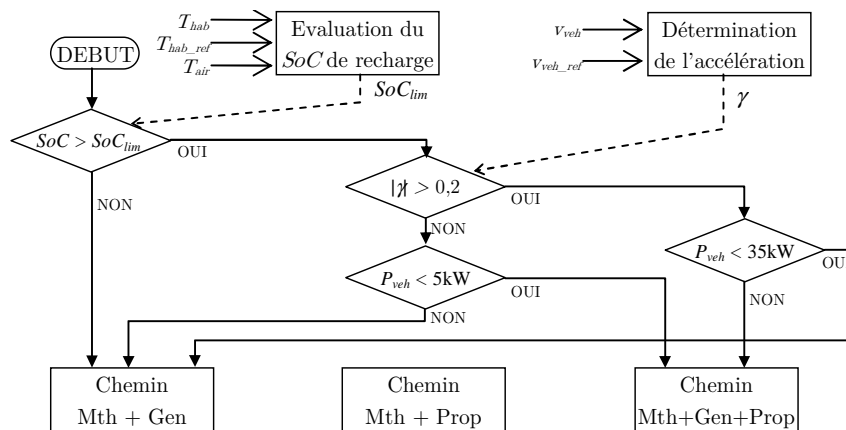


Figure 4.23 : Algorithme de décision des chemins à utiliser pour satisfaire le mode hybride de la fonction traction

La comparaison entre la stratégie optimale globale et la stratégie mixte n°1 apparaît sur la Figure 4.24 pour un cycle NEDC avec une demande de chauffage de 10°C. L'utilisation de cette stratégie mixte ne permet plus d'atteindre l'optimum global, mais le comportement du véhicule en est proche. En effet un écart de seulement 1,8 % apparaît pour ce cas de figure. En moyenne, l'écart entre les résultats obtenus par la méthode optimale et la méthode mixte est d'environ 2,5 %.

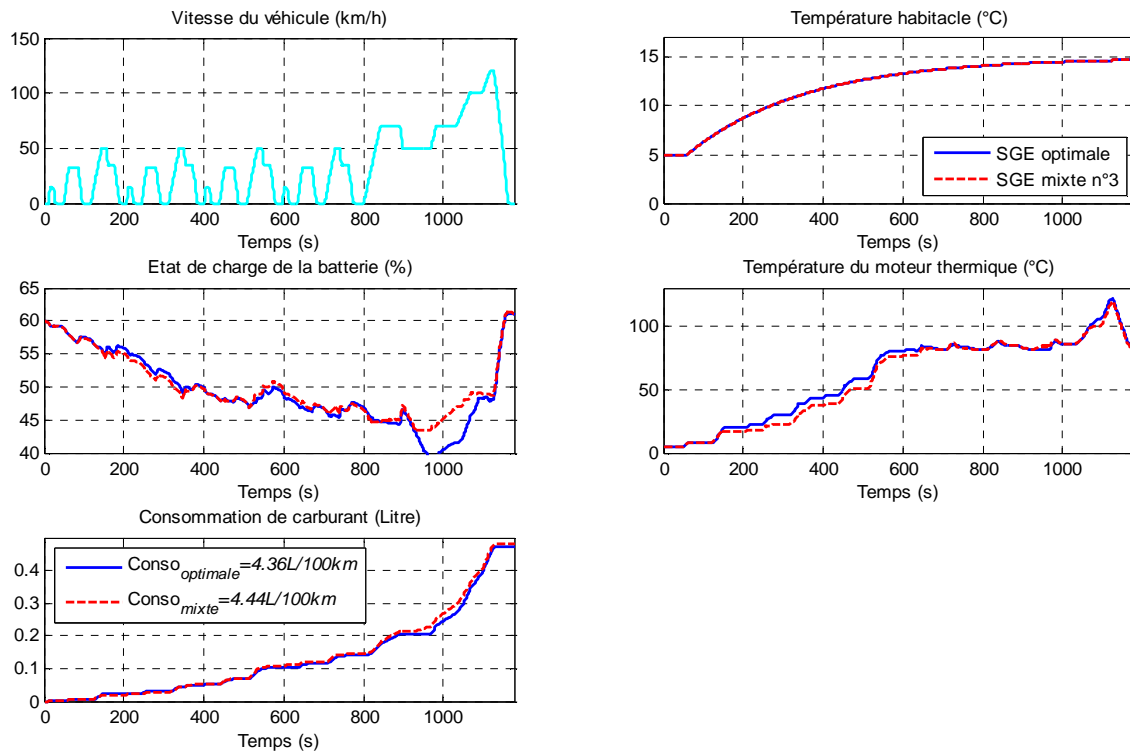


Figure 4.24 : Comparaison entre stratégie optimale et stratégie mixte n°1

Suivant le même principe que pour la décision du chemin énergétique, une série de règles va être établie à partir des simulations de la stratégie mixte n°1 afin de gérer la sélection du mode de fonctionnement de la fonction traction sans algorithme d'optimisation.

La déduction de règles pour la sélection du mode de fonctionnement est plus aisée dans la mesure où des zones apparaissent clairement sur les graphiques de la Figure 4.25. Ainsi, d'après le fonctionnement issu de la simulation de la stratégie mixte n°1, il est possible de constater que le fonctionnement thermique est imposé pour des puissances supérieures à 27 kW (Figure 4.25.b, point ②). Cela contraste avec ce qui avait pu être analysé précédemment, où un fonctionnement hybride était possible pour une puissance élevée (Figure 4.22.b ;d). Néanmoins, les règles qui ont été établies (avec leurs imperfections) pour sélectionner le chemin du mode hybride font que, avec ces nouvelles règles, le fonctionnement hybride lors des fortes demandes de puissance n'est plus souhaitable.

De plus, le mode de fonctionnement thermique est interdit lorsque l'état de charge est inférieur à 45 % (Figure 4.25.b, point ③). En effet dans ce cas de figure, un fonctionnement hybride est à privilégier pour assurer la traction tout en rechargeant la batterie.

Enfin, concernant le mode de traction purement électrique, celui-ci est à proscrire pour les puissances supérieures à 10 kW (Figure 4.25.b, point ①) ou les vitesses supérieures à 50 km/h (non affiché ici) s'il l'on souhaite s'approcher de l'optimum.

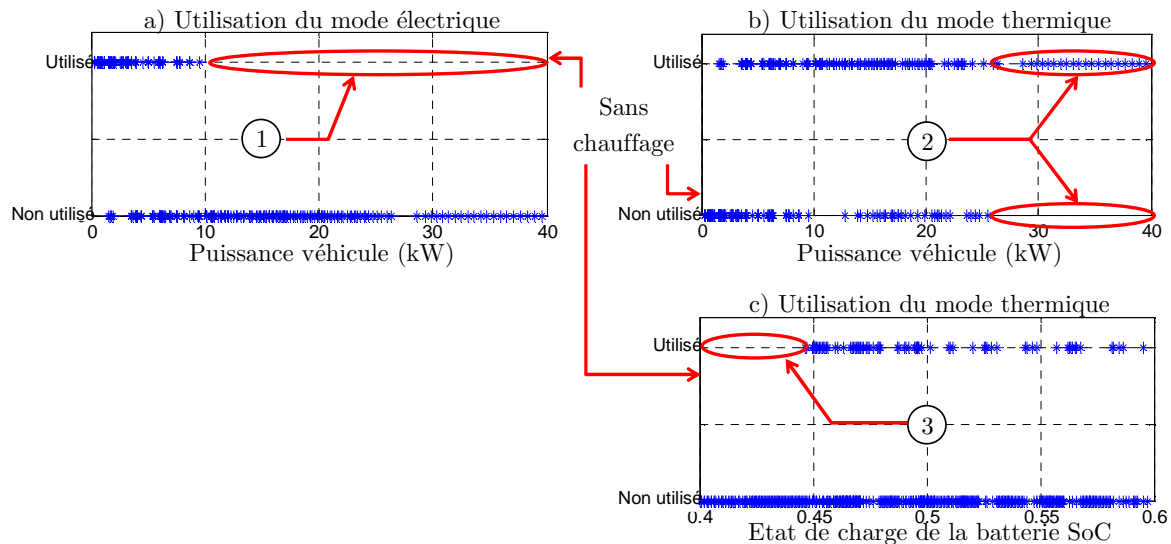


Figure 4.25 : Modes de fonctionnements utilisés pour satisfaire la fonction traction

Comme précédemment, la variation du choix du mode de fonctionnement en fonction des contraintes thermique est étudiée. En observant la sélection du mode en fonction de la température du moteur thermique, une règle à prendre en compte apparait. En l'absence de demande de chauffage, le mode de traction thermique est utilisé indépendamment de la température du moteur (Figure 4.26.a). En revanche lors d'une demande de chauffage, une partie des points de fonctionnement initialement réalisés en mode thermique sont finalement réalisés en mode hybride (Figure 4.26.b;d). L'analyse plus détaillée de ces points de fonctionnement donne deux raisons pour expliquer ce transfert de point de fonctionnement. Tout d'abord, il faut noter que ce mode hybride se réalise avec la machine électrique avant. La première explication est que cette hybridation permet de compenser la décharge de la batterie due aux résistances chauffantes. Ensuite, elle permet d'imposer un couple plus important sur le moteur thermique et ainsi de produire plus de chaleur afin d'augmenter plus rapidement la température du bloc moteur. Ce transfert de point de fonctionnement se produit dès le début puisque ce transfert a lieu dès que le moteur thermique atteint 20 °C.

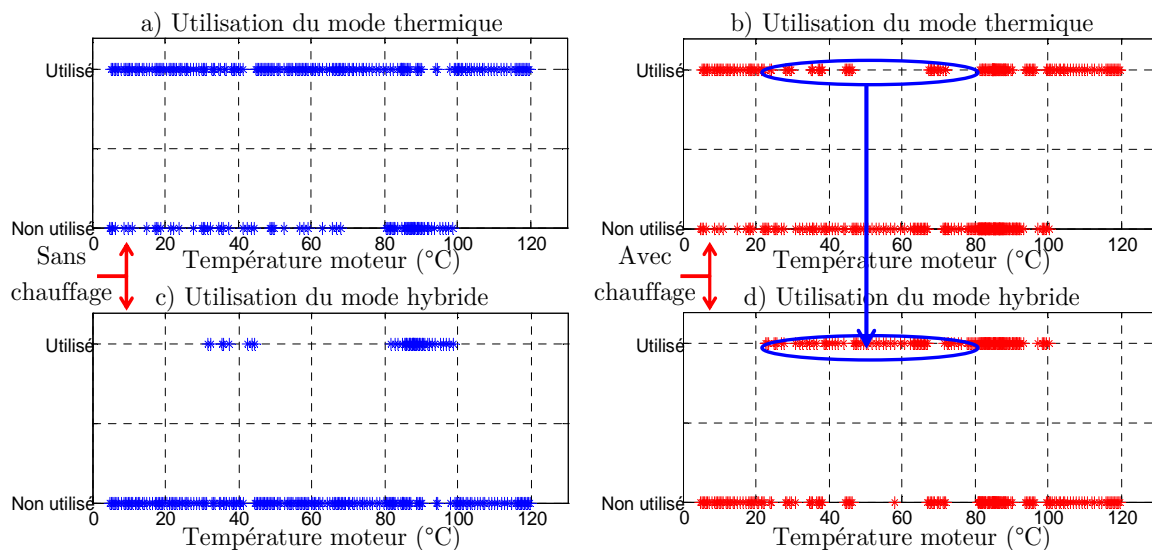


Figure 4.26 : Modes de fonctionnements de la fonction traction en fonction de la température du moteur

Comme précédemment, un algorithme est développé afin de gérer le choix du mode de fonctionnement à l'aide de règles (Figure 4.27). Seules les principales règles apparaissent sur cet algorithme.

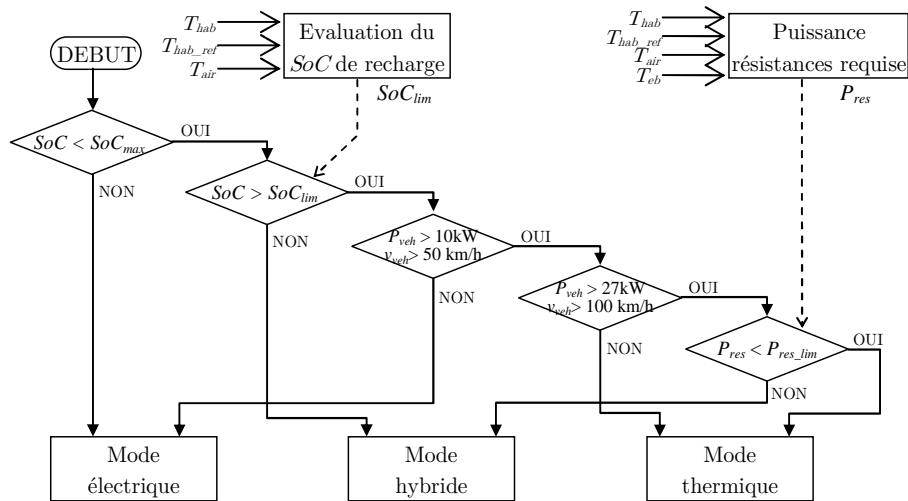


Figure 4.27 : Algorithme de décision des modes à utiliser pour satisfaire la fonction traction

Afin d'obtenir une stratégie exclusivement à base de règles, cet algorithme a été associé à une stratégie de gestion du rapport de boîte en fonction du couple et de la vitesse en entrée de boîte. La gestion de la fonction 'arrêt' ne peut pas être extraite de gestion optimale puisque ce mode de fonctionnement n'est jamais activé avec la stratégie optimale. Ainsi une relation simple activant le mode de recharge à l'arrêt si l'état de charge est inférieur à 41 % a été ajoutée à la stratégie. De la même façon que précédemment, le flux de puissance entre le moteur thermique et la machine électrique est établi de façon à maximiser le rendement du moteur.

Les résultats de la simulation avec une stratégie totalement à base de règles pour un cycle NEDC et avec une demande de chauffage est tracé sur la Figure 4.28. Davantage de résultats sont reportés dans le Tableau 4.4. Cette simulation étant intégralement gérée par une stratégie à base de règles, il n'est plus possible d'assurer la contrainte définissant un état de charge final égal à celui initial. Pour conserver une base de comparaison cohérente, le mode de recharge à l'arrêt est activé à la fin du cycle afin de recharger la batterie au niveau de son état initial.

La simulation du modèle associé à sa stratégie à base de règles spécialement développée permet de constater que le comportement du véhicule ainsi obtenu est très proche du comportement théorique optimal. En moyenne, pour les différentes simulations, un écart sur la consommation de l'ordre de 5 % apparaît. Le temps de simulation est passé d'environ 9 heures (pour la stratégie d'optimisation globale) à 1 minute 10 secondes pour la stratégie entièrement à base de règles.

