



HAL
open science

Optimisation énergétique de chaînes de traction électrifiées

Francis Roy

► **To cite this version:**

Francis Roy. Optimisation énergétique de chaînes de traction électrifiées. Physique [physics]. Université Pierre et Marie Curie - Paris VI, 2015. Français. NNT : 2015PA066128 . tel-01195732

HAL Id: tel-01195732

<https://theses.hal.science/tel-01195732v1>

Submitted on 8 Sep 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Université Pierre et Marie Curie

Ecole doctorale ED391

Sciences mécaniques, acoustique, électronique & robotique de Paris

Thèse de doctorat de Physique

préparée au

Laboratoire Génie électrique et électronique de Paris

**Optimisation énergétique
de
chaînes de traction électrifiées**

Présentée par

Francis ROY

Dirigée par Florence OSSART

soutenue publiquement le 01 Juin 2015

Devant un jury composé de :

Sylvain ALLANO	Directeur Scientifique de PSA Peugeot Citroën	Examineur
Stéphane CAUX	Maître de conférences à l'INPT/ENSEEIH	Rapporteur
Philippe GUIBERT	Professeur à l'Université Pierre et Marie Curie	Examineur
Daniel HISSEL	Professeur à l'Université de Franche-Comté	Président du jury
Claude MARCHAND	Professeur à l'Université Paris-Sud	Co-encadrant
Florence OSSART	Professeur à l'Université Pierre et Marie Curie	Directrice de thèse
Rochdi TRIGUI	Directeur de recherches à l'IFSTTAR	Rapporteur

Résumé

Les préoccupations environnementales croissantes liées aux émissions de gaz à effet de serre et la raréfaction des énergies fossiles amènent les constructeurs automobiles à proposer des véhicules de plus en plus efficaces. Aujourd'hui, une des voies les plus prometteuses concerne l'hybridation des chaînes de traction conventionnelles. Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire sont focalisés sur l'hybridation thermique/électrique appliquée aux véhicules HEV. Ils présentent une méthodologie de conception optimale pour identifier des voies de progrès et orienter la définition de futures chaînes de traction à haut rendement énergétique. Ils sont basés sur une démarche d'ingénierie systémique qui s'appuie sur trois principaux leviers : l'architecture de la chaîne de traction, la stratégie de gestion énergétique et la définition des organes électriques de puissance. Différentes architectures de chaînes de traction hybrides électriques (série, parallèle et combinée) sont comparées en se basant sur la consommation minimale atteignable par chacune d'entre elles sur des cycles d'homologation (NEDC, WLTC) et représentatifs d'usages clients (INRETS). Pour déterminer ces seuils de consommation, une stratégie de commande optimale basée sur un algorithme de programmation dynamique est développée. Les résultats de simulations mettent en évidence l'intérêt de l'hybridation parallèle pour concevoir une chaîne de traction efficace.

A chaque instant des cycles suivis, les sollicitations des organes électriques de puissance (machine électrique et batterie) sont déterminées et analysées pour en spécifier un dimensionnement optimal. Les situations de vie et les plages de fonctionnement de la machine électrique pour lesquelles elle doit être optimisée sont identifiées. Deux structures de machines électriques (rotor bobiné et à aimants permanents), dérivées d'un alterno-démarrreur, ont été modélisées par réseaux de réluctances pour établir des cartographies de pertes et comparer la performance en émissions de CO₂ du véhicule. Cette approche permet d'identifier des axes d'améliorations tant sur le plan de l'architecture de la chaîne de traction que de la conception des organes. On montre qu'une solution de type alterno-démarrreur permettrait des gains d'environ 33% en émissions de CO₂ par rapport au véhicule conventionnel. Une concertation avec un équipementier fournisseur de cette technologie peut donc être engagée pour confirmer la pertinence de cette proposition.

Mots clés : Véhicule hybride, conception systémique, gestion énergétique, commande optimale, programmation dynamique, modélisation, machine électrique, réseaux de réluctances.

Energetic optimization of hybrid electric powertrains

Abstract

On-going oil stock depletion and growing environmental concerns lead automakers to develop more efficient powertrains. Today, one of the most promising way forward consists in research on hybrid systems. The present work is focused on thermal/electric hybridization for HEV vehicle and presents an optimal methodology to identify key guidelines and design efficient systems. Defining the most promising efficient powertrain requires a systemic design which is based in this study on three main levers : powertrain architecture, energy management and electric components design. Different powertrains architectures (series, parallel and combined) are compared to the lowest fuel consumption that can be reached by each powertrain for a given driving cycle (NEDC, WLTC and INRETS ones). Their optimal energetic performances are determined by using optimal control strategies and dynamic programming. The simulations results show that the most promising hybrid powertrain is the parallel one.

At each step of time of the drivings cycles, the parallel hybrid powertrain behavior is more closely analyzed so as to provide technical specifications for an optimal sizing of the electric components : electric machine and battery. It points out the operating point and the driving cycles for which the electric machine has to be optimized. Two electric machines topologies (wound rotor and permanent magnets), derived from a starter-alternator architecture, are modeled by using reluctance network to provide losses map and compare CO₂ saving of the vehicle. This approach has both identified areas for powertrain architecture improvement and components design optimization to achieve a better global efficiency of the system. It is shown that a starter-alternator could provide 33% of CO₂ saving compared to a conventional car. The relevance of this proposal can now be discussed with an automotive supplier of this technology.

Keywords: Hybrid Electric Vehicle (HEV), systemic design, energy management, optimal control, dynamic programming, electric machine design, reluctance network.

Remerciements

Je tiens à remercier Frédéric Bouillault, ex-directeur du LGEP¹, pour l'accueil qu'il m'a réservé au sein de son laboratoire, pour avoir facilité mon intégration et m'avoir permis de mener à bien ces travaux de recherche dans un cadre à la fois agréable, convivial et dynamique où de fortes compétences scientifiques se côtoient au quotidien au profit de l'ensemble des études menées par les équipes de recherche.

Je remercie tout particulièrement Claude Marchand, directeur du GeePs et co-encadrant de cette thèse, pour sa disponibilité, ses conseils sur l'orientation des travaux et pour l'enseignement prodigué sur la théorie de la fée électricité et les bases de la conception des machines électriques.

J'adresse ma plus profonde gratitude à Florence Ossart, directrice de thèse, qui de par son esprit de compétition a su stimuler l'activité pour la porter à un haut niveau scientifique tant sur le plan des théories mathématiques que sur leur programmation pour garantir la robustesse et la rapidité d'exécution des codes de calcul. Je ne peux que souligner aussi son esprit de synthèse qui a contribué à la bonne avancée de ces travaux et à leur valorisation dans des articles scientifiques.

Je remercie également Sylvain Allano, directeur scientifique du groupe PSA Peugeot Citroën, pour avoir mis en place le principe de doctorat exécutif qui donne la possibilité à des salariés d'au moins 5 ans d'expérience au sein du groupe de mener à bien une thèse. Sylvain a su me convaincre de m'engager dans cette aventure, où l'expérience et la dynamique intellectuelle sont des vecteurs propices à la bonne conduite de travaux de recherche. Je fais partie des pionniers de ce nouveau mode de fonctionnement qui favorise le rapprochement entre le monde académique et l'industrie, évolution indispensable pour diminuer les temps de conception et favoriser l'émergence de nouvelles technologies. J'espère que cette étude servira d'exemple et suscitera d'autres vocations.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Dominique Sadoul, responsable du département APWE (Advanced Powertrains & Energy) de PSA Peugeot Citroën, et à Stéphane Laurent, responsable de l'entité CPIA (Conduite de Projets en Ingénierie Avancée) pour m'avoir permis et facilité durant 3 années la bonne exécution de ces travaux de recherche au sein du GeePs.

Je tiens à remercier François Sudan, ex-directeur du Programme Véhicule 2l au 100 km de la Plateforme de la Filière Automobile (PFA) et avec qui j'ai collaboré

1. Le laboratoire de Génie électrique de Paris (LGEP) est devenu depuis Janvier 2015 le laboratoire Génie électrique et électronique de Paris (GeePs)

dans un passé récent à la conception d'un véhicule Range Extender, pour ses conseils et pour m'avoir fait bénéficier de toute son expérience du domaine automobile.

Je souhaite également exprimer ma reconnaissance à Guillaume Krebs pour m'avoir aidé au quotidien dans la bonne avancée des développements des modèles de machines électriques et à Olivier Hubert pour son assistance sur le plan informatique et pour m'avoir doté de moyens de calculs très performants.

Je remercie Claude Gazo, Maître de conférence associé au Laboratoire Conception de produits et Innovations de l'ENSAM et expert consultant en méthodologie TRIZ, pour sa contribution à l'étude.

Je remercie également Martina Catania et Ghislain Despret pour leurs contributions au travers de stages ingénieurs et M2 qui ont porté respectivement sur le développement de modèles énergétiques véhicules et sur la conception de machines électriques. Je leur souhaite à chacun une brillante carrière.

Je me permets un clin d'oeil à l'ensemble du personnel du GeePs pour leur sympathie et en particulier pour tous ceux qui a un moment donné m'ont apporté leur aide pour la bonne avancée de ces travaux de recherche.

Mes remerciements s'adressent aussi à l'ensemble du personnel de PSA Peugeot Citroën qui m'a aidé à mener à bien cette étude et avec qui j'ai été amené à échanger sur les résultats atteints.

Enfin, je dédie ces travaux à mon épouse et à mes enfants Matthieu et Stéphanie qui furent les premiers surpris lorsque je leur ai annoncé que j'allais redevenir étudiant !

Table des matières

Résumé	i
Abstract	v
Remerciements	vii
Table des matières	ix
Table des figures	xv
Liste des tableaux	xxi
Liste des abréviations	xxiii
Introduction	1
Contexte et état de l'art	5
1 Le contexte environnemental et économique de l'automobile	7
1.1 Le marché automobile actuel et ses perspectives	7
1.2 Pétrole et automobile	9
1.3 Les émissions de CO ₂	11
1.3.1 Le réchauffement climatique et ses conséquences	11
1.3.2 Le transport automobile et les émissions de gaz à effet de serre	13
1.4 Les actions gouvernementales	14
1.5 Homologation des automobiles	18
1.5.1 Introduction	18
1.5.2 Règlement R101	19
1.5.3 Règlement WLTP	21
1.5.4 Autres cycles	22
1.6 Usages et attentes des clients	23
1.6.1 Usages	23
1.6.2 Attentes des clients	25

1.7	Le marché des véhicules hybrides	26
1.8	Conclusion	28
2	L'hybridation	31
2.1	Définition	31
2.2	Les familles d'hybrides	32
2.2.1	Introduction	32
2.2.2	L'hybridation série	34
2.2.3	L'hybridation parallèle	35
2.2.4	L'hybridation combinée, mixte ou à dérivation de puissance	37
2.3	Les composants des chaînes de traction hybride	41
2.3.1	Le moteur à combustion interne	41
2.3.1.1	Introduction	41
2.3.1.2	Bilan énergétique	41
2.3.1.3	Rendement d'un moteur à combustion interne	43
2.3.1.4	Consommation spécifique	44
2.3.2	Le stockage de l'énergie électrique	45
2.3.2.1	Introduction	45
2.3.2.2	Définition des principales grandeurs caractéristiques d'une batterie	46
2.3.2.3	Le rendement des batteries	46
2.3.2.4	Modélisation des batteries	47
2.3.3	Les machines électriques	48
2.3.3.1	Introduction	48
2.3.3.2	Principe de conversion d'énergie	49
2.3.3.3	Définition du rendement du système électromécanique	52
2.3.3.4	Détermination du couple électromagnétique	52
2.3.3.5	Modélisation : principes	53
2.3.4	Les organes mécaniques de transmission de puissance	57
2.3.4.1	Introduction	57
2.3.4.2	Les réducteurs et les boîtes de vitesses	58
2.3.4.3	Les CVT (Continuous variable transmission)	59
2.4	La gestion énergétique	60
2.5	Conclusion	62
	Etude théorique d'optimisation énergétique	65
3	Gestion énergétique des chaînes de traction hybrides : approche théorique et numérique	67
3.1	Présentation du système	68
3.2	Approche théorique des problèmes d'optimisation	70
3.2.1	Définition du problème d'optimisation	70
3.2.2	Principe du maximum de Pontriaguine	70
3.2.3	Principe d'optimalité de Bellman	72

3.3	Résolution numérique du problème d'optimisation	74
3.3.1	Introduction	74
3.3.2	Réécriture du problème d'optimisation	74
3.3.3	Choix de la commande u	74
3.3.4	Détermination de la consommation	75
3.3.5	Résolution numérique basée sur le principe du maximum de Pontriaguine	76
3.3.6	Résolution numérique par programmation dynamique	77
3.3.6.1	Principe	77
3.3.6.2	Intégration des contraintes	79
3.3.7	Comparaison entre les méthodes de Pontriaguine et de Bellman	80
3.4	Equation d'évolution du système	82
3.4.1	Introduction	82
3.4.2	Conventions	82
3.4.3	Equation d'évolution de l'état de charge de la batterie	83
3.4.4	Cas de l'hybridation série	84
3.4.4.1	Description de l'architecture organique	84
3.4.4.2	Bilan de puissance	84
3.4.4.3	Expression du courant I_{batt}	86
3.4.4.4	Expression du couple et de la vitesse des organes de puissance	86
3.4.5	Cas de l'hybridation parallèle	87
3.4.5.1	Description de l'architecture organique	87
3.4.5.2	Bilan de puissance	87
3.4.5.3	Expression du courant I_{batt}	89
3.4.5.4	Expression du couple et de la vitesse des organes de puissance	90
3.4.5.5	Choix du rapport de transmission	90
3.4.6	Cas de l'hybridation combinée	91
3.4.6.1	Description de l'architecture organique	91
3.4.6.2	Bilan de puissance	91
3.4.6.3	Expression du courant I_{batt}	96
3.4.6.4	Expression du couple et de la vitesse des machines électriques	96
3.4.6.5	Choix du rapport de transmission	96
3.4.7	Prise en compte des pertes à vide	97
3.5	Conclusion	97
4	Résultats de simulations et proposition d'architectures optimales	99
4.1	Comparaison sur cycle de la performance des chaînes de tractions hybrides	100
4.1.1	Comparaisons sur cycles d'homologation NEDC et WLTC	100

4.1.2	Comparaisons sur cycles représentatifs d'usages clients	102
4.1.2.1	Estimation du coût d'utilisation de la branche électrique	102
4.1.2.2	Estimation des gains en CO ₂	103
4.1.2.3	Influence du rendement des machines électriques sur les gains CO ₂	106
4.2	Analyse critique des chaînes de traction fondée sur la démarche TRIZ	107
4.2.1	Introduction	107
4.2.2	Principe d'idéalité des chaînes de traction hybride : RIF	108
4.2.2.1	Principe	108
4.2.2.2	Cas de l'hybridation série	109
4.2.2.3	Cas de l'hybridation parallèle DSR	109
4.2.2.4	Cas de l'hybridation parallèle CSR	110
4.2.2.5	Cas de l'hybridation combinée	110
4.2.2.6	Conclusion sur le principe d'idéalité	111
4.2.3	Réseaux de contradictions	112
4.2.3.1	Introduction	112
4.2.3.2	Contradictions sur la puissance et le rendement du moteur thermique	112
4.2.3.3	Contradictions sur la vitesse et le rendement du moteur thermique	114
4.2.3.4	Bilan des contradictions	115
4.3	Proposition d'architectures optimales	116
4.3.1	Introduction	116
4.3.2	Architecture hybride parallèle optimisée	117
4.3.3	Architecture hybride mixte	118
4.4	Conclusion	119

Conception organique et performance énergétique 121

5	Spécifications des organes électriques de puissance	123
5.1	Equation d'évolution pour l'hybridation parallèle optimale	124
5.1.1	Bilan de puissance	124
5.1.2	Expression du couple et de la vitesse des organes de puissance	126
5.2	Spécifications de la machine électrique	127
5.2.1	Introduction	127
5.2.2	Les modes de fonctionnement	127
5.2.3	Analyse des points de fonctionnement de la machine électrique	129
5.2.4	Enjeux de la récupération d'énergie au freinage	130
5.2.5	Influence du rendement sur les gains CO ₂	131
5.2.6	Influence de la puissance de la machine électrique sur les gains en CO ₂	133
5.2.7	Répartition de l'énergie des sollicitations	134

5.3	Spécifications de la batterie	136
5.4	Conclusion	139
6	Définition de la machine électrique et performance énergétique du système	141
6.1	Définition du système électromécanique	142
6.2	Modélisation des machines électriques	144
6.2.1	Principe	144
6.2.2	Modélisation du circuit magnétique par réseaux de réductances	147
6.2.3	Modélisation des forces magnétomotrices	149
6.2.3.1	Forces magnétomotrices statoriques	149
6.2.3.2	Forces magnétomotrices rotoriques	150
6.2.4	Méthodologie de calcul des flux et du couple électromagnétique	151
6.2.5	Détermination de la puissance mécanique et électrique de la machine	153
6.2.5.1	Bilan de puissance	153
6.2.5.2	Définition des pertes	155
6.2.6	Validation des modèles par éléments finis	161
6.3	Pertes des machines électriques et performance du véhicule	162
6.3.1	Comparaison des cartographies de pertes	162
6.3.2	Performance du véhicule en émission de CO ₂	165
6.4	Perspectives d'optimisation énergétique de la chaîne de traction . . .	167
6.4.1	Pour les cycles urbains	167
6.4.2	Pour les cycles routiers	167
6.4.3	Pour les cycles routiers rapide et autoroutiers	169
6.5	Conclusion	170
	Conclusion et perspectives	173
	Annexes	177
A	Description du cycle Beau de Rochas	179
B	Description des cycles automobiles	181
B.1	Représentations des cycles INRETS dans le plan vitesse - temps . . .	182
B.2	Synthèse des principales caractéristiques des cycles	186
C	Paramètres modèles énergétiques	187
C.1	Caractéristiques du véhicule de référence homologué	187
C.2	Paramètres modèles énergétiques pour le calcul de $F_{Traction}$	188
C.3	Propriété du carburant	188
C.4	Caractéristiques des organes de puissance	188
C.4.1	Le moteur thermique	188

TABLE DES MATIÈRES

C.4.2	La machine électrique	189
C.4.3	La batterie	190
C.4.4	Caractéristiques des organes de transmission mécanique	190
D	Modélisation machines électriques : Définition des réseaux de réluctances	191
D.1	Réseau de réluctances de la machine synchrone à aimants permanents	191
D.2	Réseau de réluctances de la machine synchrone à rotor bobiné	193
	Bibliographie	195

Table des figures

1.1.1	Evolution du parc automobile mondial VP et perspectives jusqu'en 2020	8
1.1.2	Relation entre le revenu national brut et le taux d'équipement automobiles (VP)	9
1.2.1	Evolution de la production mondiale quotidienne de pétrole et perspectives	10
1.2.2	Comparaison en base 100 de l'évolution du prix de l'essence à la pompe en France entre 1990 et 2014 avec le SMIC	11
1.3.1	Contribution des principaux gaz (CO ₂ , N ₂ O, O ₃ , CH ₄ et H ₂ O) à l'effet de serre	12
1.3.2	Evolution de la concentration en CO ₂ mesurée dans l'atmosphère par l'observatoire Mauna Loa entre 1960 et 2010	13
1.3.3	Emission de CO ₂ du puits à la roue en g/km	14
1.4.1	Ecart des émissions CO ₂ de chaque constructeur automobile avec les objectifs 2012 (seuls les constructeurs produisant plus de 100 000 véhicules par an en Europe ont été mentionnés) - La taille des cercles est fonction du nombre de véhicules immatriculés en 2010 en Europe – Source EEA	16
1.4.2	Exemple de label CO ₂ - Emissions CO ₂ en g/km	17
1.5.1	Comparaison des émissions CO ₂ mesurées selon le règlement R101 (base 100%) et constatées sur la base d'autres types de profils d'usage véhicule :ADAC Eco test (NEDC Hot) incluant les effets de la climatisation habitacle, ADAC eco test (NEDC froid) sans la climatisation et base de données allemandes des consommations « Spritmonitor ». Source ICCT	19
1.5.2	Séquence d'essai pour la mesure des émissions (cycle NEDC) du règlement R101	20
1.5.3	Description de la méthode de détermination de la consommation d'un véhicule hybride (non rechargeable sur le secteur)	20
1.5.4	Cycle WLTC classe 3 version 5	22
1.6.1	Exemple d'évolution des usages véhicule pour le segment B2 Essence	24
1.6.2	Répartition en % de déplacements en France par classe de distance	24
1.6.3	Répartition cumulée en % de déplacements en France par classe de distance	25

1.7.1	Les premiers véhicules hybrides	27
2.2.1	Classement des familles d'hybrides en fonction de la répartition des puissances thermiques / électriques et de la capacité batterie	34
2.2.2	Schéma d'un hybride série - en rouge, les flux de puissance électrique et en noir les flux de puissance mécanique	35
2.2.3	Schéma d'un hybride parallèle	36
2.2.4	Schéma de l'architecture micro-hybride parallèle (Stop and Start) du moteur eHDi de PSA Peugeot Citroën	36
2.2.5	Schéma d'un hybride mixte	38
2.2.6	Présentation de la chaîne de traction Toyota (partie électrique et train épicycloïdal)	39
2.2.7	Description de l'architecture Hy4 de PSA Peugeot Citroën	39
2.3.1	Diagramme de Clapeyron $p = f(V)$ au cours d'un cycle moteur à explosion	42
2.3.2	Cartographie de rendement d'un moteur thermique essence EB0 - Ligne rouge correspondant à la courbe de couple maximum	44
2.3.3	Comparaison des différentes technologies de batteries en termes de densité d'énergie massique et volumique	45
2.3.4	Schéma d'un modèle de batterie simplifié	47
2.3.5	Bilan énergétique de la conversion électromécanique	51
2.3.6	Exemple de cartographie de rendement d'une machine synchrone à aimants permanents	54
2.3.7	Exemple de circuit magnétique filiforme intégrant une bobine d'excitation	55
2.3.8	Cartographie du moteur thermique - l'alignement des points noirs matérialise l'OOL	58
2.3.9	Exemple de CVT Honda	60
3.1.1	Schéma représentant le système étudié	68
3.3.1	Représentation de l'OOL (a) et CSE associée (b)	76
3.3.2	Illustration de la construction de la matrice $V(x, t)$ et d'une trajectoire optimale	78
3.3.3	Représentation de la fonction de coût énergétique $V(x, t)$ fixée arbitrairement pour $t = t_f$	79
3.3.4	Définition des bornes liées à x_{min} , x_{max} , u_{min} et u_{max}	80
3.3.5	Comparaison de l'évolution du SOC sur le cycle NEDC	81
3.3.6	Fonction $H(u)$ pour $t = 1089s$ sur le cycle NEDC	81
3.4.1	Représentation schématique simplifiée d'un modèle de batterie Li-ion	83
3.4.2	Architecture hybride série étudiée	84
3.4.3	Schéma bilan de puissance de la chaîne de traction hybride série étudiée	85
3.4.4	Architecture d'un hybride parallèle	87
3.4.5	Schéma bilan de puissance de la chaîne de traction hybride parallèle étudiée	88

3.4.6	Architecture d'un hybride combiné type Toyota	91
3.4.7	Schéma bilan de puissance de la chaîne de traction hybride combinée étudiée	92
3.4.8	Structure cinématique de la chaîne de traction étudiée	92
4.1.1	Gains en émission CO ₂ pour différentes chaînes de traction par rap- port à une référence sans hybridation (Ref DSR) sur cycle NEDC et WLTC	101
4.1.2	Rendement moyen du moteur thermique sur cycles NEDC et WLTC	102
4.1.3	Pertes Joule moyennes dans la batterie	102
4.1.4	Comparaison des coûts unitaires λ pour les architectures série, pa- rallèles et combinée	103
4.1.5	Comparaison gains en émission CO ₂ pour différentes chaînes de trac- tion par rapport à la référence sans hybridation (Ref DSR) sur cycles INRETS	104
4.1.6	Rendements moyens moteur thermique sur cycles INRETS	105
4.1.7	Pertes Joule batterie moyennes sur cycles INRETS	105
4.1.8	Influence du rendement des machines électriques sur les gains en CO ₂ pour les hybridations série, combiné et parallèle DSR	106
4.2.1	Cartographie du moteur thermique essence - Indication du point de rendement maximal (point bleu)	112
4.2.2	Visualisation des points de fonctionnement moteur thermique pour les différentes hybridations sur cycle NEDC	114
4.2.3	Rendements moyens des chaînes de traction sur des cycles INRETS .	115
4.3.1	Architecture hybride parallèle optimisée	117
4.3.2	Gains CO ₂ estimés liés à la position de la machine électrique (MEL), en amont ou en aval de la boîte de vitesse à rapports discrets	117
4.3.3	Architecture hybride mixte optimisée	118
5.0.1	Hybridation parallèle DSR optimisée	123
5.1.1	Schéma de flux de puissance de l'hybridation parallèle optimale . . .	124
5.2.1	Mode de fonctionnement de la chaîne de traction hybride parallèle DSR optimale sur cycle NEDC <ul style="list-style-type: none"> ○ Mode pur électrique en traction X Mode générateur Electrique + Moteur Thermique fonctionnel X Mode boost électrique + Moteur thermique fonctionnel ○ Mode récupération d'énergie au freinage ○ Arrêt du véhicule 	128
5.2.2	Sollicitations de la machine électrique sur l'ensemble des cycles IN- RETS –même légende que la Figure 5.2.1	129
5.2.3	Puissances maximales de la machine électrique observées sur cycles INRETS	130
5.2.4	Contribution de la récupération d'énergie au freinage sur les gains CO ₂ sur cycles INRETS	131
5.2.5	Influence du rendement de la machine électrique sur les gains CO ₂ .	132

5.2.6	Rapport des gains G_r	132
5.2.7	Influence de la puissance maximale de la machine électrique sur les gains CO_2 pour les cycles INRETS (UF2, UF3, R1 et R2)	134
5.2.8	Répartition dans le plan couple/vitesse de l'énergie (exprimée en Joule) de la machine électrique sur le cycle R1 en mode générateur - courbe rouge : couple correspondant à une isopuissance de 25 kW	135
5.2.9	Répartition dans le plan couple/vitesse de l'énergie (exprimée en Joule) de la machine électrique sur les cycles UL1 à UF2 en mode moteur et générateur	136
5.3.1	Evolution de l'énergie stockée dans la batterie sur cycle NEDC (trajectoire optimale en rouge) en imposant différentes limitations sur l'état de charge batterie – Les lignes bleu et verte correspondent respectivement au niveau d'énergie maximale et minimale de la batterie	137
5.3.2	Représentation des gains CO_2 en fonction de ΔE sur cycle NEDC	138
5.3.3	Vitesse véhicule sur cycle NEDC et énergie à la roue	138
5.3.4	Capacité de stockage d'énergie dans la batterie minimale permettant de minimiser la consommation véhicule en fonction de sa vitesse moyenne sur cycle	139
6.0.1	Photo d'un alterno démarreur pour motorisation eHDI	141
6.1.1	Schéma du système électromécanique	143
6.1.2	Vues du stator et du rotor d'un alterno démarreur	143
6.1.3	Vue en coupe de la machine synchrone à aimants permanents	144
6.2.1	Réseau de réductances proposé par L. Albert	145
6.2.2	Modèle et diagramme de Behn-Eschenburg d'une phase d'une machine synchrone en mode de fonctionnement moteur et générateur	146
6.2.3	Description du modèle de machine électrique	147
6.2.4	Vue du réseau de réductances dans une position angulaire θ du rotor par rapport au stator	148
6.2.5	Vue du réseau de réductances dans une position angulaire $\theta + \Delta\theta$ du rotor par rapport au stator	148
6.2.6	Définition des forces magnétomotrices	149
6.2.7	Représentation des forces magnétomotrices créées dans chaque dent du stator	150
6.2.8	Représentation de la source magnétomotrice du rotor bobiné	150
6.2.9	Représentation des sources magnétomotrices d'un rotor à aimants permanents	151
6.2.10	Schéma illustrant le bilan de puissance du système électromécanique	154
6.2.11	Comparaison des couples électromagnétiques calculés par éléments finis et par réseau de réductances	161
6.2.12	Comparaison des cartographies de rendement	161
6.3.1	Cartographies de pertes des machines MSAP et MSRB	163
6.3.2	Comparaison des pertes à vide des machines MSAP et MSRB	165
6.3.3	Comparaison performances MSAP et MSRB sur cycles INRETS	165
6.3.4	Sollicitations sur cycle UL1 a) Machine MSAP et b) Machine MSRB	166

6.3.5	Points de fonctionnement sur le cycle UF1 (a) et UF3(b) - Machine MSAP	166
6.4.1	Potentiel de gains en CO ₂ du aux changements de rapport de réduction	168
6.4.2	Répartition des pertes en mode générateur au point de fonctionnement 800 rad/s - 13 Nm	168
6.4.3	Répartition des pertes fer au stator (a) et au rotor (b)	169
6.4.4	Potentiel de gains en émission de CO ₂ par ajout d'un rapport de transmission	169
A.1	Représentation d'un cylindre	179
B.1	Cycles INRETS Urbains lents UL1 et UL2	182
B.2	Cycles INRETS Urbains fluides UF1, UF2 et UF3	183
B.3	Cycles INRETS Routes R1, R2 et R3	184
B.4	Cycles INRETS Autoroutes A1 et A2	185
B.1	Principales caractéristiques des cycles INRETS et d'homologation (NEDC et WLTC)	186
C.1	Cartographie de rendement du moteur thermique	188
C.2	Cartographie de rendement de la machine électrique et de son onduleur – en rouge courbe de couple maximal	189
D.1	Réseau de réluctances de la machine synchrone à aimants permanents	192
D.1	Réseau de réluctances de la machine synchrone à rotor bobiné	194

Liste des tableaux

1.1	Photographie des usages automobiles par segment dans l'Europe des 5 (France, Allemagne, Italie, Espagne, Grande Bretagne) en 2008 . . .	23
1.2	Tableau de comparaison, prix, consommation et performances dynamiques longitudinales de quelques véhicules du segment B2 . . .	26
2.1	Exemple de plages de dimensionnement des organes électriques de puissance pour les différentes familles de chaînes de traction hybrides et définition des principaux critères de dimensionnement	34
3.1	Comparaison des consommations calculées par le principe de Pontriaguine et la programmation dynamique de Bellman	82
4.1	Principaux paramètres utilisés dans les simulations	100
4.2	Principes de RIF pour la définition d'une architecture optimale . . .	111
4.3	Enjeux CO ₂ liés à l'optimisation de la machine électrique	119
5.1	Points dimensionnant pour la machine électrique	135
6.1	Tableau comparatif des modèles éléments finis et réseau de réductances	162
6.2	Tableau de comparaison des caractéristiques des machines MSAP et MSRB	164
6.3	Bilan des consommations sur cycle NEDC	171
C.1	Performances véhicule Peugeot 208 de référence motorisé avec un moteur essence 1l	187
C.2	Caractéristiques physiques du véhicule	188
C.3	Propriétés de l'essence	188
C.4	Caractéristiques du moteur thermique essence	189
C.5	Principales caractéristique de la machine électrique et de son onduleur	190
C.6	Principales caractéristiques de la batterie	190

Liste des abréviations

μHEV	Micro Hybrid Electric Vehicle
ADAS	Advanced Driver Assistance Systems
APWE	Advanced Powertrains and Energy
ARTEMIS	Assessment and Reliability of Transport Emission Mode and Inventory Systems
BEV	Battery Electric Vehicle
CAFE	Corporate Average Fuel Economy
CPIA	Conduite de Projets en Ingénierie Avancée
CSE	Consommation Spécifique Effective
CSR	Continuous Speed Ratio
CVT	Continuous variable transmission
DCT	Dual clutch transmission
DSR	Discret Speed Ratio
ECE	Urban Driving Cycle (UDC)
ECMS	Equivalent Consumption Minimization Strategy
EDF	Electricité De France
EREV	Extended Range Electric Vehicle
EUDC	Extra-Urban Driving Cycle
FCS	Fuzzy Control Strategy
FHEV	Full Hybride Electric Vehicle
FTP	Federal Test Procedure
FUEVA	European Fuel Cell Vehicle Technologies Validation
GeePs	Laboratoire Génie électrique et électronique de Paris
GES	Gaz à Effet de Serre

LISTE DES TABLEAUX

GIEC Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat
GNV Gaz Naturel pour Véhicule
GPL Gaz de Pétrole Liquéfié
GPS Global Positioning System
HEV Hybride Electric Vehicle
HT Haute Tension
ICCT International Council on Clean Transport
IEED Institut d'Excellence dans le domaine des Energies Décarbonées
IFSTTAR Institut Français des Sciences et Technologies de Transports, de l'Aménagement et des Réseaux
IMA Integrated Motor Assist
INRETS Institut National de REcherche sur les Transports et leur Sécurité
LGEP Laboratoire de Génie Electrique de Paris
LMS Losses Minimization Strategy
MEL Machine ELectrique
MHEV Mild Hybrid Electric Vehicle
MLI Modulation à Largeur d'Impulsion
MSAP Machine Synchrone à aimants Permanents
MSRB Machine Synchrone à Rotor Bobiné
MVEG Motor Vehicle Emissions Group
NEDC New European Driving Cycle
NEDC New European Driving Cycle
OOL Optimum Operating Line
PFA PlateForme Automobile
PHEV Plug-in Hybrid Electric Vehicle
PMB Point mort bas
PMH Point mort haut
SMIC Salaire Minimum Interprofessionnel de Croissance
SOC State Of Charge
STT Stop and start
TCO Total Cost Ownership ou Coût global de possession

TRIZ Teorija Reshenija Izobretateliskhi Zadatch (Théorie de résolution des problèmes inventifs)

UDDS Urban Dynamometer Driving Schedule

VP Véhicules Particuliers

WLTC World Harmonized Light-duty vehicle Test Cycle

WLTP World Harmonized Light-duty vehicle Test Procedure

ZAPA Zone d'Actions Prioritaires pour l'Air

ZEV Zero Emission Vehicle

Introduction

Cadre général et objectifs

Dès l'origine de l'automobile, on assiste à une compétition entre véhicule thermique et véhicule électrique. Même si des records de performances sont atteints début 1900 avec le véhicule électrique, il est abandonné au profit du véhicule thermique du fait de la disponibilité et du coût des énergies fossiles ainsi que de la densité énergétique des carburants qui confère autonomie et légèreté aux véhicules. Dans les années 80, le développement de l'énergie nucléaire et la pollution dans les villes ont relancé un regain d'intérêt pour le véhicule électrique. Mais 30 ans plus tard, toujours victime de sa masse, de sa faible autonomie et du coût de ses batteries, il peine à conquérir des parts de marché.

Toutefois, une profonde mutation technologique est actuellement conduite par des préoccupations environnementales croissantes - le réchauffement climatique - et par la raréfaction des énergies fossiles. Pour faire face à ces enjeux sociétaux, les gouvernements ont initialisé un plan d'actions pour réduire la consommation des véhicules et limiter leurs émissions (polluants, gaz à effets de serre) en imposant des objectifs de progrès aux constructeurs. Début 2012, le Premier Ministre français, Jean Marc Ayrault, a fixé à la filière automobile l'objectif d'être en mesure de commercialiser dans 10 ans des véhicules consommant 2l aux 100 km, soit émettant environ 50 g de CO₂ / 100 km. Compte tenu de la crise économique actuelle, et pour favoriser cette évolution, les pouvoirs publics ont mis en place des aides : incitations fiscales à l'achat de véhicules propres et subventions de projets industriels. En réponse, les constructeurs automobiles ont proposé d'orienter leurs recherches sur un ensemble de solutions liées à l'allègement des véhicules, à l'amélioration de l'aérodynamique, à l'optimisation des pneumatiques pour réduire les frottements, à l'optimisation de la conception des moteurs thermiques et à la généralisation de l'hybridation. De leur côté les consommateurs ne sont pas prêts à accepter des surcoûts à l'achat d'une automobile « verte ». Aussi le challenge de l'industrie automobile est de développer des technologies innovantes pour proposer sur le marché des véhicules propres, à faible empreinte carbone et à un prix acceptable pour le client.

Si pendant plus d'un siècle le transport a été dominé par une quasi exclusivité des moteurs thermiques, essence ou diesel, tous les constructeurs automobiles ont amorcé le 21ème siècle en accentuant la recherche et le développement de chaînes de traction hybrides. Même si des gains en consommation sont encore à espérer avec l'optimisation des moteurs thermiques, l'hybridation des chaînes de traction appa-

rait comme la voie la plus prometteuse pour réduire les émissions de CO₂ des véhicules. Du fait de l'importance des investissements mis en jeux et du positionnement concurrentiel lié à la consommation des véhicules, la maîtrise de la conception de ces chaînes de traction hybrides revêt un caractère stratégique pour chaque constructeur automobile.

Différentes technologies d'hybridation sont possibles, thermique / électrique, thermique / hydraulique, . . . , mais seule l'hybridation thermique électrique, solution la plus répandue, sera étudiée dans ces travaux de recherche dont l'objectif est d'identifier des voies de progrès pour la définition des futures chaînes de traction à haut rendement énergétique, en ciblant en particulier le potentiel offert par leur électrification.

L'intérêt d'électrifier les chaînes de traction est de remédier aux 2 principaux défauts des moteurs thermiques que sont leur faible rendement énergétique et leur irréversibilité. L'hybridation va donc tirer profit des atouts des 2 types de motorisations en combinant :

- Le très bon rendement, l'absence d'émissions (sonores et polluantes) et la réversibilité des machines électriques.
- La densité énergétique des carburants fossiles consommés par les moteurs thermiques qui garantit l'autonomie, limite la masse embarquée et réduit le temps de ravitaillement (~3mn pour 60l).

L'optimisation énergétique des chaînes de traction est un sujet complexe qui a fait l'objet ces dernières années d'un grand nombre de travaux de recherche, de publications, et on assiste d'année en année, à une forte augmentation des offres commerciales basées sur les différents principes d'architectures d'hybridation (série, parallèle ou combinée) avec ou sans la possibilité de recharger la batterie sur le secteur. Majoritairement, les constructeurs ont opté pour une logique d'évolution en intégrant progressivement l'hybridation à partir d'une architecture de chaîne de traction conventionnelle. Le premier niveau d'hybridation dit « Stop and Start » a maintenant tendance à se généraliser. Les niveaux de puissance d'hybridation sont progressivement augmentés pour offrir de meilleures prestations en émissions de CO₂, en performance dynamique longitudinale du véhicule et en fonctionnement en pur électrique (ZEV - Zero Emission Vehicle).

Ces travaux de recherche s'inscrivent dans cette logique de progrès et sont focalisés sur les véhicules hybrides dits HEV - Hybride Electric Vehicle ou FHEV - Full Hybrid Electric Vehicle, sans possibilité de recharge de la batterie sur le secteur. Ils ont pour objectif d'apporter des éléments de réponse pour contribuer à la définition de la politique technique hybride de PSA Peugeot Citroën. Ils consistent, en prenant comme exemple l'électrification d'une chaîne de traction d'un véhicule polyvalent du segment B (Peugeot 208) doté d'un moteur thermique essence (1L - 3 cylindres), à proposer une nouvelle démarche de conception basée sur des principes d'optimalité. Ils ont comme finalité d'orienter le choix d'architecture de chaîne de traction hybride et aussi un dimensionnement optimal des organes électriques de puissance pour proposer sur le marché des véhicules performants en émissions de CO₂ à un coût

acceptable pour le client.

Pour répondre à cette problématique, la démarche d'optimisation énergétique retenue est construite à partir d'une approche d'ingénierie systémique basée sur 3 niveaux en interaction : La définition de l'architecture de la chaîne de traction, la gestion de l'énergie et la conception des organes électriques de puissance. Elle se base intégralement sur une stratégie de gestion énergétique dite de commande optimale, en opposition au principe couramment utilisé de commande heuristique qui demeure suboptimale, pour déterminer la consommation minimale atteignable pour chacune des architectures de chaînes de traction étudiées, établir les spécifications des organes électriques de puissance et proposer en vis à vis une solution organique.

Organisation du document

Ce manuscrit est divisé en trois parties de deux chapitres chacune. La première partie précise le contexte qui motive cette étude et fait un état de l'art sur les principes d'hybridation. La deuxième partie présente une étude théorique d'optimisation énergétique dont l'exploitation permet de justifier une proposition d'architecture de chaîne de traction performante en émissions de CO₂. Enfin la troisième partie, oriente le lecteur sur la conception des organes électriques de puissance en les spécifiant et en évaluant la performance énergétique du véhicule atteignable avec une machine électrique dérivée d'alternateur-démarrateurs existants.

Première partie :

Le premier chapitre introduit le contexte environnemental et économique qui amène les constructeurs automobiles à développer des chaînes de traction de plus en plus efficaces et à orienter leurs recherches sur la conception de chaînes de traction hybrides. Les principaux facteurs moteurs de cette évolution sont analysés. Les actions gouvernementales et les contraintes réglementaires qui en découlent sont précisées. Enfin, les attentes et les usages des clients ainsi que les perspectives de marché sont présentées.

Le deuxième chapitre fait un état de l'art sur les différentes architectures de chaînes de traction hybrides. Il en donne une illustration à partir d'exemples concrets d'applications aujourd'hui commercialisées et présente les principaux composants constituant ces chaînes de traction hybrides. Il introduit les principes de modélisation des organes et identifie les méthodes de gestion énergétique optimales qui seront développées par la suite.

Deuxième partie :

Le troisième chapitre décrit les principes de gestion énergétique optimale mis en œuvre pour calculer les seuils de consommation atteignables avec les différentes architectures de chaînes hybrides étudiées. Le problème d'optimisation énergétique est présenté ainsi que les méthodes de résolution analytique et numérique basées sur le principe de Pontriaguine et la programmation dynamique de Richard Bellman. Les

équations d'évolution des différents systèmes hybrides (hybridation série, parallèle et combinée) sont décrits.

Le quatrième chapitre exploite les modèles théoriques et s'appuie sur une synthèse issue d'une démarche de créativité TRIZ afin de révéler l'architecture de chaîne de traction hybride qui offre le meilleur potentiel en émission de CO₂.

Troisième partie :

Le cinquième chapitre exploite à nouveau les résultats des simulations pour déterminer les sollicitations des organes électriques de puissance et identifier les cycles d'usage client ainsi que les plages de fonctionnement pour lesquels la machine électrique doit être optimisée. Par ailleurs, la capacité minimale de stockage d'énergie dans la batterie est établie pour garantir la consommation minimale du véhicule.