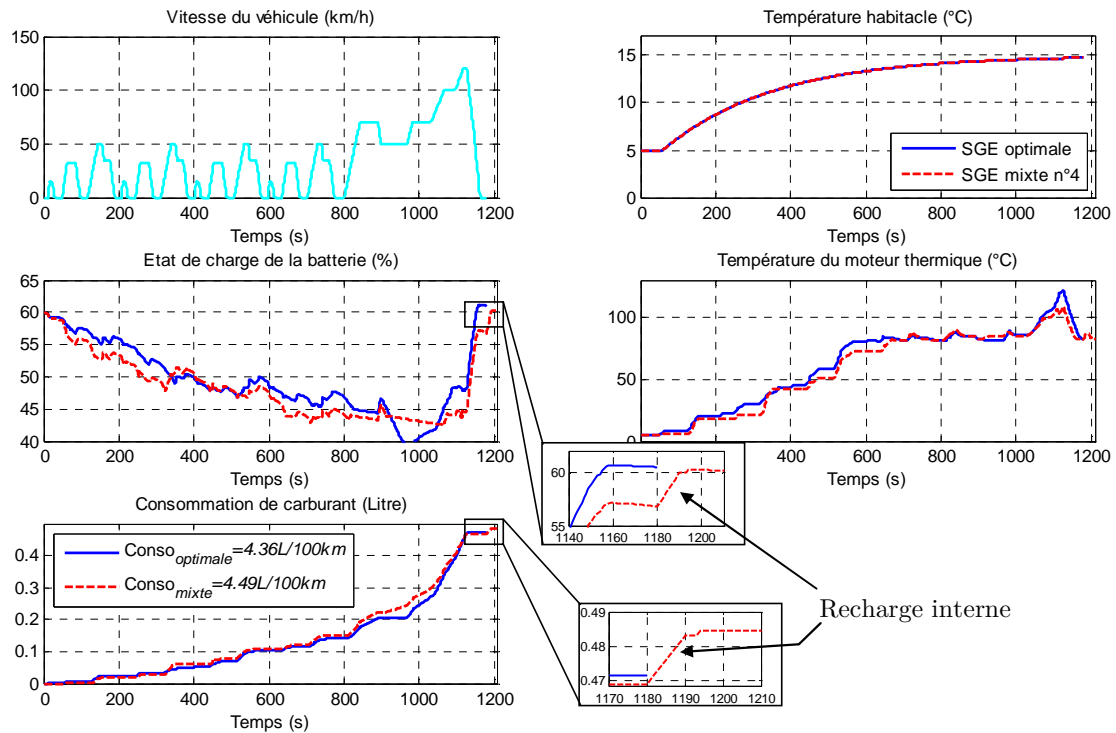


Figure 4.28 : Comparaison entre stratégie optimale et stratégie à base de règles

Tableau 4.4 : Comparaison de la consommation pour différentes stratégies et différentes conditions

	NEDC   $\Delta T=0^{\circ}\text{C}$	WLTC   $\Delta T=0^{\circ}\text{C}$	NEDC   $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$	WLTC   $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$	NEDC   $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$
	$tr = 900 \text{ s}$	$tr = 900 \text{ s}$	$tr = 900 \text{ s}$	$tr = 900 \text{ s}$	$tr = 900 \text{ s} \mid \text{MdV}$
Optimale globale	3,81 L/100km	4,18 L/100km	4,36 L/100km	4,39 L/100km	4,32 L/100km
Base de règles	4,06 L/100km	4,35 L/100km	4,49 L/100km	4,65 L/100km	4,44 L/100km
Ecart	6,56 %	4,07 %	2,98 %	5,92 %	2,77 %

Dans cette troisième partie, une déduction méthodologique de règles a été réalisée à partir de la stratégie optimale décomposée. Cette démarche progressive présente l'intérêt de pouvoir déduire une stratégie sous-optimale (basée sur les résultats optimaux) dont les résultats sont proches de l'optimum global. Ainsi, l'écart entre la stratégie à base de règles et la stratégie optimale n'est que de 5 % (environs). De plus, le temps mis par cette stratégie pour déduire le choix des chemins est d'environ 49,3  $\mu\text{s}$  (par pas de calcul). Ainsi ce temps de calcul est compatible avec une stratégie en temps réel. Les profils de vitesse ou thermiques ne devant plus être connus à l'avance, cette stratégie à base de règles est implantable en temps réel.

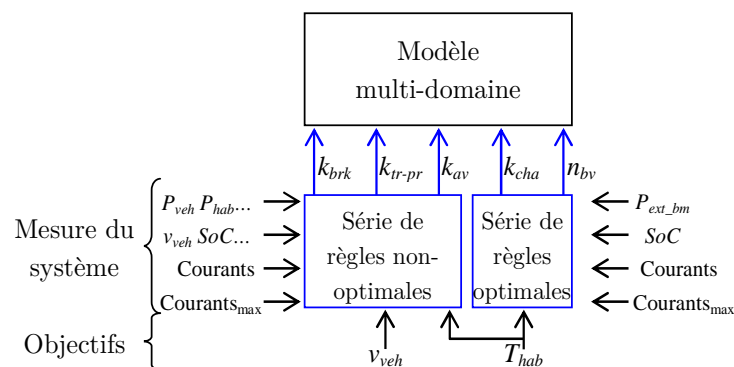


Figure 4.29 : Structuration Modèle - Gestion d'énergie : Gestion à base de règles

### ***IV.4 Conclusion du chapitre***

Ce chapitre est consacré à la réalisation de la gestion d'énergie, organe du véhicule permettant de décider quels convertisseurs de puissance utiliser pour atteindre les objectifs du système. A l'aide des travaux réalisés dans le chapitre 2 et 3, un total de 5 variables de décision est identifié comme levier pour optimiser le fonctionnement du système.

Ces 5 variables sont, dans un premier temps, utilisées ensemble pour minimiser la consommation globale du véhicule à l'aide de la programmation dynamique. Par rapport aux études habituelles, cette optimisation permet d'assurer l'optimum global du système quel que soit les contraintes mécaniques ou thermiques. Si la programmation dynamique permet d'assurer la détermination de l'optimum global, elle est en revanche longue à simuler (neuf heures de calcul pour un cycle de vingt minutes). De plus, le profil de vitesse, de température habitacle et extérieur doivent être connus à l'avance.

Par la suite, une structuration multi-niveau originale permet de gérer certaines fonctions du système à l'aide d'un algorithme à base de règles tout en conservant l'optimum du système. Les autres fonctions seront gérées par l'outil de programmation dynamique. Ainsi, la gestion optimale globale est remplacée par une stratégie optimale décomposée. Avec cette décomposition, le nombre de variables à optimiser par l'algorithme d'optimisation passe de 5 à 3, divisant ainsi le temps de simulation par environ 100. Néanmoins, cette gestion d'énergie décomposée ne peut toujours pas être implantée en temps réel du fait de la nécessité de connaître les profils de vitesse et de températures à l'avance.

Enfin, une déduction méthodologique de règles est réalisée à partir de la stratégie optimale décomposée. Cette démarche progressive présente l'intérêt de pouvoir déduire une stratégie à base de règles dont les résultats sont proches de l'optimum global. Avec cette démarche, l'écart entre la stratégie à base de règles et la stratégie optimale n'est que de 5 % et avec un temps de calcul compatible avec le temps réel. De plus, cette stratégie est désormais utilisable quel que soit les profils de vitesse ou les profils thermiques et sans que ceux-ci soient connus à l'avance.



L'hybridation d'un véhicule réduit sa consommation ainsi que ses émissions polluantes. La gestion d'énergie définit la distribution de puissance entre chaque source d'énergie afin de minimiser la consommation ou les émissions. Plus une stratégie considère de contraintes, plus elle est efficace, mais plus elle est difficile à réaliser en temps réel. Si elle considère de plus en plus de domaines, la régulation de la température de l'habitacle n'est que rarement prise en compte alors qu'elle peut engendrer une surconsommation importante. L'objectif de la thèse est de proposer une gestion d'énergie globale d'un véhicule hybride incluant les échanges thermiques afin de réduire sa consommation. Pour cela, les modèles préexistants du véhicule sont étendus au domaine thermique. De plus, une démarche progressive est proposée pour structurer la conception de la gestion d'énergie.

Le **chapitre I** a montré l'intérêt d'étendre la gestion d'énergie au domaine thermique. La gestion d'énergie d'un véhicule hybride, organe clef dans la réduction de la consommation, permet d'extraire les avantages de chaque source d'énergie. Dans un véhicule, plusieurs gestions d'énergie permettent de gérer les différents sous-systèmes tels que la traction ou le chauffage. Ces deux sous-systèmes étant les principaux consommateurs d'énergie, le développement d'une stratégie unique permettrait ainsi de mieux prendre en compte les interactions entre ces deux sous-systèmes. Cette étude se base sur le véhicule hybride 3008 HY4. Les précédents travaux réalisés sur ce véhicule sont présentés afin d'être capitalisés.

Dans le **chapitre II**, le développement des extensions des modèles permet l'analyse des interactions thermiques. La modélisation d'un véhicule hybride étant complexe de par le nombre de sous-système et l'aspect multi-domaine (électrique, mécanique), le développement de ces extensions thermiques augmente encore cette complexité. L'ajout d'un domaine supplémentaire (thermique) doit donc être réalisé de manière structurée et avec des outils transversaux aux différents domaines. Pour cela, le formalisme REM est utilisé afin d'organiser les modèles avec une approche systémique qui est indispensable pour considérer correctement les interactions entre les sous-systèmes. Ce formalisme a permis d'organiser de précédentes études, dont celle de la chaîne de traction du véhicule hybride 3008 HY4. Grâce à l'aspect multi-domaine de la REM, les extensions thermiques du moteur, du système de refroidissement, du système de chauffage et de l'habitacle se greffent naturellement autour de la représentation de la chaîne de traction, validée sur un prototype. Une modélisation particulièrement détaillée du moteur thermique est organisée de manière originale à l'aide de la REM. Ce niveau de détail permet de connaître la distribution de chaleur dans le moteur.



Dans le *chapitre III*, la commande et la validation des sous-systèmes sont réalisées. Les extensions thermiques des modèles développés dans le chapitre II ont augmenté le nombre d'objectif ainsi que le nombre de chemin d'énergie énergétique possible pour les réaliser. Cela rend la commande locale (commande de tous les chemins possibles) complexe. Néanmoins, à partir d'une analyse de la REM du chapitre II, la structure de commande est réalisée de manière systématique. Cette structure permet d'identifier clairement les critères de distribution à définir par la gestion d'énergie pour optimiser le système. Pour chaque sous-système de l'extension thermique, une validation expérimentale (ou utilisant des données constructeur pour les modules de valorisation thermique) est réalisée sur banc moteur (pour le moteur thermique) et sur prototype (pour l'habitacle et le système de refroidissement). Les mesures démontrent la validité des modèles avec une précision moyenne supérieure à 95 %. La chaîne de traction et le réseau électrique ayant été validés sur un prototype lors de précédents travaux, tous les sous-systèmes du véhicule ont ainsi été validés. Des méthodes d'optimisation étant utilisées pour définir la valeur des critères de distribution, les modèles doivent être rapides à simuler. C'est ainsi que le modèle dynamique du moteur thermique est simplifié en un modèle quasi-statique permettant de diviser le temps de simulation par 157 tout en conservant les informations nécessaires.

Dans le *chapitre IV*, une stratégie 'temps réel' est développée pour définir les valeurs des critères de distribution. La conception d'une gestion d'énergie d'un véhicule hybride étant complexe, l'ajout de contraintes et d'un critère de distribution rend ce développement encore plus difficile. Pour cela, une méthodologie structurant la conception de la stratégie depuis une gestion optimale globale jusqu'à une gestion à base de règles est proposée. Dans un premier temps, une approche d'optimisation globale est appliquée aux modèles du véhicule. Cette étape permet de déterminer l'optimum théorique hors ligne. Contrairement aux optimisations classiques, celle-ci permet, en plus, la considération des contraintes thermiques sur la consommation. Dans un deuxième temps, une structuration en multi-niveau permet de coupler des méthodes à base de règles et à base d'algorithme d'optimisation au sein de la même stratégie. Cette décomposition réalisée en conservant l'optimum global permet de diviser le temps de résolution par environ 100. Dans un troisième temps, de nouvelles séries de règles remplacent progressivement l'algorithme d'optimisation. Ces règles sous-optimales permettent la déduction d'une stratégie temps réel dont la consommation obtenue est proche de l'optimum théorique.

L'originalité de ces travaux est double. Tout d'abord la considération des échanges thermique, permet la prise en compte de l'influence des contraintes thermiques sur la consommation. Le formalisme REM est enrichi par le développement d'éléments de bases relatifs à la boucle thermique du véhicule. Par la suite, la démarche innovante et structurée propose une méthodologie pour construire de manière progressive une stratégie de gestion d'énergie à base de règles. Si jusqu'à présent, la REM permettait de structurer l'étape de représentation et de commande locale, cette structuration ne s'appliquait pas à la gestion d'énergie. Avec les travaux présentés dans ce mémoire, une première étape dans la structuration de cette gestion d'énergie est franchie.

Ces travaux constituent une avancée notamment en ce qui concerne l'extension de la REM au domaine de la thermique du véhicule et en ce qui concerne la structuration de la conception de la gestion d'énergie. Il est possible d'enrichir ces travaux par quelques améliorations. Par exemple, une validation expérimentale globale sur une plateforme de 'Hardware In the Loop signal' permettrait de valider l'implantabilité de la stratégie développée dans le quatrième chapitre. Une validation sur une plateforme 'Hardware In the Loop puissance' permettrait, en revanche, de valider l'efficacité énergétique de cette stratégie temps réel.

Les modèles, et principalement celui du moteur thermique, peuvent également être améliorés pour avoir, par exemple, une bonne précision dans les zones de haute vitesse. De plus, le modèle de la conversion thermo-mécanique du moteur inclut un couple de frottement. L'évaluation de ce paramètre est réalisée à partir de mesures expérimentales et est considérée comme constante en fonction de la température. Or, ces pertes dépendent fortement de la température de l'huile moteur. C'est d'ailleurs cette variation qui permet d'expliquer, en partie, la variation du rendement du moteur en fonction de la température. Avec le modèle utilisé, cette variation n'est donc pas analysable. Cette considération serait intéressante à prendre en compte et notamment pour l'analyse de la valorisation des gaz d'échappement.

Pour réaliser les différentes simulations du chapitre IV, une température extérieure constante à 5 °C est en permanence considérée. De plus, les demandes de température ont une évolution à l'image d'un système du premier ordre (réponse indicielle). Il serait intéressant de développer différents profils de températures extérieures et d'habitacle de référence afin de s'approcher de contraintes thermiques réelles. La réalisation de ces profils pourrait même être couplée avec des profils d'humidité qui modifie sensiblement la température ressentie par les occupants du véhicule. Dans ce cas, le modèle de l'habitacle devra être modifié afin d'intégrer le paramètre d'humidité de l'air.

Si ces trois propositions peuvent permettre une amélioration du travail à court terme, d'autres travaux plus ambitieux seraient à développer. Par exemple, des systèmes supplémentaires peuvent être considérés dans la structure thermique du véhicule. La considération du système de climatisation permettrait d'analyser l'impact de conditions climatiques extérieures chaudes en plus des conditions froides. La valorisation thermique utilisant d'autres systèmes de conversion ayant un meilleur rendement telle que les moteurs de Rankine serait intéressante à analyser afin de visualiser son impact sur la gestion d'énergie optimale du véhicule. Néanmoins, l'augmentation, dans les modèles, du rendement actuel des modules de valorisation (Seebeck) permettrait d'anticiper les futures améliorations possibles de ces modules.

Des études relatives à la gestion d'énergie pourraient être réalisées. Par exemple, l'impact d'autres simplifications de modèle (lors de la réalisation de l'approche Backward) sur le temps de calcul est à analyser. De plus, avec les stratégies optimales décomposées, il serait intéressant de concevoir une procédure permettant de définir de manière systématique les parties à gérer à base de règles ou avec un algorithme d'optimisation.

Un aspect ayant des possibles débouchés intéressants serait, à partir de la stratégie optimale décomposée, de remplacer la partie programmation dynamique par une méthode de résolution sous optimal temps réel comme la commande optimale. Cela devrait permettre de réduire davantage l'écart avec l'optimum global tout en étant exécutable en temps réel.

Enfin, dans ce mémoire et particulièrement dans le chapitre IV, l'optimum est défini comme étant la simple minimisation de la consommation de carburant. Or si ce seul critère fut suffisant pour permettre l'élaboration d'une démarche structurée dans la conception de la stratégie de gestion d'énergie, la minimisation conjointe consommation et émission est nécessaires pour se rapprocher d'une utilisation dans des conditions réelle. Ainsi l'intégration des modèles d'émissions polluantes permettrait de proposer une gestion d'énergie minimisant la consommation et les émissions polluantes tout en assurant la gestion du système de traction et du système de chauffage.



Cette nomenclature a pour objectif de définir toutes les variables et les équations utilisées dans ce mémoire du chapitre 2 au chapitre 4.

Les variables utilisées dans ce mémoire comportent obligatoirement un indice. Un premier tableau ci-dessous permet de présenter les différentes variables.