Le sixième chapitre, consiste à analyser la performance atteignable en émission de CO₂ avec deux structures de machines électriques dérivées d'un alterno-démarrreur. Ces machines électriques sont modélisées (rotor bobiné et rotor à aimants permanents) pour établir des cartographies de pertes, données d'entrée du calcul de la performance en émissions de CO₂ du véhicule. Les résultats sont comparés et analysés. Enfin, différentes évolutions d'architecture de la chaîne de traction pour améliorer les gains en émissions de CO₂ sont proposées.

Contexte et état de l'art

« On n'hérite pas de la terre de nos ancêtres, on l'emprunte à nos enfants. »"

(Saint Exupéry)

Chapitre 1

Le contexte environnemental et économique de l'automobile

Dans ce chapitre, on introduit les différents facteurs qui conduisent les constructeurs automobiles à développer des chaînes de traction de plus en plus efficaces et à s'orienter progressivement vers une généralisation de l'hybridation.

On va s'intéresser à l'évolution du marché automobile mondial pour sensibiliser le lecteur à l'augmentation des émissions de gaz à effet de serre avec ses conséquences sur le climat et à la diminution des réserves en énergie fossile avec ses conséquences sur l'augmentation du prix des carburants. Face à ces défis environnementaux et économiques, les gouvernements réagissent et définissent des axes de progrès que les constructeurs automobiles doivent respecter pour pouvoir homologuer leurs véhicules. Pour tenir ces objectifs et répondre aux usages clients, les constructeurs orientent leurs recherches sur la conception de chaînes de traction hybrides dont le marché en croissance devient un incontournable pour conserver sa compétitivité.

1.1 Le marché automobile actuel et ses perspectives

En 1769, Nicolas Joseph Cugnot inventait le premier véhicule capable de se déplacer grâce à la vapeur sans faire appel à l'énergie animale. Mais c'est réellement à la fin du XIX^{ème} que l'on assiste à l'essor de l'automobile. Très rapidement on imagine la production des véhicules à la chaîne à l'image de la Ford T (1912) pour répondre à une demande de mobilité de plus en plus importante. En 1914, on dénombre dans le monde 500 000 véhicules, pour atteindre 50 millions à la veille de la seconde guerre mondiale et 300 millions en 1975. Sur plus d'un siècle le marché n'a fait que croître, seuls les conflits, les crises pétrolières ou économiques ont su infléchir momentanément cette tendance. L'effet de la crise 2008 – 2009 s'est traduit par une diminution d'environ 10 millions d'unités produites en 2009, suivie d'une reprise du marché. En 2014, le marché automobile mondial s'élève à près de 90 millions d'unités par an [1], avec une croissance régulière de la production annuelle d'environ 3,5% à 5% et un doublement sur 30 années, comme le montre le graphique de la Figure 1.1.1 [2].

A l'horizon 2020, les perspectives d'évolution du parc roulant devraient porter le nombre de véhicules particuliers (VP) à environ 1,2 milliards.

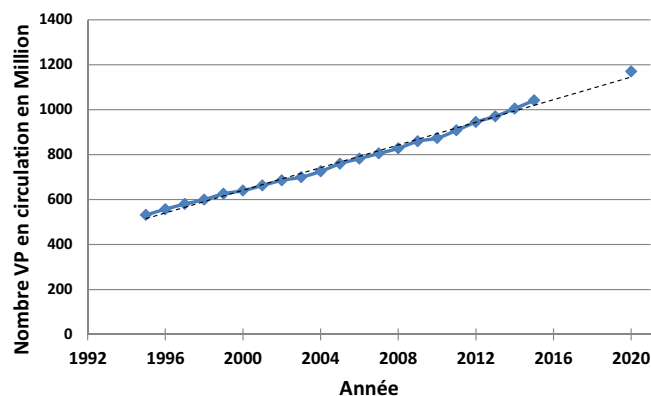


FIGURE 1.1.1 – Evolution du parc automobile mondial VP et perspectives jusqu'en 2020

L'évolution du marché mondial est très hétérogène entre les différentes plaques géographiques. Il est lié au niveau de développement économique des pays et au taux d'équipement¹ en automobiles, tel que représenté sur la Figure 1.1.2. À l'horizon 2020, la croissance sera impulsée par certains pays émergents tels que la Chine, l'Inde, la Russie et le Mercosur pour lesquels le revenu national brut par habitant va fortement augmenter.

Par exemple, la Chine, du fait de son faible taux d'équipement d'environ 5%, présente encore un grand potentiel de croissance. Cette dernière était de l'ordre de 30 à 40% dans les années 2009 – 2010. Si son marché s'est vu marquer une pause en 2011 en affichant une progression limitée à 4 ou 5%, il progresse à nouveau avec une croissance d'environ 15%.

A l'opposé, le marché Européen présente un parc automobile déjà saturé avec un taux d'équipement de 60% et on constate depuis la crise de 2008 une diminution des ventes de véhicules neufs de l'ordre de -20%. Cette tendance s'est confirmée jusqu'en 2013, conséquence de la contraction des marchés dans les pays méditerranéens surendettés (Grèce, Italie, Espagne et Portugal). Pour dynamiser le marché et maintenir l'emploi, les aides gouvernementales se sont alors multipliées afin d'inciter les consommateurs à renouveler leurs véhicules avec le risque de doper artificiellement le marché pour mieux l'infléchir dès leurs suppressions. Toutefois, depuis le début de 2014, on assiste à un retour à la croissance du marché européen d'environ 7% par rapport à 2013. Si les volumes de production restent encore relativement faibles par rapport à l'avant crise, cette tendance confirme une reprise économique.

1. Taux d'équipement : Nombre de véhicules pour 100 habitants exprimé en %

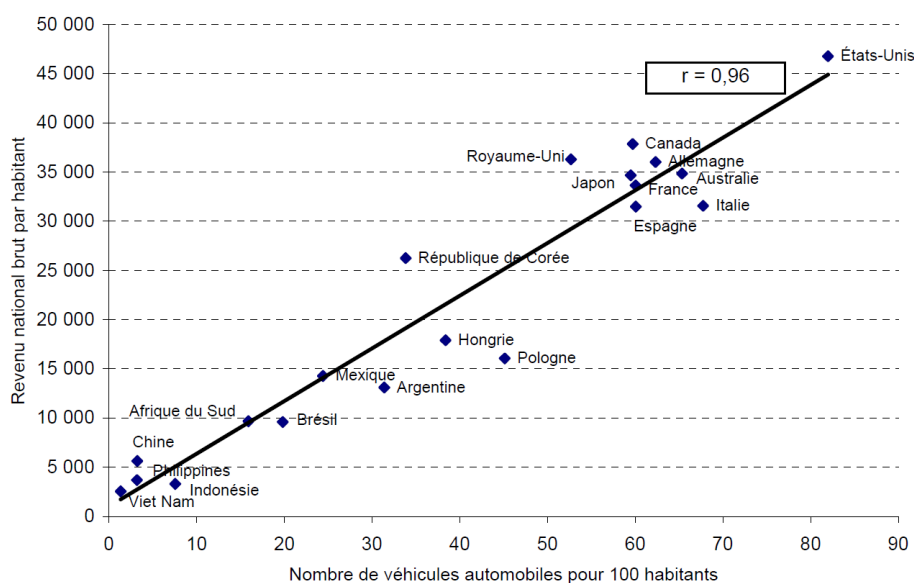


FIGURE 1.1.2 – Relation entre le revenu national brut et le taux d'équipement automobiles (VP)

1.2 Pétrole et automobile

Le développement économique mondial s'est vu tirer par l'abondance de ressources en énergie fossile (pétrole, charbon et gaz naturel) que recèle la terre associée à des coûts de production extrêmement faibles et à une densité énergétique très élevée. Comme illustré sur les courbes de la Figure 1.2.1, la production annuelle de pétrole augmente d'année en année et s'élevait en 2010 à plus de 30 milliards de barils par an, dont environ 40% dédié à la consommation du secteur du transport routier. Cette ressource énergétique n'étant pas renouvelable donc non pérenne, il se profile le spectre du « Peak Oil ». Mais qu'en est-il réellement ?

L'origine du pétrole est expliquée selon deux hypothèses. L'une décrit l'origine du pétrole par la décomposition de matières organiques, son piégeage et sa maturation dans le sol. L'autre remonte l'origine du pétrole à la formation de la terre par un phénomène de condensation de nuages d'hydrocarbures [3]. Ce constat s'appuie notamment sur l'observation de planètes comme Jupiter ou Saturne qui regorgent de méthane. Si tel est le cas, cette deuxième hypothèse pourrait conduire à de très importantes réserves et éloignerait donc l'échéance du pic de production.

Les réserves de pétrole, bien qu'elles soient mal connues, diminuent. Les réserves facilement accessibles se raréfient et par voie de conséquence les coûts de productions sont de plus en plus élevés. En parallèle, le développement économique et démographique mondial engendre des besoins en énergie accrus. La population mondiale en 2012 s'élevait à environ 7 milliards d'habitants et devrait converger vers 9 à 10 milliards à l'horizon de 2050, augmentation qui sera avant tout tirée par les pays asiatiques puis par l'Afrique. En 2012, la consommation annuelle par habitant de

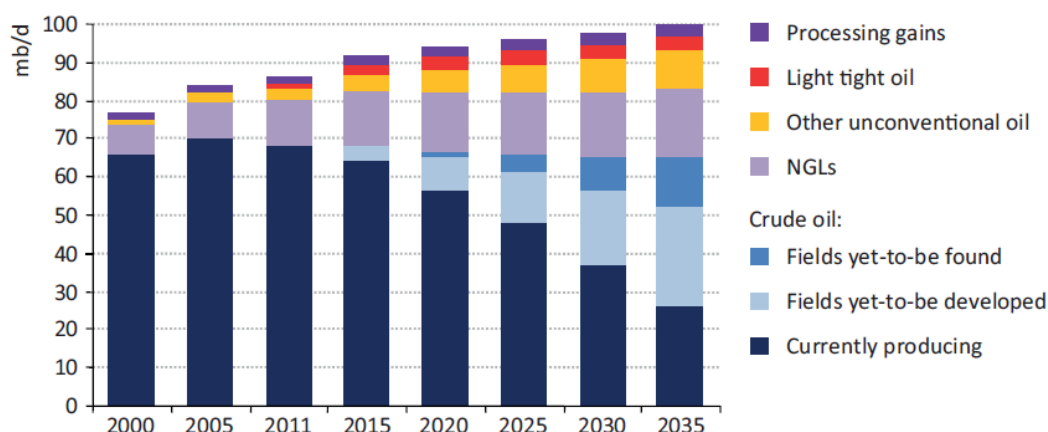


FIGURE 1.2.1 – Evolution de la production mondiale quotidienne de pétrole et perspectives

la Terre est d'environ 4 barils de pétrole². Si ce niveau moyen de consommation se maintient, les besoins en pétrole en 2050 impulsés uniquement par la croissance démographique seront de plus de 40 milliards de barils par an.

L'augmentation de la population mondiale et la forte croissance de pays émergents tels que la Chine ou l'Inde, accroissent la demande en pétrole et engendrent de fortes fluctuations des cours. Toutefois, le spectre du pic de production n'est pas la seule explication, tel que l'exprime l'économiste Frederick William Hengdahl [5]. En 2007, la crise des subprimes associée à une chute du dollar a provoqué l'augmentation du cours du pétrole, dont l'origine apparaît principalement comme étant financière et spéculative. Le ralentissement de l'économie avec la contraction des marchés a induit une diminution de la demande énergétique accompagnée d'une baisse prononcée du cours. Depuis 2009, la tendance à la hausse se poursuit, en partie dûe aux instabilités géopolitiques dans les pays producteurs de pétrole ou limitrophes, ce qui conditionne un terrain idéal pour les spéculations. Cette tendance augmente la vulnérabilité des pays fortement dépendants des importations de cette énergie, et qui pour tempérer ces variations, sont parfois amenés comme en France à puiser dans leurs réserves stratégiques ou à développer comme aux Etats Unis l'extraction des gaz de schiste.

Sur l'exemple de la France, il est intéressant d'analyser l'impact de l'évolution du coût de l'énergie pour le transport sur le pouvoir d'achat des ménages. Pour cela on se propose de comparer l'évolution du Salaire Minimum Interprofessionnel de Croissance (SMIC) [6], indexé à la fois sur l'indice des prix à la consommation (hors tabac) et sur les salaires, au prix de l'essence [7] à la pompe (voir Figure 1.2.2). Si l'évolution du SMIC est restée proche de l'évolution du coût des carburants jusqu'en 2007, la crise de 2008 s'est traduite dans un premier temps par un affaiblissement du pouvoir d'achat puis par une courte période plus favorable aux ménages. Jusqu'en septembre 2014, un écart en défaveur du portefeuille du consommateur persistait,

2. En 2010, un français consommait 10,4 barils de pétrole par an, un américain (USA) 22,3 et un chinois en moyenne 2,5 [4]

qui en réaction était amené à adapter ses comportements d'usages et d'achat automobile :

- augmentation de l'usage des transports en communs ;
- utilisation des véhicules particuliers restreinte au strict nécessaire ;
- achat véhicule bien souvent décalé dans le temps et axé sur des produits à faible consommation en carburant. Les véhicules hybrides apparaissent alors comme une solution attrayante pour le client sous réserve que le coût d'achat du véhicule soit acceptable.

Depuis Septembre 2014, on assiste à une baisse importante et rapide du prix du carburant susceptible de ralentir la croissance du marché du véhicule hybride car le consommateur sera plus regardant sur le coût d'achat du véhicule que sur le coût à l'usage et devrait porter son choix sur un véhicule thermique conventionnel. Toutefois, cette tendance à la baisse du prix du baril est très certainement temporaire du fait de l'augmentation de la consommation et de la raréfaction des énergies fossiles.

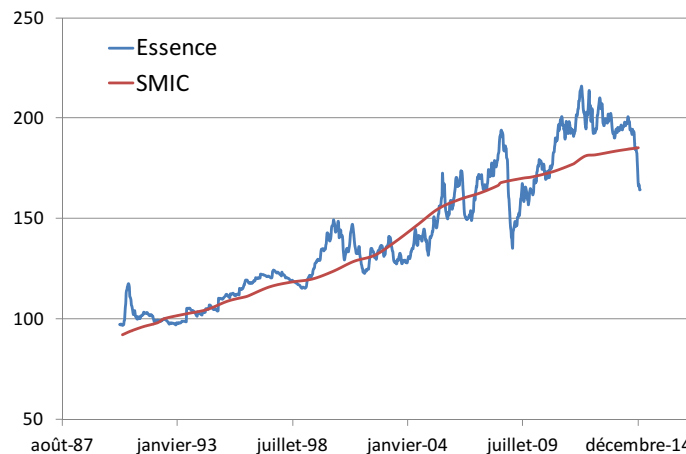


FIGURE 1.2.2 – Comparaison en base 100 de l'évolution du prix de l'essence à la pompe en France entre 1990 et 2014 avec le SMIC

1.3 Les émissions de CO₂

1.3.1 Le réchauffement climatique et ses conséquences

Le réchauffement climatique est maintenant reconnu par les instances internationales et un consensus scientifique est établi par un Groupe d'experts intergouvernemental (GIEC) sur l'origine anthropique de l'évolution du climat. La révolution industrielle qui s'est manifestée depuis le milieu de XVIII^{ème} siècle s'est traduite par une très forte augmentation des émissions de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Les modèles mathématiques construits sur ces émissions et les prédictions d'évolution des rejets conduisent les scientifiques à une estimation d'augmentation de la température du globe entre 1 et 6°C au XXI^{ème} siècle avec ses conséquences humaines et environnementales.

Les gaz à effet de serre ont pour caractéristique commune d'absorber une partie des infrarouges émis par la surface de la Terre, réchauffant ainsi l'atmosphère. Cette chaleur est réémise dans toutes les directions, notamment vers la terre ce qui constitue un apport de chaleur. Les principaux gaz à effet de serre sont la vapeur d'eau, le dioxyde de carbone (CO_2), le méthane (CH_4), le protoxyde d'azote (N_2O), l'ozone (O_3) et en très faible proportion les gaz fluorés.

D'après le GIEC, leur contribution approximative à l'effet de serre se répartit comme illustré sur la Figure 1.3.1. Le CO_2 n'est que le deuxième contributeur à l'effet de serre à hauteur de 26%, comparativement à la vapeur d'eau située à 60%. En tenant compte de l'effet de serre des nuages, l'ensemble vapeur d'eau + nuages représente au moins 90 % de l'effet de serre. Toutefois, il faut relativiser l'importance des gaz à effet de serre selon leur durée de séjour dans l'atmosphère : la vapeur d'eau s'élimine en quelques jours, alors qu'il faudra une centaine d'années pour le CO_2 , la photosynthèse par les plantes ainsi que l'absorption par les océans étant insuffisants pour traiter efficacement l'ensemble des émissions.

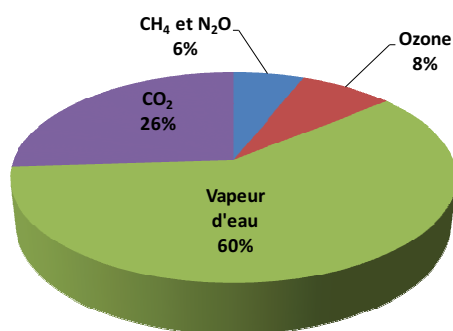


FIGURE 1.3.1 – Contribution des principaux gaz (CO_2 , N_2O , O_3 , CH_4 et H_2O) à l'effet de serre

En conséquence, la concentration en gaz carbonique a très fortement augmenté ces dernières années comme l'illustre la courbe de Keeling [8] présentée Figure 1.3.2, issue de mesures effectuées par l'observatoire Mauna loa situé sur les Iles Hawaiï. La concentration en CO_2 estimée à 278 ppm à l'aire pré industrielle a atteint un niveau record de 387 ppm en 2010.

Les effets de l'augmentation des GES sont maintenant visibles et se manifestent par des changements climatiques profonds tels que :

- l'augmentation de la température du globe ;
- des hivers plus doux avec une couverture neigeuse réduite ;
- la fonte de la calotte glaciaire des pôles et des glaciers ;
- une élévation du niveau des océans ;
- l'apparition d'inondations côtières et une augmentation des phénomènes cycloniques ;
- évolution de la répartition de la faune et de la flore. On constate par exemple des dates de vendanges avancées d'environ 3 semaines en quelques décennies ;

- expansion des déserts ;
- ...

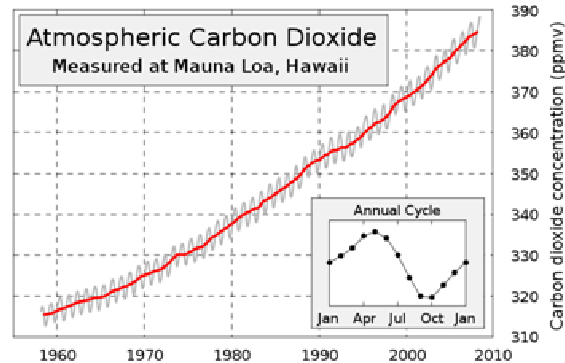


FIGURE 1.3.2 – Evolution de la concentration en CO₂ mesurée dans l’atmosphère par l’observatoire Mauna Loa entre 1960 et 2010

Un emballement du réchauffement climatique n’est pas exclu, il serait notamment conduit par un phénomène de type albédo, avec une amplification locale du réchauffement lié à l’évolution des propriétés réfléchissantes des sols. La fonte des neiges laissant apparaître des surfaces sombres absorbant le rayonnement infrarouge peut ainsi accélérer le phénomène de réchauffement climatique. Par ailleurs, l’augmentation de la température du globe favorise la libération de stocks naturels de GES actuellement fixés par exemple dans le pergélisol tel que le méthane dont le pouvoir de réchauffement est 26 fois supérieur à celui du CO₂.

Il faut remarquer que sans effet de serre, la température de la terre chuterait à -18°C. La surface terrestre se couvrant de glace, le pouvoir de réflexion des sols blanchis augmentant, la température pourrait atteindre -50°C.

1.3.2 Le transport automobile et les émissions de gaz à effet de serre

L’augmentation des émissions des gaz à effet de serre est avant tout d’origine anthropique avec une contribution d’environ 13,5% du transport, dont 9,9% induit par le transport routier. L’automobile n’est donc pas le principal émetteur des GES, les domaines de la production d’énergie électrique et de chaleur (25%), de l’industrie (10%) et les effets de la déforestation (18%) ont eux aussi une très forte contribution dans les causes du réchauffement climatique. Les seules améliorations apportées au secteur de l’automobile pour réduire les GES ne sauraient apporter une solution au problème global. La lutte contre le réchauffement climatique nécessite donc une prise de conscience de toute la communauté avec des plans d’actions sur l’ensemble des fronts. Les émissions de CO₂ produites par le secteur du transport sont directement liées à la consommation en énergie fossile. Ces quelques chiffres permettent d’objectiver l’interdépendance du marché automobile avec celui de ces énergies, soit :

- plus de 60 % des 87 millions de barils de pétrole produits chaque jour servent à alimenter les systèmes de transport du monde entier ;
- les combustibles fossiles liquides représentent plus de 96 % de l'approvisionnement énergétique actuel pour le secteur des transports.

Réduire la consommation en pétrole devient donc une importance capitale pour limiter notre dépendance, limiter les émissions de CO₂ et éviter l'épuisement des ressources fossiles. De nombreux programmes ont été lancés dans ce but, incitant en particulier le développement de voitures à propulsion électrique par des batteries rechargeables à partir du secteur. Il faut néanmoins relativiser l'efficacité environnementale de ce choix en faisant un bilan complet des émissions de CO₂ du puits à la roue comme illustré sur la Figure 1.3.3 [9]. La pertinence de ces chaînes de traction dans la lutte contre le réchauffement climatique ne sera réelle que si la part des énergies renouvelables augmente significativement. Dans cet esprit, l'Union Européenne a fixé comme objectif d'atteindre 20% d'énergie renouvelable à l'horizon 2020.

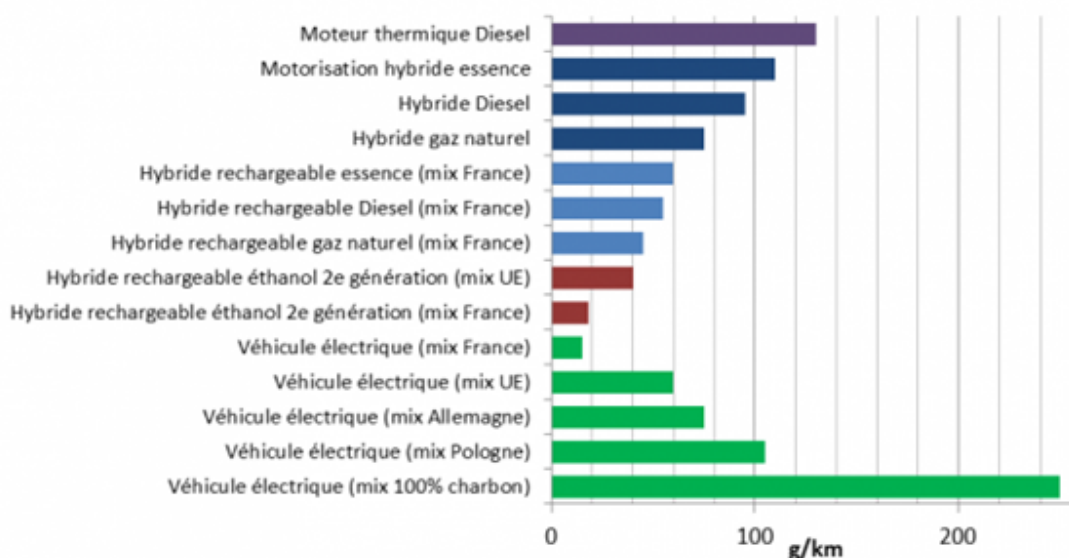


FIGURE 1.3.3 – Emission de CO₂ du puits à la roue en g/km

1.4 Les actions gouvernementales

La majorité des pays ont pris conscience des répercussions du réchauffement climatique et de ses conséquences pour l'humanité si aucune action n'est engagée pour limiter nos émissions de gaz à effet de serre. Des objectifs de progrès ont donc été fixés ciblant les efforts que l'ensemble de la communauté doit produire. Par exemple, pour la France, en 2002 le Premier ministre a fixé l'objectif de diviser par 4 nos émissions de GES d'ici à 2050 pour contenir le réchauffement climatique à une élévation de température de 2°C. Cette orientation appelée plus communément facteur 4 a été confirmée au travers du plan climat en 2004, puis par la France à l'entrée en vigueur

du protocole de Kyoto le 16 Février 2005. Ce protocole, signé en 1997 et ratifié par 168 pays en 2010, a fixé des objectifs obligatoires par pays permettant de réduire, entre 2008 et 2012, de 5,2 % par rapport au niveau de 1990 les émissions de 6 gaz à effet de serre : dioxyde de carbone, méthane, dioxyde d'azote et trois substituts des chlorofluorocarbones. Pour tenir ses objectifs chaque pays a été libre de sa politique environnementale, notamment il a pu compenser ses émissions par la création de puits de carbone tel que le reboisement. Par ailleurs, pour les industriels fortement émetteurs de CO₂, l'Union Européenne a mis en place un système d'échange de quotas de CO₂, avec la possibilité de racheter des quotas sur le marché en cas de dépassement des cibles fixées. En Mars 2007, le Conseil Européen a adopté, dans la perspective de 2020, de nouveaux objectifs plus ambitieux que ceux fixés par le protocole de Kyoto et intitulées « the three 20 targets », qui dans les faits incluent 4 propositions :

- réduire les émissions de gaz à effets de serre de 20% à l'horizon 2020 par rapport aux émissions de 1990 ;
- augmenter les rendements énergétiques pour diminuer la consommation énergétique de 20% en 2020 ;
- à l'horizon 2020, 20% de l'énergie consommée devra provenir d'énergie renouvelable ;
- 10% de la consommation énergétique totale automobile devra provenir en 2020 de biocarburant.

En France, sous l'impulsion du Président de la République Nicolas Sarkozy, un Grenelle de l'Environnement a été annoncé le 18 mai 2007 par le ministre de l'Écologie, du Développement et de l'Aménagement durables. Il définit la feuille de route pour atteindre les objectifs du Protocole de Kyoto en mettant en place un certain nombre d'actions en faveur de l'éco-développement de l'automobile. Le système bonus-malus créé en décembre 2007 est l'une des premières mesures issues du Grenelle de l'Environnement. Il vise à récompenser, via un bonus, les acquéreurs de voitures neuves émettant le moins de CO₂, et à pénaliser, via un malus, ceux qui optent pour les modèles les plus polluants, le bonus des uns étant financé par le malus des autres. Par exemple, les véhicules hybrides électriques émettant moins de 110g de CO₂/km sont éligibles à un bonus de 3 300€ [10].

La loi Grenelle a instauré la mise en œuvre d'expérimentations de Zone d'Actions Prioritaires pour l'Air (ZAPA), zones limitées aux véhicules à bas niveau d'émissions. Situées dans et autour des villes, elles ont pour objectif de reconquérir la qualité de l'air par la diminution de la pollution atmosphérique. Cette action devrait inciter l'achat de véhicules à faible émission en permettant au possesseur d'accéder à ces zones urbaines « protégées » des émissions. Par ailleurs, le Grenelle de l'environnement au travers des investissements d'avenir, a décidé de financer la création de 9 instituts d'excellence sur les énergies décarbonées (IEED) dont l'un d'entre eux intitulé Vedecom (Institut du Véhicule Décarboné Communicant et de sa Mobilité) basé à Satory (Ile-de-France), est dédié au domaine des transports terrestres et de l'écomobilité. Il bénéficiera d'une dotation de 54,1 millions d'euros et devrait accueillir 300 chercheurs. Enfin en 2012, le gouvernement français confie à la Plateforme de

la Filière Automobile l'animation d'un programme de travail pour développer les briques technologiques permettant aux constructeurs automobiles de proposer sur le marché à l'horizon de 10 ans des véhicules consommant 2l/100 km. Ces travaux de recherche ont fait l'objet en 2014 de présentations de démonstrateurs technologiques au Mondial de l'automobile : PHEV EOLAB de Renault, C4 CACTUS Airflow de Citroën et 208 Hybrid Air de Peugeot.

Au niveau européen des objectifs de progrès ont été fixés aux constructeurs automobiles pour les obliger à réduire la consommation des véhicules automobiles produits. Le principe s'inspire du Corporate Average Fuel Economy (CAFE) voté en 1975 aux Etats-Unis et s'est traduit par la mise en place d'un règlement européen n°443/2009 adopté le 23 avril 2009. Il prévoit une réduction moyenne des émissions de CO₂ des voitures particulières neuves à 130g/km réalisée progressivement de 2012 à 2015 avec une pondération pour chaque constructeur, fonction de la masse moyenne des véhicules immatriculés chaque année par chacun d'entre eux. La Figure 1.4.1 illustre le positionnement de chaque constructeur automobile par rapport à l'objectif CAFE 2012 [11].

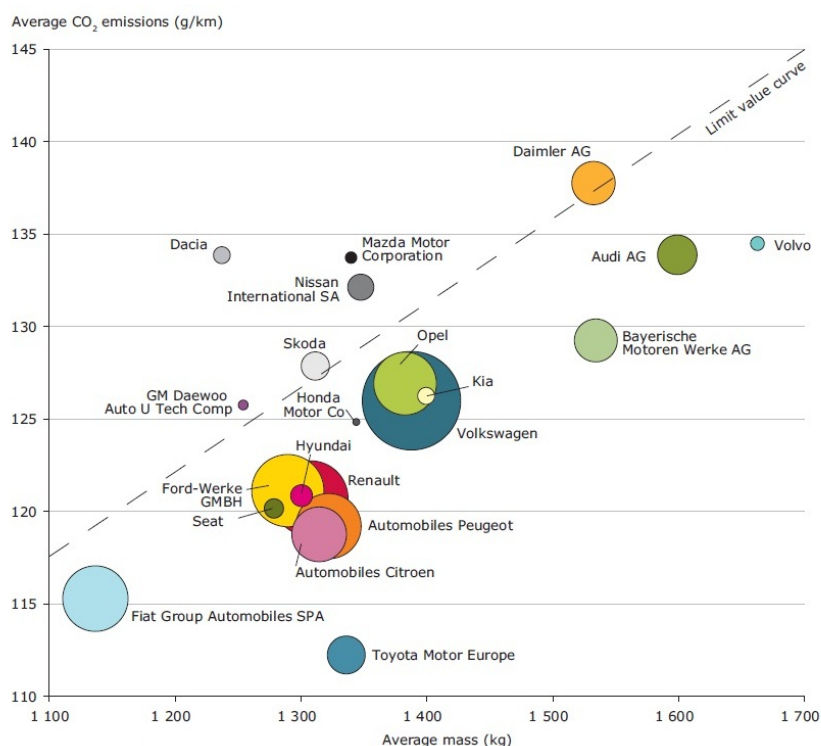


FIGURE 1.4.1 – Ecart des émissions CO₂ de chaque constructeur automobile avec les objectifs 2012 (seuls les constructeurs produisant plus de 100 000 véhicules par an en Europe ont été mentionnés) - La taille des cercles est fonction du nombre de véhicules immatriculés en Europe – Source EEA

Si la date butoir fixée à 2015 par l'Europe pour que les véhicules neufs atteignent le seuil moyen de 130 g CO₂/km, 65% des voitures d'un constructeur doivent depuis 2012 respecter la norme. En 2013, ce seuil a été fixé à 75% des flottes, puis à 80% en 2014 et à 100% en 2015. En cas de dépassement, les constructeurs devront payer des amendes. Ces pénalités s'étalent de 5 euros par véhicule neuf vendu pour le 1er gramme de dépassement et à 95 euros pour le 4ième gramme.

Un objectif ultérieur de 95g CO₂/km à atteindre en 2020 a été fixé. Pour 2025, une perspective de 75g/km est avancée. Ce challenge sous-entend d'avoir plus que divisé par 2 les émissions automobiles, donc leur consommation en 15 ans.

Enfin pour guider et inciter les consommateurs à choisir des véhicules à faible émission de CO₂, un étiquetage (voir Figure 1.4.2) basé sur 4 critères a été mis en place :

- consommation en carburant l/100 km ;
- coût en carburant sur la base de 20 000 km ;
- émission CO₂ en g/km ;
- taxes annuelles.

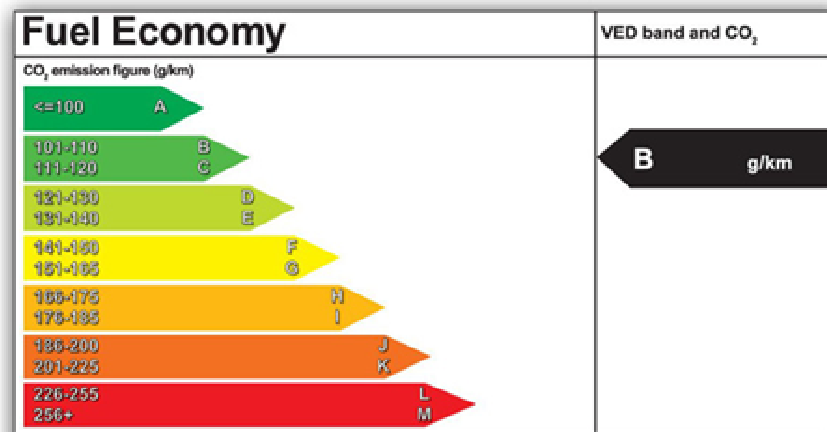


FIGURE 1.4.2 – Exemple de label CO₂- Emissions CO₂ en g/km

Parmi les autres facteurs règlementaires influant sur la conception automobile et sur la consommation énergétique, il faut noter le règlement Euro 6 et ses évolution Euro 6.2 puis Euro 7 [12]. Il concerne les limites d'émissions de polluants des moteurs thermiques des véhicules neufs, à savoir le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures non méthaniques et hydrocarbures totaux, les oxydes d'azote (NO_x) et les particules (PM). Même s'il ne concerne pas directement les émissions de GES, les limites imposées ont un impact sur les émissions de CO₂ car le point de fonctionnement optimum des moteurs thermiques pour tenir ces limites d'émission de polluants ne correspond pas forcément à l'optimum de consommation. Un compromis doit donc être trouvé entre le minimum d'émissions de CO₂ et le respect de la réglementation sur les polluants.

1.5 Homologation des automobiles

1.5.1 Introduction

Pour obtenir l'autorisation de commercialisation, les constructeurs automobiles se doivent d'assurer l'homologation de leurs véhicules dans le respect d'un certain nombre de règlements tels que le R101³ en regard de la consommation en carburant ou en électricité. Si ce règlement avait initialement été établi pour les véhicules thermiques et les véhicules purement électriques, il a fait récemment l'objet d'amendements pour intégrer le processus à suivre pour les véhicules hybride et hybride plug-in. Par ailleurs, un groupe de travail Européen, au travers du projet FUEVA (European Fuel Cell Vehicles Technologies Validation), l'a adapté en prévision de la commercialisation de véhicules à pile à combustible alimentés en hydrogène direct ou par reformage embarqué.

Une étude réalisée par ICCT (International Council on Clean Transport) a montré qu'il y avait un écart croissant d'année en année entre les résultats de consommation ou d'émissions de CO₂ issus du processus actuel d'homologation et les consommations relevées par les usagers. Les courbes présentées Figure 1.5.1 [13], issues de cette étude, et basées sur un retour d'expériences de plus de 28 000 utilisateurs et plus de 1200 modèles de véhicules en attestent.

Cet écart de consommation s'explique en partie par :

- une non représentativité du cycle NEDC par rapport à l'usage réel client ;
- un tel enjeu commercial que les constructeurs automobiles optimisent les véhicules par rapport à la procédure R101 pour offrir le meilleur résultat et afficher une consommation minimum ;
- l'augmentation du nombre de véhicules intégrant une climatisation dont l'usage quasi systématique par les utilisateurs n'est pas intégré dans la procédure actuelle.

Fin 2007, un groupe de travail a été initialisé au sein des nations unies (WP29/GRPE) pour harmoniser au niveau mondial le cycle et la procédure d'essai pour l'homologation des émissions des véhicules. Cette nouvelle procédure intitulée "World Harmonized Light-duty vehicle Test Procedure" (WLTP) devrait s'appliquer en Europe en substitution au règlement R101 à l'horizon 2020.

3. Intitulé du règlement R101 : « Uniform provisions concerning the approval of passenger cars equipped with an internal combustion engine with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption and of categories M1 and N1 vehicles equipped with an electric power train with regard to the measurement of electric energy consumption and range »

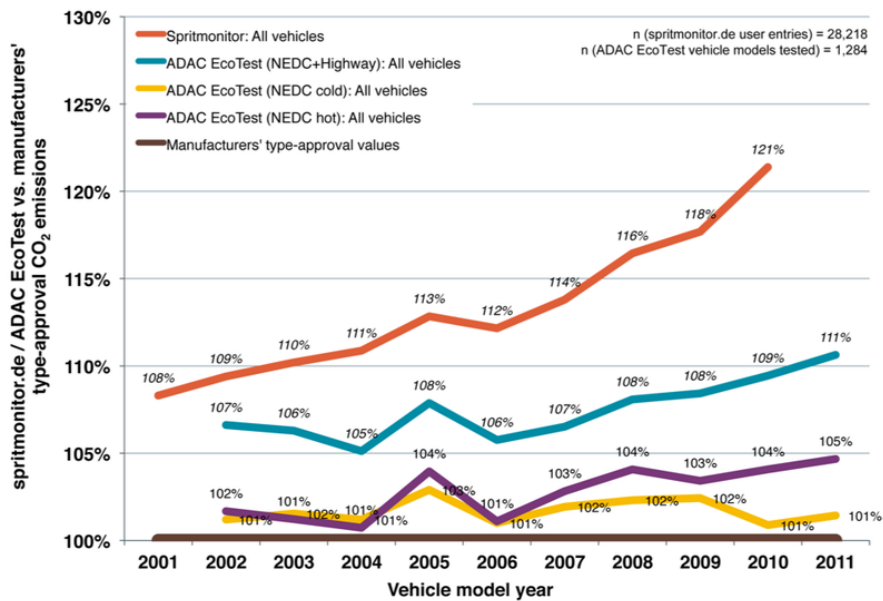


FIGURE 1.5.1 – Comparaison des émissions CO₂ mesurées selon le règlement R101 (base 100%) et constatées sur la base d'autres types de profils d'usage véhicule : ADAC Eco test (NEDC Hot) incluant les effets de la climatisation habitacle, ADAC eco test (NEDC froid) sans la climatisation et base de données allemandes des consommations « Spritmonitor ». Source ICCT .

1.5.2 Règlement R101

Ce paragraphe décrit succinctement la méthode de mesure de la consommation en carburant et en énergie électrique. Pour plus de détails le lecteur se référera directement au texte du règlement R101 [14]. Ce présent règlement s'applique aux véhicules des catégories M1 et N1 [15] mus par un moteur à combustion interne ou par une chaîne de traction hybride électrique pour la mesure :

- des émissions de dioxyde de carbone (CO₂) ,
- de la consommation en carburant fossile,
- de la consommation en énergie électrique,
- de l'autonomie en mode électrique.

La méthode de mesure réglementaire de la consommation du véhicule dépend du type de chaîne de traction (thermique, électrique, hybride et hybride rechargeable). Les mesures sont réalisées sur la base d'un cycle d'environ 11 km appelé New European Driving Cycle (NEDC), aussi appelé le Motor Vehicle Emissions Group (MVEG) qui se décompose en deux parties :

- un cycle urbain constitué de l'enchaînement de 4 cycles urbains élémentaires et identiques (4 x ECE)
- un cycle extra urbain (EUDC).

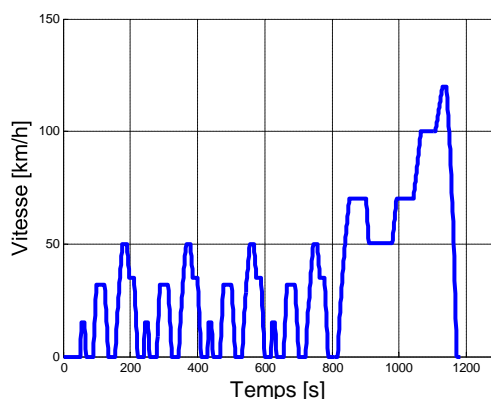


FIGURE 1.5.2 – Séquence d’essai pour la mesure des émissions (cycle NEDC) du règlement R101

La mesure des émissions CO_2 est effectuée, tout au long du cycle, à l’échappement du véhicule en utilisant une chaîne d’instrumentation adaptée. La consommation en carburant est calculée à partir d’un bilan carbone fondé sur les émissions à l’échappement de CO_2 et des autres émissions associées au carbone (CO et HC).

Dans le cas des véhicules hybrides sans possibilité de recharge batterie sur le secteur, le carburant fossile est la seule source d’énergie extérieure au véhicule. De ce fait, la consommation homologuée doit tenir compte de la consommation électrique sur la batterie en convertissant cette dernière en équivalent d’énergie de carburant fossile. La consommation homologuée est donc présentée avec une variation de charge batterie nulle ($\Delta E_{batt} = 0$) entre le début et la fin du cycle. En conséquence, en parallèle à la mesure de consommation de carburant fossile, la variation de la charge Q [Ah] de la batterie doit être mesurée durant le cycle comme illustré par la Figure 1.5.3 :

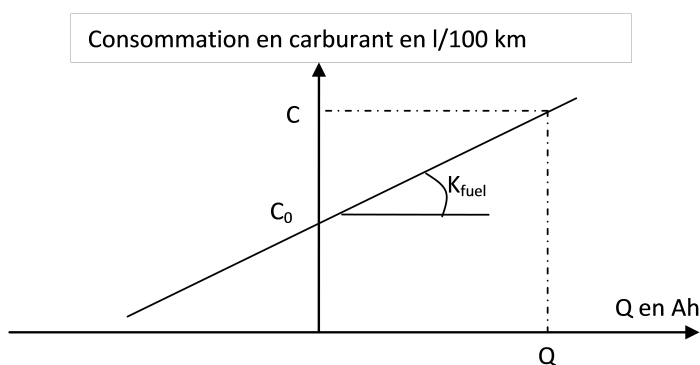


FIGURE 1.5.3 – Description de la méthode de détermination de la consommation d’un véhicule hybride (non rechargeable sur le secteur)

La consommation en carburant fossile C_0 à bilan de charge batterie nul est déterminée par la relation 1.5.1 :

$$C_0 = C - K_{fuel}Q, \quad (1.5.1)$$

avec :

C : Consommation en carburant fossile déterminée durant le cycle et exprimée en l/100km

Q : Variation de la charge de la batterie durant le test exprimée en Ah

K_{fuel} : Coefficient de correction de la consommation en carburant fossile, permettant de compenser la variation de l'état de charge de la batterie. Ce coefficient établi par le constructeur automobile est déterminé à partir de différentes acquisitions effectuées sur des cycles ayant engendrés la charge ou la décharge de la batterie (au moins un essai avec $Q > 0$ et $Q < 0$). Il correspond au coefficient directeur de la droite de régression, il est égal à 1.5.2 :

$$K_{fuel} = \frac{Covariance(Q, C)}{Variance(Q)}. \quad (1.5.2)$$

A titre indicatif, dans le cas des véhicules hybrides rechargeables sur le secteur (Plug-in), le véhicule utilise 2 sources d'énergies externes (Electricité du secteur et carburant fossile), en conséquence 2 consommations sont mesurées et homologuées : l'une correspond à la consommation en carburant fossile et l'autre à la consommation électrique sur le secteur.