### Partie variable

La notation de la partie variable est généralement composée d'un seul caractère. Néanmoins, 5 exceptions existent où 2 caractères sont utilisés pour décrire la variable. Il s'agit des 3 flux (massique, volumique, entropique), de la capacité calorifique et de la pression. Pour les 3 flux, le premier caractère est  $q$  correspondant à la notion de débit. Le second caractère traduit la nature du flux (masse  $M$ , volume  $V$  ou entropie  $S$ ). Il est à noter que toutes les variables comportent des indices. Ainsi la variable  $qs_a$  sera interprétée comme le flux entropique 'a' et non pas comme le produit de la variable  $q$  avec la variable  $s_a$ .

### Partie indice

La notation de la partie indice est composée de l'un des indices référencés dans le second tableau.

Les transferts de puissance thermique comportent un indice composé de deux parties (ex ' $bm\_flu$ '). Dans ces cas, la première partie indique l'origine du transfert et la seconde désigne sa destination (ex ' $bm\_flu$ ' désigne un transfert depuis le bloc moteur vers le fluide de refroidissement).

### Partie indice 2

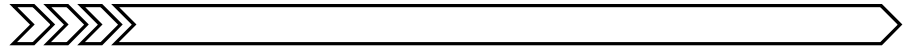
Un indice supplémentaire 'j' peut être utilisé en plus de l'indice conventionnel. Cet indice de l'indice est utilisé exclusivement dans le cas du moteur thermique pour identifier le numéro du cylindre ( $j \in \{1 ; 2 ; 3 ; 4\}$ )

Nomenclature des variables

$A$	Surface d'échange [m <sup>2</sup> ]	$C$	Commande des vannes hydro.	$Cp$	Capacité calorifique [J/(kg.K)]
$E$	Energie [J]	$F$	Force linéaire [N]	$H$	Enthalpie massique [J/kg]
$J$	Moment d'inertie [Nm.s <sup>2</sup> ]	$K$	Coef. éch. conductif [W/(m <sup>2</sup> .K)]	$L$	Inductance électrique [H]
$M$	Masse [kg]	$P$	Puissance [W]	$R$	Résistance électrique [ $\Omega$ ]
$SoC$	Etat de charge de batterie [-]	$T$	Température [K]	$V$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$f$	Coef de frottement [Nm.s]	$h$	Coef éch. convectif [W/(m <sup>2</sup> .K)]	$i$	Courant [A]
$k$	Coef. de distrib. (commande)	$m$	Rapport de modulation	$n$	Nombre de moles [-]
$pr$	Pression [Pa]	$qm$	Débit massique [kg/s]	$qs$	Flux entropique [J/(K.s)]
$qv$	Débit volumique [m <sup>3</sup> /s]	$v$	Vitesse [m/s]		
$\alpha$	Pouvoir thermoélectrique [V/K]	$\Gamma$	Couple mécanique [Nm]	$\varepsilon$	Différence (erreur) [%]
$\eta$	Rendement	$\theta$	Position du rotor [rad]	$\lambda$	Conductivité th [W/(K.m)]
$\rho$	Résistivité elec [ $\Omega$ /m]	$\Omega$	Vitesse angulaire [rad/s]		

Nomenclature des indices

$a1$	Position a1 de la Figure 2.15	$a2$	Position a2 de la Figure 2.15	$a3$	Position a3 de la Figure 2.15
$adm$	Air admission	$air$	Air ambiant	$arb$	Arbre mécanique du Mth
$aux$	Auxiliaire	$bm$	Bloc moteur	$bp$	By-pass
$brk$	Frein mécanique	$ch$	Source chaude des MdV	$com$	Combustion air-Diesel
$cyl$	Cylindre moteur	$die$	Carburant (Diesel)	$ech$	Echappement moteur
$env$	Environnement mécanique	$ext$	Refroid. de la source froide	$flu$	Fluide de refroidissement
$fr$	Source froide des MdV	$frot$	Frottement mécanique (Mth)	$f_b$	Fluide branche By-pass
$f_h$	Fluide branche habitacle	$f_hr$	Fluide branche hab+rad	$f_m$	Fluide branche moteur
$f_r$	Fluide branche radiateur	$gaz$	Gaz à l'intérieur du cylindre	$gaz_{esp}$	Composition des gaz
$gen$	Génératrice électrique avant	$hab$	habitacle	$hac$	Hacheur des MdV
$mec$	Mécanique Mth	$mod$	module thermoélectrique	$m_{res}$	Hacheur des résistances
$Mth$	moteur thermique	$par$	Parois de l'habitacle	$pro$	propulsion
$rad$	Radiateur de refroidissement	$ray$	Rayonnement solaire	$res$	Résistances chauffantes
$see$	Effet Seebeck	$tot$	Ensemble des MdV	$tr$	Transmission (av./ar./frein)
$tr-pr$	Traction + propulsion	$out$	Echap. (après valorisation)	$val$	Valorisation thermique
$veh$	Véhicule				



CAN : Convertisseur (conversion) Analogique Numérique

CIFRE : Convention Industrielle de Formation par la REcherche

CTE : Convertisseur Thermo-Electrique

FM : Frein Mécanique

HY4 : HYbrid 4 (structure d'hybridation double parallèle utilisée par PSA Peugeot Citroën)

L2EP : Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance

MCI : Moteur à Combustion Interne (voir aussi Mth)

MEGEVH : Modélisation Energétique et Gestion d'Energie des Véhicule Hybride

MdV : Modules de Valorisation de l'énergie thermique

ME : Machine Electrique

MEar : Machine Electrique arrière

MEav : Machine Electrique avant

MPPT : Maximum Power Point Tracking

Mth : Moteur thermique (voir aussi MCI)

PD : Programmation Dynamique

PMP : Principe du Minimum (Maximum) de Pontryagin

P&O : Perturb and Observ

REM : Représentation Energétique Macroscopique

SAD : Système d'acquisition de données (du véhicule Tazzari Zéro)

SdC : Système de Chauffage

SdR : Système de Refroidissement

SMC : Structure Maximale de Commande

SPC : Structure Pratique de Commande

Tep : Tonne équivalent pétrole

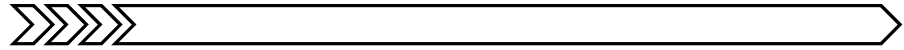
V2G – G2V : Vehicle to Grid – Grid to Vehicle

VE : Véhicule électrique

VEH : Véhicule Electrique Hybride

VH : Véhicule Hybride

## Annexe B Eléments constitutifs de la REM



La REM est une extension du GIC, basé sur le principe d'action-réaction.

	Variables d'action et réaction		Source d'énergie
	Accumulation d'énergie		Inversion avec asservissement
	Convertisseur mono-domaine		inversion directe
	Convertisseur multi-domaine		inversion directe avec rejet de perturbation
	Couplage mono-domaine		inversion d'un couplage avec un critère de pondération
	couplage multi-domaine		inversion d'un couplage avec un critère de répartition
	Bloc d'adaptation de puissance		Stratégie de gestion d'énergie



## Annexe C Principe de fonctionnement du moteur thermique

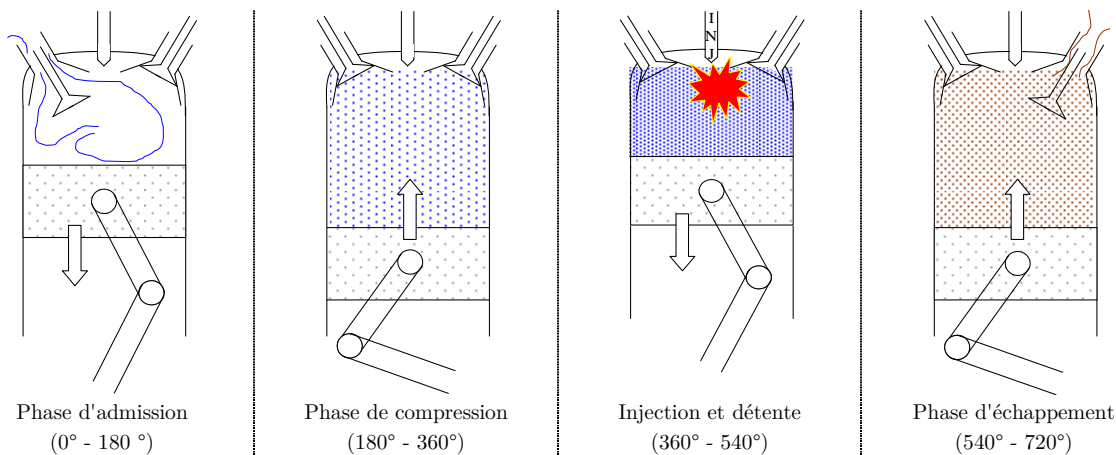


Un moteur thermique est composé de 2 ou 4 cylindres, dans notre étude, nous allons seulement considérer les moteurs 4 cylindres. C'est à l'intérieur de ces cylindres que se produiront les réactions chimiques. La combustion du carburant dans l'air va permettre de générer une quantité d'énergie sous forme de chaleur. Cette énergie sera en partie convertie en énergie mécanique. Chaque cylindre est muni :

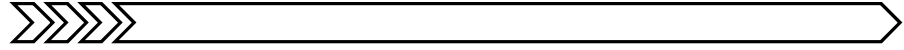
- d'une soupape d'admission pour permettre l'introduction d'air,
- d'une soupape d'échappement pour l'évacuation des gaz brûlés,
- d'un injecteur pour injecter le carburant dans le cylindre,
- d'un piston relié à l'arbre par un système de bielle manivelle.

Le fonctionnement du moteur (cycle moteur), est divisé en 4 temps de  $180^\circ$  chacun. Le cycle moteur est réalisé en 2 tours soit  $720^\circ$  :

- Durant la phase d'admission ( $0^\circ$  à  $180^\circ$ ), le piston descend augmentant ainsi le volume du cylindre. La soupape d'admission étant ouverte, par effet d'aspiration de l'air va pénétrer à l'intérieur du cylindre.
- Durant la phase de compression ( $180^\circ$  à  $360^\circ$ ), toutes les soupapes sont fermées et la montée du piston réduit le volume disponible ce qui a pour effet l'augmentation de la pression et la température de l'air à l'intérieur du cylindre.
- Au début de la phase de détente ( $360^\circ$  à  $540^\circ$ ), lorsque le piston est en position haute, du carburant est injecté dans le cylindre par l'injecteur. Sous l'effet de la température et de la pression, le mélange air – carburant s'auto enflamme dégageant ainsi l'énergie du carburant. Cette énergie propulse le cylindre en position basse ce qui augmente le volume disponible et réduire la pression.
- Durant la phase d'échappement ( $560^\circ$  à  $720^\circ$ ), le piston remonte. Le mélange de gaz brûlé est ainsi évacué grâce à la soupape d'échappement qui est ouverte durant cette phase.



## Annexe D Coefficients d'échanges convectifs d'un habitacle



Cette annexe a pour objectif de présenter le détail de la détermination des paramètres d'échange convectif d'un habitacle. Nous considérons un modèle habitacle simple composé de deux inerties thermiques (intérieur de l'habitable et paroi, Figure D.1). Un premier modèle d'échange convectif est nécessaire pour traduire l'échange thermique entre les deux inerties.

$$P_{air / parois} = h_{air / parois} A_{air / parois} (T_{air} - T_{parois})$$

Un second modèle d'échange convectif est nécessaire pour traduire l'échange de chaleur entre la paroi et l'air extérieur :

$$P_{parois / ext} = h_{parois / ext} A_{parois / ext} (T_{parois} - T_{ext})$$

La détermination des paramètres  $h$  est importante afin de retranscrire, au mieux, l'échange de chaleur entre les deux milieux. Les équations ci-dessous présentent une modélisation possible de ce paramètre. Il ne s'agit pas ici de la seule ou de la meilleure méthode de modéliser ces paramètres, mais d'une méthode assez répandue [Sanaye 2012].

Le coefficient  $h$  est déterminé à partir de sa partie libre et forcée :

$$h = (h_{libre}^3 + h_{forcé}^3)^{1/3}$$

Les valeurs des composantes libres et forcées du paramètre  $h$  sont déterminées à partir du nombre de Nusselt  $Nu$ , du volume d'air  $V_h$  et de la conductivité thermique de l'air  $\lambda$ .

$$\begin{cases} h_{libre} = Nu_{libre} \frac{\lambda}{V_h} \\ h_{forcé} = Nu_{forcé} \frac{\lambda}{V_h} \end{cases}$$

Le nombre de Nusselt dépend du nombre de Prandtl  $Pr$  et de Grashof  $Gr$  pour la partie libre et qui dépend du nombre de Reynolds  $Re$  et de Prandtl  $Pr$  pour la partie forcée :

$$\begin{cases} Nu_{libre} = 0.68 + 0.67 Gr Pr \left( 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{-4/9} \\ Nu_{forcé} = (0.037 Re^{0.8} - 871) Pr^{1/3} \end{cases}$$

Les nombres de Reynolds, Prandtl et Grashof sont déterminés de la façon suivante :

$$Re = v_f \frac{V_h^{1/3}}{\nu}$$

$$Pr = \frac{\mu C_{p_a}}{\lambda}$$

$$Gr = \frac{g \alpha (T_s - T_f) V_h}{\nu^2}$$

Avec  $\nu$  et  $\mu$  la viscosité cinématique et dynamique,  $C_{p_a}$  est la capacité calorifique de l'air,  $g$  la constante d'accélération gravitationnelle et  $\alpha$  le coefficient d'expansion volumétrique de l'air. La température  $T_f$  représente la température du fluide ( $T_{hh}$  pour l'échange entre habitacle et parois,  $T_{Ha}$  pour l'échange entre les parois et l'air extérieur). Enfin,  $v_f$  représente la vitesse du fluide qui provoque la partie forcée de la convection. Cette vitesse correspond à la vitesse du véhicule  $v_{veh}$  pour l'échange entre les parois et l'air extérieur. Pour l'échange entre habitacle et paroi, cette vitesse vaut :

$$v_f = \frac{k}{\rho v_q^{2/3}} qm_{Cv}$$

Avec  $k$  la constante aérodynamique de l'air,  $\rho$  la densité de l'air et  $qm_{Cv}$  le débit massique de l'air.

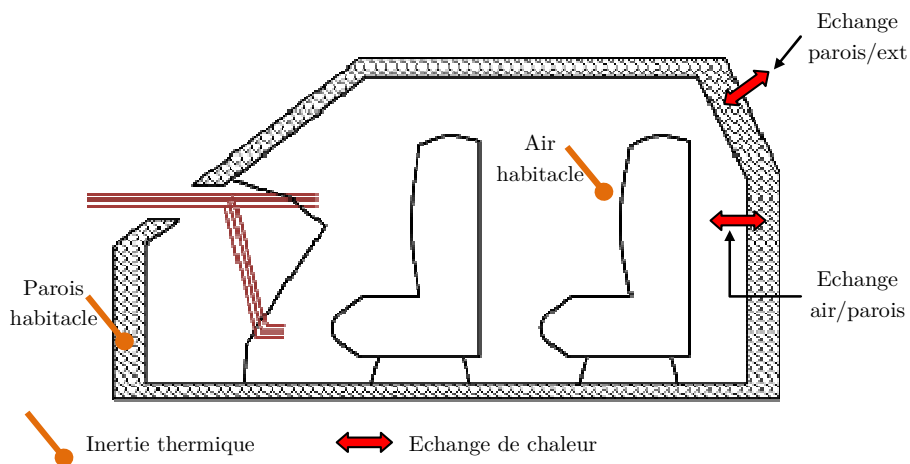
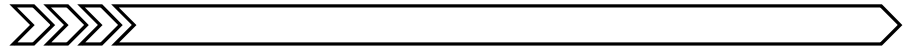


Figure D.1 : Structure de l'habitacle considéré

## Annexe E Validation du modèle de confort habitacle d'un véhicule électrique



Le travail présenté dans ce mémoire concernant la modélisation et la représentation du système de chauffage et de l'habitacle d'un véhicule hybride ainsi que leurs validations a de la même manière, été effectué sur un véhicule électrique. Il s'agit du véhicule électrique du laboratoire L2EP : Tazzari Zéro (Figure E.1).