Sur un même cycle normalisé, la répartition de la consommation énergétique dépendra de l'état de charge (SOC) de la batterie au début de l'essai. Aussi la procédure réglementaire consiste à dérouler 2 fois le cycle NEDC, effectués respectivement avec un SOC initial minimal et un SOC initial maximal, dont les seuils sont fixés arbitrairement par les constructeurs automobiles. La consommation homologuée issue de ces mesures correspond à une pondération de la consommation sur la base des 2 résultats de mesures de consommation en énergies électriques et en énergies fossiles.

1.5.3 Règlement WLTP

L'établissement du règlement WLTP fait l'objet de concertations entre les différents constructeurs automobiles et les instances Européennes. Si la procédure n'est pas encore finalisée, le cycle WLTC, construit à partir d'une base de données représentative des usages automobiles au niveau international, est quasiment adopté. Il a été adapté en fonction de la puissance du véhicule et de sa masse à vide selon 3 catégories, afin de tenir compte des fortes différences de performances dynamiques longitudinales entre ces différentes classes de véhicule :

- Classe 1 : Puissance massique ≤ 22 W/kg
- Classe 2 : Puissance massique > 22 W/kg et ≤ 34 W/kg
- Classe 3 : Puissance massique > 34 W/kg

Seul le cycle d'homologation de la classe 3 nous intéresse dans cette étude ciblée sur les véhicules du marché de PSA Peugeot Citroën. Les classes 1 et 2 ont été prévues pour l'homologation de petits véhicules faiblement motorisés. Le cycle de la classe 3 actuellement dans sa version 5.0 se décompose en 4 parties appelées « Basse

vitesse », « Moyenne vitesse », « Haute vitesse » et « Très haute vitesse », dont les caractéristiques sont précisées en annexe B.

La courbe Figure 1.5.4 présente le cycle WLTC tel qu'il est actuellement défini, mais susceptible d'évoluer d'ici sa ratification. Il sera utilisé pour les calculs de consommation et d'émissions en comparaison du cycle MVEG.

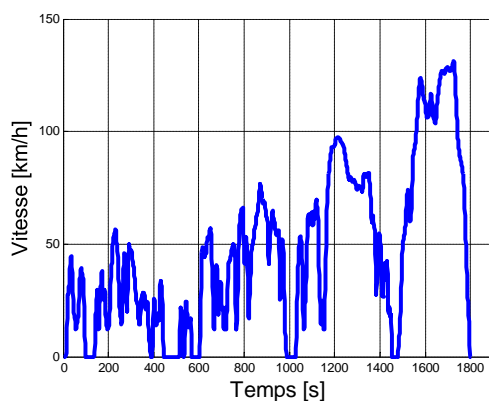


FIGURE 1.5.4 – Cycle WLTC classe 3 version 5

Comme pour le règlement R101, il semblerait que le facteur climatisation, fortement impactant sur la consommation véhicule, ne soit pas intégré mais ferait l'objet d'une homologation spécifique. Le client verrait donc apparaître des informations de consommation véhicule exprimées en l/100km et en Wh/km pour les véhicules Plug-in, complété par une consommation dédiée au confort habitacle.

1.5.4 Autres cycles

Il existe d'autres cycles utilisés pour l'homologation dans différents pays hors de la Commission Européenne, tels que les cycles normalisés américains FTP, UDDS ou Japonais 10-15 modes.

Par ailleurs, d'autres cycles qui n'ont pas de caractères d'homologation mais plus représentatifs des usages clients ont été créés à partir de données statistiques recueillies sur véhicule en usage réel, tels que les cycles INRETS⁴ (UL1, UL2, UF1, UF2, UF3, R1, R2, R3, A1, A2) qui décrivent différentes situation d'usage des véhicules, urbain lent, urbain fluide, route et autoroute [16] (voir annexe B). Plus récemment, les cycles Hyzem puis ARTEMIS, composés d'un cycle urbain, d'un cycle route et d'un cycle autoroutier, ont été proposés[17]. Mais présentant une discrétisation plus faible des usages, ils n'ont pas été pris en compte dans cette étude seuls les cycles INRETS sont pris en considération.

4. INRETS : Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité a fusionné le 1^{er} Janvier 2011 avec le LCPC (Laboratoire Central des Ponts et Chaussées) pour former l'IFSTTAR (Institut Français des Sciences et Technologies de Transports, de l'aménagement et des Réseaux)

1.6 Usages et attentes des clients

1.6.1 Usages

Pour estimer les attentes clients à l'horizon 2020, on se propose d'analyser les usages actuels de l'automobile.

Pour mémoire, en fonction des usages et des tailles de véhicule, le marché automobile a été découpé par segments définis en Europe par des lettres :

- Segment A : mini-citadines de longueur comprise entre 2m50 et 3m60, telles que Peugeot 108, Citroën C0, Toyota IQ...
- Segment B (B1 et B2) : citadines polyvalentes de longueur comprise entre 3m60 et 4m05, telles que Citroën DS3, Peugeot 208
- Segment C (ou M1) : compactes de longueur comprise entre 4m05 et 4m50, telles que Citroën DS4, Peugeot 308
- Segment D (ou M2) : familiales de longueur comprise entre 4m50 et 4m80, telle que Citroën C5
- Segment H1 : routières de longueur > 4m80, telles que Citroën C6 ou Peugeot 508
- Segment H2 : berlines de luxe, segment privilégié des marques Cadillac, Bentley, Rolls Royce...

L'observation des usages automobiles par segment montre que les véhicules des segments B et C (M1) sont principalement utilisés pour des trajets en ville (Aller/retour au travail, faire les courses, ...) et qu'occasionnellement, ils sont utilisés pour partir en weekend voire en vacances. Les véhicules du segment M2 et H ont une vocation moins différenciée en termes d'usage. S'ils sont utilisés plus fréquemment pour les week-end et les vacances, leur utilisation pour des besoins urbains quotidiens est aussi fréquente (voir tableau de synthèse 1.1).

Usages	Segments (berlines)				
	B1	B2	M1	M2	H1-H2
En ville Presque chaque jour	71%	67%	65%	61%	67%
Trajet domicile travail Presque chaque jour	68%	67%	66%	57%	61%
Week-end Au moins une fois par mois	34%	42%	54%	59%	60%
Vacances Au moins une fois par an	47%	70%	85%	90%	90%

TABLE 1.1 – Photographie des usages automobiles par segment dans l'Europe des 5 (France, Allemagne, Italie, Espagne, Grande Bretagne) en 2008

Les enquêtes TNS-SOFRES montrent que, quel que soit le segment, sur le marché européen la répartition des usages route, autoroute, ville et montagne est restée très

stable sur 20 ans. Le graphique de la Figure 1.6.1 en donne une illustration pour les véhicules du segment B2. Dans les années à venir, cette répartition ne devrait pas évoluer radicalement. Toutefois, l'augmentation du prix des carburants amène les automobilistes à rationaliser leurs déplacements et on constate une tendance à la diminution du kilométrage moyen annuel d'environ 1% par an.

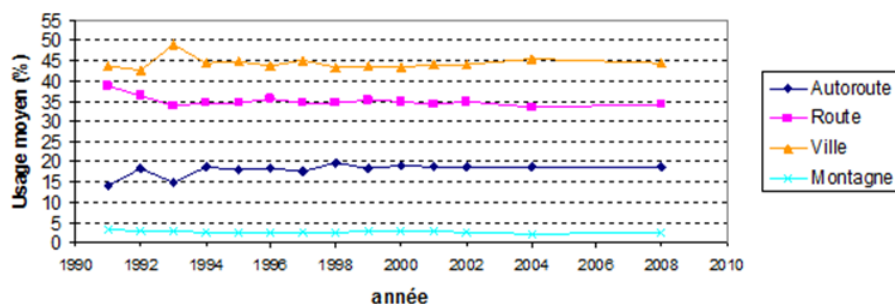


FIGURE 1.6.1 – Exemple d'évolution des usages véhicule pour le segment B2 Essence

Quotidiennement, chaque automobiliste effectue en France en moyenne 2,04 déplacements. Les 2 graphiques Figures 1.6.2 et 1.6.3 donnent une image des distributions de distances parcourues par jour ainsi que leurs répartitions cumulées [18]. On peut remarquer que 92% des déplacements totaux quotidiens font moins de 100 km, avec un pic entre 10 et 20 km.

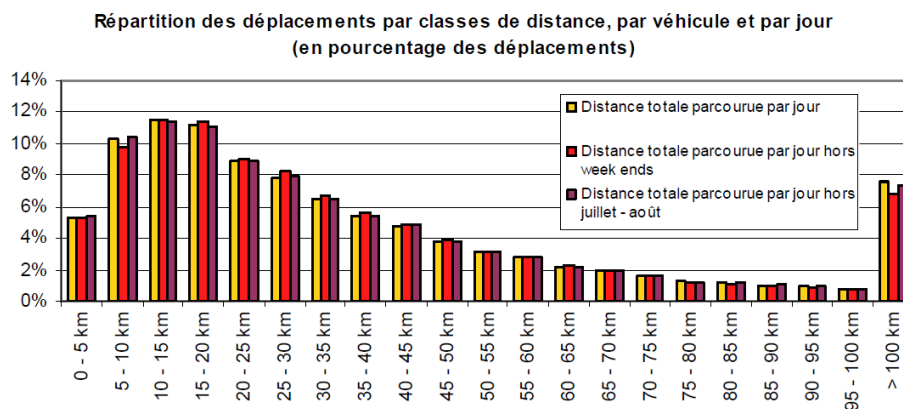


FIGURE 1.6.2 – Répartition en % de déplacements en France par classe de distance

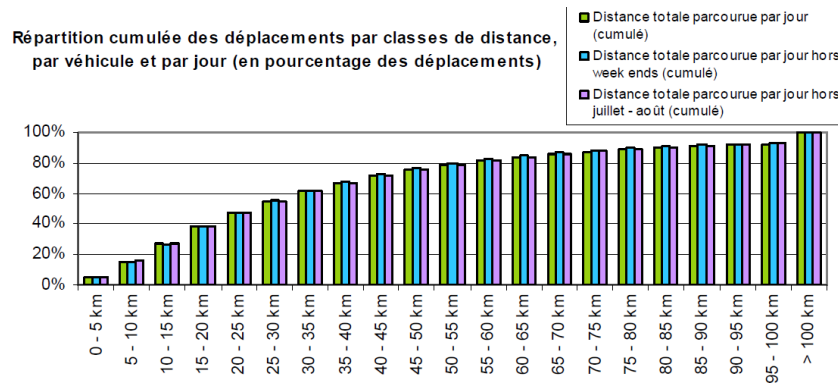


FIGURE 1.6.3 – Répartition cumulée en % de déplacements en France par classe de distance

1.6.2 Attentes des clients

Si 90% des consommateurs envisageraient d'acheter un véhicule « vert », 61% ne paieraient pas un surcoût pour un produit écologique, tel est le constat effectué par des organismes de sondages de l'opinion public. Le critère environnemental intervient donc dans les intentions d'achat, mais le facteur économique reste l'élément déclenchant. Face à l'augmentation du prix des carburants, le consommateur va être de plus en plus regardant sur le coût d'usage des véhicules (TCO). L'offre du marché, qui lui permettait de faire un choix entre essence ou diesel, en pesant les avantages et les inconvénients par rapport à son utilisation, s'élargit dorénavant aux véhicules électriques, hybrides ou hybrides rechargeables.

Le véhicule électrique dont le coût en carburant est de l'ordre de 1,5€/100 km se trouve pénalisé par son prix de vente particulièrement élevé, conséquence du coût de fabrication de ses batteries. En août 2012, Peugeot décide de brader ses véhicules électriques au tarif de 10 900€ au lieu de 29 500€. En quelques jours, les véhicules ciblés par cette promotion sont vendus. Il y a donc une demande pour des véhicules électriques dont l'usage est limité aux zones urbaines / péri-urbaines (autonomie de l'ordre de 100 à 150 km) mais à un prix acceptable. Sinon, le consommateur oriente son choix vers un véhicule diesel ou hybride à la fois moins cher et plus polyvalent.

Comme le montre le tableau 1.2, le prix des véhicules hybrides essence tend grâce aux aides gouvernementales à se rapprocher du prix des motorisations diesel pour lequel les coûts de dépollution seront de plus en plus élevés pour respecter les futurs règlements. Le marché de l'hybride essence vient donc concurrencer directement le marché du diesel.

	Performance véhicule	Peugeot 208 Essence (1L)	Peugeot 208 Diesel (1,4L)	Toyota Yaris Hybride essence	Honda Jazz Hybride essence
Mode pur électrique (ZEV)	Autonomie ZEV	NA	NA	2 km	< 2km
	Vmax	NA	NA	30 km/h	Entre 20 et 50 km/h Véhicule lancé
Mode hybride	1000m DA	35,5s	37s	34,1s	-
	400m DA	19,2s	19,9s	-	18,6s
	0->100 km/h	14s	13,5s	11,6s	12s
	Vmax	163 km/h	163 km/h	165 km/h	175 km/h
Consommation sur cycle mixte		4,3l/100 km	3,8l/100 km	3,5l/100 km	4,5 l/100 km
Prix client (bonus déduit)		12 000€	14 000€	16 500€	17 000€

TABLE 1.2 – Tableau de comparaison, prix, consommation et performances dynamiques longitudinales de quelques véhicules du segment B2

En dehors des critères économiques, le consommateur recherchera de nouvelles sensations au travers d'un véhicule hybride à l'image des véhicules purement électriques, telles que :

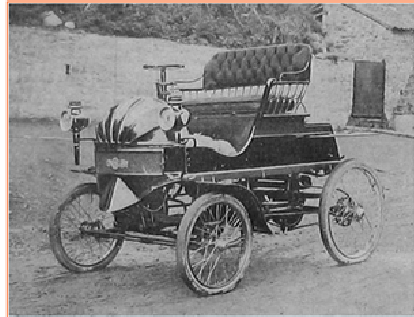
- le silence de fonctionnement en particulier en ville à basse vitesse ;
- la souplesse, une accélération linéaire sans rupture de couple aux changements de rapport, donnant un ressenti de glisser sur la route ;
- le brio, accélération et reprises meilleures qu'avec les véhicules thermiques, offert par un couple de démarrage élevé des machines électriques ;
- le mode ZEV est un atout commercial.

L'autonomie et les performances dynamiques longitudinales associées au mode ZEV restent relativement réduites pour les véhicules HEV et ne répondent pas à la majorité des usages tels que présentés sur le graphique de la Figure 1.6.3. Aussi, l'augmentation du prix des carburants fossiles associée à la baisse du coût des batteries devraient faire converger ces chaînes de traction hybrides vers des chaînes de traction hybrides plug-in. Le consommateur pourra ainsi tirer profit de la tarification des 2 sources d'énergies : l'électricité fournie par EDF et un carburant fossile. Le dimensionnement de la capacité batterie, ne sera alors plus conditionné par rapport à un objectif de rendement de la chaîne cinématique mais par l'autonomie ZEV recherchée.

1.7 Le marché des véhicules hybrides

Les premières électrifications de chaîne de traction remontent à la fin du XIXème - début du XXème siècle avec des concepts d'architectures d'hybridation parallèle tel que le véhicule conçu par les établissements Pieper de Liège (Figure 1.7.1(a)) ou d'hybridation série à l'image de la Lohner-Porsche (Figure 1.7.1(b)). Cette dernière intégrait également des moteurs roues, innovation qui pour le moment n'a pas encore été développée en grande série, mais qui pourrait devenir une orientation

technologique majeure dans les prochaines décennies [19].



(a) Véhicule hybride pétroléo-électrique conçu par les établissements Pieper de Liège et présenté en 1899



(b) Lohner- Porsche présentée en 1901

FIGURE 1.7.1 – Les premiers véhicules hybrides

A cette époque, les champs d'innovations n'étaient pas portés par des soucis de ressources de pétrole et encore moins d'environnement. On recherchait des voies de progrès permettant de simplifier la conduite de l'automobile, de pallier les désagréments induits par les boîtes de vitesses et d'assister la faible performance des moteurs thermiques. Le choix de la mixité des 2 vecteurs de propulsion pétrole-électricité était de surcroît stimulé par les progrès continus qui s'opéraient à la fois dans le domaine des véhicules thermiques et des véhicules électriques à l'exemple du record de vitesse du véhicule électrique « La Jamais Contente » qui dépassa les 100 km/h en 1899. Toutefois, les coûts de développement et de fabrication de ces chaînes de traction relativement complexes n'ont pas permis leur démocratisation. Il faudra attendre l'aube des années 2000 pour qu'un constructeur automobile, en l'occurrence Toyota, propose sur le marché fin 1997 et pour la première fois en grande série un véhicule doté d'une chaîne de traction hybride, suivi peu de temps après par Honda.

Les années 1990 – 2010 verront beaucoup d'effervescence chez les constructeurs automobiles pour étudier et proposer des solutions technologiques innovantes permettant de réduire la consommation automobile. En 2010, le marché mondial des véhicules hybrides a dépassé 940 000 unités avec une progression de 26% par rapport à 2009. Cette croissance est avant tout portée par des pays comme le Japon dont les ventes ont doublé en 2009, ou les Etats-Unis avec 290 000 unités vendues en 2008. En Europe, la croissance est freinée par la prédominance des véhicules diesels, qui de par leur niveau de consommation, se retrouvent en concurrence directe avec les véhicules hybrides essence. En Chine, le marché encore restreint devrait

croître rapidement stimulé par les aides gouvernementales, tel que le déploiement d'un programme de subventions pour l'achat de véhicules éco énergétiques.

En 2011, le groupe Général Motors lance sur le marché le premier véhicule hybride rechargeable sur secteur (Hybride Plug-in) : la Chevrolet Volt et l'Opel Ampera au prix de 42 500€ (hors bonus).

2012 marque le lancement par PSA Peugeot Citroën de la commercialisation des premiers hybrides diesel (3008, DS5 et 508). Pour la première fois un hybride est proposé sur le segment B avec la commercialisation de la Toyota Yaris à un prix inférieur à la version diesel équivalente. Toyota estime qu'elle devrait représenter 20% des ventes totales de Yaris en Europe. Sur le segment M1, le mix de production de la Toyota Auris, lancé en 2011, atteint 50% d'hybride et le nombre de PRIUS fabriquées au monde depuis 1997 dépasse les 2 millions d'unités.

Une vingtaine de modèles de véhicules hybrides (HEV) sont aujourd'hui commercialisés, et ce n'est qu'un début... Toutefois, si la tendance est confirmée, les prévisions de croissance du marché des véhicules hybrides à l'horizon 2020-2025 demeurent encore imprécises et reposent principalement sur 3 scénarii [20] :

- Le premier, dit « au fil de l'eau », dominé par une stabilité du pouvoir d'achat des consommateurs sans changement notable de comportement conduit à un marché de 1% de véhicule électrique et 4,5% de véhicule hybride en 2020 (hors STT).
- Le deuxième traduit une volonté affichée de rompre avec les tendances, favorisé par les aides gouvernementales, le marché du véhicule électrique atteindrait 5,5% et celui de l'hybride 14% en 2020.
- Le troisième, de rupture, suppose une évolution forte des comportements. Il conduirait en 2020 à 15% de véhicules électriques et 24% de véhicules hybrides.

1.8 Conclusion

L'augmentation de la population mondiale, la forte croissance des pays émergents et l'amélioration du niveau de vie se traduisent par une augmentation du nombre de véhicules en circulation. Les conséquences majeures qui résultent de cette évolution sont la pression accrue sur les ressources mondiales de pétrole et l'augmentation du volume des gaz d'échappement issus des moteurs à combustion interne.

L'augmentation prévisible du prix du pétrole, le réchauffement climatique et la pollution vont donc jouer un rôle moteur pour stimuler une mutation technologique afin de rendre les véhicules moins énergivores et moins polluants. Cette mutation se trouve renforcée par les instances gouvernementales qui imposent dorénavant aux constructeurs automobiles des objectifs de progrès sous peine de pénalités. Les règlements qui permettent de mesurer la pollution et la consommation des véhicules existent, et sont en cours d'évolution pour accroître la représentativité des cycles d'homologation en termes d'usages clients.

Dans ce contexte, le consommateur soucieux de son pouvoir d'achat, se tournera vers des véhicules à faible consommation en carburant et c'est le coût à l'usage qui sera le critère prépondérant dans son choix. Il pèsera l'intérêt économique des

motorisations thermiques conventionnelles par rapport aux hybrides et sera particulièrement sensible aux incitations gouvernementales qui favorisent les véhicules propres.

En réaction à ces contraintes économiques, écologiques et réglementaires, le développement de chaînes de traction alternatives moins énergivores est amorcé par l'ensemble des constructeurs automobiles. Depuis leur apparition en 1997, on assiste à une augmentation de la production des véhicules hybrides avec une tendance à la généralisation à l'ensemble des segments. Aidé par les incitations fiscales, le prix du véhicule hybride essence devient très compétitif par rapport au prix du véhicule diesel. Toutefois, les études prospectives montrent que le marché ne devrait pas excéder une vingtaine de pourcent à l'horizon 2020. Cette perspective confère donc un rôle encore important, durant la prochaine décennie, aux véhicules propulsés par des moteurs thermiques, que des améliorations technologiques attendues devraient rendre davantage économes en énergie et moins polluants. Cette évolution de rendement bénéficiera de facto aux véhicules hybrides thermique / électrique. Face à cette croissance inéluctable du marché des hybrides, il est plus que jamais nécessaire aux constructeurs, pour rester compétitif, de redoubler d'ingéniosité pour proposer sur le marché des véhicules particulièrement sobres et bon marché.

Chapitre 2

L'hybridation

Après avoir identifié les facteurs qui conduisent les constructeurs automobiles à développer des chaînes de traction efficaces, le principe et l'intérêt de l'hybridation sont définis. Puis les différentes architectures de chaînes de traction hybrides électriques existantes sont présentées ainsi que les principaux organes constitutifs : le moteur thermique, la batterie, la machine électrique, son onduleur et les transmissions mécaniques (boîtes de vitesse, réducteurs, CVT,...).

En fin de chapitre, les différents principes de gestion énergétique sont introduits.

Pour approfondissement, le lecteur pourra se référer aux ouvrages [21] et [22] ainsi qu'aux Techniques de l'Ingénieur [23].

2.1 Définition

L'hybridation consiste à associer au système de traction thermique conventionnel une deuxième source de puissance dans l'objectif de pallier les deux principaux défauts des moteurs thermiques que sont leur faible rendement énergétique et leur irréversibilité. L'hybridation électrique va donc tirer profit des atouts de l'association de ces deux types de motorisations, soit :

- le très bon rendement, l'absence d'émissions (sonores et polluantes) et la réversibilité des machines électriques,
- la densité énergétique des carburants fossiles consommés par les moteurs thermiques qui garantit l'autonomie, limite la masse embarquée et réduit le temps de ravitaillement (~3mn pour 60L).

Cette association de motorisation apporte de nouvelles fonctionnalités au bénéfice de la minimisation de la consommation globale du véhicule et de l'agrément de conduite. En fonction de l'architecture de la chaîne de traction plusieurs modes de fonctionnement sont alors accessibles tels que :

- le mode thermique pur : ce mode est équivalent à celui d'un véhicule conventionnel. La traction du véhicule est assurée uniquement par le moteur thermique et la branche électrique est inhibée ;

- le mode électrique pur (ZEV) : la traction du véhicule est assurée par la branche électrique. Le moteur thermique est arrêté et si possible découplé de la transmission aux roues ;
- le mode hybride : le moteur thermique et la machine électrique sont fonctionnels. Le système de gestion énergétique va rechercher à optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique en s'appuyant sur la branche électrique pour minimiser la consommation en carburant fossile ou à additionner les puissances électriques/thermiques pour améliorer les performances dynamiques longitudinales du véhicule ;
- la récupération d'énergie au freinage : dans ce mode, la réversibilité de la machine électrique est exploitée pour récupérer l'énergie liée à la décélération du véhicule et à la stocker temporairement dans la batterie. Le moteur thermique peut être arrêté et désaccouplé de la transmission mécanique aux roues.

2.2 Les familles d'hybrides

2.2.1 Introduction

Les véhicules hybrides sont classés dans différentes familles en fonction du niveau de puissance électrique embarqué :

Micro Hybrid (μ HEV) : ce type d'hybridation vise à économiser du carburant en arrêtant le moteur thermique lorsque la demande de couple est nulle à faible vitesse véhicule (~ 20 km/h) et à le redémarrer automatiquement lors d'une demande de couple par le conducteur. Cette fonctionnalité, appelée STT - Stop and Start, consiste soit à renforcer la tenue en endurance des démarreurs (300 000 démarrages sur 15 ans au lieu de 30 000), soit à remplacer l'alternateur par un alerno-démarrreur à l'exemple du moteur diesel eHDi de PSA Peugeot Citroën. Certaines versions de micro hybridation permettent une récupération partielle de l'énergie cinétique en décélération et le stockage de l'énergie électrique produite dans une batterie 12V. Ce type d'hybridation a tendance à se généraliser et à faire partie intégrante des nouvelles générations de moteurs thermiques. Les gains en émissions de CO_2 sont de l'ordre de 3 à 5% sur cycle d'homologation MVEG et de 5 à 10% en circulation urbaine.

Mild Hybrid (MHEV) : ce concept d'hybridation est proche du micro-hybride avec toutefois une puissance électrique embarquée plus importante de l'ordre d'une dizaine de kW permettant d'étendre le champ de prestations. Il intègre la fonction STT, apporte un complément de puissance/couple à la roue en roulage ou décollage et permet d'assurer de la récupération d'énergie au freinage. Certaines architectures donnent accès à un roulage ZEV très limité en vitesse (réservé aux manœuvres par exemple). La présence de la machine électrique permet une gestion optimisée des appels de couple pour minimiser la consommation énergétique de la chaîne cinématique avec des gains potentiels de l'ordre de 15% en consommation/émission CO_2 .

Full Hybrid (HEV ou FHEV) : ce type d'hybridation est doté d'une (ou plusieurs) machine(s) électrique(s) de puissance supérieure au MHEV ainsi que d'une plus grande capacité batterie. Elle permet un roulage ZEV sur quelques km (de l'ordre de 2 à 5 km) à une vitesse maximale limitée (~ 60 km/h), adaptée à un usage urbain. La puissance des machines électriques confère une meilleure capacité de récupération d'énergie au freinage et permet de limiter la plage de fonctionnement du moteur thermique à ses meilleurs points de rendements conduisant à une diminution des émissions de CO_2 de l'ordre de 25 à 30%.

Plug-in hybrid (PHEV) ou hybride rechargeable : contrairement aux hybridations précédentes, elle permet d'utiliser deux sources d'énergie distinctes, le carburant fossile (essence, gasoil, ...) et l'énergie électrique prise sur le secteur stockée dans une batterie de forte capacité. Le mode ZEV devient prépondérant : la puissance électrique et la capacité batterie sont optimisées pour garantir un bon niveau de prestation dynamique longitudinale et d'autonomie ZEV (de l'ordre de 20 à 60 km). Les gains en émission CO_2 sont fonctions du mode préférentiel d'utilisation du véhicule, hybride ou électrique, et peuvent varier de 30% à 100% (mode ZEV).

Extended Range Electric Vehicle (EREV) : c'est une sous famille des hybrides rechargeables (PHEV). La traction du véhicule est assurée par une machine électrique comme pour un véhicule pur électrique (BEV). Un groupe électrogène, composé d'un petit moteur thermique et d'une génératrice, produit du courant sur le réseau électrique de puissance du véhicule. Il permet de supprimer le caractère anxigène du véhicule électrique (BEV) en augmentant son autonomie tout en rationalisant le dimensionnement de la capacité de la batterie pour répondre en mode ZEV à la majorité des usages quotidiens (~ 60 km - voir Figure 1.6.3).

Battery electric vehicle (BEV) : on sort du domaine des hybrides en basculant vers le tout électrique. Ce type de véhicule est uniquement doté d'une chaîne de traction électrique et l'autonomie est directement proportionnelle à la capacité de la batterie rechargée sur le secteur. Aujourd'hui, la majorité de ces véhicules intègrent une batterie Li-ion permettant des autonomies de l'ordre de 100 à 200 km.

La Figure 2.2.1 permet de positionner ces familles d'hybridation en fonction du poids donné à la puissance des motorisations électriques et thermiques ainsi qu'à la capacité de la batterie. Le tableau 2.1 donne un ordre de grandeur pour chaque segment de la puissance électrique embarquée et de la capacité batterie. Les principaux critères de dimensionnement sont précisés.

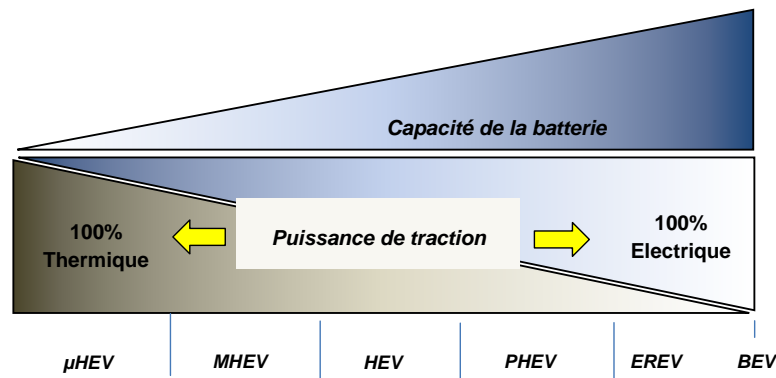


FIGURE 2.2.1 – Classement des familles d’hybrides en fonction de la répartition des puissances thermiques / électriques et de la capacité batterie

Segments	Architectures	μHEV	MHEV	HEV	PHEV	EREV	BEV
B et C	Puissance MEL	1 - 3 kW	6 - 17 kW	15 - 40 kW	40 - 80 kW	40 - 80 kW	40 - 80 kW
	Capacité batterie		300 - 800 kJ	0,5 - 1,5 MJ	5 - 30 MJ	5 - 30 MJ	50 - 100 MJ
D et H	Puissance MEL	1 - 3 kW	10 - 20 kW	20 - 50 kW	50 - 100 kW	50 - 100 kW	50 - 100 kW
	Capacité batterie		0,5 - 2 MJ	0,5 - 2 MJ	10 - 50 MJ	10 - 50 MJ	50 - 100 MJ
	Principaux critères de dimensionnement	Emission CO2 Agrément Coût (PRF-DP) Implantation	Emission CO2 (récupération d'énergie au freinage Optimisation point de fonctionnement ICE) Coût (PRF - DP) Implantation		Emission CO2 Autonomie ZEV Dynamique longitudinale Coût (PRF - DP) Implantation		Autonomie ZEV Dynamique longitudinale Coût (PRF-DP) Implantation

TABLE 2.1 – Exemple de plages de dimensionnement des organes électriques de puissance pour les différentes familles de chaînes de traction hybrides et définition des principaux critères de dimensionnement

Les chaînes de tractions hybrides peuvent être regroupées selon 3 grands types d'architectures :

- Les hybrides séries
- Les hybrides parallèles
- Les hybrides combinés, mixtes ou dits à dérivation de puissance qui associent les 2 architectures précédentes.

2.2.2 L'hybridation série

Une architecture hybride série (voir Figure 2.2.2) est construite sur la base d'une chaîne de traction d'un véhicule électrique (BEV) à laquelle est associé un groupe électrogène. Le groupe électrogène est composé d'un moteur thermique couplée à une génératrice. Il permet, à partir d'un carburant fossile, de produire un courant électrique sur le réseau de puissance du véhicule pour alimenter la machine électrique

de traction et assurer la recharge de la batterie. Cette architecture ne permet pas de transmettre le couple mécanique du moteur thermique directement aux roues. La transmission de puissance se fait donc par des conversions énergétiques successives Thermique - Mécanique - Electrique - Mécanique. Le découplage mécanique groupe électrogène / roues, autorise le fonctionnement du moteur thermique dans ses plages de meilleurs rendements, indépendamment de la vitesse du véhicule. L'hybridation série trouve ainsi son bénéfice énergétique pour des usages urbains/péri-urbains, parcours particulièrement pénalisants pour les chaînes de traction conventionnelles. Cette architecture permet de conserver les prestations dynamiques d'un BEV, augmente son autonomie et sa polyvalence pour un coût proche de celui d'un BEV : le coût du groupe électrogène se trouvant compensé par la réduction de la capacité batterie. Pour que l'agrément de conduite et en particulier le silence de fonctionnement d'un BEV soit conservé, une attention particulière doit être portée dans la démarche de conception pour limiter les émissions sonores du moteur thermique.

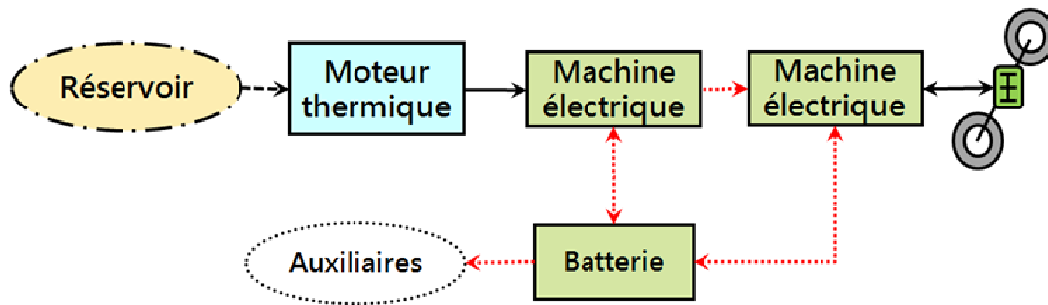


FIGURE 2.2.2 – Schéma d'un hybride série - en rouge, les flux de puissance électrique et en noir les flux de puissance mécanique

Aujourd'hui, il n'existe pas de véhicules HEV commercialisés basés sur ce type d'hybridation. Seuls des versions PHEV apparaissent progressivement sur le marché à l'image de la BMW i3 électrique avec possibilité pour le client de choisir la version EREV, intégrant un groupe électrogène d'une puissance de 25 kW et une machine électrique de traction de 125 kW.

2.2.3 L'hybridation parallèle

Une hybridation parallèle (voir Figure 2.2.3) se caractérise par la transmission mécanique du couple moteur thermique et/ou de la machine électrique directement aux roues. Montés en parallèle, moteur thermique et machine électrique peuvent ainsi assurer indépendamment ou simultanément par addition des puissances la traction du véhicule. Un des intérêts de cette architecture, contrairement à l'hybridation série, est de pouvoir faire fonctionner le moteur thermique à son meilleur rendement sans recourir à la branche électrique si les besoins de puissance à la roue sont suffisants. Par contre, les vitesses de rotation du moteur thermique et de la machine électrique sont imposées par la vitesse de la roue au prorata des rapports de réduction des organes de transmissions respectifs.

La machine électrique donne la possibilité d'un fonctionnement ZEV, assure la fonction STT, le boost du moteur thermique et en fonctionnement génératrice, autorise la récupération d'énergie cinétique au freinage. Comparativement à une motorisation thermique conventionnelle, l'addition des puissances permet de rationaliser la puissance du moteur thermique pour en optimiser le rendement.

Sous ce nom architecture parallèle, il existe une multitude de combinaisons possibles d'intégration de la machine électrique par rapport au moteur thermique. La machine électrique peut être localisée :

- sur la façade accessoire, à l'image de la solution alerno-démarrreur,
- entre le moteur thermique et la boîte de vitesses, à l'exemple du système IMA de Honda,
- sur l'arbre primaire ou secondaire de la boîte de vitesses pour bénéficier de quelques rapports de vitesses sur la vitesse de rotation de la machine électrique,
- sur le différentiel via un réducteur,
- ...

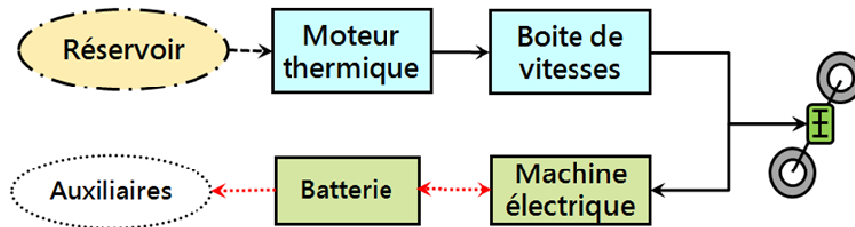


FIGURE 2.2.3 – Schéma d'un hybride parallèle

A titre d'exemple, l'alterno-démarrreur de PSA Peugeot Citroën correspond à un micro hybride en architecture parallèle (voir Figure 2.2.4).

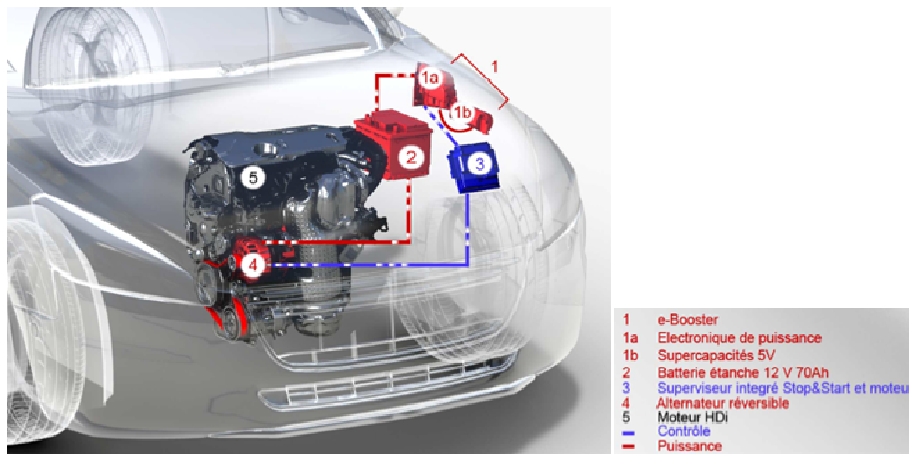


FIGURE 2.2.4 – Schéma de l'architecture micro-hybride parallèle (Stop and Start) du moteur eHDi de PSA Peugeot Citroën

Cette solution, en plus du redémarrage du moteur thermique, permet la récupération d'énergie en décélération. L'arrêt du moteur thermique est effectué lors de

phases de fonctionnement sans demande de puissance par le conducteur pour une vitesse inférieure à 20 km/h. Le redémarrage du moteur thermique s'effectue automatiquement en fonction de différents critères : vitesse du véhicule supérieure à 30 km/h, besoin de produire du vide pour préserver l'assistance de freinage, besoin de puissance pour le confort habitacle, ...

L'hybridation parallèle, c'est le choix d'architecture de Honda pour l'ensemble de sa gamme de véhicules hybrides que l'on retrouve dans la Civic, l'Insight, le coupé CR-Z et plus récemment dans la Jazz. Son système appelé IMA (Integrated Motor Assist) commercialisé depuis 2003 peut être associé à la famille des Mild hybrides (MHEV). Le choix de Honda a été guidé par un double objectif : apporter une solution d'hybridation offrant des réductions d'émission CO₂ et proposer cette technologie à un coût très compétitif pour la rendre accessible par un très large public. L'architecture est relativement simple et consiste à intégrer une machine électrique de 10 kW entre le moteur thermique essence et la boîte CVT (Continuous Variable Transmission). Cette chaîne de traction a la particularité de ne pas intégrer d'actionneurs tels que par exemple un embrayage. En conséquence, la machine thermique tourne en permanence, même en fonctionnement tout électrique. Dans cette situation de vie, possible entre 20 et 50 km/h sur 2 km maximum, l'injection est coupée et la distribution commande la désactivation des soupapes (fermeture) pour réduire les pertes par pompage et optimiser ainsi le rendement global de la chaîne de traction. Si la charge de la batterie est suffisante, le démarrage/redémarrage du moteur thermique est assuré par la machine électrique de traction, sinon un démarreur « classique » connecté à une batterie 12V assure la fonction. L'assistance électrique associée à la boîte CVT donne en conduisant la sensation de glisse, mais elle peut surprendre lors des reprises par l'effet « mobylette » correspondant à une montée très rapide du régime moteur accompagné d'une sensation de patinage de la transmission. Ce désagrément et une consommation excessive (4,5 l/100 km) comparativement à Toyota (3,5 l/100 km), notamment pénalisée par le rendement de la CVT, expliquent très certainement pourquoi Honda proposera sur le marché européen en 2015 une nouvelle architecture d'hybridation parallèle. Cette dernière utilise une boîte de vitesse à rapports discrets de type DCT (Dual Clutch Transmission), améliorant ainsi sa consommation (à priori inférieure à 3l/100km) et l'agrément de conduite.

2.2.4 L'hybridation combinée, mixte ou à dérivation de puissance

Cette hybridation mixte les 2 architectures précédentes : parallèle et série. Elle utilise au moins 2 machines électriques assurant les fonctions de génératrice et de machine de traction, reliées au moteur thermique par au moins un organe de couplage, comme illustré Figure 2.2.5.