Le modèle utilisé pour l'habitacle du véhicule électrique est le même que celui utilisé pour le véhicule hybride (deux inerties thermiques, deux échanges thermiques, la considération de la chaleur produite par les passagers ainsi que celle reçue par énergie solaire rayonnée).

Le système de chauffage du véhicule électrique comprend des résistances chauffantes (1 kW) et un ventilateur pour mettre en mouvement l'air. Ainsi la représentation sous le formalisme REM du système de chauffage et de l'habitacle du véhicule électrique peut être obtenue à partir de celle du véhicule hybride. Dans ce cas, le système de chauffage par le système de refroidissement a été supprimé (Figure E.2). Si les modèles (équations mathématiques) et la représentation (pictogrammes) sont identiques à ceux du véhicule hybride, en revanche les paramètres des modèles sont eux différents. Les inerties thermiques de l'habitacle et des parois sont adaptées pour ce véhicule et les coefficients d'échanges convectifs sont déterminés de la même manière que détaillée dans l'Annexe D.



Figure E.1: véhicule électrique Tazzari Zéro

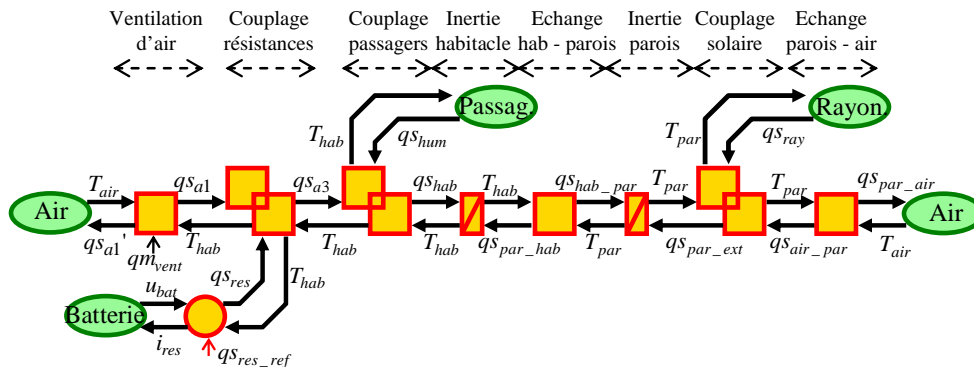


Figure E.2 : REM du système de chauffage et de l'habitacle du véhicule électrique Tazzari Zéro.

Aucun système de régulation de la température habitacle n'existe sur la Tazzari Zéro. Seul un commutateur ON/OFF permet de connecter ou de déconnecter l'intégralité des résistances chauffantes (puissance 0 ou 1kW).

Le véhicule Tazzari Zéro a été équipé de plusieurs capteurs de tensions, courants et de températures. Un récepteur GPS est également présent pour connaître la position et l'altitude du véhicule.

Les capteurs de tensions et de courants permettent, entre autres, de mesurer la tension de la batterie de traction ainsi que le courant consommé par le véhicule. Ce courant comprend celui nécessaire à la traction, celui consommé par les auxiliaires (BMS, calculateur, éclairage...) ainsi que le courant nécessaire pour le système de chauffage. Afin de mesurer la température à l'intérieur de l'habitacle, deux thermocouples ont été placés dans l'habitacle (Figure E.3). Le premier est situé à l'avant du véhicule au niveau des pieds du passager. Le second est situé à l'arrière entre les sièges du passager et du conducteur. Un troisième capteur de température est placé de manière à mesurer la température extérieure. Tous les capteurs (courants, tensions, températures, gps, codeur de position de la machine électrique...) sont connectés au système d'acquisition de donnée (SAD) placé dans le coffre afin de synchroniser toutes les mesures (Figure E.4). Son alimentation électrique se fait par l'intermédiaire de batterie auxiliaire spécialement dédiée afin de ne pas impacter l'état de charge de la batterie au cours des tests.



Figure E.3 : Position des deux capteurs de température habitacle

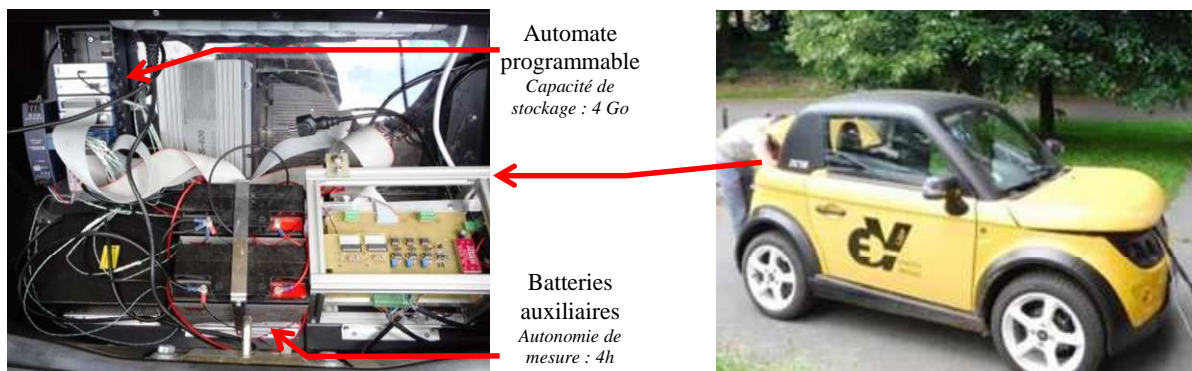


Figure E.4 : Système d'acquisition de donnée (SAD)

La validation a été réalisée en effectuant plusieurs trajets différents sous différentes conditions thermiques. Les résultats d'un seul trajet sont présentés. Cet essai a été réalisé avec un trajet mixte urbain et extra-urbain d'une distance de 38 km (Figure E.5, Figure E.6). Ce trajet fut réalisé en 56 minutes le 2 avril 2014 entre 6h31 et 7h27. La plage horaire de cet essai a été choisie afin de terminer l'essai avant le lever du soleil afin de ne pas perturber l'essai par l'énergie rayonnée reçue du soleil (et non mesurable). Cet essai se divise en trois temps. Premièrement, durant les 406 premières secondes (6min46), aucune demande de chauffage n'est réalisée afin de pouvoir stabiliser correctement la température. Dans un deuxième temps, durant les 2118 secondes suivantes (35min18s) les résistances chauffantes sont connectées afin de provoquer une élévation de la température habitacle (de 15,4 °C à 22,5 °C environ). Enfin durant les 836 dernières secondes (13min56s), le chauffage a été déconnecté afin de laisser la température diminuer progressivement.

La vitesse mesurée a été utilisée comme variable d'entrée de la simulation de la boucle thermique (pour évaluer la variation du paramètre  $hs$ ). Sur la Figure E.6, la température de l'habitacle telle qu'elle a été mesurée a été tracée (courbe continue noire). La température obtenue en simulation a été superposée à la mesure (courbe discontinue rouge). Bien que la température mesurée soit bruitée, nous pouvons remarquer que l'erreur entre la mesure et la simulation est constamment inférieure à 6%.

Les autres essais réalisés pour des cycles différents présentent les mêmes niveaux d'erreur. Ces résultats permettent de valider les modèles utilisés pour l'habitacle du véhicule.



Figure E.5 : Trajet réalisé par le véhicule électrique pour valider le comportement thermique

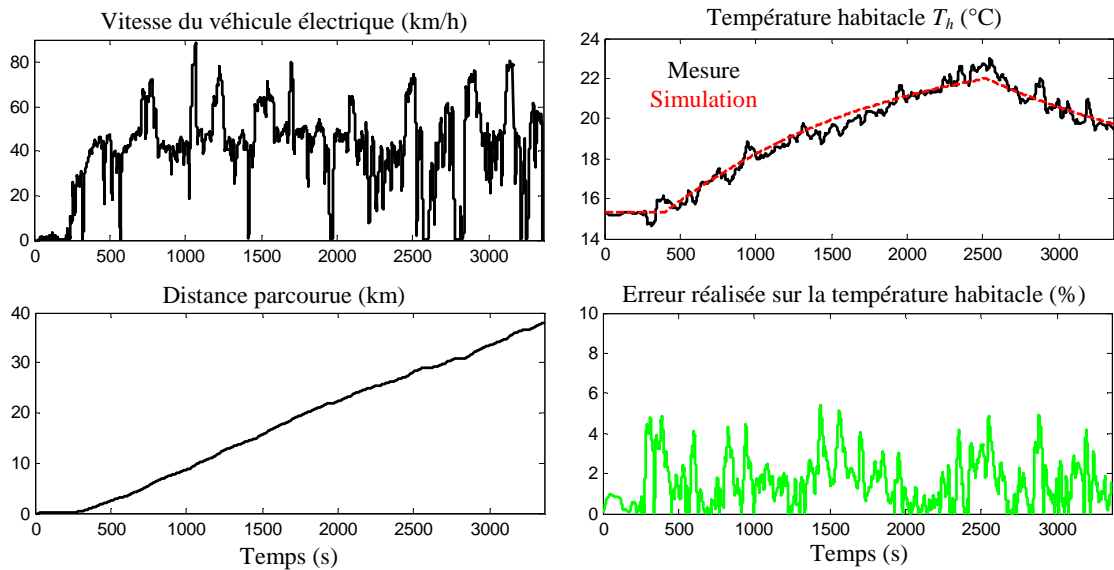


Figure E.6 : Comparaison (expérimentation - simulation) de la température habitacle

Une fois le modèle de l'habitacle et du système de chauffage validé, une étude a pu être réalisée afin d'étudier l'impact du système de chauffage sur l'autonomie d'un véhicule électrique. Ainsi la représentation du système de traction elle-même validée expérimentalement sur le véhicule a été couplée à celle du système de chauffage. La représentation de la chaîne de traction utilise des modèles conventionnels permettant de retranscrire les conversions électromécaniques [Depature 2014]. La production de chaleur de la machine électrique étant faible, elle n'est pas considérée. Les lecteurs pourront trouver davantage d'informations sur la modélisation et la représentation d'une machine électrique incluant les échanges thermiques dans [Horrein 2013]. A partir de cet environnement de simulation validé expérimentalement, plusieurs simulations ont permis d'analyser la distribution d'énergie du véhicule pour différent cycle de vitesse et différente condition thermique [Horrein 2014b]. Sur la Figure E.7, l'autonomie du véhicule électrique a ainsi été tracée en fonction de la différence de température entre l'habitacle et l'extérieur. Cette étude permet de quantifier l'impact réel du système de chauffage sur les performances du véhicule.

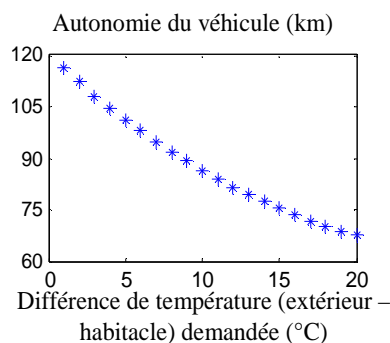
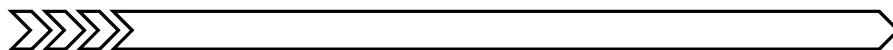


Figure E.7 : Variation de l'autonomie du véhicule électrique Tazzari Zero en fonction de la différence de température habitacle-extérieur

## **Annexe F Résultats détaillés des simulations issues de la programmation dynamique**



Cette annexe présente des résultats complémentaires à la simulation utilisant une stratégie optimale globale du système. Les courbes présentées dans les pages suivantes ne sont pas indispensables à la compréhension du mémoire, mais ont juste pour vocation de détailler plus finement les résultats.



La Figure F.1 reprend les mêmes conditions de simulations que ceux utilisés pour obtenir la Figure 4.8 (réalisé avec l'outil de programmation dynamique [Sundstrom 2009]). Le véhicule hybride est simulé quatre fois, pour un cycle NEDC et pour différents écarts de température (extérieur - température habitable finale) ( $0^{\circ}\text{C}$  ;  $5^{\circ}\text{C}$  ;  $10^{\circ}\text{C}$  ;  $20^{\circ}\text{C}$ ). Comme analysée dans le mémoire, la consommation augmente avec la demande de chauffage (Figure F.1.e). La température du moteur thermique montre que celle-ci augmente plus rapidement lorsque la demande de chauffage est importante (Figure F.1.c). Cette augmentation, volontaire, permet d'accéder plus rapidement à la chaleur produite par le moteur thermique afin de diminuer la sollicitation des résistances chauffantes. Afin d'augmenter plus rapidement sa température, le moteur est mécaniquement plus sollicité ce qui augmente la puissance thermique produite. Cette sursollicitation du moteur thermique se fait en activant plus fréquemment le mode hybride (moteur thermique et machine électrique avant) ce qui augmente le couple fourni par le moteur thermique. La puissance mécanique excédentaire produite est récupérée à l'aide de la machine avant qui recharge ainsi la batterie. Cela permet également de limiter la chute de l'état de charge qui est plus intensément sollicitée par les résistances chauffantes.

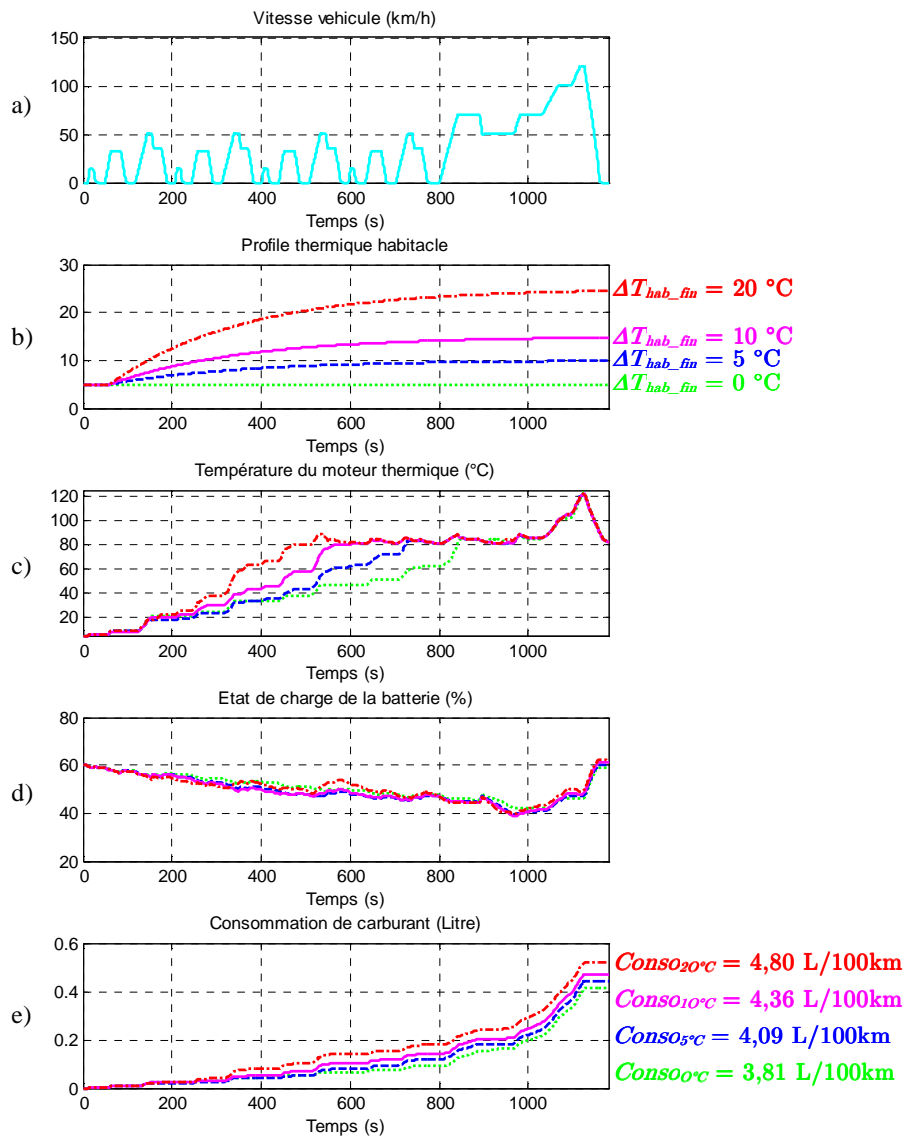


Figure F.1 : Comportement optimal du véhicule pour différents profils de vitesse

La Figure F.2 reprend les mêmes conditions de simulations que pour obtenir la Figure 4.10 (réalisé avec l'outil de programmation dynamique [Sundstrom 2009]). Le véhicule hybride est simulé pour un cycle NEDC et pour différentes rapidités de montée de la température de l'habitacle. L'analyse de la Figure F.2.e montre que l'état de charge de la batterie diminue plus rapidement durant le début du cycle avec une contrainte thermique importante. Cela est dû à la sollicitation plus importante des résistances. Dans un même temps, la puissance du moteur thermique (Figure F.2.c) est plus importante durant les premiers instants avec une contrainte thermique importante. Cela permet d'augmenter plus rapidement la température du moteur thermique (Figure F.2.d) et de limiter la décharge de la batterie. Cette augmentation plus rapide de la température du moteur permet de réaliser un transfert de puissance entre le moteur thermique et l'habitacle plus tôt (Figure F.2.h).