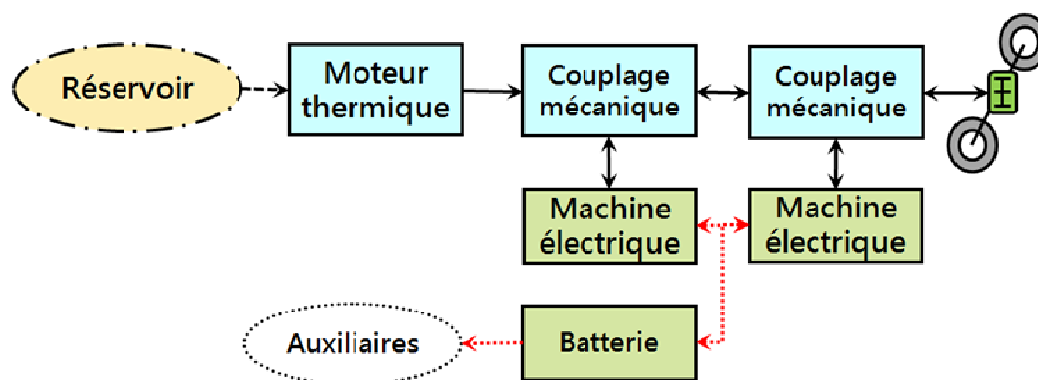


FIGURE 2.2.5 – Schéma d'un hybride mixte

La puissance du moteur thermique est utilisée à la fois pour entraîner une machine électrique servant de génératrice et pour assurer la traction du véhicule, d'où la notion de dérivation de puissance. Une deuxième machine électrique transmet son couple mécanique aux roues, autorise un fonctionnement ZEV et permet d'assurer la récupération d'énergie au freinage. Des gains importants en consommation sont obtenus :

- en tirant profit de l'addition des puissances entre les différents organes moteurs pour les faire fonctionner dans leurs meilleures plages de rendement,
- en optimisant la conception des organes par rapport à une plage de sollicitation restreinte.

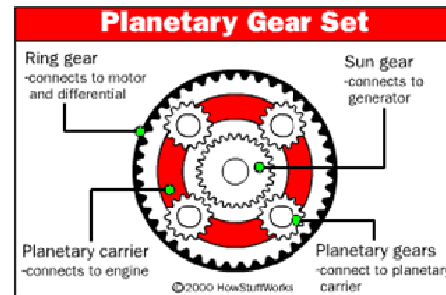
Toyota a retenu cette architecture pour l'ensemble de sa gamme de véhicules hybrides – PRIUS – Auris et maintenant Yaris. L'originalité de la chaîne de traction est d'utiliser un organe de couplage de type train épicycloïdal, permettant entre autres de réaliser une variation continue du rapport de transmission entre le moteur thermique et les roues. Ce système est à la fois complexe [24] à comprendre du fait des différents mouvements relatifs des pignons permettant de répondre aux différentes situations de vie en recherchant le rendement optimal et simple en architecture. Il est particulièrement compact, car il intègre très peu d'engrenages et ne nécessite pas d'actionneurs complémentaires, comme un embrayage. Comme illustré sur la Figure 2.2.6, une machine électrique de traction est connectée au planétaire extérieur dit couronne (ring gear) qui assure la transmission mécanique aux roues via un différentiel. Sa vitesse de rotation est directement proportionnelle à la vitesse du véhicule.

La machine électrique génératrice est connectée au planétaire intérieur dit soleil (Sun gear) et le moteur thermique entraîne en rotation le porte satellite (Planetary carrier). La machine dite génératrice, assure non seulement la fonction du groupe électrogène (hybridation série) lorsqu'elle est entraînée par le moteur thermique, mais aussi le démarrage du moteur thermique ainsi que le contrôle de la transmission à variation continue en pilotant sa vitesse de rotation. Le pilotage du rapport de réduction entre le régime moteur et la vitesse des roues permet de transmettre le couple du moteur thermique aux roues en complément de la machine électrique de

traction.



(a) - Photo de la chaîne de traction Toyota (2010)



(b) Schéma de principe de l'organe de couplage

FIGURE 2.2.6 – Présentation de la chaîne de traction Toyota (partie électrique et train épicycloïdal)

On retrouve un autre principe d'architecture mixte sur les 3008, 508 et DS5 hybrides de PSA commercialisées depuis début 2012 (voir Figure 2.2.7).

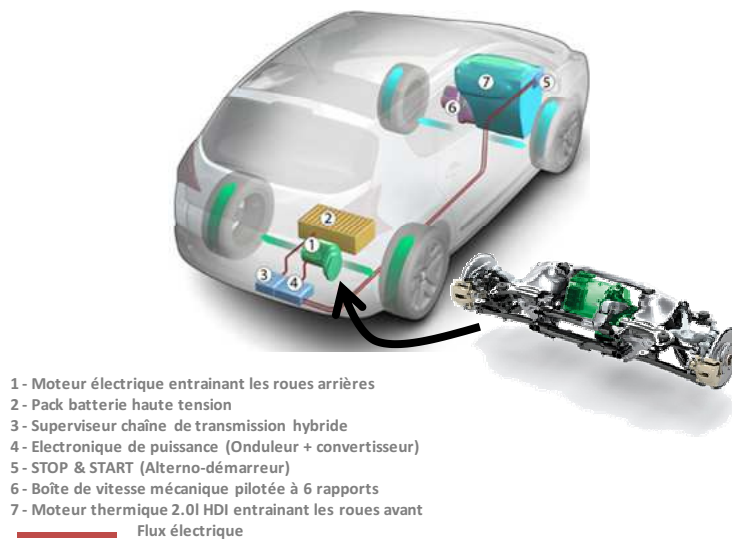


FIGURE 2.2.7 – Description de l'architecture Hy4 de PSA Peugeot Citroën

Cette architecture consiste à reconduire une chaîne de traction thermique en l'occurrence diesel à boîte de vitesses robotisée située dans le bloc avant et à intégrer sur l'essieu arrière une chaîne de traction électrique (27 kW). Une deuxième machine électrique correspondant à un alerno-démarrreur haute tension (8 kW), monté sur la façade accessoire du moteur thermique, permet d'assurer les fonctions de STT (arrêt et redémarrage du moteur thermique) et de génératrice pour recharger la batterie HT. Cette architecture est très proche du fonctionnement d'un hybride pa-

rallèle, avec une possibilité de dérivation de puissance de l'alternateur-démarrreur vers la machine électrique de traction.

Elle offre au conducteur 4 modes de fonctionnement [25] :

- ZEV : fonctionnement pur électrique adapté à des usages urbains jusqu'à 60 km/h sur 4 km. Si le conducteur fait un important appel de puissance, le moteur thermique est redémarré.
- 4WD : fonctionnement en 4 roues motrices, ce qui permet d'assurer un maximum de motricité et des démarrages sur forte pente (25%) ou sur sol de faible adhérence. Dans ce mode une partie de la puissance du moteur thermique est dérivée sur le train arrière électrique via la génératrice de 8,5 kW.
- Sport : mutualise la puissance du moteur thermique avec celle de la machine électrique de propulsion qui apporte un effet Boost. La puissance totale de la chaîne de traction peut atteindre dans ces conditions 200cv.
- Auto : ce mode est dédié à un fonctionnement recherchant le maximum de rendement du véhicule (consommation et émission minimum) ainsi qu'un très grand confort de conduite.

2.3 Les composants des chaînes de traction hybride

2.3.1 Le moteur à combustion interne

2.3.1.1 Introduction

Pour un véhicule HEV, toute l'énergie nécessaire au déplacement provient du carburant fossile (essence, diesel, GPL, GNV), acheté en station service. Son énergie chimique est transformée à bord du véhicule en énergie mécanique grâce au moteur thermique dit aussi moteur à combustion interne. L'optimisation de son rendement est donc capitale pour un constructeur automobile afin d'améliorer l'efficacité de la chaîne de traction dont le rendement maximal ne pourra jamais excéder celui du moteur thermique. Dans cette étude focalisée sur le potentiel de l'électrification, le levier associé à l'optimisation du moteur thermique ne sera pas activé. Néanmoins, on notera que les moteurs à combustion interne ont fait durant plus d'un siècle d'existence l'objet d'améliorations permettant d'en optimiser le fonctionnement et d'en accroître le rendement. Ils ont été dimensionnés pour l'application automobile en tant que seule source de puissance et de ce fait ils sont conçus pour répondre à la puissance maximale, conditions d'utilisation rares et exceptionnelles dans l'usage courant des véhicules. Paradoxalement, les meilleurs rendements sont obtenus pour les fortes charges alors que l'utilisation normale les conduit à fonctionner majoritairement à charge partielle. L'hybridation d'un moteur thermique va donc consister à optimiser son point de fonctionnement. Par ailleurs, quand elle apporte un complément de puissance (Boost), elle ouvre de nouvelles pistes pour optimiser la conception des moteurs thermiques par rapport à leur fonctionnement nominal, tel que par exemple, l'utilisation du cycle Miller - Atkinson [26] qui permet d'augmenter le rendement à charge partielle, mais au détriment de la puissance maximale, compensée par la motorisation électrique.

On se propose dans ce paragraphe de rappeler les principales lois qui décrivent la performance énergétique d'un moteur thermique qu'il soit à allumage commandé, typiquement à essence, ou à allumage par compression, comme le moteur diesel. On considèrera les moteurs 4 temps dit à cycle Beau de Rochas dont le principe de fonctionnement est rappelé en annexe A.

2.3.1.2 Bilan énergétique

Le moteur à combustion interne est un réacteur qui transforme de l'énergie thermique produite par combustion en énergie mécanique. Il fournit un couple et des émissions gazeuses en consommant de l'air (oxygène) et du carburant (essence, gasoil, ...). Seule une partie de l'énergie contenue dans le carburant est transformée en énergie mécanique utilisable pour la traction du véhicule, le reste étant perdu sous forme de chaleur. Aussi, le bilan énergétique du moteur thermique est conventionnellement identifié par trois termes, le travail effectif W_e en sortie du vilebrequin, le travail indiqué W_i correspondant au travail des forces de pression transmises au piston par les gaz pendant les 4 temps du cycle moteur et enfin les pertes par frottement

W_f , tel que :

$$W_e = W_i - W_f, \quad (2.3.1)$$

avec

$$W_i = \oint p dV. \quad (2.3.2)$$

L'évolution, au cours du cycle moteur, de la pression p en fonction du volume est décrite sous la forme d'un diagramme dit de Clapeyron (voir Figure 2.3.1), où le travail indiqué est représenté par la surface fermée du diagramme. Cette surface se présente sous la forme de 2 boucles, la première représente le travail indiqué brut associé à la phase de compression et de détente des gaz, la deuxième traduit le travail de pompage lié au remplissage et à la vidange du cylindre – phases Admission / Echappement.

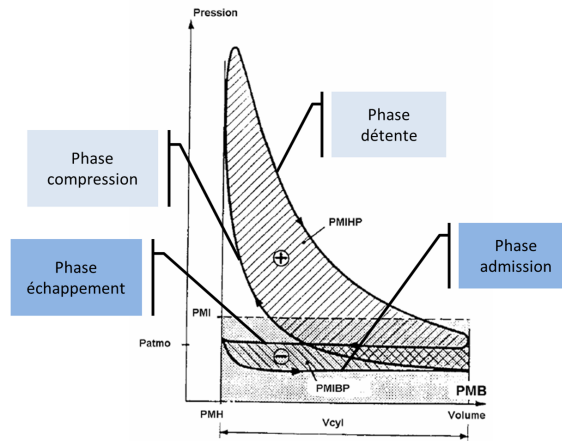


FIGURE 2.3.1 – Diagramme de Clapeyron $p = f(V)$ au cours d'un cycle moteur à explosion

Le travail effectif correspond au travail de la force appliquée par la bielle sur le maneton du vilebrequin. Il est égal à :

$$W_e = \int_{cycle} F.ds = \int_0^{4\pi} F.r.d\theta = \int_0^{4\pi} C_{MTh}.d\theta, \quad (2.3.3)$$

et en considérant C_{MTh} comme le couple moyen, constant au cours de la rotation, le travail effectif se résume à :

$$W_e = 4.\pi.C_{MTh}. \quad (2.3.4)$$

Pour comparer les différents moteurs entre eux, les motoristes ont introduit la notion de pression moyenne qu'elle soit effective (PME), indiquée (PMI) ou de frottement (PMF).

La pression moyenne effective (PME) correspond à l'expression du travail effectif sur un cycle (2 tours de vilebrequin pour un moteur 4 temps) rapporté à la cylindrée du moteur thermique V_{cyl} , selon la relation :

$$PME = \frac{W_e}{V_{cyl}}. \quad (2.3.5)$$

La pression moyenne indiquée (PMI) représente la pression constante qu'il faut exercer pendant la phase de détente sur le piston par la combustion du carburant pour fournir le travail W_i . Elle est nulle en dehors de la phase de détente. On distingue deux types de pression moyenne indiquée : La pression moyenne indiquée basse pression (PMI_{bp}) liée à un travail résistif (négatif), conséquence des pertes de charges dans les canalisations durant les phases d'échappement et d'admission de gaz et la pression moyenne indiquée haute pression (PMI_{hp}) qui intervient durant les phases de compression et de détente des gaz, tel que $PMI = PMI_{hp} - PMI_{bp}$. La PMI est visualisable comme une ordonnée moyenne sur le cycle décrit par la figure 2.3.1.

La pression moyenne de frottement (PMF) traduit la pression qu'il faudrait exercer sur le piston pour obtenir le travail équivalent aux pertes par frottement. Elles correspondent à l'ensemble des pertes par friction des pièces mobiles entre elles tel que le frottement du piston (segmentation) sur la chemise et à l'entraînement des accessoires nécessaires au bon fonctionnement du moteur à combustion interne (pompe à carburant, alternateur, pompe de refroidissement, actionneurs, . . .).

Ces 3 pressions moyennes sont reliées entre elles par la relation :

$$PME = PMI - PMF. \quad (2.3.6)$$

2.3.1.3 Rendement d'un moteur à combustion interne

Le rendement global d'un moteur à combustion interne se définit par l'équation 2.3.7, où W_e est le travail effectif en sortie du vilebrequin et $Q_{combustible}$, l'énergie contenue dans le carburant :

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{Combustible}}. \quad (2.3.7)$$

Le rendement du moteur à combustion interne varie en fonction de la puissance demandée. Il se représente sous la forme de cartographies $\eta_e(C_{MTh}, \Omega_{MTh})$ telles que présentées par la Figure 2.3.2 pour un moteur thermique essence dont le rendement maximum atteint 34%. On remarquera que les rendements les plus élevés sont atteints pour des conditions de couple et de vitesse élevées. A charge partielle, le rendement diminue fortement (~20%).

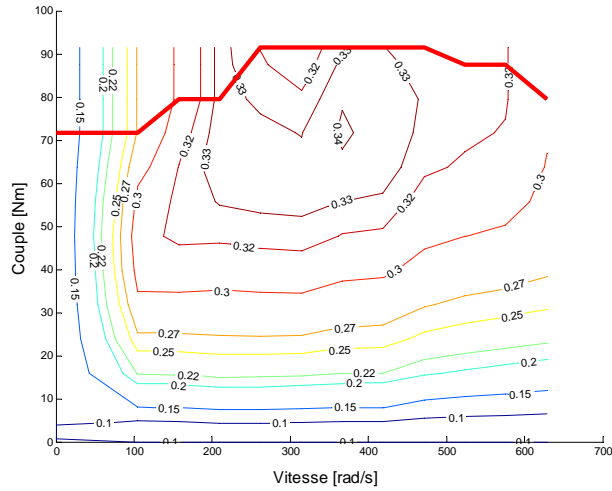


FIGURE 2.3.2 – Cartographie de rendement d'un moteur thermique essence EB0 -
Ligne rouge correspondant à la courbe de couple maximum

Pour caractériser la performance ou l'efficacité d'un moteur à combustion interne d'autres notions de rendement ont été définies [27]. On retiendra pour mémoire, le rendement indiqué 2.3.8 qui renseigne sur la qualité de conversion du carburant en énergie mécanique, tel que :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{Combustible}}. \quad (2.3.8)$$

2.3.1.4 Consommation spécifique

Un moteur thermique se caractérise par sa consommation spécifique effective (CSE) exprimée en g/kWh, correspondant à la quantité de carburant nécessaire pour fournir 1 kWh de travail mécanique au vilebrequin. Au point de fonctionnement considéré, elle est inversement proportionnelle au rendement effectif 2.3.7, défini par :

$$CSE = \frac{3600}{\eta_{MTh} * PCI}, \quad (2.3.9)$$

avec PCI le pouvoir calorifique inférieur du carburant exprimé en kJ/kg.

Cette consommation spécifique est mesurée sur banc sur toute la plage de régimes de fonctionnement et s'établit sous la forme d'une cartographie CSE, donnée d'entrée des modélisations énergétiques des chaînes de traction, telle que :

$$CSE = CSE(C_{MTh}, \Omega_{MTh}), \quad (2.3.10)$$

ou

$$CSE = CSE(PME, \Omega_{MTh}). \quad (2.3.11)$$

2.3.2 Le stockage de l'énergie électrique

2.3.2.1 Introduction

La définition du système de stockage temporaire d'énergie est stratégique dans le développement de chaînes de traction hybrides. En effet, ce système doit permettre de stocker et de restituer de l'énergie électrique à des niveaux de puissance suffisants pour permettre l'optimisation du rendement du véhicule, garantir les performances dynamiques et l'autonomie ZEV fixées et être dimensionné au strict nécessaire pour limiter son coût et faciliter son intégration sur les plateformes automobiles (minimiser son volume, sa masse et garantir la sûreté de fonctionnement).

Deux principaux moyens de stockage de l'énergie électrique ont été développés :

- les super-capacités qui présentent de très fortes puissances spécifiques et de faibles capacités énergétiques. Elles sont utilisées, par exemple, en micro hybridation pour assurer les fonctions de Stop and Start des véhicules du groupe PSA,
- les batteries que l'on rencontre le plus fréquemment pour l'application véhicule électrique et hybride HEV - PHEV et que l'on prendra comme référence dans le cadre de ce projet.

Les performances de ces dernières sont conditionnées par la nature de la technologie de cellules utilisées. La Figure 2.3.3 [28] présente une comparaison des performances en termes de densité d'énergie.

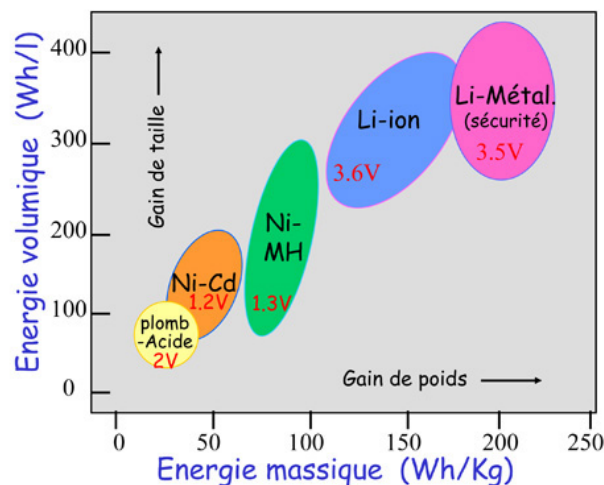


FIGURE 2.3.3 – Comparaison des différentes technologies de batteries en termes de densité d'énergie massique et volumique

Si les batteries au plomb du fait de leur coût demeurent les plus utilisées dans le domaine automobile en particulier pour stocker l'énergie nécessaire au démarrage des moteurs thermiques et à l'alimentation du réseau de bord des véhicules conventionnels, l'avènement des véhicules électriques et hybrides a conduit les industriels à

développer d'autres types de technologies présentant des performances supérieures en termes d'énergie spécifique.

Les batteries Ni-Cd ont eu leurs heures de gloire, avec notamment leurs industrialisations pour la production de 10 000 véhicules électriques par le groupe PSA jusqu'en 2005, date à laquelle la toxicité du Cadmium a été reconnue par la Commission Européenne conduisant à l'arrêt de cette technologie de batterie.

Les premiers véhicules hybrides Toyota, Peugeot et Citroën ont été construits autour de technologies de batterie NiMH maintenant supplantées par les batteries Li-ion dont les densités d'énergie volumique et massique sont actuellement les meilleures du marché. Leur développement est en plein essor pour le domaine du transport mais aussi pour les technologies nomades (téléphones portables, GPS, ...) générant d'année en année une augmentation des volumes de production et par voie de conséquence une diminution des coûts, ce qui rend cette technologie de plus en plus compatible avec un marché de masse.

2.3.2.2 Définition des principales grandeurs caractéristiques d'une batterie

On se limitera à présenter les caractéristiques de batterie qui ont été nécessaires à la mise en œuvre des calculs de performance énergétique du véhicule, soit :

- la capacité totale de stockage Q_0 : elle correspond à la quantité de charge électrique que la batterie est capable de restituer après avoir reçu une charge complète, avec un courant de décharge constant, une tension d'arrêt et une température définies. Elle s'exprime en Coulomb ou en Ah.
- la tension à vide E_{batt} (ou force électromotrice) désigne la tension d'équilibre de la batterie au repos. Elle est liée à la différence de potentiel, exprimé en Volt, entre les électrodes positives et négatives à l'équilibre de chaque cellule. Elle dépend de différents paramètres telle que de la nature du couple redox, de la température, de l'état de charge, du nombre de cellules...
- l'énergie totale stockée J_{batt} correspond au produit de la capacité totale Q_0 par la tension à vide E_{batt} .
- l'état de charge que l'on notera x , couramment appelé SOC de l'anglais State Of Charge indique la capacité batterie disponible par rapport à la capacité totale de la batterie. Il s'exprime comme un ratio ou un pourcentage.

2.3.2.3 Le rendement des batteries

On distingue 2 types de rendement, le rendement faradique et le rendement énergétique.

- Le rendement faradique correspond au rapport entre la quantité d'électricité (en Ah) débitée à la décharge et la quantité d'électricité fournie lors de la charge de la batterie. Il représente les pertes liées à l'apparition de réactions secondaires générant des courants de fuite au niveau des électrodes qui viennent concurrencer les réactions principales nécessaires au stockage de l'énergie.
- Le rendement énergétique contrairement au rendement faradique fait intervenir la tension. Il correspond au rapport entre l'énergie restituée lors d'une décharge

et l'énergie de charge qu'il faut fournir à la batterie pour retrouver son niveau d'état de charge initial. Il traduit les pertes sous forme de chaleur liées à la nature exothermique des réactions à chaque électrode et par effet Joule, conséquence de la résistance interne des cellules et des circuits électriques de la batterie.

2.3.2.4 Modélisation des batteries

Les modèles peuvent être utilisés pour aider à la compréhension des phénomènes physico-chimiques, simuler les processus de vieillissement pour estimer des durées de vie, ou encore pour aider au dimensionnement d'un pack batterie et de son système de refroidissement. On va s'intéresser ici aux modèles énergétiques associés aux batteries Li-ion. En général, ils s'appuient sur des représentations par des circuits électriques équivalents dont les paramètres sont fonction du temps. Ces modèles sont plus ou moins complexes en fonction des phénomènes physiques que l'on veut intégrer (réactions électrochimiques, mécanismes de diffusion, ...). Dans notre cas, on s'attachera à utiliser un modèle simplifié couramment utilisé dans le cadre des calculs énergétiques pour l'application automobile. Deux hypothèses simplificatrices liées à la nature même des cellules Li-ion sont exploitées :

- le rendement faradique peut être négligé car très proche de 100%, alors qu'il n'est que de 85 à 90% pour les batteries Plomb par exemple.
- les réactions électrochimiques exothermiques sont suffisamment faibles pour être négligées.

En conséquence, il est communément admis de modéliser la batterie par un circuit équivalent à un générateur / accumulateur parfait (fem) en série avec une résistance comme illustré sur la Figure 2.3.4.

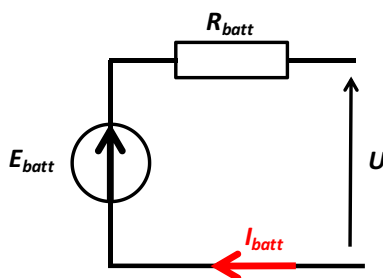


FIGURE 2.3.4 – Schéma d'un modèle de batterie simplifié

Ce modèle s'exprime, selon une convention générateur, par la relation :

$$U = E_{batt} + R_{batt}I_{batt} \quad (2.3.12)$$

Les grandeurs E_{batt} et R_{batt} correspondent à des données fournisseur déterminées expérimentalement. Elles sont fonction de l'état de charge de la batterie, du sens du courant et de la température.

En multipliant les deux membres de cette égalité par I_{batt} , on identifie facilement les pertes Joules ($R_{batt}I_{batt}^2$) engendrées par la résistance interne de la batterie R_{batt} , soit :

$$P_{batt} = UI_{batt} = E_{batt}I_{batt} + R_{batt}I_{batt}^2 \quad (2.3.13)$$

Le modèle de batterie intégré aux simulations pour le calcul des consommations optimales sera détaillé au paragraphe 3.4.3.

2.3.3 Les machines électriques

2.3.3.1 Introduction

Comparativement aux motorisations thermiques, les machines électriques présentent de nombreux avantages :

- un rendement très élevé, nettement supérieur à celui des moteurs thermiques
- un faible niveau d'émissions sonores
- un fort couple au démarrage (permettant notamment de s'affranchir d'un embrayage)
- un fonctionnement sur une grande plage de régime
- leur réversibilité : fonctionnement en moteur ou génératrice
- l'inversion très simple du sens de rotation

Le principe général de fonctionnement des machines électriques est basé sur l'interaction de deux champs magnétiques, l'un engendré par la partie fixe de la machine dite stator, l'autre par la partie mobile dite rotor. Il existe un grand nombre de réalisations pratiques qui permettent de classer les machines électriques en différentes catégories, et pour celles utilisées dans le domaine automobile on citera [29, 30, 31] :

- **les machines à courant continu** : bien que leur usage soit en très nette régression, alimentées directement par le réseau de bord en courant continu sous 12V, elles restent très utilisées dans le domaine automobile pour assurer l'entraînement d'organes auxiliaires (ventilateur, lève vitre, essuie-glace, ...). Jusque dans les années 2005, elles ont été utilisées pour assurer la traction des véhicules électriques. Toutefois, les principaux inconvénients que sont l'usure des balais voire du collecteur qui nécessite un entretien périodique, et leur faible puissance spécifique ont conduit les concepteurs à développer des machines sans balais dit moteur « Brushless ».
- **les machines asynchrones** : ces machines sont très largement répandues et représentent environ 80% du marché mondial des machines électriques. Leur simplicité de conception en fait un matériel très robuste qui ne demande que peu d'entretien. On les rencontre sur un très large spectre de puissance de quelques W (moteurs asynchrones monophasés) à plusieurs MW pour assurer la propulsion de sous-marins par exemple. Dans le domaine automobile, seule la société Tesla utilise cette technologie pour propulser son véhicule électrique nommé model S. Aujourd'hui, bon nombre de constructeurs automobiles et

d'équipementiers étudient ce type de machine qui pourrait à moyen terme remplacer les technologies de machines synchrones à aimants permanents ou à rotor bobiné.

- **les machines synchrones à aimants permanents, à rotor bobiné ou à commutation de flux, ...** : ce sont les plus répandues dans le domaine de la traction automobile. Ces dernières années un regain d'intérêt s'est porté sur les machines à aimants permanents car elles présentent des rendements particulièrement élevés. L'augmentation du prix des terres rares qui entrent dans la composition des aimants, imposée par la Chine qui en maîtrise plus de 90% de la production, a amené les constructeurs à étudier d'autres types de machines électriques. En particulier, les machines synchrones à rotor bobiné, dont le principe est utilisé depuis quelques dizaines d'années pour l'application des alternateurs, a fait l'objet d'évolutions récentes. Un onduleur s'est substitué au redresseur afin de rendre ces machines réversibles pour assurer les fonctions de Stop and Start. Des développements se poursuivent actuellement pour en augmenter la puissance spécifique en jouant sur la tension (passage de 12V à 48V) et atteindre une puissance maximale d'une dizaine de kW pour offrir aux clients de nouvelles prestations accessibles aux MHEV.
- **les machines à réluctance variable [32, 33]** : si elles présentent un grand intérêt vis à vis de leur coût de production, la complexité de la commande, leurs fortes ondulations de couple et leurs émissions sonores n'ont pas permis d'envisager pour l'application automobile leur industrialisation. Des progrès techniques sont encore nécessaires pour passer du stade prototype à la commercialisation.

La démarche de conception, présentée dans ces travaux de recherche s'est focalisée sur les machines les plus couramment utilisées dans le domaine automobile : les machines synchrones à aimants permanents et à rotor bobiné.

Dans l'objectif de calculer les cartographies de rendement des machines électriques, on se propose maintenant de présenter les mécanismes de conversion énergétique et d'identifier la nature des différentes pertes qui interviennent dans une machine électrique. Les principes de modélisation sont introduits.

2.3.3.2 Principe de conversion d'énergie

Une machine électrique est un convertisseur électromécanique réversible : il transforme de l'énergie électrique en énergie mécanique, mode que l'on appellera moteur, et de l'énergie mécanique (W_{mec}) en énergie électrique (W_{elec}), dit mode générateur. La force (ou couple) ou le courant produit résulte de l'interaction entre aimants, courants et circuits ferromagnétiques.

De façon générale, un système électromécanique se caractérise par n circuits électriques (n bobinages). On peut associer à ces circuits autant de courant i_n , de tension u_n et de flux totalisés ψ_n . Ces grandeurs sont reliées entre elles par la relation générale :

$$u_n = R_n i_n + \frac{d\psi_n}{dt}, \quad (2.3.14)$$

avec R_n représentant la résistance électrique du circuit n

Cette expression s'écrit sous une forme vectorielle, telle que :

$$u = Ri + \frac{d}{dt}\psi, \quad (2.3.15)$$

avec

$$u = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix}, i = \begin{pmatrix} i_1 \\ i_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ i_n \end{pmatrix}, R = \begin{pmatrix} R_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & R_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \cdots & \cdots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & R_n \end{pmatrix} \text{ et } \psi = \begin{pmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \psi_n \end{pmatrix}$$

En multipliant la relation 2.3.14 par la transposée du courant pendant le temps dt , on obtient l'expression de l'énergie électrique en fonction de l'énergie perdue par effet Joule et d'une énergie électromagnétique.

$$i^T u dt = Ri^T i dt + i^T \frac{d}{dt}\psi dt, \quad (2.3.16)$$

$i^T u dt$ correspond à l'énergie électrique (W_{elec}) du système,

$Ri^T i dt$ correspond à l'énergie perdue par effet Joule (W_J) dans les circuits électriques,

$i^T \frac{d}{dt}\psi dt$ correspond à une énergie électromagnétique qui se décompose en énergie mécanique utile W_{mec} , en énergie magnétique stockée dans le système W_{mag} et à un ensemble de pertes mécaniques (W_f) et de pertes fer (W_{fer}), soit

$$W_{mec} + W_{mag} + Pertes = i^T d\psi. \quad (2.3.17)$$

Les mécanismes de conversion électromécanique [34], basés sur un principe de conservation de l'énergie, sont illustrés sur la Figure 2.3.5 en fonction du mode de fonctionnement (moteur ou générateur). Il apparaît donc au cours de la transformation, une conversion d'énergie mécanique et électrique en énergie thermique irréversible, correspondant respectivement à des pertes par frottement mécanique (W_f) et à des pertes par effet Joule (W_J). De même, la conversion électrique – magnétique (W_{mag}) et inversement fait intervenir d'autres pertes dites pertes fer (W_{fer}) qui se présentent sous différentes formes :

- les pertes par courants de Foucault liées à la génération de courants induits dans la partie ferromagnétique du circuit magnétique ainsi que dans les aimants. Pour le circuit ferromagnétique, ces pertes sont généralement limitées par l'utilisation de tôles ferromagnétiques isolées électriquement entre elles par du vernis.

- les pertes par hystérésis provoquées par le changement de sens du flux. Cette inversion se traduit par une réorientation en permanence des domaines de Weiss dans les matériaux ferromagnétiques et génère des pertes par frottement au niveau des parois de Bloch. Ces pertes sont souvent minimisées par l'emploi de tôles en matériaux ferromagnétiques doux et pour lesquelles l'aire du cycle d'hystérésis est très étroite.

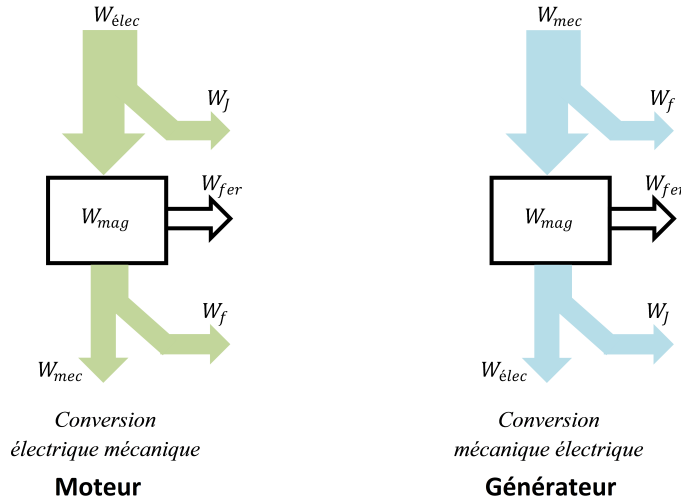


FIGURE 2.3.5 – Bilan énergétique de la conversion électromécanique

En conséquence, en fonctionnement moteur, l'énergie électrique W_{elec} est égale à

$$W_{elec} = W_{mec} + W_{mag} + W_{fer} + W_f + W_J, \quad (2.3.18)$$

et en fonctionnement générateur, l'énergie mécanique W_{mec} est égale à

$$W_{mec} = W_{elec} + W_{mag} + W_{fer} + W_f + W_J. \quad (2.3.19)$$

En intégrant l'étage de conversion lié à la présence de l'onduleur, l'énergie échangée au niveau de la batterie s'exprime par les 2 relations suivantes :

en décharge de la batterie (mode moteur) :

$$W_{batt} = W_{elec} + W_{ond}, \quad (2.3.20)$$

et en mode recharge (mode générateur)

$$W_{batt} = W_{elec} - W_{ond}. \quad (2.3.21)$$

avec W_{ond} les pertes induites par l'onduleur.

2.3.3.3 Définition du rendement du système électromécanique

Le rendement du système électromécanique (machine + onduleur) se définit en fonction du mode de fonctionnement, moteur ou générateur.

En mode moteur :

$$\eta_{moteur} = \frac{W_{mec}}{W_{batt}}, \quad (2.3.22)$$

et en mode générateur :

$$\eta_{générateur} = \frac{W_{batt}}{W_{mec}}, \quad (2.3.23)$$

Le rendement du système doit être établi pour chaque point de fonctionnement exprimé en Couple et Vitesse. La modélisation du comportement des machines électriques va donc permettre d'estimer, pour une vitesse considérée, le couple produit et le niveau des différentes pertes.

2.3.3.4 Détermination du couple électromagnétique

Le calcul du couple électromagnétique est généralement réalisé en utilisant le principe des travaux virtuels ou du tenseur de Maxwell [35, 36]. On décrit ci-après ces 2 méthodes, mais pour des raisons de temps de calcul, il a été préféré le principe du tenseur de Maxwell généralement utilisé pour les approches de modélisation semi-numériques ou numériques.

Principe des travaux virtuels

Cette méthode consiste à calculer la variation d'énergie mécanique, donc le couple, en considérant des déplacements infinitésimaux $d\theta$ à flux constant ou à courant constant.

En négligeant les pertes fer et les pertes mécaniques, l'expression 2.3.17 devient

$$W_{mec} + W_{mag} = i^T d\psi, \quad (2.3.24)$$

avec

$$C = \frac{dW_{mec}}{dt} \frac{dt}{d\theta} = \frac{dW_{mec}}{d\theta}, \quad (2.3.25)$$

et

$$dW_{mag} = \frac{\partial W_{mag}}{\partial \theta} d\theta + \frac{\partial W_{mag}}{\partial \psi} d\psi, \quad (2.3.26)$$

il vient en combinant les trois expressions précédentes :

$$\frac{\partial W_{mag}}{\partial \theta} d\theta + \frac{\partial W_{mag}}{\partial \psi} d\psi + C d\theta = i^T d\psi. \quad (2.3.27)$$

En conséquence, à flux constant on obtient par identification des différentielles :

$$C_{em} = - \frac{\partial W_{mag}(\theta, \psi)}{\partial \theta}. \quad (2.3.28)$$

A courant constant, la démarche consiste à écrire la relation entre énergie magnétique W_{mag} et co-énergie W'_{mag} tel que :

$$W_{mag} + W'_{mag} = i\psi. \quad (2.3.29)$$

On démontre alors que le couple électromagnétique s'exprime par :

$$C_{em} = \frac{\partial W'_{mag}(\theta, i)}{\partial \theta}. \quad (2.3.30)$$

Le tenseur de Maxwell

Cette méthode consiste à calculer les efforts magnétiques générés dans l'entrefer à partir de la distribution de l'induction B_n (composante normale du champ magnétique) et de l'excitation H_t (composante tangentielle du champ) au niveau de l'entrefer. A chaque instant l'effort global F_t s'exprime par la relation [37] :

$$F_t = Lr \int_0^{2\pi} B_n H_t d\theta, \quad (2.3.31)$$

avec

L la longueur active de la machine,

r le rayon au niveau de l'entrefer.

Le couple électromagnétique s'exprime alors par la relation 2.3.32

$$C_{em} = rF_t. \quad (2.3.32)$$

2.3.3.5 Modélisation : principes

L'objectif recherché des modèles est de déterminer les cartographies de pertes ou de rendements des machines électriques, données d'entrée des calculs énergétiques véhicule. La Figure 2.3.6 en donne une représentation dans le plan (Couple, Vitesse). On identifie dans la littérature trois principales méthodes de modélisation des machines électriques, les méthodes dites analytiques, les méthodes semi-numériques et les méthodes numériques par éléments finis. Les méthodes analytiques sont basées sur la résolution formelle des équations de Maxwell pour calculer les champs magnétiques dans l'entrefer. Leur mise en œuvre pour obtenir une bonne précision des résultats est délicate, et reste tributaire des nombreuses hypothèses simplificatrices généralement prises en considération. Aussi cette méthode reste plutôt réservée à un pré-dimensionnement de structure. Même si elles présentent un intérêt du fait des temps d'exécution, on ne retiendra dans ce projet de recherche que les méthodes semi-numériques et numériques.

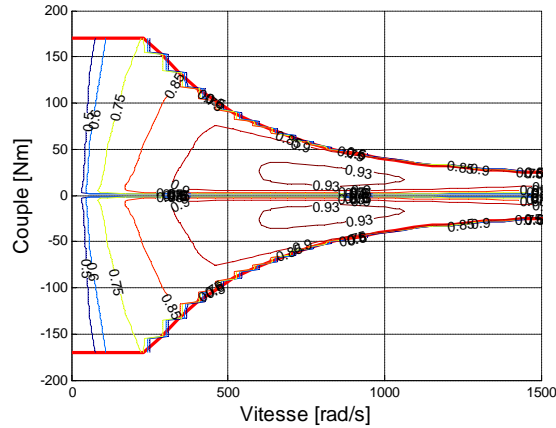


FIGURE 2.3.6 – Exemple de cartographie de rendement d'une machine synchrone à aimants permanents

La méthode des éléments finis

Elle permet la résolution numérique des équations aux dérivées partielles de Maxwell. Elles établissent que l'intensité du champ magnétique (H) et la densité de flux (B) doivent respecter les deux équations aux dérivées partielles suivantes, où J représente une densité de courant. Soit dans l'hypothèse d'un calcul magnétostatique,

$$\nabla \wedge H = J, \quad (2.3.33)$$

et

$$\nabla \cdot B = 0, \quad (2.3.34)$$

où B et H sont liés entre eux par la relation

$$B = \mu H. \quad (2.3.35)$$

μ représente la perméabilité du matériau qui dans le cas d'un matériau non linéaire (saturation de l'aimantation) est une fonction de H .

Le code de calcul FEMM [38] utilisé permet de calculer le champ qui satisfait les relations 2.3.33 et 2.3.35 en déterminant un potentiel vecteur A tout en satisfaisant la relation 2.3.34, tel que

$$B = \nabla \wedge A. \quad (2.3.36)$$

La relation 2.3.33 peut donc être réécrite en fonction du potentiel vecteur sous la forme :

$$\nabla \wedge \left(\frac{1}{\mu(B)} \nabla \wedge A \right) = J. \quad (2.3.37)$$

L'intérêt de cette réécriture basée sur le potentiel vecteur est de pouvoir, au travers d'une seule équation, intégrer les 3 conditions 2.3.33, 2.3.34 et 2.3.35. Connaissant les propriétés du matériau et la densité de courant J , le potentiel vecteur A peut être calculé en tout point de la structure et pour chaque position angulaire du rotor. B et H sont alors déterminés en dérivant A . Le couple électromagnétique est calculé en appliquant les relations 2.3.31 et 2.3.32 basées sur le tenseur de Maxwell.

La méthode par éléments finis est réputée pour être très précise en prenant en compte la géométrie de la machine. Mais elle requiert, avec un bon raffinement de maillage, des temps de calcul très importants souvent prohibitifs dans une phase de pré-dimensionnement de machine électrique. Aussi, cette méthode sera généralement utilisée pour affiner la conception d'une machine ou pour valider les autres méthodes.

Les méthodes semi-numériques :

Elles sont associées à la résolution de systèmes électromécaniques en se basant sur des réseaux de perméances ou de réluctances. Elles consistent à discrétiser le circuit magnétique de la machine électrique en éléments appelés tubes d'induction (ou réluctances) et à calculer à chaque instant et pour chaque réluctance le flux magnétique qui les traverse. Ces méthodes permettent d'intégrer la non linéarité des circuits magnétiques avec des temps de calcul relativement courts, et une précision d'environ 10% sur la performance des actionneurs électromécaniques. De ce fait, elles présentent un fort intérêt pour identifier par des approches d'optimisation des voies de progrès en conception, raison de leur mise en œuvre dans bon nombre de travaux de recherche tels que [39], [40], [41], [42], [37], ...

Pour introduire la notion de réluctance, on se propose de se placer dans l'hypothèse d'un milieu linéaire filiforme tel qu'illustré sur la Figure suivante :

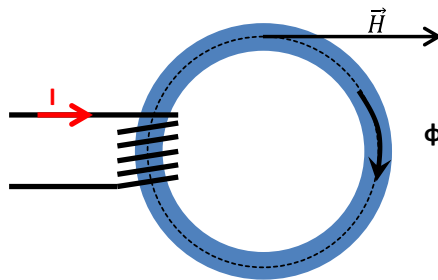


FIGURE 2.3.7 – Exemple de circuit magnétique filiforme intégrant une bobine d'excitation

Le champ d'excitation H est déterminé en appliquant le théorème d'Ampère, soit la force magnétomotrice F_{mm} telle que

$$F_{mm} = \oint H dl = Hl = NI, \quad (2.3.38)$$

avec l , représentant la longueur du circuit magnétique, N le nombre de spires du bobinage parcouru par un courant I .

Le flux Φ^1 produit par le champ d'excitation H s'exprime en fonction de l'induction magnétique B par la relation

$$\Phi = \iint B dS = BS, \quad (2.3.39)$$

où S représente la section du circuit ferromagnétique.