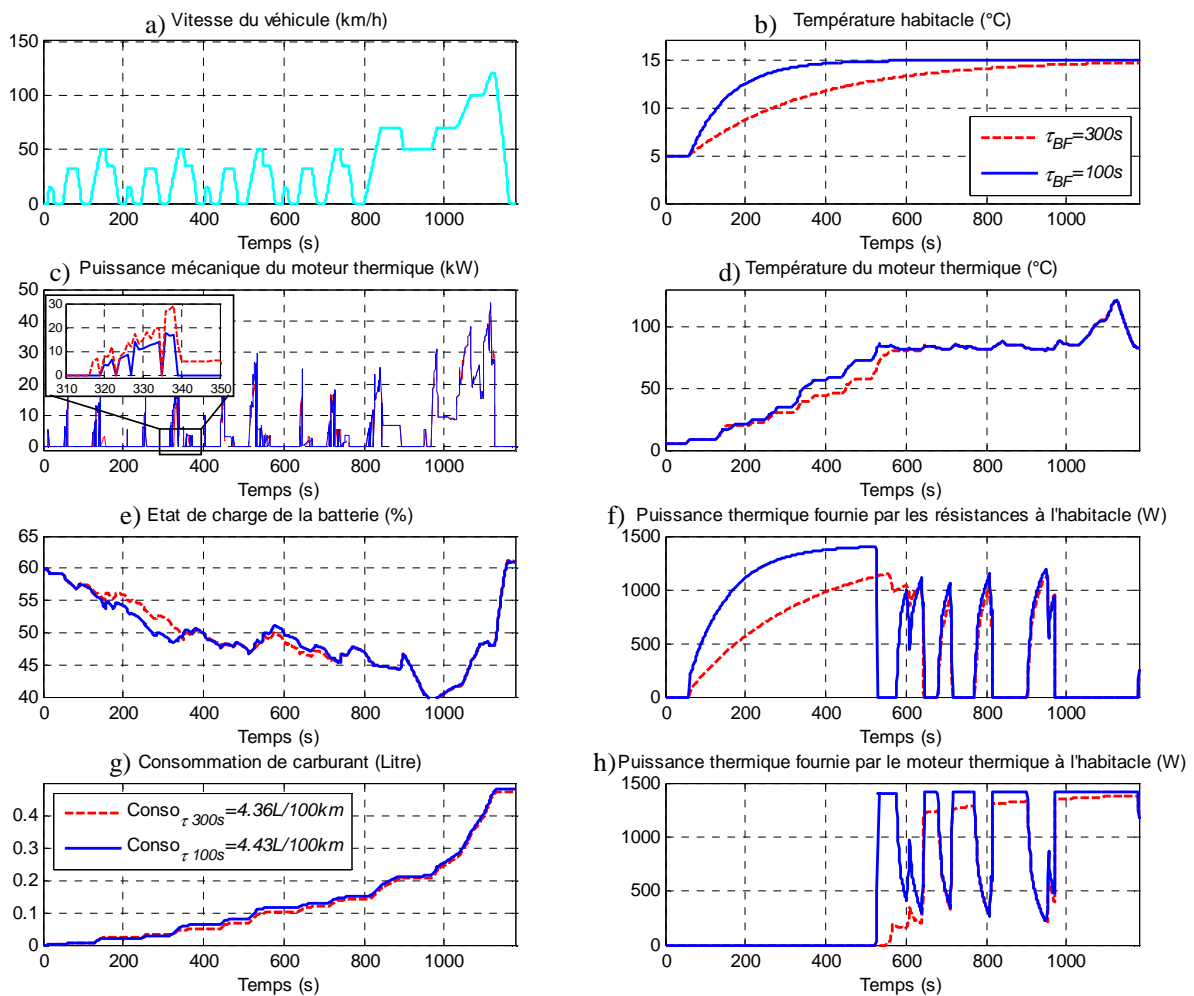


Figure F.2 : Comportement optimal du véhicule pour différents temps de réponse du profil de température

La Figure F.3 reprend les mêmes conditions de simulations que pour obtenir la Figure 4.11 (réalisé avec l'outil de programmation dynamique [Sundstrom 2009]). Le véhicule hybride est simulé pour un cycle NEDC et pour un démarrage à chaud et à froid. L'impact de la température du moteur n'est analysé que pour le système de chauffage (pas de modification des performances internes du moteur thermique en fonction de sa température). L'analyse de la Figure F.3.c montre que l'état de charge de la batterie diminue moins rapidement durant le début du cycle lorsque le moteur est chaud. Cela est dû à la sollicitation moins importante des résistances (Figure F.3.f) due au fait que le moteur thermique peut fournir dès le début, la puissance nécessaire au chauffage de l'habitacle (Figure F.3.g). Les résistances (Figure F.3.f) sont utilisées ponctuellement afin de laisser le moteur thermique se recharger en puissance thermique.

Le démarrage à chaud permet de limiter la surconsommation de carburant dû au système de chauffage (Figure F.3.e)

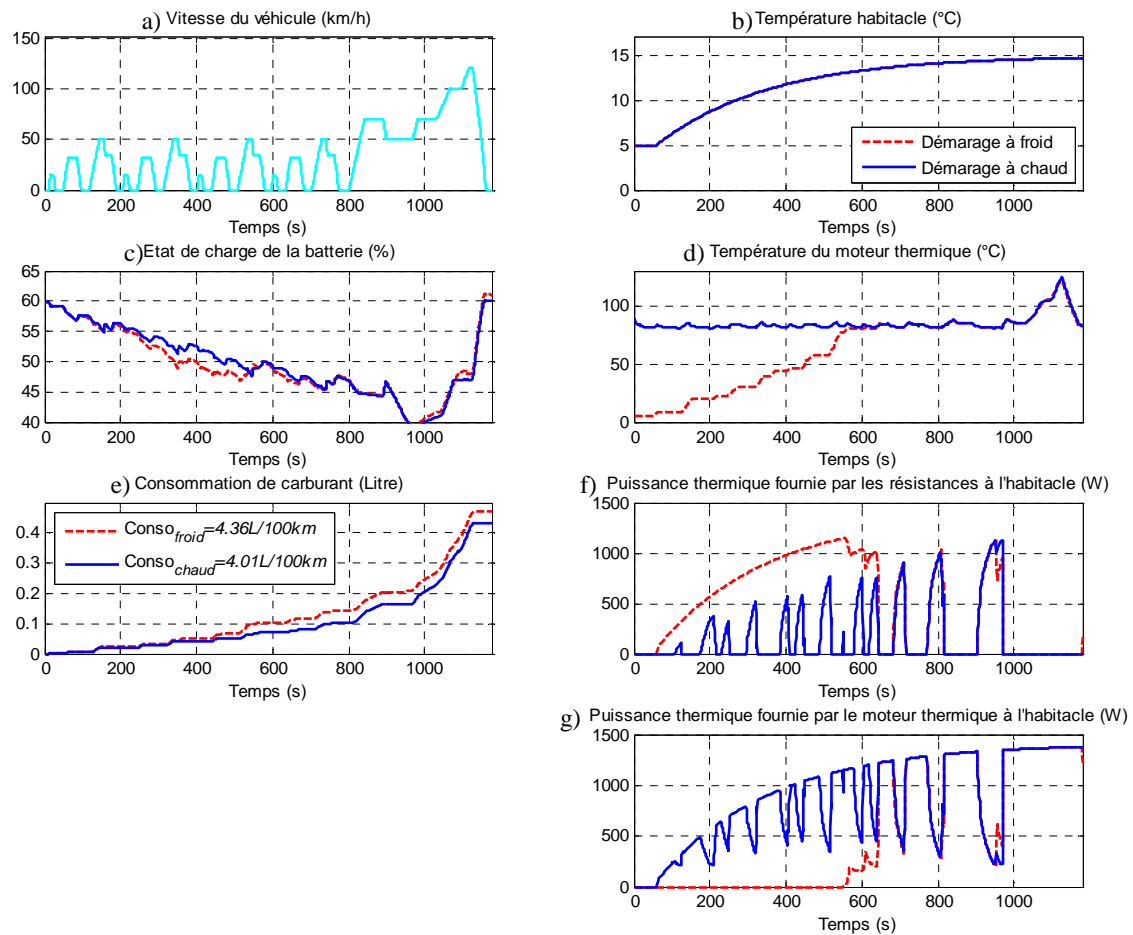


Figure F.3 : Comportement optimal du véhicule pour différentes conditions thermiques initiales

La Figure F.4 reprend les mêmes conditions de simulations que pour obtenir la Figure 4.12 (réalisé avec l’outil de programmation dynamique [Sundstrom 2009]). Le véhicule hybride est simulé pour un cycle NEDC avec et sans valorisation de l’énergie des gaz d’échappement. La valorisation thermique a un impact visible (mais limité) sur la consommation du véhicule (Figure F.4.e). L’évolution du comportement optimal du véhicule n’est que peu modifiée par ces systèmes de valorisation (Figure F.4.c). L’impact de ces modules étant faible, la stratégie n’a pas besoin d’être fortement modifiée pour conserver l’optimum global du système.

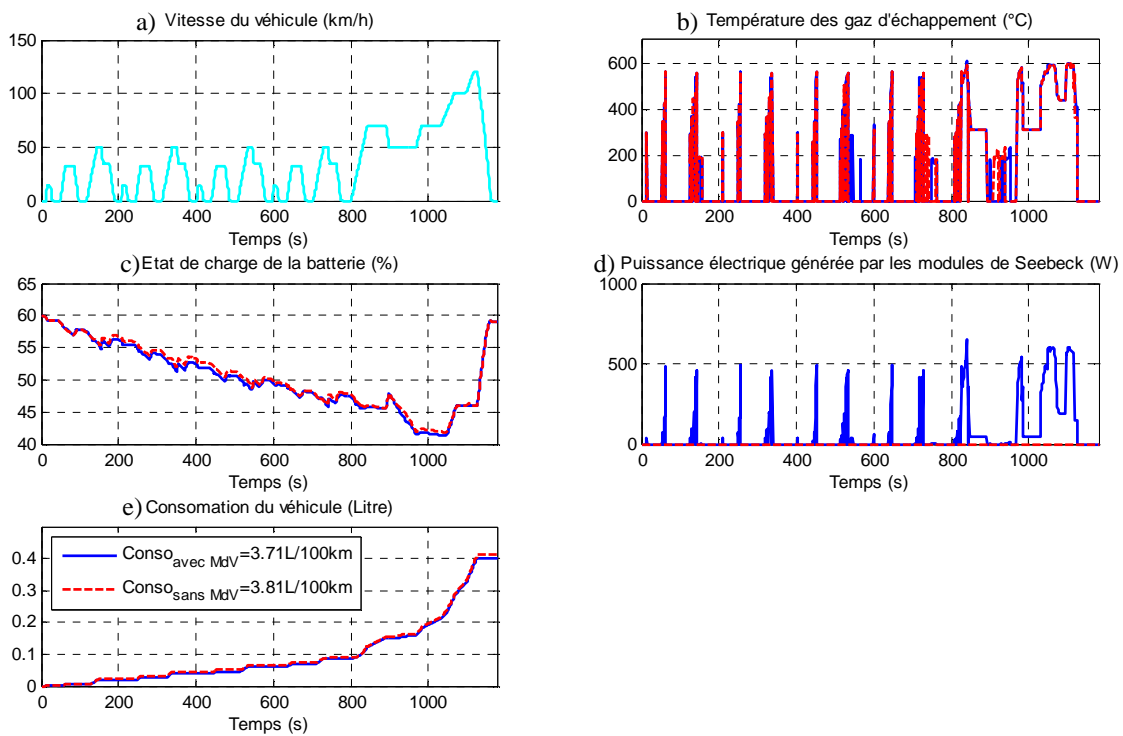


Figure F.4 : Comportement optimal du véhicule avec et sans valorisation thermique (sans demande de chauffage)

Le Tableau F.1 regroupe toutes les consommations issues des résultats des simulations optimales (démarrage à chaud, à froid, avec et sans valorisation...) et cela pour différentes températures.

Les résultats du Tableau F.1 sont repris dans le Tableau F.2. Ce tableau permet de visualiser directement l’impact, en pour cent, du système de chauffage. Ce tableau se lit en ligne. Par exemple lors de la simulation d’un cycle NEDC avec un démarrage du moteur à froid (première ligne de résultats) la demande d’élévation de température de 5 °C provoque une surconsommation de 7,3 %.

Les résultats du Tableau F.1 sont repris dans le Tableau F.3. Ce tableau permet de visualiser directement l’impact, en pour cent, des conditions de simulation (démarrage à chaud, modification du cycle de vitesse, prise en compte de la valorisation...). Ce tableau se lit en colonne. Par exemple lors de la simulation avec une demande de chauffage de 5 °C (deuxième colonne de résultats), la présence des modules de valorisation de l’énergie permet d’économiser 0,2 % de carburant.

Tableau F.1 : Consommation minimale du véhicule 3008 HY4

Cycle ; Constante de temps ; Etat init du Mth ; Valorisation	$\Delta T_{hab} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
NEDC ; 300 s ; Froid ; non (Figure F.1)	3,81 L/100km	4,09 L/100km	4,36 L/100km	4,80 L/100km
WLTC ; 300 s ; Froid ; non	4,18 L/100km	4,27 L/100km	4,39 L/100km	4,65 L/100km
NEDC ; 100 s ; Froid ; non (Figure F.2)	3,81 L/100km	4,20 L/100km	4,43 L/100km	5,02 L/100km
NEDC ; 300 s ; Chaud ; non (Figure F.3)	3,81 L/100km	3,82 L/100km	4,01 L/100km	4,36 L/100km
NEDC ; 300 s ; Froid ; oui (Figure F.4)	3,71 L/100km	4,06 L/100km	4,32 L/100km	4,79 L/100km

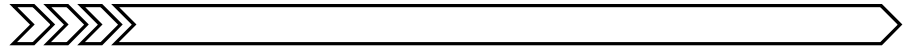
Tableau F.2 : Variation de la consommation en fonction des contraintes de température habitacle

Cycle ; Constante de temps ; Etat init du Mth ; Valorisation	$\Delta T_{hab} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
NEDC ; 300 s ; Froid ; non (Figure F.1)	3,81 L/100km	+ 7,3 %	+ 14,4 %	+ 25,9 %
WLTC ; 300 s ; Froid ; non	4,18 L/100km	+ 2,2 %	+ 5,0 %	+ 11,2 %
NEDC ; 100 s ; Froid ; non (Figure F.2)	3,81 L/100km	+ 10,2 %	+ 16,3 %	+ 31,8 %
NEDC ; 300 s ; Chaud ; non (Figure F.3)	3,81 L/100km	+ 0,3 %	+5,2 %	+ 14,4 %
NEDC ; 300 s ; Froid ; oui (Figure F.4)	3,71 L/100km	+ 9,4 %	+ 16,4 %	+ 29,1 %

Tableau F.3 : Variation de la consommation en fonction de différentes conditions

Cycle ; Constante de temps ; Etat init du Mth ; Valorisation	$\Delta T_{hab} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{hab} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
NEDC ; 300 s ; Froid ; non (Figure F.1)	3,81 L/100km	4,09 L/100km	4,36 L/100km	4,80 L/100km
WLTC ; 300 s ; Froid ; non	+ 9,7 %	+ 4,4 %	+ 0,7 %	- 3,1 %
NEDC ; 100 s ; Froid ; non (Figure F.2)	0 %	+ 2,7 %	+ 1,6 %	+ 4,6 %
NEDC ; 300 s ; Chaud ; non (Figure F.3)	0 %	- 6,6 %	- 8,0 %	- 9,2 %
NEDC ; 300 s ; Froid ; oui (Figure F.4)	- 2,6 %	- 0,7 %	- 0,9 %	- 0,2 %

## Annexe G Intérêt de la prise en compte des interactions thermiques



Cette annexe a pour objectif de montrer sur un exemple l'intérêt de prendre en compte les interactions thermiques dans la gestion d'énergie. En effet l'objectif de ce mémoire est de développer une stratégie de gestion de l'énergie qui prend en compte ces interactions, néanmoins bien que l'intérêt de les considérer est expliqué dans l'introduction, il n'est jamais démontré.