Dans l'hypothèse de linéarité magnétique du matériau formant le circuit ferromagnétique, comme énoncé précédemment le champ d'excitation H est relié au champ d'induction magnétique par l'expression

$$B = \mu H, \quad (2.3.40)$$

μ , représente la perméabilité du matériau composant le circuit magnétique et s'exprime en fonction du produit de la perméabilité magnétique du vide μ_0 et d'un coefficient sans dimension correspondant à la perméabilité relative du matériau μ_r , soit

$$\mu = \mu_r \mu_0. \quad (2.3.41)$$

La combinaison des relations 2.3.38, 2.3.39 et 2.3.40 conduit à la loi d'Hopkinson, soit :

$$F_{mm} = Hl = \frac{Bl}{\mu} = \frac{l}{\mu S} \Phi = \mathfrak{R} \Phi, \quad (2.3.42)$$

On appelle \mathfrak{R} la réluctance du circuit magnétique, inversement proportionnel à la perméance P , soit

$$\mathfrak{R} = \frac{l}{\mu S} = \frac{1}{P}. \quad (2.3.43)$$

Connaissant les caractéristiques géométriques du circuit, les propriétés magnétiques du matériau, le nombre de spires et le courant qui les parcourt, on peut en déduire facilement les valeurs de B et de H .

Dans le cas d'un circuit magnétique saturé, les conditions de linéarité ne sont plus respectées. Il faut alors tenir compte de la dépendance des réluctances ou des perméances par rapport au flux. Les grandeurs l et S sont figées par la géométrie du système étudié, par contre μ varie en fonction de la saturation magnétique du matériau. La loi reliant B et H n'est plus linéaire et la force magnétomotrice devient dépendante du flux Φ , soit

$$F_{mm}(\Phi) = H(B)l = H\left(\frac{\Phi}{S}\right)l = \mathfrak{R}(\Phi)\Phi, \quad (2.3.44)$$

donc

$$\mathfrak{R}(\Phi) = \frac{l}{\Phi} H\left(\frac{\Phi}{S}\right). \quad (2.3.45)$$

1. Au paragraphe 2.3.3.2, on a présenté le flux total ψ , que l'on doit différencier du flux Φ dans la section du circuit magnétique (dit aussi flux de branche). Le flux total ψ représente le flux capté par l'ensemble des spires N du bobinage tel que $\psi = N\Phi$.

Dans le cas d'une machine électrique, il est nécessaire de construire un réseau de réluctances. Chaque partie de la machine pour laquelle on estime qu'il existe une forte probabilité de passage de flux sera matérialisée par une ou plusieurs réluctances. On identifiera ainsi des zones contenant des matériaux ferromagnétiques, des zones avec des risques de fuites de flux et l'entrefer où le couple électromagnétique est créé. Intuition et retour d'expérience du concepteur seront des éléments clés pour garantir une bonne représentativité du réseau de réluctances à la structure de la machine.

Dans ce cas complexe, le calcul des flux et des réluctances se base sur une résolution matricielle des équations de Kirchhoff par analogie au domaine électrique. La non linéarité du circuit magnétique nécessite la mise en place d'algorithmes de résolution de systèmes implicites. La méthode la plus couramment utilisée est celle de Newton Raphson.

Le calcul des flux traversant les réluctances situées dans l'entrefer permet de déterminer la valeur de l'induction B et de l'excitation H , données d'entrée pour estimer le couple électromagnétique défini par les équations 2.3.31 et 2.3.32. De même la valeur de l'induction dans l'ensemble des réluctances des parties ferromagnétiques est utilisée pour effectuer le calcul des pertes fer dans le système.

2.3.4 Les organes mécaniques de transmission de puissance

2.3.4.1 Introduction

La transmission de puissance du moteur thermique ou de la machine électrique aux roues est assurée par des organes mécaniques. Ils permettent d'adapter le couple et la vitesse entre les organes moteurs et les besoins à la roue. Situés entre les organes sources de puissance et les roues, leur rendement énergétique est déterminant pour garantir une très bonne performance énergétique globale de la chaîne de traction.

Un moteur thermique présente une plage de fonctionnement de 0 à ~6000 tr/min pour une vitesse de rotation maximale des roues de l'ordre de 1500 tr/mn (~170 km/h pour un pneu 185/65/15). Cet état de fait conduit les concepteurs à intégrer des systèmes de réduction de vitesse entre le moteur thermique et les roues. Par ailleurs, le rendement maximal du moteur thermique étant atteint sur une plage de fonctionnement très restreinte, des systèmes de changement de rapport de transmission tels que CVT (Continuously Variable Transmission) ainsi que des boîtes de vitesses (manuelles ou automatiques) ont été développés. Ils permettent d'offrir au véhicule un bon comportement dynamique longitudinal (accélérations) et de faire tendre les points de fonctionnement du moteur thermique au plus près de l'OOL (Optimum Operating Line) tel que représentée sur la cartographie Figure 2.3.8. Enfin et contrairement aux machines électriques, les moteurs thermiques sont incapables de fournir un couple à vitesse nulle, et requièrent pour des raisons vibratoires une vitesse minimum de rotation (ralenti aux alentours de 100 rad/s). Pour pallier ces inconvénients, la chaîne cinématique intègre des actionneurs tels que embrayages, convertisseurs de couple hydrauliques,

Pour les machines électriques caractérisées par une plage de régime de fonctionnement très étendue (couramment de 0 à $\sim 14\,000$ tr/mn) et une capacité à produire un couple maximal à vitesse nulle, les systèmes mécaniques de transmission peuvent se limiter à un simple réducteur sans nécessité d'actionneurs.

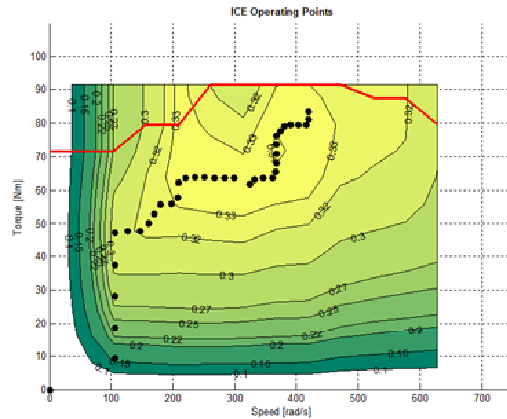


FIGURE 2.3.8 – Cartographie du moteur thermique - l'alignement des points noirs matérialise l'OOL

2.3.4.2 Les réducteurs et les boîtes de vitesses

Contrairement aux boîtes de vitesses, un réducteur ne dispose que d'un seul rapport de transmission. Les boîtes de vitesses comportent quant à elles en général 5, 6 voire plus de rapports discrets sélectionnés manuellement par le conducteur ou automatiquement à partir d'une stratégie de changement de rapport telle que économie d'énergie, conduite sportive, conduite sur neige,...

Les changements de rapport s'effectuent en respectant 2 conditions :

- Couple transmis nul obtenu en désaccouplant le moteur thermique de la boîte de vitesse par action sur l'embrayage. Le respect de cette condition de passage de rapport se traduit pour le conducteur par un ressenti de rupture de couple. On notera que pour pallier ce désagrément, des boîtes de vitesses intégrant 2 embrayages ont été conçues. Ces boîtes de vitesses communément appelées DCT (Dual Clutch Transmission), ont été inventées en 1939 par l'ingénieur français Adolphe Kégresse. Les progrès de la mécatronique ont permis de finaliser leur mise au point et de les rendre compatibles à un marché de masse. Elles permettent de passer d'un rapport à l'autre sans interruption de la transmission du couple, par permutation des embrayages alors que deux rapports sont engagés simultanément comme si le moteur était accouplé à deux transmissions indépendantes (voir vidéo du principe de fonctionnement [43]).
- Condition d'égalité des vitesses de rotation entre pignon de l'arbre secondaire à craboter et arbre secondaire obtenue grâce aux synchroniseurs.

Les réducteurs de vitesse ou boîtes de vitesses permettent de réduire la vitesse de rotation entre l'arbre d'entrée (input) et l'arbre de sortie (Output). Ils sont carac-

térisés par un rapport de réduction discret. Le rapport de réduction γ_i s'exprime par le rapport des couples entrées sorties ou par le rapport des vitesses de rotation entrée/sortie, selon les expressions suivantes :

$$\gamma_i = \frac{1}{\eta_i} \frac{C_{sortie}}{C_{entrée}} = \frac{\omega_{entrée}}{\omega_{sortie}}, \quad (2.3.46)$$

avec i , la référence du rapport engagé.

Le rendement η_i des réducteurs est en général très élevé et sera considéré dans le cadre de ces travaux comme constant et de l'ordre de 97% pour une boîte de vitesse et 98% pour un réducteur. Néanmoins, comme le présente [44], une boîte de vitesses est à l'origine de plusieurs sources de pertes fonctions de la charge telle que les pertes par frottement aux dentures et dans les roulements ou indépendantes de la charge telles que les pertes par cisaillement du lubrifiant, par barbotage, hydrodynamiques dans les roulements, par frottement dans les joints. L'identification de ces pertes peut conduire à la mise en place de modèles de calculs complexes dépendant de la température. Toutefois, le rendement peut être approximé par des modèles simplifiés. Par exemple, le couple de pertes peut être exprimé par une loi linéaire tel que présenté par l'équation 2.3.47, ou encore sous la forme de cartographies établies expérimentalement.

$$C_{perte} = a + b\omega_{entrée} + c |C_{entrée}|, \quad (2.3.47)$$

avec a , les pertes de couple constant en Nm,

b , pertes de couple en fonction de la vitesse de l'arbre primaire en Nm/tr/min ,

et c le coefficient de pertes en fonction de la charge.

2.3.4.3 Les CVT (Continuous variable transmission)

Les transmissions à variation continue (CVT – Continuously Variable Transmission) assurent une variation continue de la démultiplication. A la différence des boîtes de vitesses mécaniques, le changement de rapport s'effectue de façon continue sans rupture de couple. La commande électronique du rapport de réduction permet à chaque instant d'optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique en le faisant fonctionner sur la courbe de meilleur rendement OOL. Comme pour les boîtes mécaniques pilotées ou automatiques, différentes stratégies de pilotage peuvent être mises en œuvre privilégiant par exemple le caractère sportif, bien souvent obtenu au détriment du critère efficacité énergétique. Dans le domaine automobile, le dispositif le plus communément utilisé est celui développé par l'équipementier BOSCH et intégré par Honda ou Nissan (voir Figure 2.3.9). Le principe consiste à entraîner une courroie entre 2 poulies coniques dont les joues sont mobiles, se rapprochent ou s'écartent, faisant ainsi varier le rayon des poulies et par voie de conséquence le rapport de démultiplication. La courroie est constituée de quelques centaines d'éléments (agrafes métalliques) liés entre eux par une âme polymère et maintenus par 2 bagues métalliques situées de part et d'autre de la courroie. Le couple est transmis de la poulie primaire vers le secondaire en poussant la courroie soumise à de

la compression ce qui autorise des transmissions de couple très élevées pouvant atteindre 450 Nm. Sur le même principe, il existe aussi des CVT avec entraînement par chaîne métallique au lieu de la courroie métallique. Leur rendement apparaît supérieur mais elles sont génératrices de bruits susceptibles de pénaliser le confort habitacle du véhicule.



FIGURE 2.3.9 – Exemple de CVT Honda

Si ce type de transmission présente un grand nombre d'avantages (encombrement réduit, bonnes accélérations et optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique), elle est pénalisée par son rendement, inférieur à celui des boîtes de vitesses à rapport discret et par les fortes montées en régime du moteur thermique en phase d'accélération (effet molyette). Les rendements de ces variateurs sont influencés par trois principaux facteurs [45] : les pertes dues au glissement de la courroie sur les poulies, les pertes hydrauliques induites par le système de pilotage de la variation de diamètre des poulies (consommation de la pompe et pertes de charge dans le circuit hydraulique) et enfin les pertes de couple induites par les déformations de la courroie à l'entrée et la sortie de chaque poulie. En optimisant les conditions de fonctionnement, par la maîtrise du glissement et le dimensionnement du circuit hydraulique de pilotage, un rendement maximum de 90% peut être atteint. Ce rendement varie en fonction du couple à transmettre et de la vitesse de rotation. Il se trouve particulièrement dégradé pour les faibles couples et faibles vitesses en atteignant dans ces conditions des valeurs de l'ordre de 30%.

2.4 La gestion énergétique

Le principal objectif du système de gestion énergétique est de répartir les appels de puissance entre la partie électrique et la partie thermique de la chaîne de traction hybride pour répondre à la demande du conducteur tout en minimisant la consommation globale du véhicule. Cet optimum (minimum) de consommation doit être atteint sous un certain nombre de contraintes qui peuvent être d'ordre technique (état du système, commande), d'agrément de conduite (dynamique longitudinale du véhicule, bruits, ...) ou encore économique. On se limitera dans cette étude aux

contraintes d'ordre technique, liées exclusivement aux limites de fonctionnement des organes de puissance et à l'état de la source secondaire d'énergie : la batterie.

Il existe différentes méthodes permettant de définir la stratégie de gestion énergétique [22]. La commande heuristique, très intuitive, est la plus utilisée pour des applications automobiles prototypes ou industrielles. Elle est basée sur une approche empirique construite sur le retour d'expérience, et permet de développer facilement un contrôle commande temps réel. Mais sa performance en terme de minimisation de la consommation énergétique, est fortement conditionnée par les seuils de contrôle que l'on s'impose arbitrairement. Dans une perspective de comparaison absolue des performances de chaînes de traction hybrides, on lui préférera des méthodes plus robustes, dites de contrôle optimal [46], issues des théories de l'optimisation. Les fondements mathématiques reposent sur le calcul des variations dont sont issus le principe du maximum de Pontriaguine [47] et la programmation dynamique de Bellman [48], mis en œuvre dans le cadre de ces travaux de recherche.

L'application de ces méthodes pour le contrôle et la conception des chaînes de traction hybrides a fait l'objet d'un grand nombre d'articles depuis le début des années 2000.

En 2002, S. Delprat [49] compare différents algorithmes d'optimisation pour le calcul de la consommation d'une chaîne de traction hybride parallèle. Les temps de calculs prohibitifs associés à la programmation dynamique et à la méthode du recuit simulé l'ont amené à développer des approches basées sur la commande optimale très proche du principe du maximum de Pontriaguine qui concilient temps de calcul et qualité des solutions. Cette démarche lui permet d'orienter ses recherches pour proposer différentes stratégies de commande temps réel :

- λ -control : exploitation temps réel de l'algorithme d'optimisation globale
- ECMS : minimisation de la consommation équivalente
- LMS : minimisation des pertes
- FCS : commande flou

En 2005, C. Musardo [50] met en œuvre la programmation dynamique pour calculer la consommation minimale atteignable par un véhicule hybride. Les résultats obtenus lui servent de référence pour comparer d'autres méthodes moins consommatrices en puissance de calcul et pour valider des stratégies temps réels tel que l'ECMS.

En 2007, E. Vinot [51] comparent différentes architectures hybrides (STT, hybride parallèle et combinée) et montrent en s'appuyant sur la Programmation Dynamique qu'une architecture parallèle apparaît comme une solution d'hybridation efficiente.

En 2008, G. Rousseau [52] se base aussi sur la programmation dynamique pour connaître le seuil de consommation et réaliser un dimensionnement optimal des principaux éléments d'une architecture hybride. Puis, il met en œuvre la méthode de l'ECMS basée sur le Principe de Pontriaguine pour développer un algorithme temps réel implémenté dans un véhicule.

En 2008, O. Sundström [53] met en œuvre la programmation dynamique pour comparer la performance énergétique d'une architecture hybride parallèle avec une architecture à dérivation de puissance.

En 2010, O. Sundström [54] propose une méthode de calcul numérique par pro-

grammation dynamique permettant de réduire les temps de calcul sans perdre en précision de résultats et une fonction matlab est établie [55].

En 2011, N. Kim [56] compare le principe de Pontriaguine avec la programmation dynamique et montre un écart de consommation d'environ 1%.

En 2013, S. Ebbesen [57] met en œuvre la fonction Matlab [55] dans une étude multi-objectifs prenant en compte des considérations de coût de la chaîne de traction et de performance dynamique longitudinale. Il détermine alors une consommation minimale en environ 1 mn. Cette même année, M. Pourabdollah [58] utilise la programmation dynamique pour optimiser la gestion énergétique et le dimensionnement des organes d'un véhicule hybride Plug In (PHEV).

En 2014, P. Michel [59] utilise une méthode dérivée du principe du maximum de Pontriaguine pour définir une stratégie de commande optimale dans le double objectif de minimiser la consommation et les émissions de polluants. V. Reinbold [60] exploite la programmation dynamique pour connaître les sollicitations d'une machine électrique pour véhicule HEV et utilise ces spécifications pour effectuer le dimensionnement optimal de la machine à partir de 2 méthodes de conception (Homothétie et réseau de réluctances).

Toutes ces études montrent l'intérêt des méthodes de contrôle optimal pour réaliser une comparaison objective des chaînes de traction hybrides. La programmation dynamique semble la plus utilisée pour le calcul de la consommation minimale sur cycle connu à l'avance (calculs Offline). Une implémentation logicielle minutieuse doit être réalisée pour garantir la précision des résultats notamment lorsque la trajectoire optimale se rapproche des limites (contraintes de bords) et une attention toute particulière doit être portée sur la structure du code de calcul pour minimiser les temps d'exécution. Le principe du minimum (maximum) de Pontriaguine conduit à des résultats de consommation très proches et demande à être mis en compétition avec la programmation dynamique.

2.5 Conclusion

Les constructeurs automobiles disposent d'un large choix possible d'hybridations thermique-électrique, aussi bien sous l'angle de l'architecture que sur les solutions organiques. Dans ce contexte, il est important de pouvoir identifier les axes de conception permettant de converger vers une solution de chaîne de traction efficiente. Les méthodes de gestion énergétique issues de la commande optimale apparaissent alors comme de bons candidats pour comparer objectivement la performance de chaînes de tractions par rapport au minimum de consommation atteignable par chacune d'entre elles. Programmation dynamique et Principe du minimum de Pontriaguine sont les deux principes mathématiques les plus couramment utilisés. Ils seront présentés au chapitre suivant afin de comparer les architectures de chaînes de traction hybrides les plus courantes : Série, parallèle et combinée.

Comparativement aux publications dans le domaine, une démarche de conception systémique va être déployée pour proposer des solutions d'hybridations performantes

et converger progressivement vers les spécifications des composants électriques de puissance. Les modèles de conception des machines électriques pourront alors être exploités afin de dimensionner les composants électriques de puissance au juste nécessaire pour garantir le meilleur compromis consommation / coût.

Etude théorique d'optimisation énergétique

« La science n'a jamais tout à fait raison, mais elle a rarement tout à fait tort, et, en général, elle a plus de chance d'avoir raison que les théories non scientifiques. Il est donc rationnel de l'accepter à titre d'hypothèse. »"

*(Bertrand Arthur William
Russel)*

Chapitre 3

Gestion énergétique des chaînes de traction hybrides : approche théorique et numérique

On se propose dans ce chapitre de déterminer les modèles énergétiques associés aux différentes chaînes de traction étudiées (série, parallèle et combinée) afin de calculer la consommation du véhicule ou les émissions de CO₂ sur cycle.

Le système technique étudié est présenté et le problème d'optimisation associé est posé. La résolution des problèmes d'optimisation appliquée au contrôle des chaînes de traction hybrides s'appuie sur les principes du calcul des variations dont les fondements ont été développés par Euler¹ et Lagrange². On présente deux méthodes de résolution qui en sont issues et qui ont permis de donner un cadre à l'ensemble de la théorie du contrôle optimal. La première correspond au Principe du Maximum de Pontriaguine³ qui généralise les équations de Hamilton⁴ du calcul des variations. La deuxième développée par Bellman⁵ en 1957, connue sous le nom de Programmation Dynamique, est basée sur la résolution des équations d'Hamilton-Jacobi⁶. Dans un premier temps, ces méthodes de résolution sont décrites sous leur forme analytique puis sous leur forme numérique en vue de leur programmation.

Pour approfondir les théories et méthodes mathématiques de résolution des problèmes d'optimisation présentées ci-après, le lecteur pourra se référer aux ouvrages [61, 62, 63, 64].

-
1. Léonard Paul Euler (1707 – 1783), mathématicien et physicien Suisse
 2. Joseph Louis Lagrange (1736 – 1813), mathématicien, mécanicien et astronome italien
 3. Lev Semionovitch Pontriaguine (1908 – 1988), mathématicien soviétique
 4. William Rowan Hamilton (1805 – 1865), mathématicien, physicien et astronome irlandais
 5. Richard Ernest Bellman (1920 – 1984), mathématicien américain
 6. Charles Gustave Jacob Jacobi (1804 – 1851), mathématicien allemand

3.1 Présentation du système

Les chaînes de traction hybrides étudiées comprennent une branche thermique, composée d'un moteur thermique et de son réservoir de carburant fossile, et une branche électrique composée d'une ou plusieurs machines électriques et d'une batterie. Cette dernière sert à stocker temporairement de l'énergie électrique en prévision d'une utilisation future, dans un objectif de minimiser la consommation en carburant du véhicule.

Le système technique est décrit par la Figure 3.1.1. Elle introduit les principales grandeurs (entrées – sorties et l'état du système) qui permettent de construire les bases mathématiques du problème d'optimisation (PO), résolu à partir d'un cycle défini, sur un horizon de temps borné $[t_0, t_f]$. L'évolution du système dans le temps lie une variable d'état (charge de la batterie) à des commandes $u(t)$. La commande est calculée de telle sorte que le système suive le cycle demandé $V(t)$ et minimise la consommation énergétique J du véhicule. Ce coût est naturellement décomposé en une somme de coûts instantanés $L(t)$.

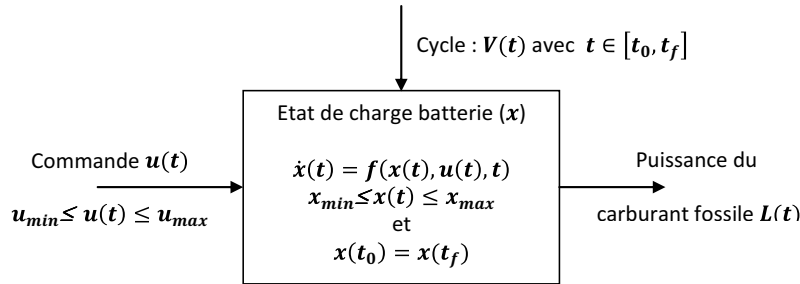


FIGURE 3.1.1 – Schéma représentant le système étudié

La demande du conducteur correspond au suivi d'un cycle automobile, soit d'homologation soit représentatif d'usages clients. Le cycle se définit par une vitesse en fonction du temps ($V(t)$). La puissance à la roue nécessaire pour réaliser ce profil est calculée à partir des efforts résistifs subis par le véhicule. La force de traction à fournir notée $F_{Traction}$ est donnée par :

$$F_{Traction} = F_{roul} + F_{aero} + F_{pente} + F_{inertie}, \quad (3.1.1)$$

où F_{roul} est la force de résistance au roulement, F_{aero} est la force de résistance aérodynamique, F_{pente} est la force de gravité associée à la pente et $F_{inertie}$ est la force de résistance à l'accélération, conséquence de l'inertie totale du véhicule, liée à sa masse ainsi qu'à l'inertie de l'ensemble des pièces en mouvement (parties tournantes du moteur, de la transmission et des roues).

Pour suivre le profil de mission imposé par le cycle $V(t)$, la puissance $P_{roue}(t)$ à fournir aux roues est égale à :

$$P_{roue}(t) = F_{Traction}(t)V(t). \quad (3.1.2)$$

A chaque instant une commande $u(t)$ est appliquée au système pour répondre à la demande en puissance à la roue. Cette commande permet de répartir l'appel de puissance entre la partie électrique et thermique de la chaîne de traction. Le problème d'optimisation consiste à rechercher la commande optimale, notée u^* , qui minimise la consommation globale J de la chaîne de traction sur la totalité du cycle, soit,

$$u^* = \mathit{argInf} \{J(u) : u \in U\} \quad (3.1.3)$$

où U est l'ensemble des commandes admissibles, et $J(u)$ la consommation en carburant pour une commande u .

La grandeur commandée peut être la puissance du moteur thermique, son couple ou encore le rapport entre le couple du moteur thermique et le couple à la roue. La commande est bornée par u_{min} et u_{max} , limites établies en fonction de la performance intrinsèque du ou des organes de puissance pilotés.

La commande u est une fonction du temps, définie de l'intervalle $[t_0, t_f]$ vers \mathbb{R} . Pour un profil de commande donné $u(t)$, le coût total J de l'énergie consommée par le système a pour expression :

$$J(u) = \int_{t_0}^{t_f} L(u(t))dt, \quad (3.1.4)$$

où $L(u(t))$ représente la puissance du carburant. Elle s'exprime alors en fonction du débit de carburant (\dot{m}_f) et du pouvoir calorifique inférieur de la réaction de combustion (ΔH_{PCI}) selon l'expression :

$$L(u(t)) = \dot{m}_f(u(t)) \cdot \Delta H_{PCI}, \quad (3.1.5)$$

La batterie assure un stockage temporaire d'énergie électrique. Son état de charge, noté $x(t)$, évolue au cours du temps. Mais, pour que la consommation énergétique sur le cycle provienne exclusivement du carburant fossile, les calculs d'optimisation énergétique sont réalisés à bilan batterie nul (BBN), c'est-à-dire que $x(t_0) = x(t_f)$. La variation de l'état de charge de la batterie au cours du temps est directement liée aux courants de charge et de décharge. L'état du système suit donc une équation d'évolution de la forme :

$$\frac{dx}{dt}(t) = -\frac{I_{batt}(t)}{Q_0} = f(x(t), u(t)), \quad (3.1.6)$$

où I_{batt} est le courant dans la batterie et Q_0 est la capacité totale de la batterie.

En pratique, la batterie a une plage de fonctionnement limitée, qui se traduit par une contrainte de bord $x_{min} \leq x(t) \leq x_{max}$.

3.2 Approche théorique des problèmes d'optimisation

3.2.1 Définition du problème d'optimisation

Le problème de contrôle optimal traité ici consiste à minimiser la fonctionnelle $J(u)$ dans l'ensemble des commandes admissibles U , tout en respectant un certain nombre de contraintes :

- de bord sur la commande et sur l'état du système, telles que les limites des plages de fonctionnement des organes de puissance,
- iso périmétrique sur l'état, telle que la condition de bilan batterie nul (BBN),
- liées à l'évolution instantanée de l'état du système, telle que la variation de l'état de charge de la batterie.

Eu égard au système représenté au paragraphe 3.1, la forme mathématique du problème d'optimisation (PO) est la suivante :

$$(PO) \begin{cases} \min_{u \in U} \left\{ J(u) = \int_{t_0}^{t_f} L(u(t)) dt \right\} & \text{Fonction coût à minimiser} \\ \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) & \text{Equation d'évolution du système} \\ x(t_0) = x(t_f) & \text{Conditions aux limites (BBN)} \\ x(t) \in [x_{min}, x_{max}] & \text{Contraintes de bord sur l'état} \\ u(t) \in [u_{min}, u_{max}] & \text{Contraintes sur la commande} \end{cases} \quad (3.2.1)$$

La première équation traduit le critère à optimiser, c'est à dire la consommation en carburant. Les commandes admissibles u sont des fonctions définies sur l'intervalle $[t_0, t_f]$, continues par morceaux. Les autres équations spécifient l'ensemble des contraintes à prendre en compte pour le calcul de la commande optimale u^* . En particulier, l'équation d'évolution relie la variation de charge de la batterie à la commande du système. Cette équation est établie à partir de l'architecture de la chaîne de traction décrite ultérieurement.

3.2.2 Principe du maximum de Pontriaguine

Le principe de Pontriaguine a été développé dans un cadre très général, mais dans un souci de simplicité, il est présenté ici pour le problème particulier de la minimisation de la consommation d'une chaîne de traction hybride, en l'absence de contraintes de bord sur l'état. Soit le problème :

$$(PO) \begin{cases} \min_{u \in U} J(u) = \int_{t_0}^{t_f} L(u(t)) dt \\ \text{sous } \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ \text{avec } x(t_0) = x(t_f) \end{cases} \quad (3.2.2)$$

Le comportement du système est pris en compte en transformant l'équation d'évolution du système en contrainte d'égalité telle que $\dot{x}(t) - f(x(t), u(t)) = 0$ et en

y associant un multiplicateur de Lagrange. Ce multiplicateur est une fonction du temps, notée $\lambda(t)$, supposée dérivable.

La fonctionnelle $J(u)$ est réécrite sous la forme :

$$J(u) = \int_{t_0}^{t_f} L(u(t)) + \lambda(t) [\dot{x}(t) - f(x(t), u(t))] dt. \quad (3.2.3)$$

On montre que si on choisit la fonction λ solution de l'équation différentielle :

$$\forall t \in]t_0, t_f[\quad \dot{\lambda}(t) + \lambda(t) \cdot f_x(x(t), u(t)) = 0, \quad (3.2.4)$$

alors la condition nécessaire pour que $J(u)$ présente un extrémum devient :

$$\forall t \in]t_0, t_f[\quad L_u(u(t)) - \lambda(t) \cdot f_u(x(t), u(t)) = 0. \quad (3.2.5)$$

L'ensemble de ces équations peut s'exprimer à partir de la fonction de Pontriaguine \mathcal{H} , définie par :

$$\mathcal{H}(x, u, \lambda) = \lambda(t) \cdot f(x(t), u(t)) - L(u(t)). \quad (3.2.6)$$

Par dérivation de \mathcal{H} , on obtient :

$$\mathcal{H}_\lambda = f(x(t), u(t)), \quad (3.2.7)$$

$$\mathcal{H}_x = \lambda(t) \cdot f_x(x(t), u(t)), \quad (3.2.8)$$

$$\mathcal{H}_u = \lambda(t) \cdot f_u(x(t), u(t)) - L_u(u(t)), \quad (3.2.9)$$

ce qui permet de réécrire le problème sous la forme :

$$\dot{x} = \mathcal{H}_\lambda, \quad (3.2.10)$$

$$\dot{\lambda} = -\mathcal{H}_x, \quad (3.2.11)$$

$$\mathcal{H}_u = 0. \quad (3.2.12)$$

Si \mathcal{H} est concave, la condition $\mathcal{H}_u = 0$ correspond à un maximum de \mathcal{H} , d'où le nom de principe du maximum de Pontriaguine, qui s'énonce de la façon suivante. Si u^* est une fonction solution du problème (PO), et x^* est l'état correspondant, alors :

- Il existe une fonction $\lambda(t)$ solution de l'équation différentielle $\dot{\lambda} = -\mathcal{H}_x$ et telle que :
- $\forall t \in]t_0, t_f[\quad \forall u \in U \quad \mathcal{H}(x^*, u^*, \lambda) \geq \mathcal{H}(x^*, u, \lambda)$.

La fonction de Pontriaguine ressemble beaucoup à un hamiltonien, de sorte qu'elle est souvent appelée sous ce nom [63]. Par ailleurs, il existe un certain arbitraire dans sa définition, puisqu'on le trouve souvent sous la forme $\mathcal{H}(x, u, \lambda, t) = \lambda \cdot f(x, u) + L(x, u)$. La condition est alors une condition de minimisation, associée à un multiplicateur de Lagrange négatif. . .

Il est intéressant de comprendre ce que signifie la maximisation instantanée de la fonction \mathcal{H} . Maximiser \mathcal{H} revient à minimiser l'opposé $-\mathcal{H}(x, u, \lambda) = L(u(t)) - \lambda(t) \cdot \dot{x}(t)$. Par ailleurs, x représente l'énergie stockée dans la batterie, donc utiliser cette énergie conduit à $\dot{x} < 0$. Cette remarque conduit à écrire $-\mathcal{H}$ sous la forme : $-\mathcal{H}(x, u, \lambda) = L(u(t)) + \lambda(t) \cdot (-\dot{x}(t))$. On minimise donc la somme d'un terme lié à l'utilisation de l'énergie thermique et d'un terme lié à l'utilisation de l'énergie électrique, ce qui est tout à fait cohérent avec le problème traité. Le multiplicateur de Lagrange $\lambda(t)$ représente le coût instantané de l'énergie électrique sur le cycle considéré.

Le principe de Pontriaguine reste valable si la commande est discrète et non différentiable, ce qui permet de l'utiliser pour développer une approche numérique de résolution des problèmes d'optimisation. Le principe de Pontriaguine remplace le calcul de la commande optimale par la résolution d'un système d'équations différentielles associé à un problème d'optimisation simple à chaque instant. En pratique, la difficulté est la détermination du multiplicateur de Lagrange.

Dans le cas étudié, on peut négliger en première approximation la dépendance des paramètres de la batterie par rapport à son état de charge [22]. Dans ces conditions, la fonction \mathcal{H} ne dépend pas de x , donc $\dot{\lambda} = -\mathcal{H}_x = 0$ et la fonction $\lambda(t)$ est constante sur la totalité du cycle. La valeur de cette constante est déterminée de façon à assurer la contrainte de bilan batterie nul.

3.2.3 Principe d'optimalité de Bellman

Une autre approche de résolution des problèmes d'optimisation consiste à utiliser le principe d'optimalité de Bellman. Il stipule qu'un problème global peut être décomposé en sous problèmes plus simples à résoudre et s'énonce de la façon suivante reprise de [63] : « Dans un processus d'optimisation dynamique, une suite de commandes est optimale si, quels que soient l'état et l'instant considérés sur la trajectoire qui lui est associée, les commandes ultérieures constituent une suite optimale de commandes pour le sous-problème dynamique ayant cet état et cet instant comme conditions initiales ». Soit le problème initial :

$$(PO) \begin{cases} \min_{u \in U} J(u) = \int_{t_0}^{t_f} L(u(t)) dt \\ \text{sous } \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ \text{avec } x(t_0) = x_0 \text{ et } x(t_f) = x_f \end{cases} \quad (3.2.13)$$

Soit u^* , la commande optimale définie sur l'intervalle $[t_0, t_f]$, et x^* l'état résultant. A un instant intermédiaire quelconque τ , le système est dans l'état $x^*(\tau)$. Le principe de Bellman dit simplement que la restriction de la fonction u^* à l'intervalle $[\tau, t_f]$ est une commande optimale pour le sous-problème (PI) :

$$(PI) \begin{cases} \min_{u \in U} J(u) = \int_{\tau}^{t_f} L(u(t)) dt \\ \text{sous } \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ \text{avec } x(\tau) = x^*(\tau) \text{ et } x(t_f) = x_f \end{cases} . \quad (3.2.14)$$

Ce principe conduit à l'équation différentielle dite de Hamilton-Jacobi-Bellman, comme expliqué ci-dessous. Pour un état final x_f donné, on définit la fonction de coût « cost to go » $V(y)$ comme étant le coût minimal pour passer de l'état $x(\tau) = y$ à l'état $x(t_f) = x_f$:

$$V(y) = \min_u \left\{ \int_{\tau}^{t_f} L(u(t)) dt \mid x(\tau) = y \text{ et } x(t_f) = x_f \right\} . \quad (3.2.15)$$

Soit $v = u(\tau)$, la commande appliquée à l'instant τ . A l'instant $\tau + d\tau$, l'état du système est :

$$x(\tau + d\tau) = x(\tau) + \dot{x}(\tau)d\tau = y + f(y, v)d\tau. \quad (3.2.16)$$

Le coût pour aller de l'état $x(\tau)$ à $x(\tau + d\tau)$ est $L(v)d\tau$. D'après le principe d'optimalité :

$$V(y) = \min_v \{L(v).d\tau + V(y + f(y, v).d\tau)\} . \quad (3.2.17)$$

Le développement à l'ordre 1 de cette expression donne :

$$V(y) = \min_v \{L(v).d\tau + V(y) + V_x(y).f(y, v).d\tau + V_\tau(y).d\tau\} , \quad (3.2.18)$$

soit après simplification et division par $d\tau$

$$\min_v \{L(v) + V_x(y).f(y, v) + V_\tau(y)\} = 0, \quad (3.2.19)$$

ce qui aboutit à l'équation de Hamilton-Jacobi-Bellman (HJB) en temps continu :

$$\forall t \in [t_0, t_f], \quad V_t(x(t)) + \min_{u(t)} \{L(u(t)) + V_x(x(t)).f(x(t), u(t))\} = 0. \quad (3.2.20)$$

Si l'équation HJB admet une solution alors le problème de commande optimale admet une commande optimale u^* qui minimise à chaque instant :

$$L(u(t)) + V_x(x(t)).f(x(t), u(t)). \quad (3.2.21)$$

Il existe une relation étroite entre le principe de Pontriaguine et l'équation de HJB. En effet, compte tenu de la définition de la fonction de Pontriaguine $\mathcal{H}(x, u, \lambda) = \lambda.f(x, u) - L(u)$, l'équation de HJB peut être écrite sous la forme :

$$V_t(x(t)) = \max_{u \in U} \mathcal{H}(x(t), u(t), -V_x(x(t))). \quad (3.2.22)$$

La fonction multiplicateur de Lagrange λ est donc l'opposée de $V_x(x(t))$, la dérivée de la fonction « cost-to-go » par rapport à l'état x , soit :

$$\lambda(t) = -V_x(x(t)). \quad (3.2.23)$$

Cette équivalence a fait l'objet d'une démonstration présentée dans l'article [65].

3.3 Résolution numérique du problème d'optimisation

3.3.1 Introduction

On a présenté au paragraphe précédent deux principes de résolution du problème de commande optimale. On s'attachera dans cette partie à leur mise en oeuvre numérique, par discrétisation du temps, de la commande et de l'état. Le problème d'optimisation est tout d'abord écrit sous sa forme discrétisée. La commande u est définie et la consommation instantanée en carburant est réécrite en fonction de cette commande. Les démarches de résolutions numériques sont ensuite présentées, à l'image du paragraphe précédent, basées sur le Principe du Maximum de Pontriaguine et sur la Programmation Dynamique.

3.3.2 Réécriture du problème d'optimisation

En temps discret, le problème d'optimisation (PO) associé au système se réécrit sous la forme suivante :

$$(PO) \begin{cases} \min_{u \in U} \left\{ J(u) = \sum_{t=t_0}^{t=t_f} L(x(t), u(t)) \Delta t \right\} \\ x(t + \Delta t) = x(t) + f(x(t), u(t)) \Delta t \\ \text{Abilan batterie nul } x(t_0) = x(t_f) \\ x(t) \in [x_{min}, x_{max}] \\ u(t) \in [u_{min}, u_{max}] \end{cases} \quad (3.3.1)$$

où Δt correspond au pas de temps avec t variant de t_0 à t_f .

3.3.3 Choix de la commande u

L'objectif de la commande u est de répondre au besoin en puissance à la roue et à l'alimentation des auxiliaires en répartissant l'appel de puissance entre la branche électrique et la branche thermique de la chaîne de traction. Pour l'ensemble des architectures de chaînes de traction présentées et modélisées ci-après, la commande u retenue correspond à la puissance du moteur thermique P_{MTh} , soit

$$u(t) = P_{MTh}(t). \quad (3.3.2)$$

La puissance P_{MEL} est alors résultante. Ce choix a été guidé par la simplification des équations des modèles des chaînes de traction étudiées, la facilité de discrétisation de la commande et de l'implémentation logicielle. Une commande en couple

du moteur thermique, ou correspondant au ratio entre couple moteur thermique et besoin à la roue aurait tout aussi bien pu être mise en œuvre comme cela a été fait pour l'étude d'hybridation parallèle présentée par [53].

On notera que :

- si $u > 0$, le moteur thermique est en fonctionnement ;
- si $u = 0$, le moteur thermique est arrêté. Il n'est donc pas alimenté en carburant ;
- la situation de vie où $u < 0$ n'existe pas car le moteur thermique n'est pas réversible.

3.3.4 Détermination de la consommation

Pour mémoire, la puissance du carburant fossile est déterminée à partir de la relation

$$L(u(t)) = \dot{m}_f(u(t))\Delta H_{PCI}, \quad (3.3.3)$$

qui peut être réécrite en fonction de la commande en puissance du moteur thermique, indépendamment de l'état de charge de la batterie, par la relation

$$L(P_{MTh}(t)) = \dot{m}_f(P_{MTh}(t))\Delta H_{PCI}, \quad (3.3.4)$$

avec

$$\dot{m}_f(P_{MTh}(t)) = \frac{P_{MTh}(t)}{\eta_{MTh}(C_{MTh}(t), \Omega_{MTh}(t)) \Delta H_{PCI}}. \quad (3.3.5)$$

Soit,

$$L(P_{MTh}(t)) = \frac{P_{MTh}(t)}{\eta_{MTh}(C_{MTh}(t), \Omega_{MTh}(t))}, \quad (3.3.6)$$

où η_{MTh} est le rendement du moteur thermique calculé pour chaque point de fonctionnement (C_{MTh}, Ω_{MTh}) , à partir de la cartographie Figure 3.3.1.

En conséquence, la fonctionnelle J à minimiser sur la globalité du cycle est donnée par :

$$J(u^*(t)) = \sum_{t=t_0}^{t=t_f} \dot{m}_f(u^*(t))\Delta H_{PCI}\Delta t = \sum_{t=t_0}^{t=t_f} \frac{P_{MTh}^*(t)}{\eta_{MTh}(C_{MTh}(t), \Omega_{MTh}(t))}. \quad (3.3.7)$$

La Figure 3.3.1a) présente une cartographie de rendement du moteur thermique et montre l'espace des commandes u possibles définie par le produit couple (C_{MTh}) et vitesse (Ω_{MTh}) du moteur thermique. Elle montre que la fonction $L(u)$ est continue et bornée et qu'il existe un minimum global de consommation spécifique (CSE) correspondant au rendement maximal de $\sim 34\%$ pour le moteur à essence considéré. La courbe bleue représente l'OOL (Optimum Operating Line). Elle correspond aux points de meilleurs rendements en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

La Figure 3.3.1b) est tracée à partir de l'OOL pour déterminer en fonction de la commande en puissance u la consommation spécifique minimale exprimée en g/kWh. On peut remarquer l'existence de minimums locaux avec toutefois de très faibles variations de la CSE sur une large plage de fonctionnement du moteur thermique. Ces minimums locaux traduisent certainement les imprécisions de mesures de la CSE sur banc d'essai.