Pour rappel, au cours des chapitres 2 et 3, les modèles du véhicule, leurs représentations et leurs commandes ont été étendus afin de pouvoir exprimer les échanges thermiques. Le formalisme REM permet d'uniformiser la représentation des modèles afin de décrire les interactions thermiques, électriques et mécaniques en utilisant le même outil. Le chapitre 4 est consacré à la réalisation de la stratégie de gestion d'énergie. Dans un premier temps, l'outil programmation dynamique est utilisé pour déduire l'optimum énergétique global. Le temps de résolution pour un cycle NEDC représentant un trajet d'environ 20 minutes et de 9 heures et 16 minutes (Tableau G.1). Lorsque l'optimisation est réalisée de manière locale, uniquement sur la chaîne de traction (non prise en compte des échanges thermiques), ce temps est de 11 minutes (Tableau G.1). Ainsi au vu de l'impact sur le temps de résolution de la considération des échanges thermiques, il est raisonnable de se demander si le gain apporté par cette considération justifie cette augmentation du temps de résolution. Cette question est d'autant plus justifiée que, au travers de la partie 4.2, il est démontré qu'il est possible de gérer à base de règles et de manière optimale la distribution de puissance entre le système de refroidissement et les résistances.

Ainsi nous allons considérer deux façons différentes de gérer notre système (Figure G.1).

Premièrement, deux gestions d'énergie sont utilisées pour gérer le véhicule. La première, créée à partir de la programmation dynamique, détermine le comportement optimal de la chaîne de traction seule sans la prise en compte des échanges thermiques (approche classique). La seconde partie de la gestion d'énergie, créée à base de règles, permet de gérer de manière optimale la distribution de puissance entre le système de refroidissement et les résistances. Ainsi, avec cette gestion d'énergie (divisée en 2), les optimums locaux des deux sous-systèmes seront assurés. En revanche, l'optimum global ne sera pas assuré, car l'optimum global d'un système n'est pas systématiquement obtenu à partir de la somme des optimums locaux.

Par la suite, une autre stratégie de gestion d'énergie est utilisée afin, cette fois-ci, d'atteindre l'optimum global du système (optimum conjoint du système de traction – système de chauffage). Pour cela, la programmation dynamique considérant les échanges thermiques est utilisée.

La consommation du véhicule lors de l'utilisation d'un cycle NEDC avec une stratégie d'énergie divisée en deux et pour une demande de chauffage de +10°C est de 4,62 L/100km. Pour les mêmes conditions d'utilisation, mais avec une stratégie de gestion d'énergie optimale globale, la consommation est de 4,36 L/100km. En effet, avec l'utilisation de la stratégie globale, il est possible de définir le meilleur compromis (au sens énergétique du terme) entre l'optimum de la chaîne de traction et l'optimum du système de chauffage.

Considérer les interactions thermiques permet de réduire, pour les conditions utilisées ici, la consommation totale du véhicule de 5,6 %. En ne s'intéressant qu'à l'impact du système de chauffage, il est possible de remarquer que la consommation de carburant augmente de 21 % lors d'une demande de chauffage de +10°C dans le cas de l'utilisation d'une stratégie divisée (différence entre 3,81 L/100km et 4,62 L/100km). En revanche, lors de l'utilisation de la stratégie globale, la consommation n'augmente que de 14 % (différence entre 3,81 L/100km et 4,38 L/100km). Ainsi il est possible de déduire que, pour ces conditions d'utilisation, une stratégie globale intégrant les interactions thermiques permet de réduire de 33 % l'impact du système de chauffage (différence entre 21 % et 14 %).

En conclusion, l'intégration des interactions thermiques dans la boucle d'optimisation augmente de façon sensible le temps de résolution, mais permet également de réduire de façon notable l'impact du système de chauffage sur la consommation du véhicule hybride.

Tableau G.1 : Temps de résolution du problème d'optimisation pour un cycle NEDC

	Optimisation de la chaîne de traction seule	Optimisation conjointe de la chaîne de traction et du système de chauffage
Temps de résolution	11min 17s	9h 16min 15s

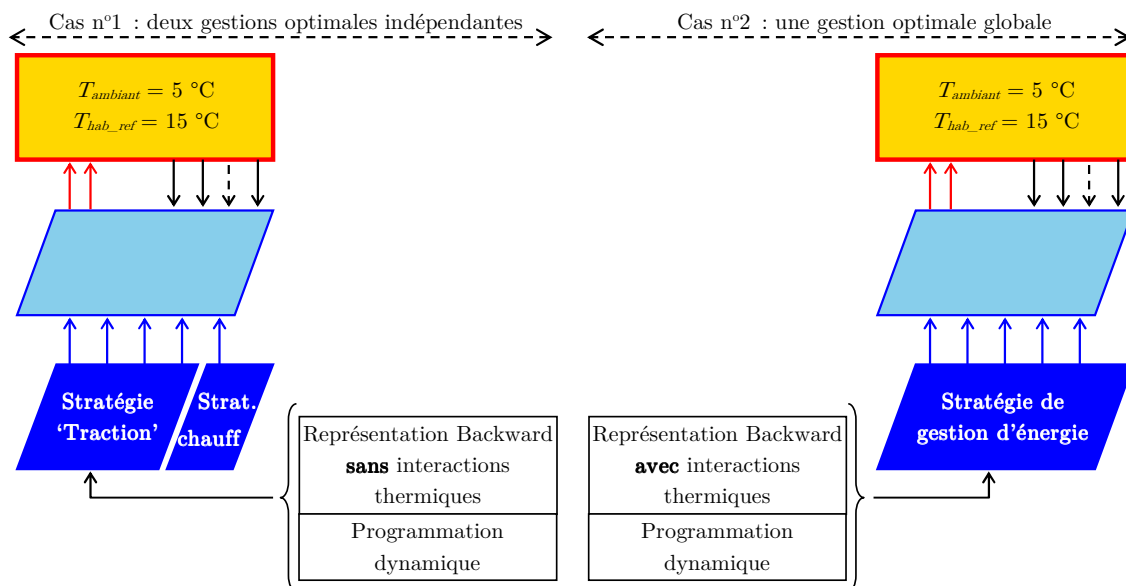


Figure G.1 : Illustration des deux cas de figure pour l'étude de l'intérêt de considérer les échanges thermiques dans la boucle d'optimisation

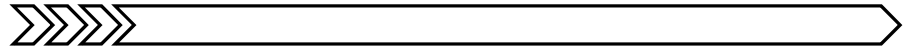
## Annexe G : Intérêt de la prise en compte des interactions thermique

Tableau G.2 : Consommation du véhicule pour différentes stratégies de gestion d'énergie

<i>NEDC ; démarrage froid</i>	Cas n 1	Cas n 2	Différence
Sans demande de chauffage ( $T_{ambiant} = 15\text{ C}$ , $T_{hab\_ref} = 15\text{ C}$ )	3,81 L/100km	3,81 L/100km	0 %
Avec demande de chauffage ( $T_{ambiant} = 5\text{ C}$ , $T_{hab\_ref} = 15\text{ C}$ )	4,62 L/100km	4,36 L/100km	5,6 %



## **Annexe H Conception de la stratégie de gestion d'énergie à l'aide de la structuration multi-niveau**



Cette annexe a pour objectif de faire une synthèse des trois étapes majeures de la méthodologie de conception de la stratégie de gestion d'énergie présentée dans ce mémoire. Cette annexe ne présente pas de résultats supplémentaires par rapport au chapitre 4, mais permet de clarifier la méthodologie présentée.

La première étape consiste à concevoir une stratégie optimale d'un point de vue global. Comme cela est détaillé dans la partie 4.1 de ce mémoire, la programmation dynamique a été utilisée dans ces travaux. Cette méthode d'optimisation permet d'assurer l'optimum global du système sous contraintes en testant les différentes combinaisons des variables de commande (voir équation (4.2)). Ainsi, il est nécessaire de connaître l'ensemble du cycle de vitesse dès le début du processus d'optimisation. Bien que cette méthode assure l'optimum énergétique, elle est en revanche longue et requiert des ressources informatiques conséquentes pour être menée à bien. Pour rappel, la résolution du problème d'optimisation avec l'utilisation d'un cycle de vitesse NEDC (représentant un trajet de 20 minutes) est de 9 heures et 16 minutes. En conséquence, la nécessité de connaître le cycle de vitesse à l'avance et le temps de résolution important empêchent d'utiliser cet algorithme en ligne.

De très récents travaux concernant la stratégie de gestion d'énergie visent à déduire des règles de fonctionnement en analysant le comportement optimal du véhicule [Cheng 2015] [van Berkel 2015]. Ces règles permettent de déduire une stratégie de gestion d'énergie uniquement constituée de règles de fonctionnement et qui sera ainsi rapide à simuler et implantable en temps réel. Si l'efficacité des stratégies à base de règles dépend de la précision insérée dans celle-ci, l'analyse du comportement optimal permet d'enrichir ces règles pour les rendre plus efficaces. Plus le nombre de profils de vitesse utilisés pour déduire les règles de fonctionnement est important, plus celles-ci seront efficaces.

La structuration multi-niveau de la stratégie présentée dans les parties 4.2 et 4.3 permet de structurer la déduction d'une stratégie implantable en temps réel à partir de l'optimisation globale. Cette déduction est réalisée en deux étapes (Figure H.1) :

- stratégie décomposée optimale,
- stratégie décomposée à base de règles.

La stratégie décomposée optimale permettra de rendre le temps de résolution de la stratégie optimale compatible avec le temps réel. La stratégie décomposée à base de règles permettra de s'affranchir de la nécessité de connaître le cycle de vitesse à l'avance.

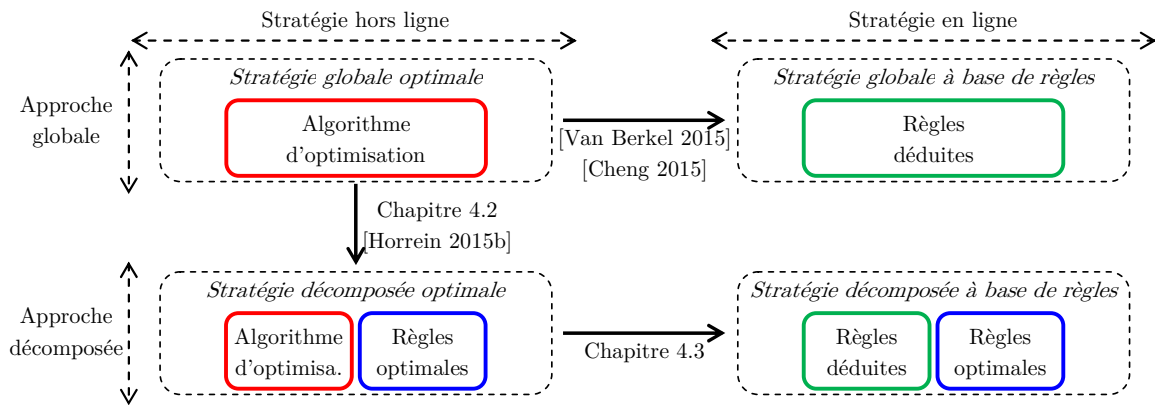


Figure H.1 : Structuration globale de la conception de la stratégie de gestion d'énergie décomposée

La structuration multi-niveau est dans un premier temps utilisée afin de poser le problème d'optimisation avec un point de vue différent. Avec l'approche globale telle que détaillée dans la partie 4.1, les 5 critères de distribution du vecteur de contrôle  $u(k)$  sont optimisés à l'aide de l'algorithme d'optimisation ce qui implique un important temps de simulation. La structuration multi-niveau permet d'identifier plus facilement les fonctions ou critères de distribution qui n'ont pas besoin d'être optimisés. En effet, la distribution de force entre le système de traction et de freinage, ainsi que la distribution de flux entropique entre les résistances et le système de refroidissement peuvent être gérées de manière optimale à l'aide de règles. Cette gestion optimale réalisée de manière décomposée permet de réduire la dimension du vecteur de contrôle  $u(k)$  ce qui réduit sensiblement le temps de simulation (Figure H.2). Cette décomposition est réalisée en conservant l'optimum global.

Enfin, la structuration multi-niveau est une nouvelle fois utilisée afin de remplacer l'algorithme d'optimisation par des séries de règles de fonctionnement. Cette substitution est réalisée à l'image des méthodes récemment étudiées dans la communauté internationale [van Berkel 2015] [Cheng 2015]. Néanmoins, à partir de la structuration multi-niveau, cette déduction est réalisée de manière progressive. En effet, les règles déduites tentent de s'approcher du comportement optimal à partir de laquelle elles sont déduites. Ces règles n'étant pas optimales, elles modifient le comportement du véhicule ce qui l'éloigne de son optimum global. Ainsi, lorsqu'une première série de règles est déduite, l'optimum global ne sera plus atteignable et un nouveau comportement optimal est créé. Ainsi lors de la déduction d'une deuxième série de règles, si celle-ci est déduite du premier comportement optimal, cette nouvelle série de règles tentera de s'approcher d'un comportement qui est différent de l'optimum atteignable. C'est pourquoi après la déduction de chaque série de règles, il est préférable de réaliser une nouvelle simulation afin de connaître le nouvel optimum avant de déduire la série de règles suivante. Cette dernière étape permet de déduire une stratégie qui est implantable en temps réel avec une efficacité moyenne d'environ 5 % (Figure H.2). Cette efficacité est évaluée pour plusieurs conditions de chauffage et de cycle de vitesse différentes dont certains n'ont pas servi à la déduction de règle (voir Tableau 4.4).

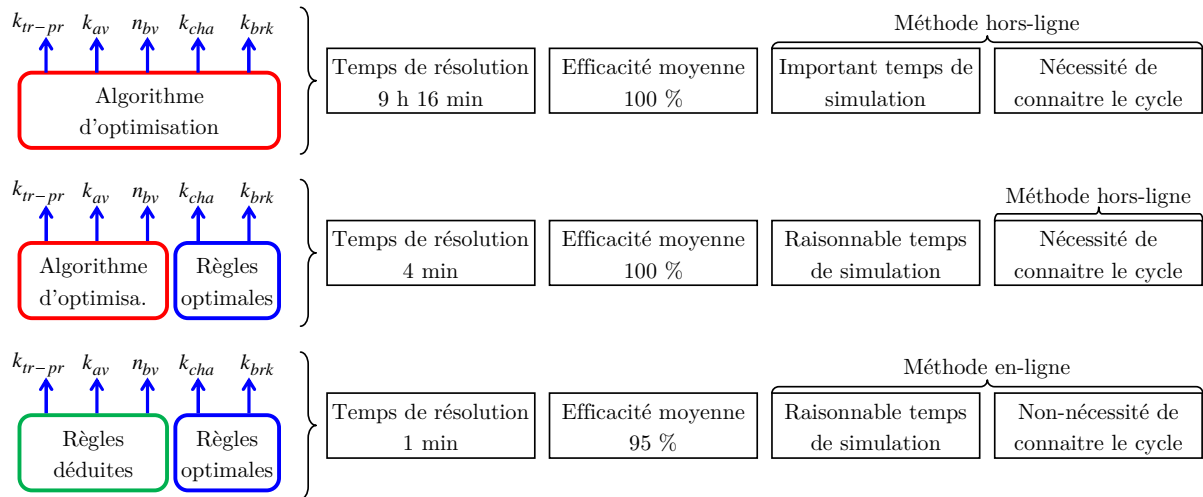
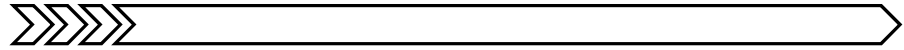


Figure H.2 : Résultat de la décomposition de la stratégie de gestion d'énergie





### A

---

- [ADEME 2014] ADEME, “*Dossier Transport : Les chiffres clés 2013 climat, air et énergie*”, 2014
- [Alaoui 2013] C. Alaoui, “Solid-state thermal management for lithium-ion EV batteries”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 62, no. 1, pp. 98 - 107, January. 2013
- [Allègre 2010a] A. L. Allègre, “Méthodologies de modélisation et de gestion de l’énergie de systèmes de stockage mixtes pour véhicules électriques et hybrides”, *Thèse de doctorat*, Université Lille1 (France), Septembre 2010 (Réalisé dans le cadre de MEGEVH)
- [Allègre 2010b] A. L. Allègre, A. Bouscayrol, P. Delarue, P. Barrade, E. Chattot, S. El Fassi, “Energy storage system with supercapacitor for an innovative subway”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 57, no. 12, pp. 4001 – 4012, March 2010
- [Alnufaie 2014] L. Alnufaie, “Etude en automatique : Commande MPPT et Optimisation d’un système photovoltaïque”, *PAF*, ISBN 978-3838140292, 2014
- [Annand 1963] J. D. Annand, “heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engine”, *Proceedings Inst. Mech. Eng*, vol. 177, no. 36, 1963
- [ASHRAE 2009] ASHRAE, “ASHRAE Handbook -- Fundamentals”, *ASHRAE Cdr edition*, ISBN 978-1936504473
- [Astier 2012] S. Astier, A. Bouscayrol, X. Roboam, “Systemic design methodologies for electrical energy systems Analysis, Synthesis and Management”, Chapter 1: Introduction to systemic design, *ISTE and Wiley*, ISBN 978-1-84821-3888-3
- [AVEM 2012] AVEM, “Dossiers - La pollution due aux transport”, *site internet de l’AVEM [www.avem.fr/?page=pollution](http://www.avem.fr/?page=pollution)*, 2012
- [AVL 2015] AVL website: [www.avl.com](http://www.avl.com)

**B**

- [Baert 2012] J. Baert, S. Jemei, D. Chamagne, D. Hissel, S. Hibon, D. Hegy, “Energetic macroscopic representation of a naturally-aspirated engine coupled to a salient pole synchronous machine”, *PPPSC’12*, Toulouse (France), September 2012
- [Baert 2013] J. Baert, “Locomotives Electriques Hybrides : contribution à leur modélisation et à leur gestion énergétique par logique floue de type 2”, *Thèse de doctorat*, Université de Franche-Comté (France), Collaboration Alstom Transport – Femto-ST, Octobre 2013 (Réalisé dans le cadre de MEGEVH)
- [Bellman 1957] R. Bellman, “Dynamic Programming”, *Princeton University Press*, 1957.
- [Boulon 2009] L. Boulon, “Modélisation multiphysique des éléments de stockage et de conversion d’énergie pour les véhicules électriques hybrides. Approche systémique pour la gestion d’énergie”, *Thèse de doctorat*, Université de Franche-Comté (France), Université Lille1 (France), Collaboration Nexter System – L2EP – Femto-ST, Juillet 2009 (Réalisé dans le cadre de MEGEVH)
- [Boulon 2012] L. Boulon, A. Bouscayrol, D. Hissel, O. Pape, M. C. Pera, “Inversion-based control of a highly redundant military HEV”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 62, no. 2, pp. 500 – 510, October 2012
- [Bouscayrol 2000] A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J. P. Hautier, F. Meibody-Tabar, M. Pietrzak-David, “Multimachine multiconverter system: application for electromechanical drives”, *European Physics Journal Applied Physics*, vol. 10, pp. 131 – 147, May 2000
- [Bouscayrol 2003a] A. Bouscayrol, B. Davat, P. Escane, B. de Fornel, B. François, D. Hadiouche, J. P. Hautier, J. P. Martin, F. Meibody-Tabar, F. Monmasson, V. de Olivera, R. Pena-Equiluz, J. Pierquin, M. Pietrzak-David, H. Razik, E. Semail “Structure de commande des systèmes multi-machines multi-convertisseur”, *Revue Internationale de Génie Electrique*, vol. 6, pp. 325 – 341, Novembre 2003
- [Bouscayrol 2003b] A. Bouscayrol, “Formalisme de représentation et de commande appliqués aux systèmes électromécaniques multi machines multi convertisseurs”, *Habilitation à Diriger des Recherches*, Université de Lille 1 (France), Décembre 2003 (HDR préparée au laboratoire L2EP de Lille)
- [Bouscayrol 2005] A. Bouscayrol, R. Schoenfeld, G. Dauphin-Tanguy, G. H. Geitner, X. Guillaud, A. Pennamen, J. P. Hautier, “Different energetic descriptions for electromechanical systems”, *European Power Electronics and Applications*, Dresden (Germany), September 2005

- [Bouscayrol 2009] A. Bouscayrol, X. Guillaud, P. Delarue, B. Lemaire-Semail, “Energetic macroscopic representation and inversion-based control illustrated on a wind-energy-conversion system using hardware-in-the-loop simulation”, *IEEE transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, no. 12, pp. 4826 – 4835, February 2009
- [Bouscayrol 2012] A. Bouscayrol, J. P. Hautier, B. Lemaire Semail, “Systemic design methodologies for electrical energy systems Analysis, Synthesis and Management”, Chapter 3: Graphic formalisms for the control of multi-physical energetic system: COG and EMR, *ISTE and Wiley*, ISBN 978-1-84821-3888-3
- [Brilling 1931] N. Brilling, “Experiments on working cycles and heat transfer in diesel engine”, *SAE congress*, Moscow (Russia) 1931

## C

---

- [Caton 2012] J. A. Caton, “The thermodynamic characteristics of high efficiency, internal-combustion engines”, *Energy Conversion and Management*, vol. 58, pp. 84 - 93, June 2012
- [Caton 2014] J. A. Caton, “Combustion phasing for maximum efficiency for conventional and high efficiency engines”, *Energy Conversion and Management*, vol. 77, pp. 564 - 576, January 2014
- [Champiera 2011] D. Champiera, J. P. Bédécarratsb, T. Kousksoua, M. Rivalettoa, F. Strubc, P. Pignolet, “Study of a TE (thermoelectric) generator incorporated in a multifunction wood stove”, *Energy*, vol. 36, no. 3, pp. 1518 – 1526, March 2011
- [Cherix 2012] N. Cherix, M. Vasiladiotis, A. Rufer, “Functional modeling and energetic macroscopic representation of modular multilevel converters”, *EPE-PEMC'12*, Novi Sad (Serbia), September 2012
- [CGDD 2014] Commissariat Général au Développement Durable, “Les comptes des transports en 2013, Tome 1, 51<sup>ème</sup> rapport à la commission des comptes des transports de la nation”, *Rapport du Commissariat Général au Développement Durable*, juillet 2014
- [Chan 2007] C. C. Chan, “The state of the art of electric, hybrid, and fuel cell vehicles”, *IEEE transactions on Vehicular Technology*, vol. 95, no 4, pp. 704 – 718, April 2007

- [Chan 2010] C. C. Chan, A. Bouscayrol, K. Chen, “Electric, hybrid, and fuel-cell vehicles: architectures and modeling”, *IEEE transactions on Vehicular Technology*, vol. 59, no 2, pp. 589 – 598, February 2010
- [Chen 2009] K. Chen, A. Bouscayrol, A. Berthon, P. Delarue, D. Hissel, R. Trigui, “Global modeling of different vehicles”, *IEEE Vehicular Technology Magazine*, vol. 4, no. 2, pp. 80 – 89, June 2009
- [Cheng 2009] Y. Cheng, K. Chen, C. C. Chan, A. Bouscayrol, S. Cui, “Global modeling and control strategy simulation”, *IEEE Vehicular technology magazine*, vol. 4, no. 2, pp. 73 – 79, June 2009
- [Cheng 2015] Y. Cheng, L. Horrein, C. Mansour, A. Bouscayrol, C. Dumand, “Modeling and control optimization for Peugeot 3008 Hybrid4”, *SIA Powertrain conference*, Versailles (France), May 2015
- [Chiappori 2014] G. Chiappori, P. LeMoigne, P. Delarue, M. Chemin, “Voltage stabilization system for stop - start vehicles: Systemic approach”, *VPPC'14*, Coimbra (Portugal), October 2014
- [Chrenko 2009] D. Chrenko, M. C. Pera, D. Hissel, A. Bouscayrol, “Modeling and control of fuel cell systems by energetic macroscopic representation”, *ASME Journal of Fuel cell science and technology*, vol. 6, no. 2, pp. 4501 – 4505, May 2009

## ***D***

---

- [De Jager 2013] B. De Jager, T. van Keulen, J. Kessels, “Optimal control of hybrid vehicles”, *Springer*, ISBN: 978-1447150756, 2013
- [Delarue 2010] P. Delarue, A. Bouscayrol, P. Barrade, “Energetic macroscopic representation and PSIM® simulation: Application to a DC/DC converter input filter stability”, *VPPC'10*, Lille (France), September 2010
- [Delprat 2004] S. Delprat, J. Lauber, T. M. Guerra, J. Rimaux, “Control of a parallel hybrid powertrain: optimal control”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 53, no. 3, pp. 872 – 881, May 2004
- [Dempsey 2006] M. Dempsey, “Dymola for multi-engineering modeling and simulation”, *IEEE-VPPC'06*, Windsor (UK), September 2006
- [Depature 2014] C. Dépature, W. Lhomme, A. Bouscayrol, P. Sicard, L. Boulon, “Efficiency map of the traction system of an electric vehicle from an on-road test drive”, *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, Coimbra (Portugal), October 2014



**E**

- [EEA 2012] European Environment Agency, “Climate change, impacts and vulnerability in Europe 2012; An indicator-based report”, *European Environment Agency report*, no 12/2012, ISBN 9789292133467, December 2012
- [EEA 2015] European Environment Agency, *EEA website: www.eea.europa.eu*, April 2015
- [Ehsani 2009] M. Ehsani, Y. Gao, S. E. Gay, A. Emadi, “Modern electric, hybrid electric vehicles and fuel cell vehicles: Fundamentals, theory and design”, *CRC Press*, ISBN 0849331544, 2005
- [Eichelberg 1939] G. Eichelberg, “Some new investigations on old combustion engine problems”, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 148, pp. 547 – 560, 1939
- [El Chammas 2005a] R. El Chammas, D. Clodic, “Combined cycle for hybrid vehicles”, *SAE Technical paper*, paper no 2005-01-1171, April 2005
- [El Chammas 2005b] R. El Chammas, “Rankine cycle for hybrid vehicles, simulation and design of a first prototype”, *PhD thesis*, Ecole des Mines de Paris, Paris (France), November 2005
- [El Habchi 2010] A. El habchi, C. Ternel, P. Leduc, J. F. Hetet, “Potential of waste heat recovery for automotive engines using detailed simulation”, *Conference on thermal and Environmental Issues in Energy Systems*, Sorrento (Italy), May 2010
- [EMR website 2015] EMR website: [www.emrwebsite.org](http://www.emrwebsite.org)
- [Europa 2015] Site internet de l’union européenne détaillant les normes Euro 5 et Euro 6 <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/FR/TXT/?uri=URISERV:128186>

**F**

- [Fairbanks 2010] J. W. Fairbanks, “Vehicular thermoelectrics: the new green technology”, *DEER’10*, Detroit (USA), September 2010
- [Fayazbaksh 2013] M. A. Fayazbaksh, M. Bahrami, “Comprehensive modeling of vehicle air conditioning loads using heat balance method”, *SAE International 2013 world congress*, Detroit (USA), April 2013
- [Fillipa 2005] M. Filippa, C. Mi, J. Shen, R. Stevenson, “Modeling a hybrid electric vehicle powertrain test cell using Bond Graph”, *IEEE Trans. on Vehicular Technology*, vol. 54, no.3, pp. 837-845, May 2005

## **G**

---

- [Gao 2005] Y. Gao, M. Ehsani, J. M. Miller, “Hybrid electric vehicle: overview and state of the art”, *IEEE – ISIE 2005*, Rio de Janeiro (Brazil), June 2005
- [Gao 2007] D. W. Gao, C. Mi, A. Emadi, “Modeling and simulation of electric and hybrid vehicles”, *Proceedings of the IEEE*, vol. 95, no 4, pp. 729 – 745, April 2007
- [Gonzalez 2013] M. M. Gonzalez, O. Caballero-Calero, P. Diaz-Chao, “Nanoengineering thermoelectrics for 21st century: Energy harvesting and other trends in the field”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.24, pp. 288 – 305, August 2013
- [Gunselmann 2005] W. Gunselmann, “Technologies for increased energy efficiency in railway systems”, *EPE’05*, Dresden (Germany), September 2005
- [Guzzella 2010] L. Guzzella, A. Sciarretta, “Vehicle Propulsion Systems, Introduction to Modeling and Optimization”, Second edition, Springer, ISBN 978-3642094156, October 2010

## **H**

---

- [Ha 2006] J. L. Ha, R. F. Fung, K. Y. Chen, S. C. Hsien, “Dynamic modelling and identification of a slider-crank mechanism”, *Journal of Sound and Vibration (Elsevier)*, vol. 289, no. 4 - 5, pp. 1019 - 1044, February 2006
- [Hautier 1996] J. P. Hautier, J. Faucher, “Le graphe informationnel causal” *Bulletin de l’union des physiciens*, vol. 90, pp. 167 - 189, Juin 1996
- [Hautier 2004] J. P. Hautier, P. J. Barre, “The causal ordering graph – A tool for modeling and control law synthesis”, *Studies in Informatics and Control Journal*, vol.13, no. 4, pp. 265 - 283, December 2004
- [Hofman 2012] T. Hofman, S. Ebbesen, L. Guzzella, “Topology Optimization for Hybrid Electric Vehicles with Automated Transmissions”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 61, no. 6, pp. 2442 – 2451, July 2012
- [Horrein 2011a] L. Horrein, V. Derache, A. Bouscayrol, J. N. Verhille, P. Delarue, “Different models of the traction system of an automatic subway”, *ElectrIMACS’11*, Cergy Pontoise (France), June 2011
- [Horrein 2011b] L. Horrein, A. Bouscayrol, M. El fassi, “Thermal energetic model of an ICE engine vehicle using Energetic Macroscopic Representation”, *EEVC’11*, Brussels (Belgium), October 2011