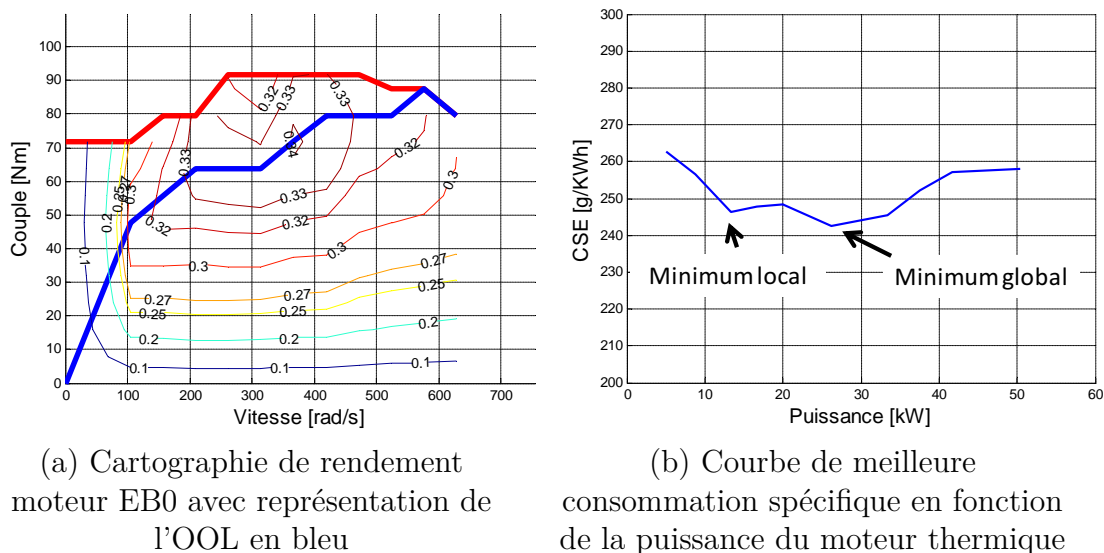


FIGURE 3.3.1 – Représentation de l'OOL (a) et CSE associée (b)

3.3.5 Résolution numérique basée sur le principe du maximum de Pontriaguine

La résolution numérique basée sur le principe du maximum de Pontriaguine consiste à écrire la fonction de Pontriaguine ou Hamiltonien \mathcal{H} du système à optimiser. Pour trouver la valeur minimale de J , à chaque instant le Hamiltonien doit être maximisé et la commande optimale correspondante u^* est calculée telle que :

$$u^*(t) = \underset{u(t) \in U}{\operatorname{argmax}} \mathcal{H}(x(t), u(t), \lambda(t)), \quad (3.3.8)$$

avec

$$\mathcal{H}(x, u, \lambda) = \lambda f(x(t), u(t)) - L(u(t)). \quad (3.3.9)$$

En combinant les relations 3.3.8 et 3.3.9, on obtient

$$\mathcal{H}(x, u, \lambda) = -\lambda \frac{I_{batt}(u(t))}{Q_0} - L(u(t)). \quad (3.3.10)$$

Comme présenté au paragraphe 3.2.2, maximiser \mathcal{H} revient à minimiser son opposé, soit :

$$-\mathcal{H}(x, u, \lambda) = \lambda \frac{I_{batt}(u(t))}{Q_0} + L(u(t)). \quad (3.3.11)$$

En posant $\xi = \frac{\lambda}{Q_0 E_{batt}}$ avec E_{batt} la tension à vide de la batterie,

$$-\mathcal{H}(x, u, \lambda) = \xi E_{batt} I_{batt}(u(t)) + L(u(t)). \quad (3.3.12)$$

Le premier terme $E_{batt} I_{batt}$ correspond à la puissance produite par la batterie convertie par ξ en équivalent carburant et le deuxième terme L est homogène à la puissance produite par le carburant fossile. ξ est appelé facteur d'équivalence. $-\mathcal{H}$ correspond à une puissance produite par le carburant et liée à l'utilisation de la branche thermique et de la branche électrique.

Le facteur d'équivalence sera considéré en première approximation constant sur l'ensemble du cycle véhicule poursuivi, soit $\xi = \xi_0$. La valeur de ξ_0 est déterminée par itérations successives en utilisant par exemple une méthode dichotomique, de telle sorte que la contrainte sur l'état final soit respectée, soit $x_f = x_0$.

La résolution du problème d'optimisation va donc consister à trouver à chaque instant la commande $u^*(t)$ qui minimise $-\mathcal{H}$ et pour lequel le facteur d'équivalence ξ_0 permet de garantir le bilan batterie nul, soit :

$$u^*(t) = \operatorname{argmin} (\dot{m}_f(t) P_{MTh}(t) \Delta H_{PCI} + \xi_0 E_{batt} I_{batt}(P_{MTh}(t))), \quad (3.3.13)$$

et la consommation globale minimale sur le cycle automobile considéré est déterminée par l'expression

$$J(u^*(t)) = \sum_{t=t_0}^{t=t_f} \frac{P_{MTh}^*(t)}{\eta_{MTh}(C_{MTh}(t), \Omega_{MTh}(t))}. \quad (3.3.14)$$

3.3.6 Résolution numérique par programmation dynamique

3.3.6.1 Principe

La programmation dynamique a été développée pour résoudre des problèmes d'optimisation nécessitant une prise de décision (choix de la commande) par rapport à un critère à optimiser. Son principe est basé sur la recherche d'un optimum d'un problème global en le décomposant en sous problèmes plus simples à résoudre. A titre d'exemple, on recherche le chemin à moindre coût (ou distance) pour aller d'un point A à un point B. Si le chemin optimal de A à B passe par C, alors il est encore optimal entre C et B [66]. En généralisant cette observation, si un contrôle est optimal entre t_0 et t_f alors il est aussi optimal entre t et t_f ($t \in [t_0, t_f]$). La trajectoire optimale qui minimise globalement J sur l'ensemble du parcours est celle qui passe par les sous trajectoires optimales entre $t_f - \Delta t$ et t_f , $t_f - 2\Delta t$ et t_f , $t_f - 3\Delta t$ et t_f , ... En conséquence pour trouver le chemin optimal on procède par induction récursive (calcul Backward) en partant du coût à l'instant final $V(x, t_f)$ connu. On

calcule ensuite à chaque instant antérieur ou étape intermédiaire la valeur de la matrice de coût minimale $V(x, t)$ permettant de passer d'un état $x(t)$ à l'état cible x_f , telle que :

$$V(x, t) = \min_{u(t)} \{L(u(t), t)\Delta t + V(x(t + \Delta t), u(t), t + \Delta t)\}, \quad (3.3.15)$$

où Δt est la discrétisation sur le temps.

Le schéma Figure 3.3.2 montre dans le plan (x, t) le principe de construction de la matrice $V(x, t)$, dite matrice « Cost to Go ». Pour chaque point (x, t) , le coût $V(x, t)$ est calculé et la commande optimale $u^*(x, t)$ identifiée (en rouge) parmi l'ensemble des commandes admissibles u (en bleu).

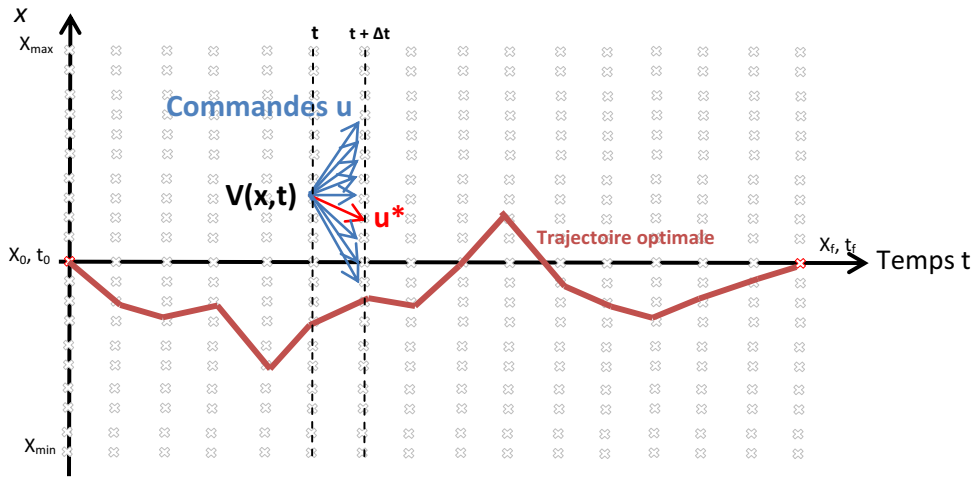


FIGURE 3.3.2 – Illustration de la construction de la matrice $V(x, t)$ et d'une trajectoire optimale

La matrice $V(x, t)$ est construite par discrétisation de l'état et du temps. Elle donne pour chaque valeur de x et de t , le coût minimal pour atteindre à t_f , la contrainte x_f sur l'état.

Dans le cas du système étudié, le coût minimum V est donné par :

$$V(x, t) = \min_{u(t)} \left\{ V(t + \Delta t, x - \frac{I_{batt}(u, t)}{Q_0} \Delta t) + \dot{m}_f(t) P_{MTh}(t) \Delta H_{PCI} \Delta t \right\}. \quad (3.3.16)$$

La commande optimale $u^*(t)$ correspond à la commande appliquée à l'instant t pour passer de l'état $x(t)$ à l'état $x(t + \Delta t)$ qui minimise le coût V . Elle est calculée à partir de l'expression

$$u^*(t) = \operatorname{argmin} \{V(x, t)\}. \quad (3.3.17)$$

La commande optimale u^* est utilisée pour construire de proche en proche la trajectoire optimale sur l'état (calcul forward) en partant du point (x_0, t_0) auquel

lui est affecté la commande $u^*(x_0, t_0)$. Connaissant u^* , la consommation instantanée en carburant peut être calculée pour chaque pas de temps Δt . Et à l'image du Principe de Pontriaguine, la consommation globale sur le cycle s'exprime donc par

$$J(u^*) = \sum_{t=t_0}^{t=t_f} \frac{P_{MTh}^*(t)}{\eta_{MTh}(C_{MTh}, \Omega_{MTh})}. \quad (3.3.18)$$

3.3.6.2 Intégration des contraintes

Contrainte d'égalité associé au Bilan Batterie Nul : BBN

Pour garantir la contrainte de bilan batterie nul ($x_0 = x_f$), il est nécessaire de faire converger le calcul vers x_f . Pour cela, la matrice $V(x, t)$ est initialisée à l'instant t_f en imposant un coût final minimal pour $V(x_f, t_f)$, par exemple $V(x_f, t_f) = 0$. Les autres valeurs de $V(x, t_f)$ sont initialisées à des valeurs très supérieures. L'implémentation numérique consiste par exemple à affecter à ces coûts finaux des valeurs calculées en utilisant une loi parabolique (voir Figure 3.3.3) telle que celle proposée par [52].

$$V(x, t_f) = \beta(x_0 - x)^2 \quad (3.3.19)$$

Avec β choisi arbitrairement très grand par exemple 10^6 .

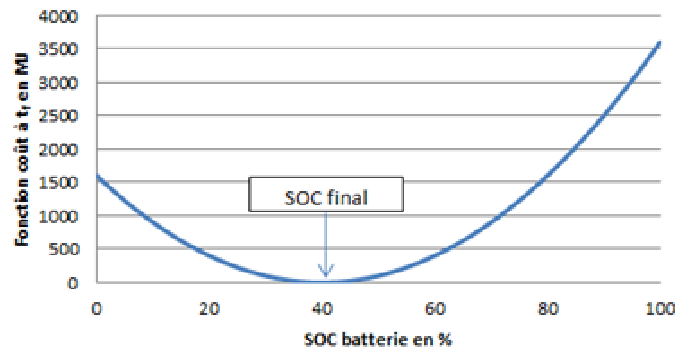


FIGURE 3.3.3 – Représentation de la fonction de coût énergétique $V(x, t)$ fixée arbitrairement pour $t = t_f$

Contraintes de bord liée à la plage de fonctionnement des organes de puissance

La commande optimale u^* est choisie dans l'ensemble des valeurs de u qui garantit le respect de ces contraintes.

Sur le plan implémentation numérique, pour tenir compte des contraintes de bord sur l'état de la batterie, le coût $V(x, t)$ est affecté de très grandes valeurs par exemple 10^6 pour $x > x_{max}$ et $x < x_{min}$. En conséquence et à titre d'exemple, si l'état de charge de la batterie (SOC) atteint la valeur de x_{min} alors le moteur thermique peut être utilisé pour recharger la batterie. Et au contraire, si l'état de charge de

la batterie atteint la valeur x_{max} , le moteur thermique est en général arrêté. L'énergie électrique stockée est alors consommée pour assurer la traction du véhicule, ou l'énergie provenant de la roue en phase de décélération est dissipée, par exemple, sous forme de chaleur en utilisant le système de freinage hydraulique du véhicule.

Dans le voisinage de x_f , il apparaît des régions interdites à la trajectoire (voir Figure 3.3.4). Elles correspondent à des zones à partir desquelles, compte tenu des plages de fonctionnement des organes, il n'est pas possible d'atteindre l'état x_f à l'instant final t_f . Les valeurs de V associées à ces régions sont calculées lors du calcul backward (de t_f à t_0) et affectées de très grandes valeurs. De fait, ces points de fonctionnement sont écartés du trajet optimal.

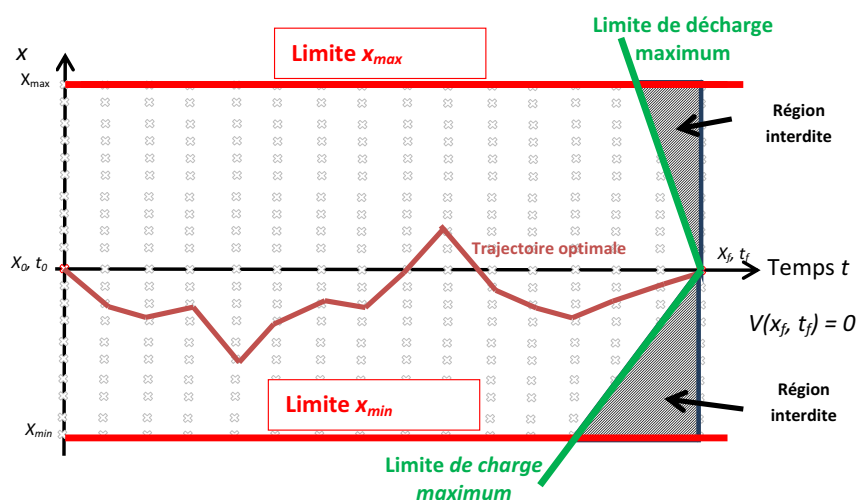


FIGURE 3.3.4 – Définition des bornes liées à x_{min} , x_{max} , u_{min} et u_{max}

3.3.7 Comparaison entre les méthodes de Pontriaguine et de Bellman

Pour comparer les deux méthodes numériques, des calculs de consommation sont réalisés à partir d'une architecture d'hybridation série sur le cycle NEDC. La figure 3.3.5 montre l'évolution de l'état de charge de la batterie sur le cycle pour les deux principes d'optimisation. Dans le cas de Pontriaguine, l'évolution du SOC est représentée pour deux valeurs de λ très proches qui encadrent le bilan batterie nul.

Si pour la programmation dynamique, la contrainte de bilan batterie nul est respectée, on constate qu'elle n'est pas garantie avec le principe de Pontriaguine avec un état de charge final de 38% pour $\lambda = 3,2603$ et de 44% pour $\lambda = 3,2604$, à partir d'un état de charge initial de 40%. En effet, le Principe de Pontriaguine apparaît sensible à la présence de minimum locaux tels que montrés par la fonction $H(u)$ pour l'instant $t = 1089s$ du cycle NEDC, représenté sur la figure 3.3.6. La fonction $H(u)$ n'étant pas concave, il apparaît deux solutions pour $H_u = 0$ et par voie de conséquence, pour une faible variation de λ la commande optimale u^* bascule d'une

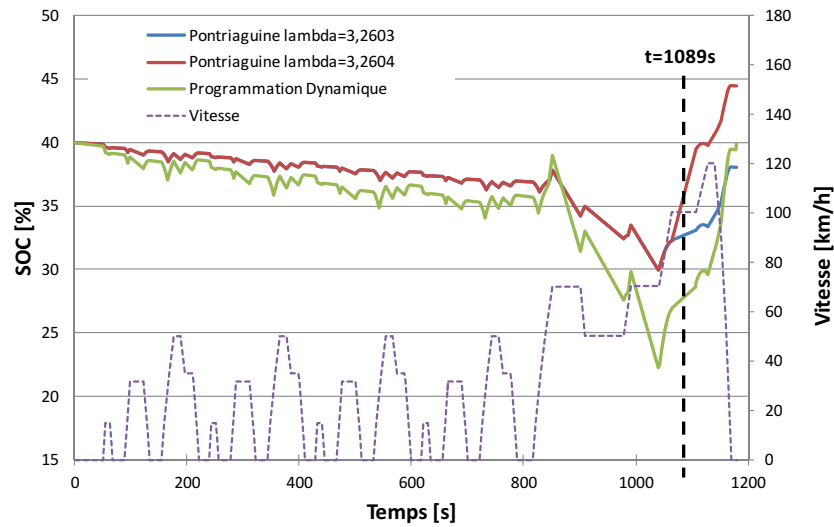


FIGURE 3.3.5 – Comparaison de l'évolution du SOC sur le cycle NEDC

valeur de u correspondant au minimum local 1 à une valeur de u correspondant au minimum local 2, ce qui se traduit soit par une sous charge soit par une surcharge de la batterie.

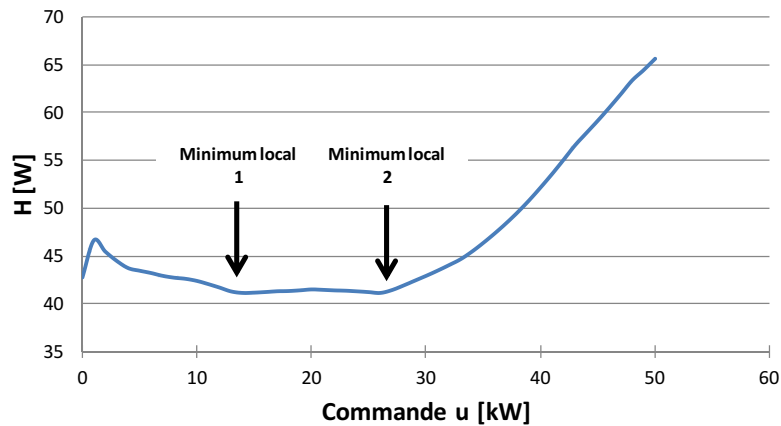


FIGURE 3.3.6 – Fonction $H(u)$ pour $t = 1089s$ sur le cycle NEDC

En conséquence, la consommation à bilan batterie nul par la méthode de Pontriaguine doit être calculée en corrigeant les valeurs de consommation pour compenser l'excès de charge ou de décharge de la batterie. Le tableau 3.1 compare les consommations calculées sur le cycle NEDC et montre que la consommation corrigée obtenue par le principe de Pontriaguine est équivalente à celle obtenue par programmation dynamique.

On notera par ailleurs, que le principe de Pontriaguine ne permet pas d'intégrer facilement les contraintes de bord sur l'état, qui ne peut être rendue possible que par l'ajout de 2 autres multiplicateurs de Lagrange associés respectivement à la

Principe	Maximum de Pontriaguine			Programmation dynamique (Bellman)
Etat de charge final	38%	44%	40% (corrigé)	40%
Consommation l/100 km	3,22	3,68	3,373	3,369
Temps de calcul	quelques ms			5 s

TABLE 3.1 – Comparaison des consommations calculées par le principe de Pontriaguine et la programmation dynamique de Bellman

contrainte d'état de charge maximal et d'état de charge minimal de la batterie. Cette difficulté n'apparaît pas dans le cas de la programmation dynamique (voir paragraphe précédent).

3.4 Equation d'évolution du système

3.4.1 Introduction

Les paragraphes précédents ont présenté deux méthodes de résolution des problèmes d'optimisation. Ils font chacun intervenir la fonction d'évolution de l'état de charge de la batterie donc le courant (charge/décharge) en fonction de la commande $u(t) = P_{MTh}(t)$. Il s'agit maintenant de déterminer cette fonction pour chacune des architectures étudiées.

Après avoir précisé les conventions de signe sur les puissances, le modèle de batterie considéré dans l'étude est présenté. Ensuite les modèles associés aux différentes chaînes de traction hybrides sont établis afin d'exprimer la puissance et le courant de la batterie en fonction de la commande et des données d'entrée : la puissance à la roue et des auxiliaires. Enfin, pour chaque architecture, couples et vitesses des organes de puissance sont calculés pour identifier, à partir de cartographies, les pertes ou rendements respectifs.

3.4.2 Conventions

Les conventions de signe sont les suivantes :

- convention générateur pour la batterie : un courant batterie $I_{batt} > 0$ ($P_{batt} > 0$) correspond à la décharge de la batterie, et un courant $I_{batt} < 0$ ($P_{batt} < 0$) correspond à sa recharge,
- convention moteur pour la machine électrique : une puissance négative correspond à un fonctionnement en mode générateur et une puissance positive au mode moteur,
- convention moteur pour le moteur thermique : du fait de l'irréversibilité de cet organe, sa puissance est toujours positive ou nulle.

3.4.3 Equation d'évolution de l'état de charge de la batterie

La fonction d'évolution de l'état du système est définie par $\dot{x}(t) = f(x(u(t)), u(t))$ qui exprime la variation de la charge de la batterie en fonction de la commande. Elle se définit en fonction des courants de charge et de décharge $I_{batt}(t)$ par la relation rappelée ci-dessous :

$$\dot{x}(t) = \frac{d}{dt}x(t) = -\frac{I_{batt}(t)}{Q_0}. \quad (3.4.1)$$

On considérera un modèle de batterie simplifié communément admis pour les technologies de cellules de type Li-ion où les pertes Joule sont du premier ordre. La batterie est représentée par un générateur/accumulateur parfait en série avec une résistance comme illustré sur le schéma 3.4.1. Le rôle de la résistance est d'intégrer l'ensemble des pertes Joule du système batterie. La puissance batterie P_{batt} représente la puissance aux bornes de la batterie ($P_{batt} = UI_{batt}$). La puissance chimique ($P_{chimique}$) correspond à la puissance électrique réellement stockée. Elle varie au cours du temps en fonction de la sollicitation de la branche électrique de la chaîne de traction.

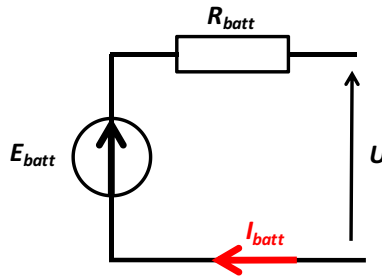


FIGURE 3.4.1 – Représentation schématique simplifiée d'un modèle de batterie Li-ion

La tension à vide E_{batt} et la résistance interne R_{batt} dépendent de l'état de charge ainsi que du signe s de la puissance batterie (charge ou décharge).

La puissance chimique est donnée par les expressions suivantes :

$$P_{chimique}(x, s, u) = E_{batt}(x, s)I_{batt}(u) = P_{batt}(u) + R_{batt}(x, s)I_{batt}^2(u), \quad (3.4.2)$$

avec x , s et u fonctions du temps,
soit

$$R_{batt}(x, s)I_{batt}^2(u) - E_{batt}(x, s)I_{batt}(u) + P_{batt}(u) = 0. \quad (3.4.3)$$

En résolvant cette équation quadratique dont le discriminant est égal à :

$$\Delta = E_{batt}^2(x, s) - 4R_{batt}(x, s)P_{batt}(u), \quad (3.4.4)$$

on obtient,

$$I_{batt}(u) = \frac{E_{batt}(x, s) \pm \sqrt{E_{batt}^2 - 4R_{batt}(x, s)P_{batt}(u)}}{2R_{batt}(x, s)} \quad (3.4.5)$$

En circuit ouvert, le courant I_{batt} et la puissance P_{batt} sont nuls. Seule la relation suivante satisfait cette condition :

$$I_{batt}(u) = \frac{E_{batt}(x, s) - \sqrt{E_{batt}^2 - 4R_{batt}(x, s)P_{batt}(u)}}{2R_{batt}(x, s)} \quad (3.4.6)$$

Pour chacune des architectures étudiées, la puissance P_{batt} et le courant I_{batt} vont maintenant être établis en fonction de la commande.

3.4.4 Cas de l'hybridation série

3.4.4.1 Description de l'architecture organique

L'architecture étudiée est décrite Figure 3.4.2. Le moteur thermique est accouplé à une génératrice pour former un groupe électrogène produisant un courant électrique distribué sur le réseau de puissance électrique du véhicule. La traction du véhicule est uniquement assurée par une machine électrique reliée aux roues par un réducteur. Il n'existe pas de couplage mécanique entre le moteur thermique et les roues. Pour optimiser le rendement du groupe électrogène, la vitesse de rotation de la génératrice est adaptée à la vitesse du moteur thermique par un réducteur (multiplicateur).

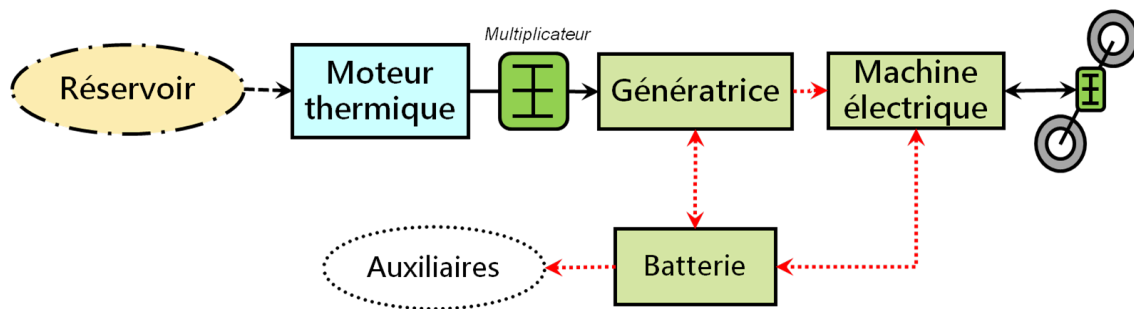


FIGURE 3.4.2 – Architecture hybride série étudiée

Pour une demande de puissance aux roues donnée, le superviseur de la chaîne de traction adresse une commande de puissance u au moteur thermique et assure une production électrique du groupe électrogène. La batterie fournit ou stocke la différence de puissance entre la puissance fournie par le générateur et la demande (puissances à la roue et auxiliaires).

3.4.4.2 Bilan de puissance

La somme des puissances du groupe électrogène et de la batterie doit satisfaire la demande du conducteur ainsi que l'alimentation des auxiliaires nécessaires au bon

fonctionnement du véhicule (réseau de bord). Le schéma 3.4.3 illustre le principe d'échanges de puissance, traduit sous la forme de l'équation 3.4.7. Elle est établie à partir d'un simple nœud électrique car il n'y a pas de couplage mécanique entre le moteur thermique et les roues. Seule la machine électrique (MEL) assure la traction aux roues.

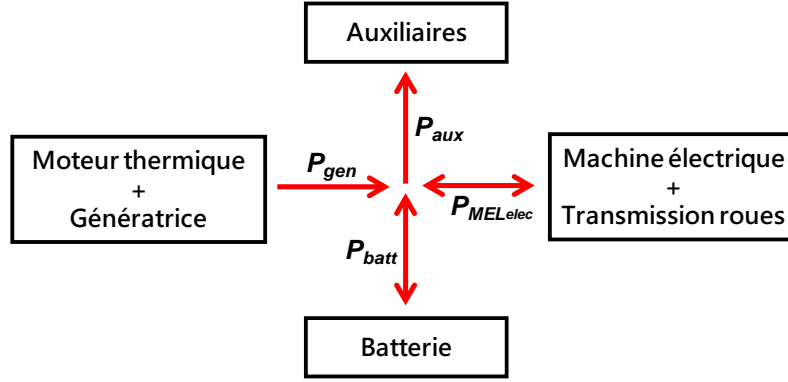


FIGURE 3.4.3 – Schéma bilan de puissance de la chaîne de traction hybride série étudiée

$$P_{gen}(t) + P_{batt}(t) = P_{MELelec}(t) + P_{aux}, \quad (3.4.7)$$

où P_{aux} correspond à la puissance auxiliaire forfaitaire, supposée indépendante du temps. P_{batt} correspond à la puissance de la batterie et P_{gen} est la puissance électrique produite par le générateur. Elle est reliée à la commande P_{MTh} par l'expression

$$P_{gen}(t) = P_{MTh}(t) \eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen}) \eta_{red}, \quad (3.4.8)$$

où η_{gen} est le rendement du générateur et de son onduleur, déterminé à partir d'une cartographie couple-vitesse et η_{red} est le rendement du réducteur (multiplicateur) situé entre le moteur thermique et la génératrice.

$P_{MELelec}$ est la puissance électrique aux bornes de l'onduleur de la machine électrique. Elle est reliée à la puissance à la roue par les différents étages de rendement (onduleur, machine électrique, organes de transmissions). Elle est déterminée par les lois 3.4.9 et 3.4.10 en fonction du signe de la puissance à la roue : positif en mode traction et négatif dans les phases de décélération (récupération d'énergie au freinage ou levé de pied).

Si $P_{roue}(t) > 0$, alors

$$P_{MELelec}(t) = \frac{P_{roue}(t)}{\eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}) \eta_{trans}}, \quad (3.4.9)$$

et si $P_{roue}(t) < 0$, alors

$$P_{MELelec}(t) = P_{roue}(t) \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}) \eta_{trans} \quad (3.4.10)$$

où η_{MEL} est le rendement de la machine électrique et de son onduleur, déterminé à partir d'une cartographie couple-vitesse et η_{trans} est le rendement du réducteur situé entre la machine électrique et les roues.

La puissance de la batterie s'exprime à partir de la relation sur le nœud électrique, soit

$$P_{batt}(t) = P_{MEL\ elec}(t) + P_{aux} - P_{gen}(t), \quad (3.4.11)$$

soit en fonction de la commande, en combinant les expressions 3.4.8 et 3.4.11

$$P_{batt}(t) = P_{MEL\ elec}(t) + P_{aux} - P_{MTh}(t) \eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen}) \eta_{red}. \quad (3.4.12)$$

3.4.4.3 Expression du courant I_{batt}

En combinant les expressions 3.4.9, 3.4.10 et 3.4.12, les expressions du courant de charge/décharge en fonction de la commande sont égales à :

$$I_{batt}(u) = \frac{E_{batt} - \sqrt{\Delta}}{2R_{batt}} \quad (3.4.13)$$

Si $P_{roue}(t) > 0$, alors

$$\Delta = E_{batt}^2 - 4R_{batt} \left(\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{MEL} \eta_{trans}} + P_{aux} - P_{MTh}(t) \eta_{gen} \eta_{red} \right) \quad (3.4.14)$$

et si $P_{roue}(t) < 0$, alors

$$\Delta = E_{batt}^2 - 4R_{batt} (P_{roue}(t) \eta_{MEL} \eta_{trans} + P_{aux} - P_{MTh}(t) \eta_{gen} \eta_{red}) \quad (3.4.15)$$

3.4.4.4 Expression du couple et de la vitesse des organes de puissance

Les différents organes de puissance de la chaîne de traction sont caractérisés par des cartographies de rendement. Pour identifier à chaque instant la valeur de rendement à prendre en considération, le couple et la vitesse de l'organe considéré doivent être déterminés.

- Pour le moteur thermique : pour une commande P_{MTh} fixée, le couple (C_{MTh}, ω_{MTh}) correspond au point de meilleur rendement.
- Pour la génératrice : elle est liée mécaniquement au moteur par un réducteur tel que

$$\omega_{gen}(t) = k_{red} \omega_{MTh}(t), \quad (3.4.16)$$

et

$$C_{gen}(t) = \frac{C_{MTh}(t)}{k_{red}} \eta_{red}. \quad (3.4.17)$$

où C_{gen} est le couple et ω_{gen} est la vitesse de la génératrice et k_{red} le rapport de réduction de l'organe de transmission (multiplicateur).

- Pour la machine électrique de traction : Elle est mécaniquement liée aux roues. Vitesses et couples de la machine sont donc calculés à partir du besoin à la roue selon les relations

$$\omega_{MEL}(t) = \omega_{roue}(t) k_{trans}, \quad (3.4.18)$$

et

$$C_{MEL}(t) = \frac{C_{roue}(t)}{k_{trans}}, \quad (3.4.19)$$

où C_{MEL} est le couple et ω_{MEL} la vitesse de la machine électrique de traction, k_{trans} le rapport de réduction de l'organe de transmission (réducteur).

3.4.5 Cas de l'hybridation parallèle

3.4.5.1 Description de l'architecture organique

L'architecture retenue correspond à l'hypothèse d'adaptation de la machine électrique sur le différentiel en y associant un étage de réduction (voir Figure 3.4.4). On s'attachera à étudier deux configurations d'architecture parallèle, l'une associant au moteur thermique une boîte de vitesse à rapport discret dite DSR et l'autre un système de variation continu du rapport de transmission dit CSR.

Le moteur thermique peut être désaccouplé de la transmission pour s'affranchir des pertes par frottement et par pompage.

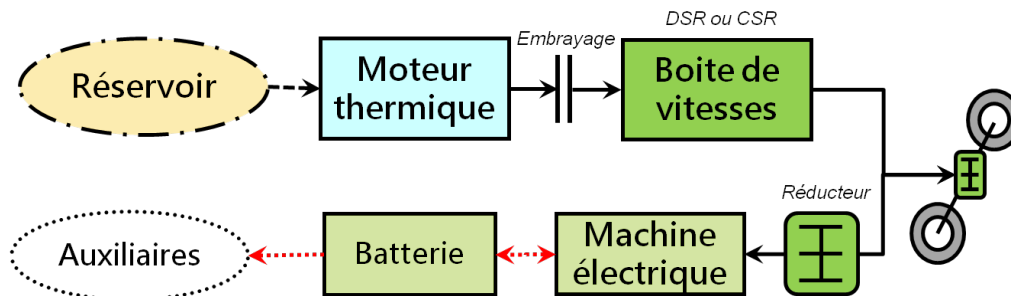


FIGURE 3.4.4 – Architecture d'un hybride parallèle

3.4.5.2 Bilan de puissance

La Figure 3.4.5 montre le synoptique des flux de puissance mécanique et électrique entre les différents organes composant ce type d'architecture. Contrairement à l'hybridation série, elle présente un nœud de puissance mécanique (en vert) ainsi qu'un nœud de puissance électrique (en rouge).

Les bilans de puissance mécanique et électrique à leurs nœuds respectifs s'écrivent selon les relations suivantes :

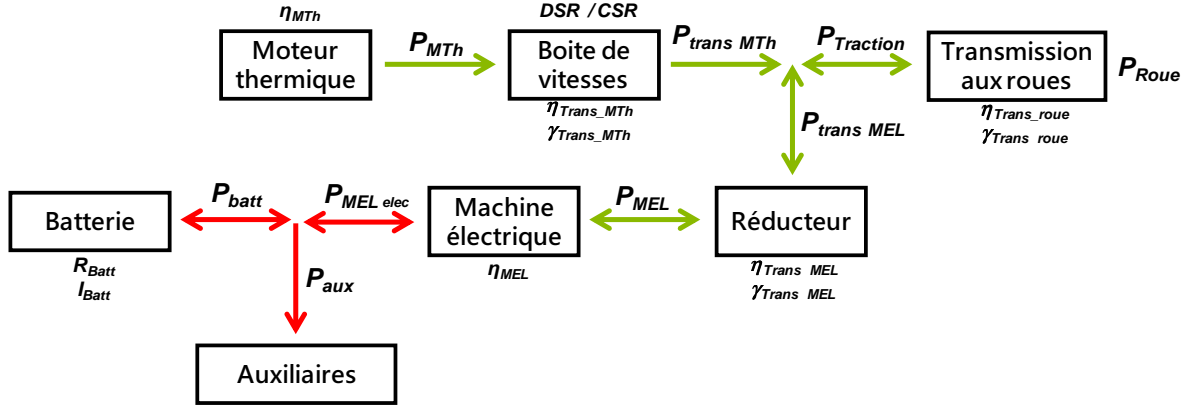


FIGURE 3.4.5 – Schéma bilan de puissance de la chaîne de traction hybride parallèle étudiée

— Pour la branche mécanique

$$P_{trans\ MTh}(t) + P_{trans\ MEL}(t) = P_{Traction}(t), \quad (3.4.20)$$

où

$$P_{trans\ MTh}(t) = P_{MTh}(t) \eta_{trans\ MTh}. \quad (3.4.21)$$

Si $P_{MEL}(t) \geq 0$,

$$P_{trans\ MEL}(t) = P_{MEL}(t) \eta_{trans\ MEL}, \quad (3.4.22)$$

alors que si $P_{MEL}(t) < 0$,

$$P_{trans\ MEL}(t) = \frac{P_{MEL}(t)}{\eta_{trans\ MEL}}. \quad (3.4.23)$$

La puissance de traction s'exprime en fonction de la puissance à la roue, par les expressions suivantes :

En mode traction, $P_{roue}(t) \geq 0$, :

$$P_{Traction}(t) = \frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} \quad (3.4.24)$$

En phase de décélération, $P_{roue}(t) < 0$,

$$P_{Traction}(t) = P_{roue}(t) \eta_{trans\ roue}. \quad (3.4.25)$$

— Pour la branche électrique

$$P_{batt}(t) = P_{aux} + P_{MEL\ elec}(t), \quad (3.4.26)$$

La puissance électrique de la MEL ($P_{MEL\ elec}$) est reliée à sa puissance mécanique (P_{MEL}) par la cartographie de rendement de la machine et de son onduleur, par les relations :

Si $P_{MEL}(t) \geq 0$,

$$P_{MELelec}(t) = \frac{P_{MEL}(t)}{\eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL})}, \quad (3.4.27)$$

et si $P_{MEL}(t) < 0$,

$$P_{MELelec}(t) = P_{MEL}(t) \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}) \quad (3.4.28)$$

Finalemment, en combinant l'ensemble des expressions 3.4.20 à 3.4.28, on obtient

— si $P_{roue}(t) \geq 0$ et $P_{MEL}(t) \geq 0$, alors

$$P_{batt}(t) = P_{aux} + \frac{\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - P_{MTh}(t) \eta_{trans\ MTh}}{\eta_{Trans\ MEL} \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL})}}, \quad (3.4.29)$$

alors que si $P_{MEL}(t) < 0$,

$$P_{batt}(t) = P_{aux} + \eta_{Trans\ MEL} \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}) \left(\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - P_{MTh}(t) \eta_{trans\ MTh} \right). \quad (3.4.30)$$

— si $P_{roue}(t) < 0$, le moteur thermique est à l'arrêt donc $P_{MTh} = 0$. L'énergie produite par le freinage est stockée dans la batterie, la puissance de la batterie P_{batt} s'exprime par

$$P_{batt}(t) = P_{aux} + \eta_{Trans\ MEL} \eta_{trans\ roue} \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}) P_{roue}(t). \quad (3.4.31)$$

3.4.5.3 Expression du courant I_{batt}

Pour mémoire I_{batt} s'exprime par la relation

$$I_{batt}(u) = \frac{E_{batt} - \sqrt{\Delta}}{2R_{batt}} \quad (3.4.32)$$

— si $P_{roue}(t) \geq 0$ et $P_{MEL}(t) \geq 0$,

$$\Delta = E_{batt}^2 - 4R_{batt} \left(P_{aux} + \frac{\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - P_{MTh}(t) \eta_{trans\ MTh}}{\eta_{Trans\ MEL} \eta_{MEL}}} \right) \quad (3.4.33)$$

— si $P_{roue}(t) \geq 0$ et $P_{MEL}(t) < 0$,

$$\Delta = E_{batt}^2 - 4R_{batt} \left(P_{aux} + \eta_{Trans\ MEL} \eta_{MEL} \left(\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - P_{MTh}(t) \eta_{trans\ MTh} \right) \right) \quad (3.4.34)$$

— si $P_{roue}(t) < 0$ et $P_{MEL}(t) < 0$,

$$\Delta = E_{batt}^2 - 4R_{batt} (P_{aux} + \eta_{Trans\ MEL} \eta_{trans\ roue} \eta_{MEL} P_{roue}(t)) \quad (3.4.35)$$

3.4.5.4 Expression du couple et de la vitesse des organes de puissance

La vitesse de rotation de la machine électrique est imposée par la vitesse aux roues, par la relation :

$$\omega_{MEL}(t) = \gamma_{trans\ MEL} \gamma_{trans\ roue} \omega_{roue}(t). \quad (3.4.36)$$

Le couple de la machine électrique est calculé à partir du nœud mécanique défini par l'équation 3.4.20 rappelée ci-dessous

$$P_{trans\ MTh}(t) + P_{trans\ MEL}(t) = P_{Traction}(t). \quad (3.4.37)$$

Si $P_{MEL}(t) \geq 0$,

$$C_{MEL}(t) = \frac{P_{Traction}(t) - P_{MTh}(t) \eta_{trans\ MTh}}{\eta_{trans\ MEL} \omega_{MEL}(t)}, \quad (3.4.38)$$

et si $P_{MEL}(t) < 0$,

$$C_{MEL}(t) = \eta_{trans\ MEL} \frac{P_{Traction}(t) - P_{MTh}(t) \eta_{trans\ MTh}}{\omega_{MEL}(t)}. \quad (3.4.39)$$

3.4.5.5 Choix du rapport de transmission

On se propose d'analyser deux principes de changement de rapport de vitesses. Le premier utilise une boîte à cinq rapports discrets dont l'étagement est celui d'un véhicule conventionnel. La stratégie de changement de rapport consiste à choisir le rapport de transmission offrant le meilleur rendement du moteur thermique. Des changements fréquents de rapport sont possibles, même s'ils ne sont pas acceptables d'un point de vue agrément de conduite (contrainte non intégrée). Le deuxième principe vise à évaluer l'intérêt d'une variation continue du rapport de transmission. Dans cette configuration, la stratégie consiste à faire fonctionner le moteur thermique sur l'OOL.

La vitesse de rotation du moteur thermique s'exprime par la relation :

$$\omega_{MTh}(t) = \gamma_{trans\ MTh(i)} \gamma_{trans\ roue} \omega_{roue}(t). \quad (3.4.40)$$

L'indice i correspond au numéro du rapport de réduction de la boîte de vitesse.

Le couple C_{MTh} est calculé à partir de la commande P_{MTh} , par la relation :

$$C_{MTh}(t) = \frac{P_{MTh}(t)}{\omega_{MTh}(t)}, \quad (3.4.41)$$

soit

$$C_{MTh}(t) = \frac{P_{MTh}(t)}{\gamma_{trans\ MTh(i)} \gamma_{trans\ roue} \omega_{roue}(t)}. \quad (3.4.42)$$

Dans le cas d'une boîte de vitesses DSR, le rapport discret $\gamma_{trans\ MTh(i)}$ est choisi, parmi les valeurs discrètes offertes par la boîte de vitesse, de telle sorte que le rendement du moteur thermique soit maximisé à chaque instant. Dans l'autre cas (CSR), le degré de liberté offert par la variation continue de rapport de transmission, permet de choisir le couple (C_{MTh}, ω_{MTh}) qui maximise le rendement du moteur thermique pour une puissance P_{MTh} demandée.

3.4.6 Cas de l'hybridation combinée

3.4.6.1 Description de l'architecture organique

L'architecture étudiée s'inspire de la technologie hybride commercialisée par Toyota depuis 1997 (PRIUS), construite autour d'un organe de couplage de type train épicycloïdal (voir Figure 3.4.6). Le moteur thermique, dont la vitesse de rotation de l'arbre de sortie est inférieure à celle de la machine électrique, est accouplé au porte satellite, limitant ainsi l'inertie des pièces en rotation. La première machine dite génératrice est couplée à l'axe du soleil du train épicycloïdal et la deuxième machine électrique est liée à la couronne.

Le pilotage en vitesse et couple de la génératrice permet de réaliser une variation continue du rapport de transmission entre le moteur thermique et les roues. La puissance produite par le moteur thermique se répartit entre une puissance transmise mécaniquement aux roues et une puissance transformée en courant électrique par la génératrice.

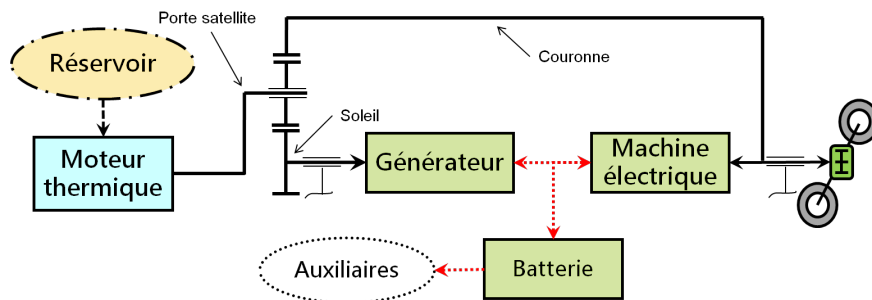


FIGURE 3.4.6 – Architecture d'un hybride combiné type Toyota

3.4.6.2 Bilan de puissance

Les flux de puissances mécaniques et électriques sont représentés Figure 3.4.7. Comme pour l'hybridation parallèle, on identifie 2 nœuds de puissance, l'un mécanique et l'autre électrique.

Le bilan de puissances conduit aux expressions suivantes :

$$P_{MEL}(t) + P_{gen}(t) + P_{trans MTh}(t) = P_{Traction}(t), \quad (3.4.43)$$

et

$$P_{batt}(t) = P_{MELelec}(t) + P_{genelec}(t) + P_{aux}. \quad (3.4.44)$$

Détermination de la puissance du générateur en fonction de la commande :

Pour assurer la variation continue du rapport de transmission et transmettre la puissance mécanique du moteur thermique aux roues, la cinématique du train épicycloïdal (voir Figure 3.4.8) introduit des relations entre les vitesses et couples du générateur et ceux du moteur thermique.

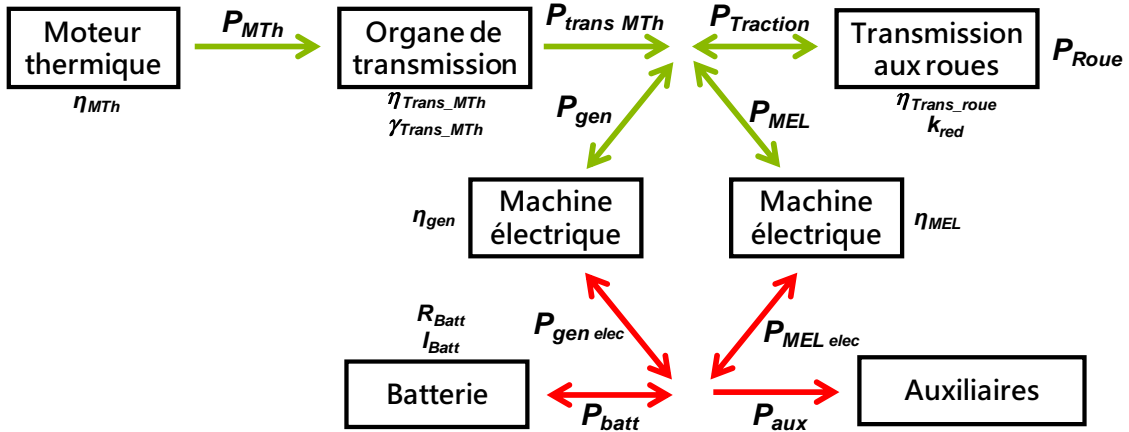


FIGURE 3.4.7 – Schéma bilan de puissance de la chaîne de traction hybride combinée étudiée

La relation sur les vitesses est connue sous le nom de formule de Willis. Elle s'exprime par :

$$\frac{\omega_s(t) - \omega_{MTh}(t)}{\omega_{gen}(t) - \omega_{MTh}(t)} = \lambda_w, \quad (3.4.45)$$

ou sous l'expression dite de Ravigneaux

$$\omega_s(t) - \lambda_w \omega_{gen}(t) + (\lambda_w - 1) \omega_{MTh}(t) = 0, \quad (3.4.46)$$

où ω_{gen} , ω_{MTh} et ω_s sont respectivement les vitesses de rotation de la génératrice, du moteur thermique et de l'axe de sortie du train épicycloïdal et λ_w la raison basique du train.

Le paramètre λ_w est une constante correspondant au rapport de réduction du train d'engrenages simples obtenu en immobilisant le porte satellite (soit $\omega_{MTh} = 0$).

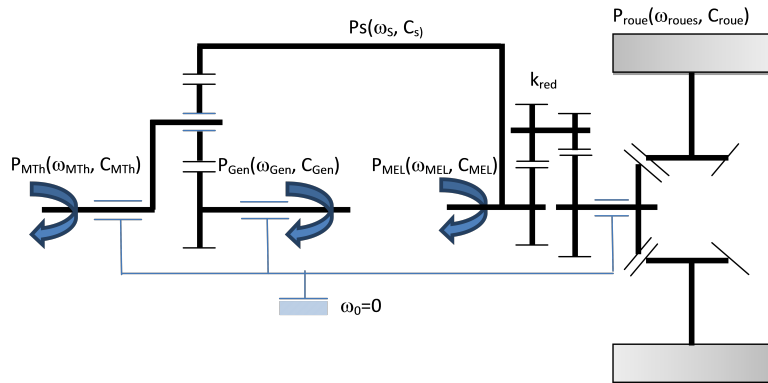


FIGURE 3.4.8 – Structure cinématique de la chaîne de traction étudiée

La vitesse de la couronne (ω_s) est égale à la vitesse de la machine électrique (ω_{MEL}) et à la vitesse des roues pondérée par le rapport de démultiplication du réducteur (k_{red}), soit :

$$\omega_s(t) = \omega_{MEL}(t) = k_{red}\omega_{roue}(t). \quad (3.4.47)$$

On note P_s la puissance transitant par la couronne conformément à la Figure 3.4.8, soit

$$P_s(t) = P_{Traction}(t). \quad (3.4.48)$$

En prenant en compte les rendements de transmission des liaisons mécaniques du train, le bilan de puissance mécanique s'exprime par :

— Si $P_{roue} > 0$

$$\eta_{trans\ MTh}P_{MTh}(t) = P_s(t) + P_{gen}(t), \quad (3.4.49)$$

soit en fonction des couples et vitesses

$$\eta_{Trans\ MTh}C_{MTh}(t)\omega_{MTh}(t) = C_s(t)\omega_s(t) + C_{gen}(t)\omega_{gen}(t). \quad (3.4.50)$$

Par ailleurs, l'équilibre des couples appliqués au train épicycloïdal donne l'expression

$$\eta_{Trans\ MTh}C_{MTh}(t) = C_s(t) + C_{gen}(t). \quad (3.4.51)$$

En combinant les expressions 3.4.50 et 3.4.51 avec l'expression de Willis 3.4.45 sur les vitesses en fonction de la raison basique, les couples apparaissent liés entre eux par les expressions :

$$C_s(t) = -\frac{1}{\lambda_w}C_{gen}(t), \quad (3.4.52)$$

et

$$C_s(t) = \frac{1}{1 - \lambda_w}\eta_{Trans\ MTh}(t)C_{MTh}(t). \quad (3.4.53)$$

En combinant les 2 relations précédentes (3.4.52) et (3.4.53), on détermine

$$C_{gen} = \frac{\lambda_w}{(\lambda_w - 1)}\eta_{Trans\ MTh}C_{MTh}, \quad (3.4.54)$$

indépendant de C_{MEL} .

L'expression de Ravigneaux 3.4.46 permet de calculer la vitesse de la génératrice en fonction de la vitesse du moteur thermique et de la vitesse à la roue.

$$\omega_{gen}(t) = \frac{\omega_s(t) + (\lambda_w - 1)\omega_{MTh}(t)}{\lambda_w}, \quad (3.4.55)$$

avec

$$\omega_s(t) = k_{red}\omega_{roue}(t). \quad (3.4.56)$$

La puissance de la génératrice s'exprime donc par la relation

$$P_{gen}(t) = C_{gen}(t)\omega_{gen}(t) = \frac{k_{red}\omega_{roue}(t)\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{\lambda_w - 1} + \eta_{trans\ MTh}(t)P_{MTh}(t). \quad (3.4.57)$$

- Si $P_{roue} < 0$, la puissance générée par la décélération du véhicule est entièrement récupérée par la machine électrique de traction. Le moteur thermique est arrêté, soit

$$P_{MTh}(t) = 0, \quad (3.4.58)$$

$$C_{MTh}(t) = 0, \quad (3.4.59)$$

$$\omega_{MTh}(t) = 0, \quad (3.4.60)$$

$$P_{gen}(t) = 0, \quad (3.4.61)$$

$$C_{gen}(t) = 0, \quad (3.4.62)$$

et la génératrice est en rotation libre, soit

$$\omega_{gen}(t) = \frac{k_{red}\omega_{roue}(t)}{\lambda_w}. \quad (3.4.63)$$

Détermination de la puissance de la machine électrique de traction en fonction de la commande :

- Si $P_{roue} \geq 0$, alors

$$P_s(t) + P_{MEL}(t) = \frac{P_{roue}(t)}{\eta_{transroue}}. \quad (3.4.64)$$

En combinant l'expression précédente, aux relations 3.4.53 et 3.4.56 on obtient

$$P_{MEL}(t) = \frac{P_{roue}(t)}{\eta_{transroue}} - k_{red}\omega_{roue}(t) \frac{\eta_{transMTh}C_{MTh}(t)}{1 - \lambda_w}. \quad (3.4.65)$$

- Si $P_{roue} < 0$, alors le moteur thermique est arrêté $P_{MTh} = 0$, la puissance de la génératrice $P_{gen} = 0$ et elle est libre en rotation. La puissance de la machine électrique (P_{MEL}) est égale à

$$P_{MEL}(t) = P_{roue}(t)\eta_{transroue}. \quad (3.4.66)$$

Relation entre puissance électrique et puissance mécanique de la machine électrique :

Comme pour l'hybridation parallèle, la puissance électrique de la MEL ($P_{MELelec}$) est liée à la puissance mécanique (P_{MEL}) par la cartographie de rendement de la machine et de son onduleur, tel que :

Si $P_{MEL} \geq 0$

$$P_{MELelec}(t) = \frac{P_{MEL}(t)}{\eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL})}, \quad (3.4.67)$$

et si $P_{MEL} < 0$

$$P_{MELelec}(t) = \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL})P_{MEL}(t). \quad (3.4.68)$$

Relation entre puissance électrique et puissance mécanique de la génératrice :

 Si $P_{gen} \geq 0$

$$P_{gen\ elec}(t) = \frac{P_{gen}(t)}{\eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen})}, \quad (3.4.69)$$

 et si $P_{gen} < 0$

$$P_{gen\ elec}(t) = \eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen})P_{gen}(t). \quad (3.4.70)$$

Détermination de la puissance de la batterie en fonction de la commande :

La puissance est déterminée pour chaque situation de vie

 — Si $P_{roue} > 0$ et $P_{gen} \geq 0$ et $P_{MEL} \geq 0$

$$P_{batt}(t) = \frac{\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{1-\lambda_w}}{\eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL})} + \frac{k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{\lambda_w-1} + \eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{\eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen})} + P_{aux}. \quad (3.4.71)$$

 — Si $P_{roue} > 0$ et $P_{gen} \geq 0$ et $P_{MEL} < 0$

$$P_{batt}(t) = \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}) \left(\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{1-\lambda_w} \right) + \frac{k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{\lambda_w-1} + \eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{\eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen})} + P_{aux}. \quad (3.4.72)$$

 — Si $P_{roue} > 0$ et $P_{gen} < 0$ et $P_{MEL} < 0$

$$P_{batt}(t) = \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}) \left(\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{1-\lambda_w} \right) + \eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen}) \left(k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{\lambda_w-1} + \eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t) \right) + P_{aux}. \quad (3.4.73)$$

 — Si $P_{roue} > 0$ et $P_{gen} < 0$ et $P_{MEL} \geq 0$

$$P_{batt}(t) = \frac{\frac{P_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{1-\lambda_w}}{\eta_{MEL}(t)} + \eta_{gen}(C_{gen}, \omega_{gen}) \left(k_{red}\omega_{roue}(t)\frac{\eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t)}{\lambda_w-1} + \eta_{trans\ MTh}C_{MTh}(t) \right) + P_{aux}. \quad (3.4.74)$$

 — Si $P_{roue} < 0$

$$P_{batt}(t) = \eta_{MEL}(t)P_{roue}(t)\eta_{trans\ roue} + P_{aux}. \quad (3.4.75)$$

3.4.6.3 Expression du courant I_{batt}

Comme précédemment, I_{batt} est calculé en fonction de la commande en remplaçant pour chaque situation de vie P_{batt} dans l'expression 3.4.6.

3.4.6.4 Expression du couple et de la vitesse des machines électriques

Les formules ayant été établies précédemment pour le calcul des puissances, elles sont rappelées dans ce paragraphe. Elles permettent de déterminer les rendements des machines à chaque instant

— Pour la génératrice :

$$C_{gen}(t) = \frac{\lambda_w}{\lambda_w - 1} \eta_{trans\ MTh} C_{MTh}(t), \quad (3.4.76)$$

et

$$\omega_{gen}(t) = \frac{\omega_s(t) + (\lambda_w - 1) \omega_{MTh}(t)}{\lambda_w}. \quad (3.4.77)$$

— Pour la machine électrique de traction : Quelle que soit la puissance à la roue, la vitesse de rotation de la machine électrique est liée à la vitesse des roues soit

$$\omega_{MEL}(t) = k_{red} \omega_{roue}(t). \quad (3.4.78)$$

Le couple de la machine électrique dépend du couple aux roues et du couple produit par le moteur thermique, soit

Si $P_{roue} > 0$

$$C_{MEL}(t) = \frac{1}{k_{red}} \frac{C_{roue}(t)}{\eta_{trans\ roue}} - \frac{1}{1 - \lambda_w} \eta_{trans\ MTh} C_{MTh}(t), \quad (3.4.79)$$

et si $P_{roue} \leq 0$

$$C_{MEL}(t) = \frac{1}{k_{red}} \eta_{trans\ roue} C_{roue}(t). \quad (3.4.80)$$

3.4.6.5 Choix du rapport de transmission

Le système de train épicycloïdal répartit la puissance produite par le moteur thermique entre une puissance mécanique à la roue et une puissance qui transite par la génératrice. Le planétaire joue le rôle de couplage mécanique et de variateur continu du rapport de transmission. En imposant un couple et une vitesse à la génératrice, la vitesse du moteur thermique peut être adaptée de telle sorte qu'il fonctionne à ses meilleurs points de rendement. Aussi le système, communément appelé e-CVT (Electric continuous variable transmission), tire profit du degré de liberté offert par le train épicycloïdal pour choisir le couple (C_{MTh}, ω_{MTh}) qui maximise le rendement du moteur thermique. Pour une commande $u = P_{MTh}$ donnée, vitesse et couple du moteur thermique qui maximisent le rendement sont identifiés. Connaissant la raison du train λ_w , on peut en déduire le couple et vitesse de la génératrice et de la machine électrique de traction.

Cette méthode de calcul, utilisée dans ces travaux de recherche et présentée par [67], permet de ramener un problème à 2 degrés de liberté (puissance du système établie en jouant sur le couple de la machine électrique de traction et la vitesse du moteur thermique) en un problème plus simple à résoudre en ne présentant plus qu'un seul degré de liberté.

3.4.7 Prise en compte des pertes à vide

Les modèles de chaînes de traction présentés dans ce chapitre sont établis en fonction du rendement de la machine électrique. Afin d'estimer l'impact des pertes à vide (à couple nul) sur les résultats des consommations, les calculs sont réalisés en intégrant des rendements et comparés à ceux obtenus en fonction des pertes.

Les pertes sont intégrées dans les modèles en se basant sur les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} \text{— Si } P_{MEL} > 0 \\ P_{MEL} = P_{MEL\text{elec}} - Pertes \end{aligned} \quad (3.4.81)$$

$$\begin{aligned} \text{— Si } P_{MEL} < 0 \\ P_{MEL\text{elec}} = P_{MEL} - Pertes \end{aligned} \quad (3.4.82)$$

$$\begin{aligned} \text{— Si } P_{MEL} = 0, \\ P_{MEL\text{elec}} = Pertes \text{ à vide} \end{aligned} \quad (3.4.83)$$

Les écarts constatés entre les calculs basés sur les rendements et les pertes sont de l'ordre de 1% de consommation, conséquence d'une absence de points de fonctionnement à couple nul pour la machine électrique, excepté lorsque celle-ci est à l'arrêt.

3.5 Conclusion

Pour comparer objectivement différentes architectures de chaînes de traction hybrides (série, parallèle et combinée) par rapport au minimum de consommation atteignable, deux stratégies de commandes optimales basées sur le principe du maximum de Pontriaguine et sur la programmation dynamique ont été présentées sur le plan théorique et programmées sous Matlab. Les calculs opérés sur un hybride série ont montré des résultats de consommation très proches pour les deux méthodes. Même si les temps de calculs sont en faveur du principe de Pontriaguine (quelques ms sur cycle NEDC), la facilité d'intégration des contraintes sur l'état de charge de la batterie et des temps de calcul raisonnables (~ 5 s) ont privilégié la programmation dynamique pour la poursuite de ces travaux.

Les modèles de chaînes de traction et de commande optimale étant établis, il est maintenant possible de déterminer la consommation minimale sur cycle (ou les émissions de CO₂) et les sollicitations des différents organes de puissance.

Chapitre 4

Résultats de simulations et proposition d'architectures optimales

Dans cette partie, les performances des différentes chaînes de traction hybrides sont comparées afin d'évaluer les avantages et inconvénients de chacune d'elles et d'être en mesure de proposer une architecture de chaîne de traction performante en réduction des émissions de CO₂. La démarche a été construite à partir de l'analyse des résultats des simulations numériques obtenues par programmation dynamique et sur la base d'une méthode de créativité issue de TRIZ [68].

Les calculs de consommation minimale sont réalisés pour différents cycles automobiles d'homologation (NEDC - WLTC) et représentatifs d'usages clients (cycles INRETS). Les simulations sont basées sur des données liées au véhicule, au carburant, aux organes de puissance, aux organes de couplage et de transmission. Ces données d'entrée sont décrites en annexe C et les principaux paramètres utilisés sont mentionnés dans le tableau 4.1. On notera que les organes de puissance, moteur thermique et machine électrique, sont les mêmes pour toutes les chaînes de traction étudiées. Les organes de transmission sont spécifiques à chaque chaîne de traction hybride.

Les comparaisons sont réalisées par rapport à une chaîne de traction de référence nommée Ref DSR. Elle correspond à la chaîne de traction d'un véhicule conventionnel dont la traction est purement thermique sans aucune fonction d'hybridation (notamment absence de fonction Stop and Start). Elle est constituée d'une boîte de vitesse à 5 rapports accouplée au moteur thermique. La consommation de ce véhicule de référence, simulée sur cycle NEDC, est de 4,5 l/100km pour 4,3 l/100km homologué.

Pour montrer l'impact d'un système de variation continu du rapport de transmission (CSR), indépendamment de l'hybridation électrique, une chaîne de traction dite conventionnelle CSR, sans hybridation, a également été modélisée.

Composants	Paramètres	Valeurs
Moteur thermique	Puissance maximale	50 KW
	Rendement maximal	34%
Machine électrique	Puissance maximale	50 KW
	Rendement maximal	94%
Batterie	Capacité	1 kWh
	Tension nominale	48V
Transmissions	Rapports DSR	[3,42 1,81 1,28 0,98 0,77] * 4,92
	Rendement DSR, CSR, Train épicycloïdal	97%
	Rendement réducteur	98%
Véhicule	Puissance auxiliaire	200W
	SCx	0,65
	Crr	8 kgf/t
	Masse	1020 kg

TABLE 4.1 – Principaux paramètres utilisés dans les simulations

4.1 Comparaison sur cycle de la performance des chaînes de tractions hybrides

4.1.1 Comparaisons sur cycles d'homologation NEDC et WLTC

Les gains en consommation ou émission CO₂, calculés à partir de l'expression 4.1.1, sont représentés sur la Figure 4.1.1.

$$Gains\ CO_2 = \frac{Consommation_{Ref\ DSR} - Consommation_{Hybride}}{Consommation_{Ref\ DSR}} \quad (4.1.1)$$

Quelle que soit la chaîne de traction hybride, les gains offerts par l'hybridation sont plus sensibles sur le cycle NEDC que sur le cycle WLTC avec un écart d'environ 10%. Par exemple, l'hybridation parallèle CSR offre un gain d'environ 34% sur cycle NEDC et seulement de 26% sur cycle WLTC.

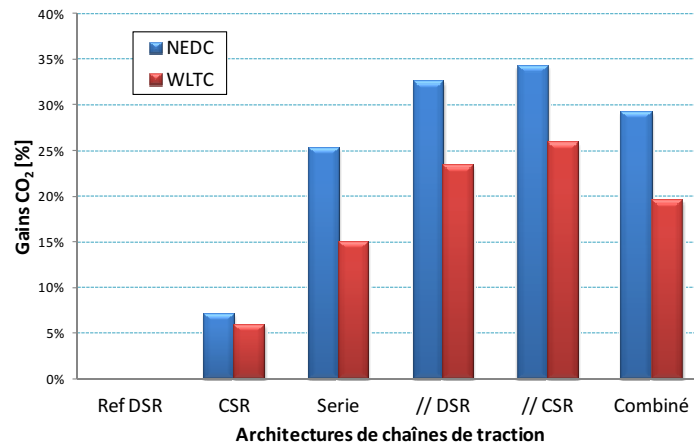


FIGURE 4.1.1 – Gains en émission CO₂ pour différentes chaînes de traction par rapport à une référence sans hybridation (Ref DSR) sur cycle NEDC et WLTC

Dans l’hypothèse d’un rendement de 97% pour les organes de transmission (DSR et CSR), la variation continue du rapport de transmission, indépendamment de toute hybridation, apporte un gain de 6 à 7% sur les cycles WLTC et NEDC.

On constate un écart de 2 points entre l’hybridation parallèle DSR et CSR, à l’avantage de cette dernière. La solution combinée arrive en retrait d’environ 4 à 5% et l’hybridation série, bien que présentant les meilleurs rendements moyens de moteur thermique (voir Figure 4.1.2), très proche de la valeur maximale de 34%, occupe la dernière place du classement en retrait de plus de 10% par rapport à l’hybridation parallèle CSR. En effet, cette topologie d’hybridation est contrainte par la mise en série des organes de puissance (thermique et électriques), avec des conséquences en termes de cumul de pertes dans les différents étages de conversion d’énergie. De plus, la comparaison des pertes Joule dans la batterie tel qu’illustré sur la Figure 4.1.3 montre un recours plus important à cette dernière pour optimiser le fonctionnement du système.

Si l’hybridation parallèle CSR présente un moins bon rendement de moteur thermique, elle a moins besoin de recourir à la branche électrique. Comme le montre la Figure 4.1.3, les pertes Joule dans la batterie sont plus faibles.

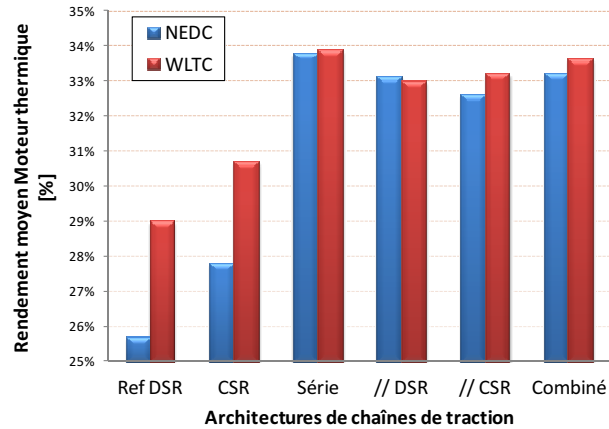


FIGURE 4.1.2 – Rendement moyen du moteur thermique sur cycles NEDC et WLTC

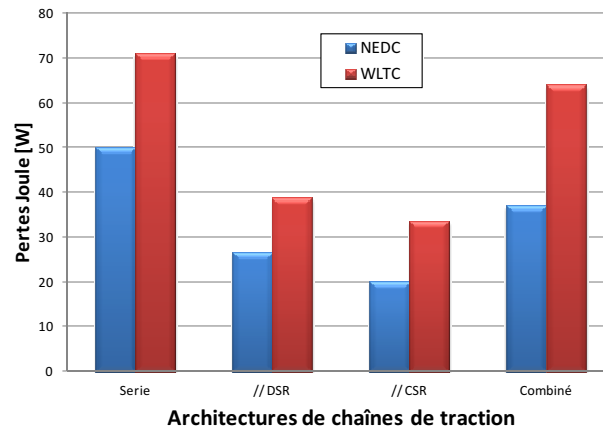


FIGURE 4.1.3 – Pertes Joule moyennes dans la batterie

4.1.2 Comparaisons sur cycles représentatifs d'usages clients

Pour mener à bien les comparaisons sur cycles représentatifs d'usages clients, il a été choisi de représenter les grandeurs auxquelles on s'intéresse en fonction des vitesses moyennes avec arrêts sur cycles INRETS. Dans un premier temps, on se propose de caractériser chaque chaîne de traction en estimant, avec les algorithmes basés sur la programmation dynamique, le coût d'utilisation de la branche électrique tel que défini au paragraphe 3.2.3. Ensuite, les performances en émissions CO₂ des différentes architectures sont présentées et commentées. Enfin, l'influence du rendement des machines électriques sur les gains CO₂ est estimée.

4.1.2.1 Estimation du coût d'utilisation de la branche électrique

Le coût instantané $\lambda(t)$ d'utilisation de la branche électrique a été calculé en utilisant l'expression mathématique 3.2.23. Sous réserve que la trajectoire optimale res-

pecte les contraintes de bord sur l'état de charge de la batterie, une valeur constante de λ est observée confirmant ainsi les hypothèses faites en fin du paragraphe 3.2.2. En conséquence on appellera λ coût unitaire d'utilisation de la branche électrique. La Figure 4.1.4 représente l'évolution de ce coût pour chacune des chaînes de traction hybrides étudiées en fonction de la vitesse moyenne sur cycle INRETS. Pour les hybridations série et combiné, on observe une très faible dépendance de λ par rapport à la vitesse moyenne sur cycle. A contrario, le coût unitaire associé aux hybrides parallèles augmente très fortement pour les cycles urbains lents. Cette observation s'explique par une utilisation importante de la branche électrique et un recours au moteur thermique à de faibles rendements pour recharger la batterie et garantir la contrainte de bilan batterie nul.

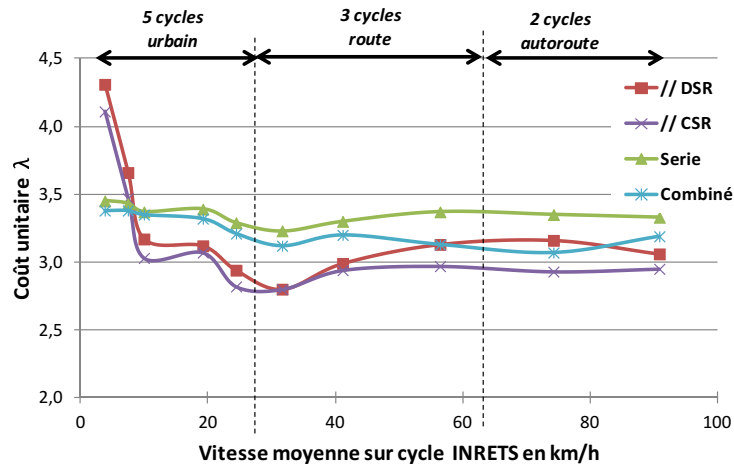


FIGURE 4.1.4 – Comparaison des coûts unitaires λ pour les architectures série, parallèles et combinée

4.1.2.2 Estimation des gains en CO₂

La Figure 4.1.5 représente les gains en CO₂ de chaque architecture pour les 10 cycles INRETS considérés. On n'observe aucun gain en consommation pour le véhicule conventionnel muni d'un système de variation continue du rapport de transmission (CSR) sur les cycles urbains fluides et route. Ce constat confirme que les rapports de transmission du véhicule de référence ont été définis pour optimiser l'efficacité du véhicule par rapport à ces principaux usages : 35% de route, 45% de ville et seulement 20% d'autoroute.

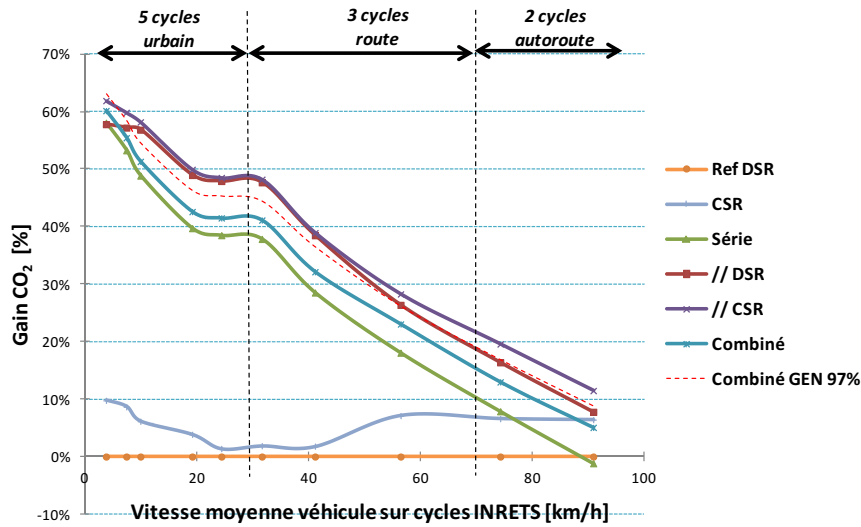


FIGURE 4.1.5 – Comparaison gains en émission CO₂ pour différentes chaînes de traction par rapport à la référence sans hybridation (Ref DSR) sur cycles INRETS

Toutes les chaînes de traction hybrides montrent la même tendance : plus la vitesse moyenne est faible et plus l'apport de l'hybridation est important. Le classement des performances en consommation des différentes architectures n'est pas remis en cause par rapport aux résultats de simulations obtenus sur cycle d'homologation. L'hybridation la plus performante sur l'ensemble des cycles demeure l'hybridation parallèle CSR, suivie de très près par l'hybridation parallèle DSR. L'hybridation dite combinée apparaît en retrait d'environ 7%, par rapport à l'hybridation parallèle CSR. En effet, la fonction de variation continue du rapport de transmission de l'hybridation combinée est liée au rendement de la génératrice, au mieux égal à 93% à comparer au 97% considéré pour l'hybride parallèle CSR. Si l'on impose un rendement de génératrice constant de 97%, la performance de l'hybridation combinée devient très proche de l'hybridation parallèle DSR (voir Figure 4.1.5 traits pointillés rouge), et sur cycle d'homologation NEDC leurs performances sont identiques, avec une consommation de 3,04 l/100 km. L'hybridation série reste la dernière du classement en retrait d'environ 10%, excepté pour les conditions de trafic très dense où les performances hybrides parallèle CSR, combiné et série convergent vers la même consommation. Dans ces situations de vie (cycle urbains lents UL1 et UL2), les résultats des simulations montrent une performance en repli pour l'hybridation parallèle DSR. L'étagement des premiers rapports de boîte de vitesses impose des démarrages en pur électrique qui conduisent à solliciter la branche électrique à un coût unitaire de l'énergie électrique élevé.

La Figure 4.1.6 présente le rendement moyen du moteur thermique sur les différents cycles INRETS. L'architecture série permet du fait de l'absence de lien mécanique entre le moteur thermique et les roues de faire fonctionner le moteur ther-

4.1 Comparaison sur cycle de la performance des chaînes de tractions hybrides

mique à son rendement maximal. Pour les usages urbains, l'hybridation combinée fonctionne comme un hybride série permettant ainsi d'amener le moteur thermique à ses meilleurs points de rendements. En contrepartie, la branche électrique se trouve plus sollicitée avec pour conséquences des pertes notamment Joule dans la batterie tel qu'illustré sur la Figure 4.1.7. Comparativement aux architectures série et combinées, en-dessous de 30 km/h de vitesse moyenne sur cycle, les hybridations parallèles CSR et DSR présentent de moins bon rendements de moteur thermique. Leurs bonnes performances en consommation de carburant s'expliquent par un plus faible recours à la branche électrique, limitant ainsi les pertes Joule dans la batterie (cf Figure 4.1.7) et les pertes dans la machine électrique. Pour ces cycles, l'hybridation combinée et série se voient pénalisées par un cascading de rendement au travers des 2 machines électriques et la nécessité d'utiliser la batterie pour stocker temporairement l'énergie électrique.

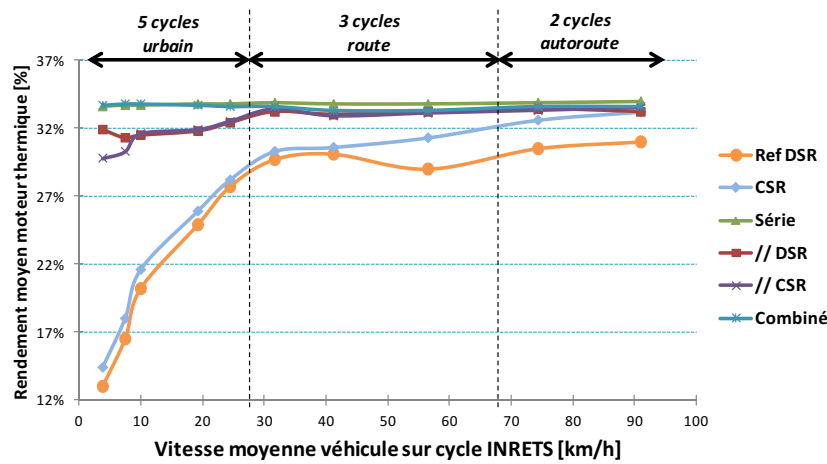


FIGURE 4.1.6 – Rendements moyens moteur thermique sur cycles INRETS

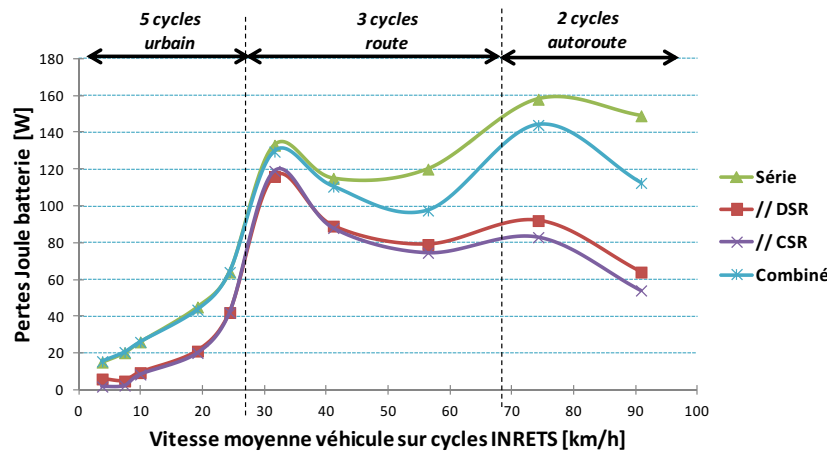


FIGURE 4.1.7 – Pertes Joule batterie moyennes sur cycles INRETS

4.1.2.3 Influence du rendement des machines électriques sur les gains CO₂

On se propose maintenant d'examiner l'influence du rendement de la machine électrique sur la performance en gain CO₂ pour les différentes hybridations série parallèle et combinées. La Figure 4.1.8 montre les gains CO₂ offerts par ces différentes architectures de chaîne de traction pour un rendement de machine électrique donné indépendant du point de fonctionnement. Le premier ensemble de courbes en pointillés est obtenu pour un rendement constant de machine électrique de 100%. Elles montrent que toutes les chaînes de traction convergent vers le même niveau de performance en CO₂. Les petits écarts constatés sont liés aux différences de rendement pris en considération pour les organes mécaniques de transmission. Les courbes en trait plein sont associées à un rendement de machine électrique constant de 80%. Elles révèlent clairement que l'architecture parallèle est moins sensible au rendement de la machine électrique que les autres architectures d'hybridations (série ou combiné). Ce résultat est particulièrement important car il montre que l'architecture parallèle ne requiert pas de hautes performances de machines électriques pour garantir des gains CO₂ intéressants. Un bon compromis peut alors être recherché entre gain CO₂ et coût de la machine électrique.

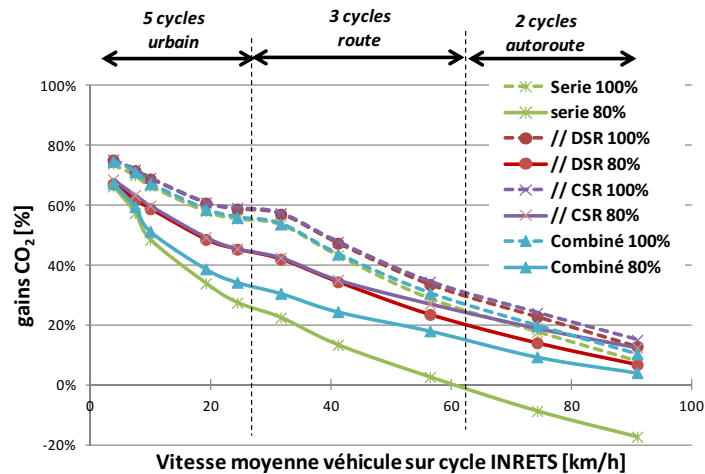


FIGURE 4.1.8 – Influence du rendement des machines électriques sur les gains en CO₂ pour les hybridations série, combiné et parallèle DSR

On remarque, au-delà de 40 km/h de vitesse moyenne sur cycle que l'hybridation parallèle CSR est moins sensible au rendement de la machine électrique que l'hybridation parallèle DSR. Ce constat milite pour l'ajout d'un rapport supplémentaire pour l'hybride parallèle DSR et améliorer ainsi sa consommation notamment sur autoroute.

4.2 Analyse critique des chaînes de traction fondée sur la démarche TRIZ

4.2.1 Introduction

La traduction française de l'acronyme russe TRIZ correspond à une Théorie de Résolution des Problèmes Inventifs. Cette théorie résulte des travaux réalisés par un ingénieur russe, Genrich Altshuller (1926-1998), qui au travers de son expérience en expertise de brevets a montré qu'il existait des principes universels d'invention. Les conclusions de ses recherches sont les suivantes :

- Il existe des tendances logiques d'évolution des systèmes. Les progrès sont guidés par des lois d'évolution qui peuvent être formalisées et appliquées à la résolution de problèmes inventifs.
- Un problème ne peut être résolu qu'à travers l'analyse du contexte de situation. Les évolutions d'un système sont canalisées par les contraintes ou restrictions d'environnement.
- Lors de leur évolution les systèmes accroissent leur niveau d'idéalité par la résolution de contradictions. L'innovation permet ainsi la sortie d'une situation de compromis.
- Il est nécessaire de mettre en oeuvre une approche abstraite de la connaissance pour surmonter les contradictions en faisant intervenir un large domaine de compétences et éviter l'inertie psychologique principal frein à la créativité.

Partant de ces grands principes, Genrich Altshuller a développé différents outils et méthodes qui permettent de reformuler le problème initial et d'ouvrir le champ d'innovation comparativement à des approches plus classiques de type brainstorming, plus sensibles à l'inertie psychologique.

Les notions essentielles de TRIZ doivent être considérées comme des "fils rouges" de la réflexion. Il s'agit de les garder présentes à l'esprit tout au long des cas d'études afin d'aller plus vite, plus loin, et plus pertinemment en direction de la solution.

La première notion de TRIZ est celle de résultat idéal final : celui-ci joue un rôle important puisqu'il permet de se fixer un objectif souvent ambitieux et donc de tirer les solutions vers cet « idéal ». En fait, toute situation peut être définie en termes d'idéalité. A titre d'exemple, un système idéal correspond à celui qui remplit la fonction objectif considérée sans masse, sans volume et avec un coût nul. En canalisant la réflexion sur cette définition de l'idéalité, un pas supplémentaire vers la formalisation de la direction de résolution est franchi.

La deuxième notion essentielle est celle de contradictions. Pour être résolu, tout problème doit être reformulé de manière à apparaître sous forme de contradictions. Il existe trois niveaux de contradictions [69] :

- La Contradiction Organisationnelle (ou de situation) : elle apparaît dans le cas où l'origine du problème est floue. Les principes de résolution sont basés sur une reformulation pour aider à la compréhension des phénomènes mis en jeu et orienter le champ de solutions.
- La Contradiction Technique : lorsque, dans un système, on améliore une carac-

téristique technique (ou un paramètre) d'un objet, une autre caractéristique (ou paramètre) s'en trouve détériorée. Par exemple, lorsque que l'on augmente la vitesse d'un véhicule on diminue les temps de parcours mais on augmente sa consommation.

- La Contradiction Physique : elle oppose directement deux requêtes (ou paramètres) formulées par un seul et même système. Elle souligne l'opposition littérale en mettant en évidence le caractère impossible de la situation. Par exemple, un véhicule doit rouler vite pour diminuer les temps de parcours et lentement pour minimiser sa consommation.