- [Horrein 2012a] L. Horrein, A. Bouscayrol, P. Delarue, J. N. Verhille, C. Mayet, “Forward and backward simulations of a power propulsion system”, *PPPSC'12*, Toulouse (France), September 2012
- [Horrein 2012b] L. Horrein, A. Bouscayrol, M. El fassi, “Thermal energetic model of an internal combustion engine for simulation of a thermal vehicle”, *IEEE-VPPC'12*, Seoul (Korea), October 2012
- [Horrein 2013] L. Horrein, A. Bouscayrol, Y. Cheng, M. El fassi, “Multiphysical modeling and description of a permanent magnet synchronous machine using energetic macroscopic representation for EV/HEV applications”, *EPE'13 ECCE Europe*, Lille (France), September 2013
- [Horrein 2014a] L. Horrein, A. Bouscayrol, Y. Cheng, C. Dumand, “Representation et simulation de generateurs thermoelectriques au travers de la representation energetique macroscopique”, *Symposium en Génie Electrique 2014*, Cachan (France), Juillet 2014
- [Horrein 2014b] L. Horrein, A. Bouscayrol, Y. Cheng, “Simulation tool of an electric vehicle including thermal aspect using energetic macroscopic representation”, *IEEE – VPPC'14*, Coimbra (Portugal), October 2014
- [Horrein 2015a] L. Horrein, A. Bouscayrol, Y. Cheng, M. El Fassi, “Dynamical and quasi-static multi-physical models of a diesel internal combustion engine using energetic macroscopic representation”, *Energy conversion and management, Elsevier*, vol. 91, pp. 280 – 291, February 2015
- [Horrein 2015b] L. Horrein, A. Bouscayrol, Y. Cheng, C. Dumand “Hybrid energy management strategy for hybrid electric vehicle”, *IEEE – VPPC'15*, Montreal (Canada), October 2015

## I

- [IEA 2014] International Energy Agency, “Statistics database”, *website of IEA*, (<http://www.iea.org/statistics/>), 2014
- [IFP 2013] IFP Energies Nouvelles, “Les moteurs conventionnels”, *site web de IFPEN* (<http://www.ifpenergiesnouvelles.fr/espace-decouverte/les-cles-pour-comprendre/automobile-et-carburants/les-moteurs-conventionnels>), 2013
- [Iwasaki 1994] I. Iwasaki, H. A. Simon, “Causality and model abstraction”, *Artificial Intelligence, Elsevier*, vol. 67, pp. 143 - 194, May 1994

***J***

---

- [Jaine 2004] T. Jaine, “Simulation zérodimensionnelle de la combustion dans un moteur diesel à injection direct”, *Thèse de doctorat*, Université d’Orléans (France), Février 2004
- [Jurik 2014] T. Jurik, A. Cela, R. Hamouche, R. Natowicz, “Energy optimal real-time navigation system”, *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, vol.6, no. 3, pp. 1939 – 1930, July 2014

***K***

---

- [Kamal 2012] M. A. S. Kamal, M. Mukai, J. Murata, T. Kawabe, “Ecological vehicle control on road with up-down slopes”, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 12, pp. 783 – 794, September 2012
- [Katsanos 2012] C. O. Katsanos, D. T. Hountalas, E. G. Pariotis, “Thermodynamic analysis of a Rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium”, *Energy Conversion and Management (Elsevier) Special issue (ECOS 2011)*, vol. 60, pp. 68 – 76, August 2012
- [Kermani 2007] S. Kermani, “Gestion énergétique des véhicules hybrides : de la simulation à la commande temps réel”, *Thèse de doctorat*, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis (France), (Réalisé dans le cadre de MEGEVH au LAMIH), Septembre 2007
- [Kessels 2008] J. T. B. A. Kessels, M. W. T. Koot, P. P. J. van den Bosch, D. B. Kok, “Online energy management for hybrid electric vehicles”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 57, no. 6, pp. 3428 – 3440, November 2008
- [Kim 2009] R. Y. Kim, J. S. Lai, B. York, A. Koran, “Analysis and Design of Maximum Power Point Tracking Scheme for Thermoelectric Battery Energy Storage System”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, no. 9, pp. 3709 – 3716, Sept. 2009

***L***

---

- [Lallemand 2007] A. Lallemand, “Energie, exergie, économie thermo-économie”, Journées internationales de Thermique, Albi (France), août 2007

- [Leidenfrost 1980] W. Leidenfrost, K. H. Lee, B. Korenic, “Conservation of energy estimated by second law analysis of a power-consuming process”, *Energy (Elsevier)*, vol. 91, pp. 280 – 291, January 1980
- [Letrouvé 2009a] T. Letrouvé, P. Delarue, A. Bouscayrol, “Modelling and control of a double parallel hybrid electric vehicle using energetic macroscopic representation”, *Electromotion 09*, Lille (France), July 2009,
- [Letrouvé 2009b] T. Letrouvé, A. Bouscayrol, W. Lhomme, “Influence of the clutch model in a simulation of a parallel Hybrid Electric Vehicle”, *IEEE - VPPC 09*, Dearborn (USA), September 2009,
- [Letrouvé 2010] T. Letrouvé, A. Bouscayrol, W. Lhomme, N. Dollinger, F. Mercier Calvairac, “Different models of a traction drive for an electric vehicle simulation”, *IEEE-VPPC'10*, Lille (France), September 2010
- [Letrouvé 2013a] T. Letrouvé, “Structuration de la commande de la simulation au prototype d'un véhicule hybride double parallèle au travers de la REM”, *Thèse de doctorat*, Université Lille1 (France), Collaboration PSA Peugeot Citroën – L2EP, Mars 2013 (Réalisé dans le cadre de MEGEVH)
- [Letrouvé 2013b] T. Letrouvé, W. Lhomme, A. Bouscayrol, N. Dollinger, “Control validation of Peugeot 308 Hybrid4 vehicle using a reduced-scale power HIL simulation”, *Journal of Electrical Engineering and Technology*, vol. 8, no. 5, pp. 1227-1233, September 2013
- [Letrouvé 2013c] T. Letrouvé, A. Bouscayrol, W. Lhomme, N. Dollinger, “Benefits of a double parallel 4-wheel-drive hev for different driving cycles”, *IEEE – VPPC'13*, Beijing (China), October 2013
- [Lhomme 2007] W. Lhomme, “Gestion d'énergie de véhicules électriques hybrides basée sur la représentation énergétique macroscopique”, *Thèse de doctorat*, Université Lille1 (France), Laboratoire L2EP, Novembre 2007 (Réalisé dans le cadre de MEGEVH)
- [Lhomme 2012] W. Lhomme, P. Delarue, F. Giraud, B. Lemaire-Semail, “Simulation of a photovoltaic conversion system using energetic macroscopic representation”, *EPE-PEMC'12*, Novi Sad (Serbia), September 2012
- [Lu 1991] Z. Lu, “Bilan énergétique et exergétique d'un moteur à allumage commandé”, *Thèse de doctorat*, Université de Lyon (France), Octobre 1991

## M

- [Mayet 2013] C. Mayet, J. Poujet, A. Bouscayrol, W. Lhomme, “Influence of an energy storage system on the energy consumption of a diesel-electric locomotive”, *IEEE transactions on Vehicular Technology*, vol. 63, no. 3, pp. 1032 – 1040, October 2013
- [Mayet 2014a] C. Mayet, L. Horrein, A. Bouscayrol, P. Delarue, J. N. Verhille, E. Chattot, B. Lemaire-Semail, “Comparison of different models and simulation approaches for the energetic study of a subway”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 63, no. 2, February 2014
- [Mayet 2014b] C. Mayet, A. Bouscayrol, P. Delarue, J. N. Verhille, E. Chattot, “Impact of the mechanical limitations of an automatic subway on the energy consumption and the running time estimations”, *ElectrIMACS’14*, Valencia (Espagne), May 2014
- [McBride 2002] B. J. McBride, M. J. Zehe, S. Gordon, “NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species”, *Technical report NASA (Public Domain)*, September 2002
- [MEGEVH 2015] Site web du réseau MEGEVH : <http://megevh.univ-lille1.fr>
- [Michel 2014] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, C. Nouillant, G. Bloch, “3WCC temperature integration in a gasoline-hev optimal energy management strategy”, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, paper 802597, February 2014

## N

- [Nelson-Gruel 2014] D. Nelson-Gruel, Y. Chamaillard, A. Charlet, G. Colin, “Robust control applied to minimize NOx emissions”, *Control Application CCA’14*, Juan Les Antibes (France), October 2014
- [Nguyen 2013] T. H. Nguyen, C. Giraud-Audine, B. Lemaire-Semail, G. Abba, R. Bigot, “Modeling of forging processes assisted by piezoelectric actuators: Principles and experimental validation”, *IEEE Transactions on Industry applications*, vol. 50, no. 1, pp. 244 – 252, June 2013
- [Ngo 2012] V. Ngo, T. Hofman, M. Steinbuch, A. Serrarens, “Optimal control of the gearshift command for hybrid electric vehicles”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 61, no. 8, pp. 3531 – 3543, October 2012
- [Ngô 2009] C. Ngô, “Analyse et perspectives énergétiques mondiales”, *Technique de l’ingénieur*, be8515, octobre 2009

---

**O**

---

[]

---

**P**

---

- [Paynter 1961] H. Paynter, “Analysis and design of engineering systems”, *MIT Press*, 1961
- [Peralez 2012] J. Peralez, P. Tona, A. Sciarretta, P. Dufour, M. Nadri, “Towards model-based control of a steam Rankine process for engine waste heat recovery”, *IEEE-VPPC’12*, Seoul (Korea), October 2012
- [Pham 2012] T. H. Pham, P. P. J. van den Bosch, J. T. B. A. Kessels, R. G. M. Huisman, “Integrated energy and thermal management for hybrid electric heavy duty trucks”, *IEEE – VPPC’12*, Seoul (Korea), October 2012
- [Pham 2013] T. H. Pham, J. T. B. A. Kessels, P. P. J. van den Bosch, R. G. M. Huisman, R. M. P. A. Nevels, “On-line energy and battery thermal management for hybrid electric heavy-duty truck”, *American Control Conference’13*, Washington DC (USA), June 2013
- [Pollock 1985] D. Pollock, “Thermoelectricity: theory, theometry, tool”, *Astm Intl*, ISBN 080310409, Chap. 4, January 1985
- [PRISME 2015] Site internet du laboratoire PRISME : <http://www.univ-orleans.fr/prisme>

---

**O**

---

[]

---

**R**

---

- [Rosnay 1975] J. De Rosnay, “Le microscope”, *Edition du Seuil*, 1975

---

**S**

---

- [Salmasi 2007] F. R. Salmasi, “Control strategies for hybrid electric vehicles: evolution, classification, comparison, and future trends”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 56, no.5, pp. 2393 – 2404, September 2007

- [Sanaye 2012] S. Sanaye, M. Dehghandokht, A. Fartaj, “Temperature control of a cabin in an automobile using thermal modeling and fuzzy controller”, *Applied Energy, Elsevier*, vol. 97, pp. 860 – 868, September 2012
- [Solano-Martinez 2011] J. Solano-Martinez, D. Hissel, M. C. Pera, M. Amiet, “Practical control structure and energy management of a tested hybrid electric vehicle”, *IEEE transactions on Vehicular Technology*, vol. 60, no. 9, pp 4139-4152, September 2011
- [Srinivasan 2005] M. Srinivasan, S. M. Prasad, “Advanced thermoelectric energy recovery system in light duty and heavy duty vehicles: analysis on technical and marketing challenges”, *IEEE - PEDS 2005*, Kuala Lumpur (Malaysia), November 2005
- [Sundstrom 2009] O. Sundstrom, L. Guzzella, “A generic dynamic programming Matlab function” Control Applications, (CCA) & Intelligent Control, (ISIC), St Petersburg (Russia), July 2009
- [Syed 2009] S. A. Syed, W. Lhomme, A. Bouscayrol, “Modelling comparison of planetary gear using EMR and Simdriveline for Hybrid Electric Vehicles”, *VPPC'09*, Dearborn (USA), September 2009
- [Syed 2011] S. A. Syed, W. Lhomme, A. Bouscayrol, B. Vulturescu, S. Butterbach, O. Pape, B. Petitdidier, “Inversion-based control of series-parallel HEV for municipal trucks”, *VPPC'11*, Chicago (USA), September 2011
- [Syed 2012] S. A. Syed, “Energetic macroscopic representation and multi-level energy management for heavy-duty hybrid vehicles using double planetary geartrain”, *PhD report*, University of Lille1 (France), Collaboration Nexter System – L2EP, June 2012 (Realised within framework of MEGEVH)

## ***T***

---

- [TECwebsite 2013] *TEC manufacturer website*, <http://www.thermonamic.com>
- [Trigui 2004a] R. Trigui, B. Jeanneret, F. Badin, “Modélisation systémique de véhicules hybrides en vue de la prédiction de leurs performances énergétiques et dynamiques. Construction de la bibliothèque de modèles VEHLIB”, *Recherche Transports Sécurité*, vol. 21/83, pp. 129 – 150, 2004
- [Trigui 2004b] R. Trigui, J. Scordia, M. Desbois Renaudin, B. Jeanneret, F. Badin, “Global forward backward approach for a systematic analysis and implementation of hybrid vehicle management laws”, *EET'04*, Estoril (Portugal), March 2004



- [Trigui 2011] R. Trigui, “Approche systémique pour la modélisation, la gestion de l’énergie et l’aide au dimensionnement des véhicules hybrides thermiques-électriques”, *Habilitation à Diriger des Recherches*, Université de Lille 1 (France), Septembre 2011 (HDR préparée au sein du réseau MEGEVH)

## U

[]

## V

- [van Berkel 2014] K. van Berkel, W. Klemm, T. Hofman, B. Vroemen, M. Steinbuch, “Optimal Control of a Mechanical Hybrid Powertrain with Cold-Start Conditions”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 63, no. 4, pp. 1555 – 1566, May 2014
- [van Berkel 2015] K. van Berkel, R. Titulaer, T. Hofman, B. Vroemen, M. Steinbuch, “From Optimal to Real-Time Control of a Mechanical Hybrid Powertrain”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 23, no. 2, pp. 670 – 678, March 2015
- [van Keulen 2012] T. van Keulen, D. van Mullem, B. De Jager, J. T. B. A. Kessels, M. Steinbuch, “Design, implementation, and experimental validation of optimal power split control for hybrid electric trucks”, *Control Engineering Practice (Elsevier)*, vol. 20, no. 5, pp. 547 – 558, May 2012
- [van Mierlo 2004] J. van Mierlo, G. Maggetto, “Innovative iteration algorithm for a vehicle simulation program”, *IEEE Trans. on Vehicular Technology*, vol. 53, no. 2, pp. 401-412, March 2004
- [Vinot 2008] E. Vinot, J.Scordia, R.Trigui, B.Jeanneret, F.Badin “Model simulation, validation and case study of the 2004 THS of Toyota Prius”, *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, vol. 3, no. 3, pp. 130 – 167, 2008
- [Vinot 2013] E. Vinot, R. Trigui, “Optimal energy management of HEVs with hybrid storage system”, *Energy Management and Conversion (Elsevier)*, vol. 76, pp. 437 – 452, December 2013

- [Vinot 2014] E. Vinot, R. Trigui, Y. Cheng, C. Espanet, A. Bouscayrol, V. Reinbold, “Improvement of an EVT-based HEV Using dynamic programming”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 63, no. 1, pp. 40 – 50, January 2014

## **W**

---

- [Winterbone 2015] D. E. Winterbone, “Advanced thermodynamics for engineers (2nd Ed.)”, Chapter 4: Availability and Exergy, *Butterworth-Heinemann*, ISBN 978-0444633736
- [Wipke 1999] K. B. Wipke, M. R. Cuddy, S. D. Burch, “Advisor 2.1: a user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/ forward approach”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 48, no. 6, pp. 1751 – 1761, November 1999
- [Woshni 1967] G. Woshni, “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion”, *SAE transaction*, vol. 76, pp. 3065, 1967

## **X**

---

□

## **Y**

---

□

## **Z**

---

- [Zanasi 1996] R. Zanasi, “Power-oriented graphs for modeling electrical machines”, *MELECOM'96*, Bari (Italy), May 1996
- [Zanasi 2008] R. Zanasi, G. H. Geitner, A. Bouscayrol, W. Lhomme, “Different energetic techniques for modelling traction drives”, *ElectrIMACS'08*, Quebec (Canada), May 2008