Une troisième notion est celle liée aux lois d'évolution [70, 71]. Elles reflètent des interactions importantes, immuables et répétables entre les éléments des systèmes techniques et leur environnement au cours de leur processus d'évolution. Leur connaissance peut permettre de déceler et de formuler avec précision des problèmes d'invention.

TRIZ est avant tout un processus d'innovation intervenant entre la phase d'analyse fonctionnelle et la phase de conception pour contribuer à choisir les meilleures voies de progrès. Dans le cadre de ce projet de recherche, cette théorie est utilisée pour évaluer, analyser et critiquer les chaînes de traction hybrides : série, parallèle et combiné afin de converger sur une proposition d'architecture optimale. Pour cela, la démarche s'est basée sur deux notions : Le Résultat Idéal Final (RIF) et les réseaux de contradictions (Techniques et Physiques).

4.2.2 Principe d'idéalité des chaînes de traction hybride : RIF

4.2.2.1 Principe

Pour approfondir l'analyse comparative et converger vers une proposition de chaîne de traction optimale, l'analyse présentée dans ce paragraphe se base sur la notion de Résultat Idéal Final (RIF). Le degré d'idéalité D d'un système peut être caractérisé par l'expression suivante :

$$D = \frac{\sum F_u}{\sum F_c + \sum F_n} \quad (4.2.1)$$

où

$\sum F_u$ est la somme des bénéfices des fonctions utiles du système,
 $\sum F_c$ est la somme des dépenses (coûts) générées par le système,
 $\sum F_n$ est la somme des dépenses dues aux fonctions nuisibles causées par le système.

Quelle que soit l'architecture de la chaîne de traction, la somme des bénéfices des fonctions utiles correspond, dans le cas considéré, à la maximisation du rendement de la chaîne de traction. Les fonctions coûts sont associées au nombre, à la masse, au volume et au coût des organes composants la chaîne de traction. Les fonctions nuisibles correspondent à l'ensemble des pertes (pertes joules, pertes fer, ...) des différents organes et qu'il faudra chercher à minimiser.

Le RIF (Résultat Idéal Final) d'une chaîne de traction peut s'exprimer par l'expression suivante :

$$RIF : D = \frac{\text{Optimum d'efficacité} \begin{cases} \text{de l'énergie de traction} \\ \text{de récupération de l'énergie cinétique} \end{cases}}{\sum \text{pertes et } \sum \text{masses et } \sum \text{volumes et } \sum \text{coûts}} \quad (4.2.2)$$

Pour chaque architecture, bénéfices et dépenses sont identifiés afin de faire ressortir des règles de conception pour une chaîne de traction optimale.

4.2.2.2 Cas de l'hybridation série

Bénéfice $\sum F_u$: Cette hybridation tire profit du découplage mécanique entre le groupe électrogène (moteur thermique + génératrice) et les roues pour faire fonctionner le groupe électrogène à son meilleur rendement.

La machine électrique qui assure seule la traction du véhicule présente des rendements très élevés comparativement au moteur thermique.

En phase de récupération d'énergie au freinage, le couplage mécanique de la machine électrique au plus près des roues permet de limiter les pertes et d'optimiser l'efficacité du système.

Dépenses $\sum F_c + \sum F_n$: En contrepartie, l'architecture impose que le flux d'énergie traverse le moteur thermique et les 2 machines électriques. Les étages de conversion énergétiques successifs se traduisent par un cumul de pertes.

Energie chimique \Rightarrow Energie thermique \Rightarrow Energie mécanique

\Downarrow

Energie mécanique \Leftarrow Energie électrique

Le mode de fonctionnement de cette architecture conduit à solliciter fortement la batterie, générant des pertes Joule.

Cette architecture nécessite deux machines électriques assurant respectivement les fonctions de génératrice et de traction véhicule.

Les prestations dynamiques longitudinales du véhicule sont conditionnées par la performance de la machine électrique de traction sans possibilité d'addition des puissances mécaniques du moteur thermique et de la machine électrique de traction.

4.2.2.3 Cas de l'hybridation parallèle DSR

Bénéfice $\sum F_u$: Le moteur thermique est mécaniquement couplé aux roues, limitant ainsi le nombre d'étages de conversion d'énergie pour la majorité des flux d'énergie.

Energie chimique \Rightarrow Energie thermique \Rightarrow Energie mécanique

De plus, un choix judicieux des rapports de transmission favorise le fonctionnement du moteur thermique dans sa zone de meilleurs rendements, limitant les recours à la branche électrique pour optimiser le rendement du moteur thermique.

Comme pour l'hybridation série, le couplage mécanique de la machine électrique aux roues permet de garantir de bons rendements de récupération d'énergie cinétique au freinage.

Dépenses $\sum F_c + \sum F_n$: La part de l'énergie transférée à la batterie pour optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique est assujettie à un nombre important d'étages de conversion d'énergie mécanique/électrique et électrique/mécanique accompagné de fortes pertes dans la branche électrique.

Dans les phases de démarrage, on observe un usage exclusif de la branche électrique, conséquence de l'absence de compatibilité des vitesses roues et moteur thermique. Pour réaliser un démarrage en mode thermique seul, le système nécessite le recours à un embrayage.

4.2.2.4 Cas de l'hybridation parallèle CSR

Bénéfice $\sum F_u$: Comme pour l'hybridation précédente, le couplage mécanique du moteur thermique aux roues permet de limiter les étages de conversion énergétique. Le degré de liberté sur le choix de la vitesse de rotation du moteur thermique par rapport aux roues offert par l'organe de couplage CSR permet d'amener le moteur thermique à des points de fonctionnements optimaux sans fortement solliciter la branche électrique (moins de pertes Joule dans la batterie et de pertes machines). La capacité et l'efficacité de récupération d'énergie au freinage est inchangée par rapport aux deux précédentes hybridations.

Dépenses $\sum F_c + \sum F_n$: La part de l'énergie dérivée dans la branche électrique est comme pour l'architecture précédente assujettie à un nombre important d'étages de conversion d'énergie mécanique/électrique et électrique/mécanique. En conséquence, pour de faibles besoins en puissance, la commande optimale conduit à faire fonctionner le moteur thermique à des rendements relativement faibles, de l'ordre de 29 - 30%, et à minimiser ainsi la sollicitation de la branche électrique.

Le système de variation continue donne la possibilité d'effectuer un démarrage en mode thermique pur, sans recourir à un embrayage. Sur certains cycles, des démarrages en pur électrique sont constatés.

Si cette architecture tend à ressembler à un idéal comparativement aux autres architectures en présentant une consommation toujours inférieure, elle suppose un rendement du sous-système de couplage très élevé (97% utilisé pour les calculs). Les systèmes actuels de variation continue de vitesse ne permettent pas d'obtenir, à priori, ce niveau d'excellence.

4.2.2.5 Cas de l'hybridation combinée

Bénéfice $\sum F_u$: Cette architecture permet de maximiser le rendement du moteur thermique quelle que soit la situation de vie. A basse vitesse moyenne sur cycle, la

puissance du moteur thermique est en majorité reprise par la génératrice pour privilégier un fonctionnement équivalent à l'hybridation série. Aux vitesses plus élevées et en phase d'accélération, l'optimum des rendements est atteint en répartissant la puissance fournie par le moteur thermique entre les roues (couplage mécanique direct) et la génératrice (contrôle du rapport de réduction de vitesse).

Dans les phases de démarrage et à faible vitesse stabilisée, cette architecture privilégie la traction en mode électrique. La génératrice fonctionne en roue libre, à couple nul.

En phase de décélération, la récupération d'énergie s'effectue par la machine électrique dite de traction située au plus près des roues, situation identique aux précédentes architectures.

Dépenses $\sum F_c + \sum F_n$: Si le principe de fonctionnement est équivalent à l'hybridation parallèle avec CSR, le rendement de la génératrice qui assure la variation continue de vitesse (inférieur au 97% de l'organe de couplage précédent) pénalise le rendement global de la chaîne de traction.

Par ailleurs, cette architecture nécessite deux machines électriques avec leurs onduleurs respectifs, ce qui entraîne une complexité et un coût plus élevé par rapport aux deux architectures précédentes.

4.2.2.6 Conclusion sur le principe d'idéalité

Cette analyse basée sur les bénéfices et les dépenses de chaque architecture permet d'identifier de grands principes d'idéalité qui orientent la définition d'une architecture optimale. Ces principes sont résumés dans le tableau 4.2 en fonction des besoins en puissance à la roue. Les architectures étudiées qui convergent vers cet idéal sont identifiées. $P_{MTh\ opti}$ correspond au point de fonctionnement de rendement maximal du moteur thermique (MTh).

	Traction ($P_{roue} > 0$)		Véhicule à l'arrêt and coasting ($P_{roue} = 0$)	Freinage récupératif ($P_{roue} < 0$)
Principes de RIF	Lorsque P_{roue} est proche de la $P_{MTh\ opti}$, le MTh doit être couplé directement aux roues, sans recourir à l'énergie électrique.	Sinon, l'énergie électrique est utilisée pour optimiser le point de fonctionnement du MTh et le rendement global de la CdT	Le MTh et la machine électrique sont arrêtés. La batterie est utilisée pour alimenter les auxiliaires.	Le MTh est arrêté. La machine électrique doit être directement reliée aux roues.
Potentielles solutions d'architectures	Parallèle CSR et DSR	Parallèle CSR et DSR Combiné Série	Parallèle CSR et DSR Combiné Série	Parallèle CSR et DSR Combiné Série

TABLE 4.2 – Principes de RIF pour la définition d'une architecture optimale

En mode traction du véhicule ($P_{roue} > 0$), il est intéressant d'analyser plus en détail les principes d'idéalité en fonction de la phase de vie :

— Au démarrage :

Le démarrage en pur électrique permet de s'affranchir de la contrainte de vitesse de ralenti du moteur thermique et limite son fonctionnement à de

mauvais points de rendement.

Disposer d'une variation continue de vitesse (CSR) permet d'optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique à faible vitesse et de limiter ainsi le recours à la branche électrique.

- En phase d'accélération et à vitesse constante :

Un couplage mécanique direct du moteur thermique aux roues est recommandé. Il permet de limiter les étages de conversion d'énergie, donc d'améliorer le rendement global de la chaîne de traction.

Le point de fonctionnement du moteur thermique peut être optimisé soit en jouant sur l'adaptation de la vitesse de rotation du moteur thermique (effet CSR ou sélection des meilleurs rapports de vitesses), soit en exploitant la branche électrique, dont le recours doit être minimisé.

4.2.3 Réseaux de contradictions

4.2.3.1 Introduction

L'observation des systèmes conduit à relever un ensemble de contradictions techniques (CT) et physiques (CP). Leur analyse permet d'enrichir la réflexion précédente. Les contradictions retenues portent sur :

- la puissance et le rendement du moteur thermique,
- la vitesse de rotation et le rendement du moteur thermique

4.2.3.2 Contradictions sur la puissance et le rendement du moteur thermique

Le rendement du moteur thermique est fonction de son point de fonctionnement. Son rendement maximal de 34% est atteint pour un point de fonctionnement correspondant à une puissance de 26 kW (72 Nm – 366 rad/s) (cf Figure 4.2.1).

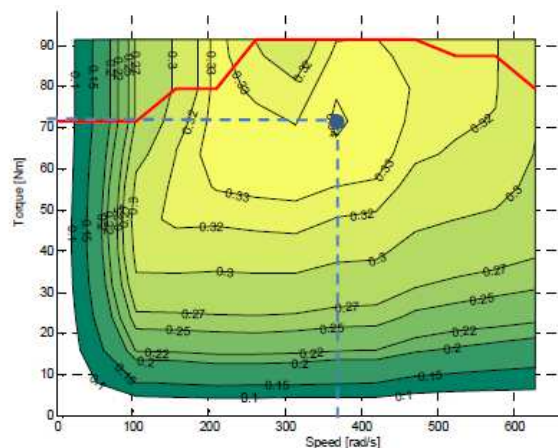


FIGURE 4.2.1 – Cartographie du moteur thermique essence - Indication du point de rendement maximal (point bleu)

CT : En optimisant le point de fonctionnement du moteur thermique, on produit des pertes dans la branche électrique

CP : La puissance du moteur thermique doit correspondre à son point de rendement maximal pour maximiser le rendement de la branche thermique et égale à la puissance à la roue pour limiter les pertes dans la branche électrique.

L'hybridation série et l'hybridation combinée permettent de faire fonctionner le moteur thermique à ses points de meilleur rendement quelle que soit la situation de vie. En contrepartie, le rendement global de la chaîne de traction se trouve dégradé par les pertes induites par la permanente utilisation de la branche électrique. Les principes de fonctionnement de ces deux architectures conditionnées par l'utilisation des organes électriques n'offrent donc pas une opportunité de sortie de compromis entre le fait d'utiliser la branche électrique pour augmenter le rendement du moteur thermique et de s'en affranchir pour limiter les pertes électriques.

L'hybridation parallèle DSR, fortement contrainte par les vitesses à la roue, voit ses rendements de moteur thermique (voir Figures 4.1.6 et 4.2.2) en retrait par rapport aux deux précédentes hybridations, tout en présentant une performance en émission CO₂ améliorée, conséquence d'un équilibre judicieux entre pertes thermiques et électriques. Ce constat reste valable pour l'hybridation parallèle CSR, qui possède en plus l'avantage d'un degré de liberté supplémentaire sur la vitesse de rotation du moteur thermique par rapport aux roues. Ces architectures permettent de sortir partiellement d'une situation de compromis pour optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique à faible coût énergétique associé à l'utilisation de la branche électrique.

La Figure 4.2.2 montre comment le moteur thermique est sollicité pour chacune des chaînes de traction hybrides. Le principe d'optimalité tend à faire fonctionner chaque chaîne de traction au plus près de l'OOL.

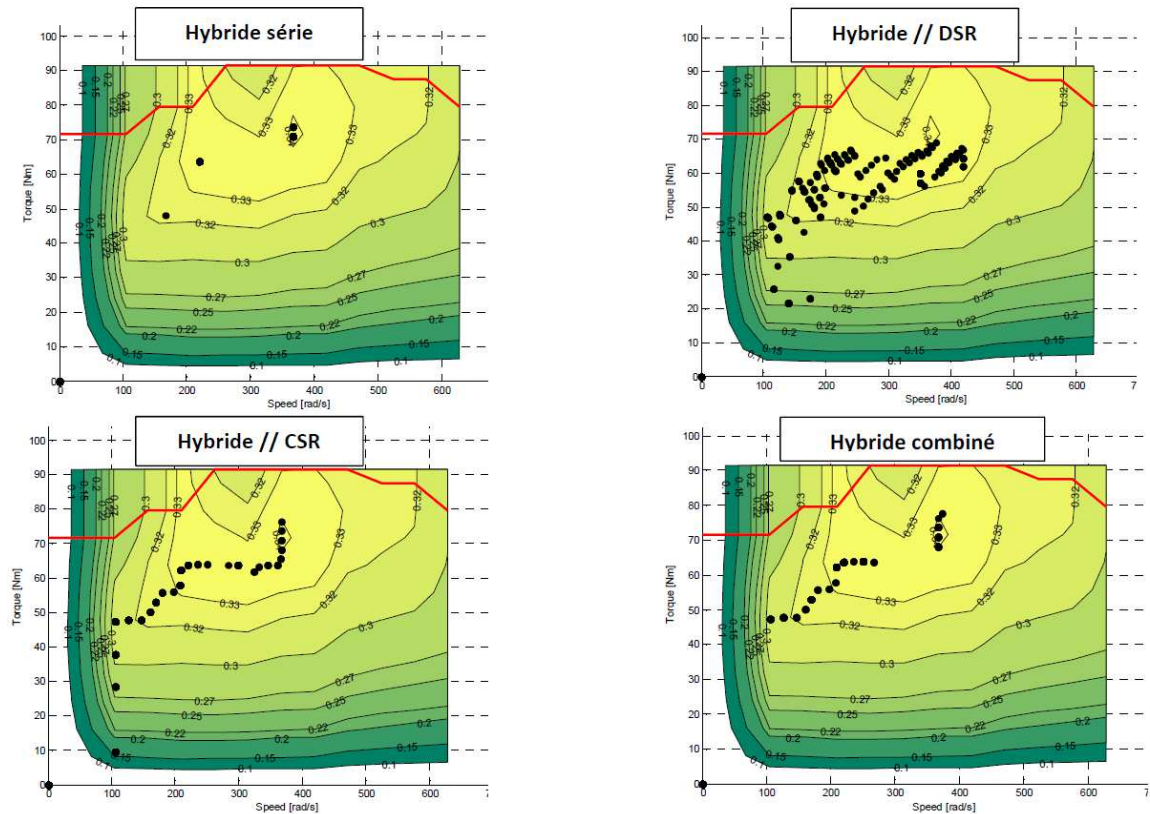


FIGURE 4.2.2 – Visualisation des points de fonctionnement moteur thermique pour les différentes hybridations sur cycle NEDC

4.2.3.3 Contradictions sur la vitesse et le rendement du moteur thermique

CT : L'efficacité maximale du moteur thermique est obtenue à une vitesse fixe. Ce constat conduit à intégrer un organe de couplage, à rapport de vitesses variables entre le moteur thermique et les roues, qui augmente la complexité du système.

CP : La vitesse du moteur thermique doit être fonction de la vitesse des roues et indépendante de la vitesse des roues pour optimiser le rendement du moteur thermique.

L'hybridation parallèle DSR assure un couplage mécanique direct du moteur thermique avec les roues. Pour optimiser les points de fonctionnement du moteur thermique, chaque rapport de vitesse doit être judicieusement choisi. Plus leur nombre est important et meilleure sera la performance globale du système, jusqu'à obtenir un système de couplage idéal à rapport continu de vitesses type CSR. Mais en contrepartie, on augmente la masse, le volume et la complexité du système. Toutefois, on constate que la boîte de vitesses à 5 rapports utilisée dans les simulations conduit pour une vitesse moyenne sur cycle inférieure à 60 km/h à quasiment la même efficacité de chaîne de traction que l'hybridation parallèle CSR (cf Figure 4.2.3). Pour les cycles à vitesses moyennes supérieures à 60 km/h, l'ajout d'un rapport supplémentaire doit permettre de converger sur la performance de l'hybride

parallèle CSR.

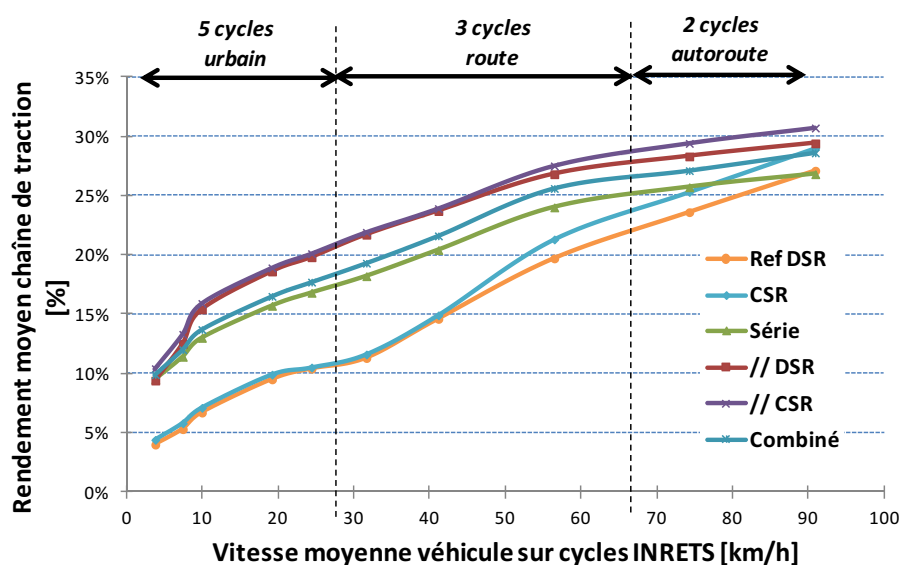


FIGURE 4.2.3 – Rendements moyens des chaînes de traction sur des cycles INRETS

Dans les phases de récupération d'énergie au freinage, la commande optimale conduit à arrêter le moteur thermique et son alimentation en carburant. Afin de s'affranchir des pertes par frottement et par pompage du moteur thermique, il doit être désaccouplé des roues en utilisant, par exemple, un organe auxiliaire (roue libre, embrayage, crabot, ...) ou un système CSR. A basse vitesse et pour les phases de démarrage, l'hybridation parallèle DSR nécessite un embrayage pour adapter la vitesse du moteur thermique aux roues, organe dont on peut s'affranchir pour les autres hybridations car la fonction est intrinsèque à chacune de ces architectures.

4.2.3.4 Bilan des contradictions

L'hybridation série n'offre pas de solution technologique performante de levée de contradiction. Son principe de fonctionnement sollicite fortement la branche électrique au travers d'un « cascading » de rendement. La performance de ce système repose en permanence sur l'efficacité de la branche électrique qui transmet l'intégralité de la puissance aux roues et ce quelle que soit la situation de vie. Elle présente toutefois un intérêt pour assurer les phases de démarrage en électrique pur ou en hybridation série si l'énergie résiduelle dans la batterie est insuffisante pour répondre à la demande.

A contrario, l'hybridation parallèle (DSR ou CSR) permet de sortir d'une situation de compromis par le couplage direct du moteur thermique aux roues limitant ainsi les étages de rendement. Pour optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique, la branche électrique se trouve sollicitée au juste nécessaire. Pour assurer les phases de démarrage, l'architecture parallèle DSR recourt au fonctionnement

pur électrique. Dans le cas où l'énergie stockée dans la batterie est insuffisante, cette architecture nécessite pour effectuer les démarrages, d'intégrer un organe auxiliaire tel qu'un embrayage pour lever la contradiction sur la compatibilité des vitesses de rotation roue / moteur thermique.

L'hybridation CSR lève cette contradiction dans les phases de démarrage. Elle apparaît comme une solution idéale, mais elle est conditionnée par la faisabilité d'assurer la fonction de variation continue du rapport de transmission avec une ouverture (plage de rapport de transmission) importante et des organes à très haut rendement.

L'hybridation combinée qui met en œuvre la variation de vitesse en s'appuyant sur un train épicycloïdal et une génératrice voit sa performance en retrait par rapport à l'hybridation CSR et DSR, conséquence du recours permanent à la branche électrique pour mettre en œuvre la variation continue de rapport de transmission entre le moteur thermique et les roues.

Pour les phases de récupération d'énergie au freinage, les systèmes étudiés convergent tous vers un idéal avec un couplage mécanique direct des roues et de la machine électrique. Pour l'hybridation parallèle DSR, converger vers l'idéalité sous-entend de pouvoir découpler les roues du moteur thermique pour s'affranchir de pertes par frottement et par pompage du moteur thermique, sans complexifier le système. Lever cette contradiction ouvre le débat sur le rôle de la machine électrique et sa capacité à assurer la fonctionnalité de l'embrayage et de synchronisation.

4.3 Proposition d'architectures optimales

4.3.1 Introduction

On constate que toutes les architectures étudiées convergent vers les mêmes niveaux de consommation ou d'émissions de CO₂ si les machines électriques sont parfaites (rendement de 100%). Néanmoins, il a été montré que chaque architecture est plus ou moins sensible à l'efficacité des machines électriques pour garantir de bonnes performances en émission de CO₂ de la chaîne de traction.

L'hybridation série et l'hybridation combinée ayant besoin de recourir en permanence à la branche électrique sont en effet plus sensibles au rendement des machines électriques et ces architectures ne présentent un réel intérêt que pour les cycles urbains lents. L'hybridation parallèle CSR apparaît comme la solution d'hybridation la plus performante, mais les systèmes de variation continue de vitesse présents sur le marché à l'exemple de la CVT de Honda n'offrent à priori que de faibles rendements de transmission. En conséquence, on focalisera la poursuite des travaux de recherche sur l'hybridation parallèle DSR susceptible d'offrir des opportunités de changement de rapports à moindre coût énergétique. Deux architectures dérivées de l'hybridation parallèle sont proposées, l'une disposant d'une seule machine électrique et l'autre dite mixte intégrant deux machines électriques.

4.3.2 Architecture hybride parallèle optimisée

La première architecture (voir Figure 4.3.1) est à l'image de l'hybridation parallèle DSR présentée antérieurement. Toutefois, pour gagner en efficacité, il est proposé d'assurer le couplage mécanique de la branche électrique en amont de la boîte de vitesse.

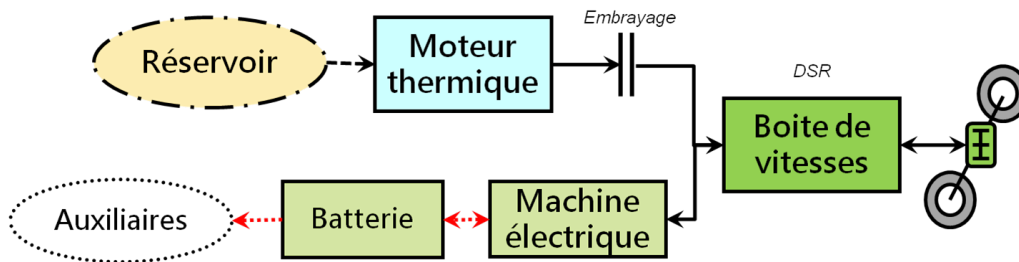


FIGURE 4.3.1 – Architecture hybride parallèle optimisée

En effet, dans cette configuration, la machine électrique bénéficie des rapports de boîte de vitesse pour en optimiser le point de fonctionnement et minimiser ainsi sa consommation électrique principalement en mode de traction électrique pure. Comme le montre la Figure 4.3.2 les gains CO_2 espérés seront principalement obtenus pour les cycles urbains lents.

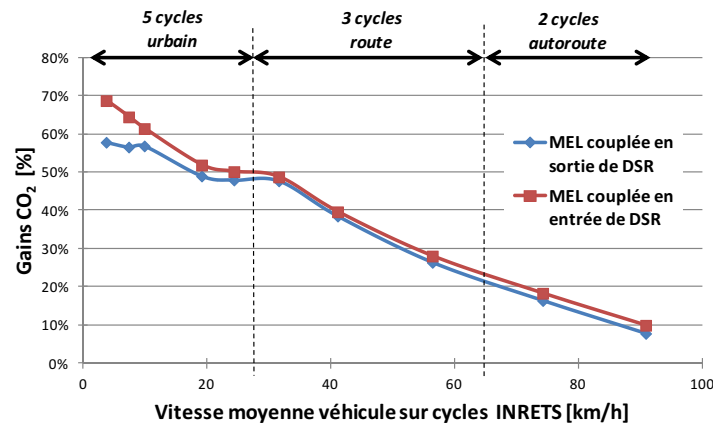


FIGURE 4.3.2 – Gains CO_2 estimés liés à la position de la machine électrique (MEL), en amont ou en aval de la boîte de vitesse à rapports discrets

Dans les phases de décollage, le mode électrique pur est privilégié. Toutefois, si l'énergie stockée dans la batterie est insuffisante, le démarrage peut s'effectuer comme pour un véhicule thermique conventionnel, en première et en jouant sur l'embrayage pour adapter la vitesse du moteur thermique à la vitesse des roues par glissement. L'étagement de la boîte de vitesse du véhicule conventionnel peut être conservé ou complété d'un sixième rapport pour améliorer l'efficacité de la chaîne de traction sans recourir à la branche électrique à vitesse élevée.

Dans les phases de récupération d'énergie de freinage, la boîte de vitesse joue le rôle de réducteur et assure le couplage direct de la machine électrique aux roues. Pour s'affranchir des pertes par pompage et par frottement, le moteur thermique est arrêté et désaccouplé des roues par ouverture de l'embrayage.

Cette architecture performante en émission CO₂ se voit aussi porter un intérêt pour son coût de production, minimisé par l'utilisation d'une seule machine électrique.

4.3.3 Architecture hybride mixte

La deuxième proposition est une architecture hybride mixte (voir Figure 4.3.3). Sur le principe, cette chaîne de traction reste équivalente à un hybride parallèle, mais elle associe à la chaîne de traction thermique deux machines électriques pouvant avoir des fonctions dédiées.

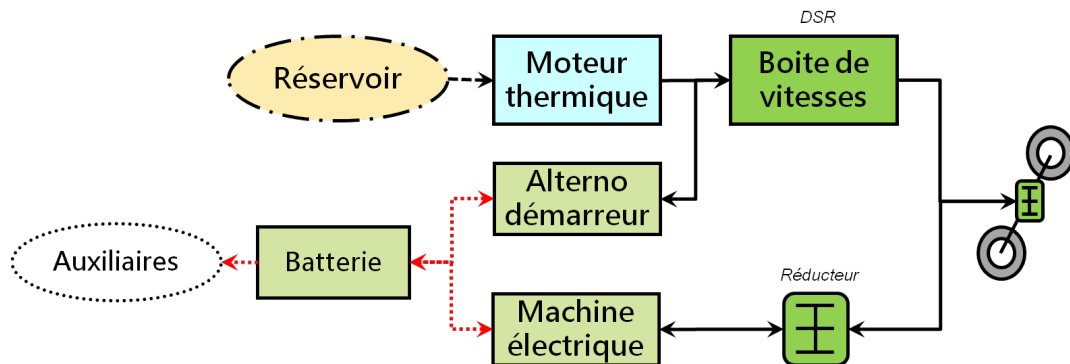


FIGURE 4.3.3 – Architecture hybride mixte optimisée

Cette chaîne de traction intègre un alternateur-démarrateur au niveau de la façade accessoire. Il permet d'optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique et d'assurer les fonctions de Stop and Start. Une deuxième machine est dédiée à la récupération d'énergie cinétique au freinage et au fonctionnement en pur électrique (ZEV). Si cette architecture ressemble à l'hybridation diesel de PSA, elle en diffère de part l'absence d'embrayage et de synchroniseur au sein de la boîte de vitesses, dont les fonctions sont entièrement assurées par les machines électriques (respect des conditions de couple et de vitesse nécessaires aux changements de rapport).

Les phases de démarrage seront assurées en mode électrique pur. Toutefois, si l'énergie stockée dans la batterie est insuffisante pour assurer cette prestation, cette architecture permet d'assurer les décollages en hybridation série supprimant ainsi le lien mécanique entre le moteur thermique et les roues et par voie de conséquence le recours à un embrayage pour adapter leurs vitesses respectives. Cet avantage se répercute sur le choix de l'étagement des rapports de boîte de vitesse et permet de supprimer le rapport de première et de le substituer par un rapport long pour améliorer les performances en CO₂ sur autoroute.

Les temps de changements de rapport sont liés au comportement dynamique des machines électriques et sont susceptibles d'être relativement rapides (100 à 200 ms)

comparativement à une chaîne de traction pure thermique. Les prestations dynamiques du véhicule s'en trouvent améliorées de par la minimisation du ressenti de rupture de couple.

Cette architecture ne devrait pas apporter de gains significatifs en émission CO₂ par rapport à la première proposition et son coût de production est supérieur du fait de l'intégration de deux machines électriques au lieu d'une seule, ce qui diminue fortement son intérêt pour une application HEV. En revanche, pour une application PHEV, cette architecture pourrait s'avérer intéressante. En fonctionnement hybride elle offrira de bonnes prestations en émission de CO₂ et un dimensionnement approprié de la machine électrique reliée aux roues par un réducteur devrait permettre de très bonnes performances dynamiques longitudinales du véhicule en fonctionnement ZEV.

4.4 Conclusion

L'analyse des résultats des simulations réalisées par programmation dynamique et les conclusions de la démarche TRIZ présentées dans ce chapitre ont montré l'intérêt d'une hybridation parallèle pour réaliser une chaîne de traction hybride efficiente. Deux solutions d'architecture sont proposées, mais seule l'hybridation parallèle optimisée à la fois performante en émission CO₂ et intéressante vis à vis des coûts de production en ne mettant en œuvre qu'une seule machine électrique servira de support pour déployer un processus de conception organique de la machine électrique.

Le tableau 4.3 permet de relativiser les enjeux liés à l'optimisation de la machine électrique pour l'hybridation parallèle retenue. On montre qu'il existe un potentiel de 15g de CO₂ /km sur cycle d'homologation NEDC, soit un gain de près de 20% si on passe d'une machine électrique de rendement constant de 70% à un rendement de 100%.

Rendement constant de la machine électrique	70%	80%	90%	100%
Consommation en L/100 km	3,41	3,22	3,00	2,76
Emissions CO ₂ en g CO ₂ /km	79	75	70	64

TABLE 4.3 – Enjeux CO₂ liés à l'optimisation de la machine électrique

On notera que la cible de 2l/100 km, fixée en 2012 par le gouvernement français aux constructeurs automobiles, ne pourra pas être atteinte par la simple hybridation de la chaîne de traction, Pour converger vers cette cible, d'autres leviers seront nécessaires tels que l'amélioration du rendement du moteur thermique, l'optimisation de l'aérodynamisme du véhicule, la diminution de sa masse...

Conception organique et performance énergétique

« Dans l'échange entre la théorie et l'expérience, c'est toujours la première qui engage le dialogue. C'est elle qui détermine la forme de la question, donc les limites de la réponse. »"

(François Jacob)

Chapitre 5

Spécifications des organes électriques de puissance

L'objectif de ce chapitre est d'établir les spécifications de la machine électrique et de la batterie par rapport au seul objectif de minimisation de la consommation. L'architecture de la chaîne de traction a été définie au chapitre précédent. Elle correspond à une hybridation parallèle et intègre une boîte de vitesses à rapports discrets DSR (voir Figure 5.0.1). Le couplage de la branche électrique avec la branche thermique est réalisé en amont de la boîte de vitesses et les spécifications présentées ici considèrent l'intégration d'un réducteur de 2,5 entre la machine électrique et la boîte de vitesses.

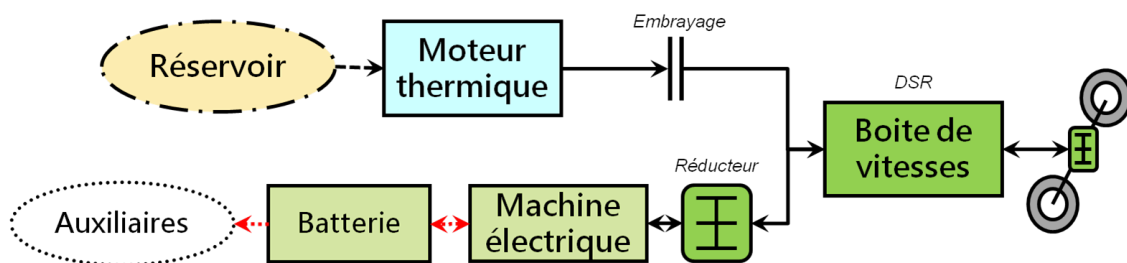


FIGURE 5.0.1 – Hybridation parallèle DSR optimisée

Dans un premier temps, on adapte l'équation d'évolution du système afin de prendre en compte la position du couplage mécanique de la branche électrique en amont de la boîte de vitesses. Dans un deuxième temps, le modèle de cette chaîne de traction est exploité afin d'observer les différentes sollicitations des organes électriques. L'analyse de ces résultats permet d'orienter la définition du cahier des charges de conception de la machine électrique et de préciser le besoin de capacité de la batterie pour garantir la consommation minimale.

5.1 Equation d'évolution pour l'hybridation parallèle optimale

5.1.1 Bilan de puissance

Les flux de puissance mécanique et électriques sont représentés Figure 5.1.1. Comme cela a déjà été fait au paragraphe 3.4.5.2, on identifie un nœud mécanique et un nœud électrique. La position de la boîte de vitesses permet d'adapter la stratégie de changement du rapport de transmission afin d'optimiser le point de fonctionnement de la machine électrique dans certaines situations : pendant les phases où le moteur thermique est actif, le rapport de transmission sélectionné est celui qui optimise le rendement du moteur thermique. En revanche, pendant les phases de traction électrique pure (ZEV), le rapport de transmission est choisi en fonction du rendement de la machine électrique. En phase de récupération d'énergie au freinage, le dernier rapport engagé avant le freinage est maintenu pour des raisons d'efficacité de freinage (continuité) et d'agrément de conduite (à-coups potentiels lors d'un changement de rapport).

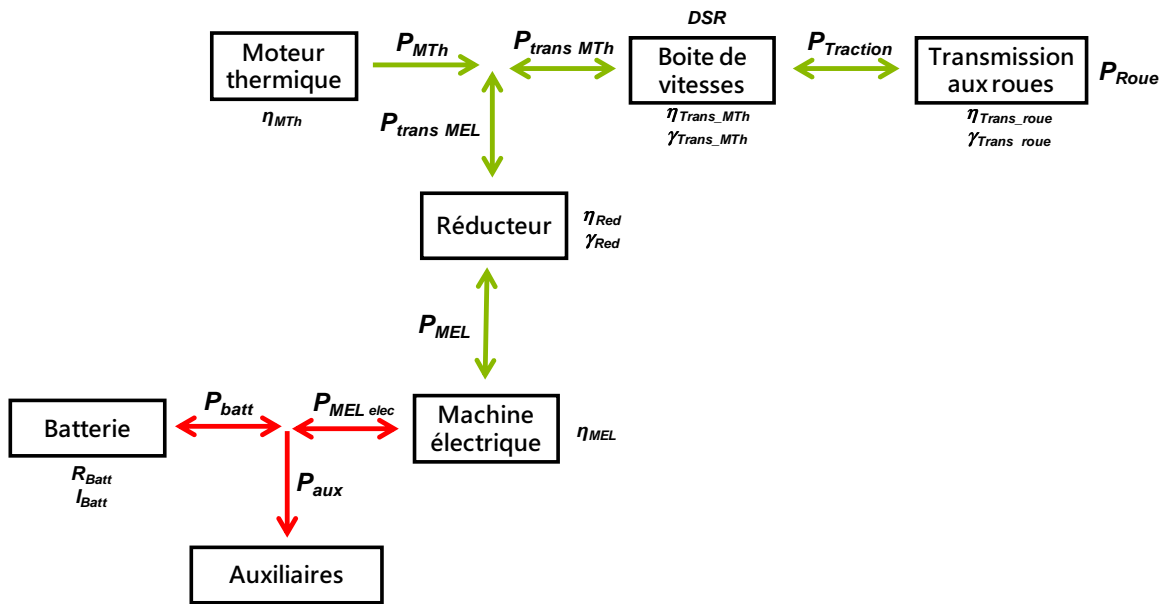


FIGURE 5.1.1 – Schéma de flux de puissance de l'hybridation parallèle optimale

Les bilans de puissance aux différents noeuds s'écrivent de la façon suivante :

— noeud mécanique :

$$P_{MTh}(t) + P_{Trans_MEL}(t) = P_{Trans_MTh}(t), \quad (5.1.1)$$

— noeud électrique :

$$P_{batt}(t) = P_{MEL_elec}(t) + P_{aux}. \quad (5.1.2)$$

En mode traction : $P_{roue} > 0$

$$P_{Trans MTh}(t) = \frac{P_{Traction}(t)}{\eta_{Trans MTh}} = \frac{P_{roue}(t)}{\eta_{Trans MTh}\eta_{Trans roue}}, \quad (5.1.3)$$

d'où

$$P_{MTh}(t) + P_{Trans MEL}(t) = \frac{P_{roue}(t)}{\eta_{Trans MTh}\eta_{Trans roue}}. \quad (5.1.4)$$

En mode boost : $P_{MEL} > 0$

$$P_{Trans MEL}(t) = \frac{P_{roue}(t)}{\eta_{Trans MTh}\eta_{Trans roue}} - P_{MTh}(t), \quad (5.1.5)$$

et

$$P_{Trans MEL}(t) = P_{MEL}(t)\eta_{Red}, \quad (5.1.6)$$

donc

$$P_{MEL}(t) = \frac{P_{roue}(t) - \eta_{Trans MTh}P_{MTh}(t)\eta_{Trans roue}}{\eta_{red}\eta_{Trans MTh}\eta_{Trans roue}}, \quad (5.1.7)$$

et

$$P_{MEL elec}(t) = \frac{P_{MEL}(t)}{\eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL})} \quad (5.1.8)$$

soit

$$P_{MEL elec}(t) = \frac{P_{roue}(t) - \eta_{Trans MTh}P_{MTh}(t)\eta_{Trans roue}}{\eta_{red}\eta_{Trans MTh}\eta_{Trans roue}\eta_{MEL}} \quad (5.1.9)$$

et par voie de conséquence

$$P_{batt}(t) = \frac{P_{roue}(t) - \eta_{Trans MTh}P_{MTh}(t)\eta_{Trans roue}}{\eta_{red}\eta_{Trans MTh}\eta_{Trans roue}\eta_{MEL}} + P_{aux}. \quad (5.1.10)$$

En mode génératrice : $P_{MEL} < 0$

$$P_{Trans MEL}(t) = P_{roue}(t)\eta_{Trans MTh}\eta_{Trans roue} - P_{MTh}(t), \quad (5.1.11)$$

et

$$P_{Trans MEL}(t) = \frac{P_{MEL}(t)}{\eta_{red}}, \quad (5.1.12)$$

donc

$$P_{MEL}(t) = \frac{\eta_{red}P_{roue}(t) - \eta_{Trans MTh}\eta_{red}\eta_{Trans roue}P_{MTh}(t)}{\eta_{Trans MTh}}, \quad (5.1.13)$$

et

$$P_{MEL\ elec}(t) = P_{MEL}(t)\eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL}), \quad (5.1.14)$$

soit

$$P_{MEL\ elec}(t) = \eta_{MEL} \frac{\eta_{red}P_{roue}(t) - \eta_{Trans\ MTh}\eta_{red}\eta_{Trans\ roue}P_{MTh}(t)}{\eta_{Trans\ MTh}}, \quad (5.1.15)$$

et par voie de conséquence

$$P_{batt}(t) = \frac{\eta_{MEL}}{\eta_{Trans\ MTh}} (\eta_{red}P_{roue}(t) - \eta_{Trans\ MTh}\eta_{red}\eta_{Trans\ roue}P_{MTh}(t)) + P_{aux}. \quad (5.1.16)$$

— Si $P_{roue} < 0$, alors $P_{MTh} = 0$ et

$$P_{Trans\ MEL}(t) = P_{Trans\ MTh}(t) = \eta_{Trans\ MTh}\eta_{Trans\ roue}P_{roue}(t), \quad (5.1.17)$$

et

$$P_{MEL}(t) = \eta_{red}P_{Trans\ MEL}(t) = \eta_{red}\eta_{Trans\ MTh}\eta_{Trans\ roue}P_{roue}(t), \quad (5.1.18)$$

avec

$$P_{MEL\ elec}(t) = \eta_{MEL}(C_{MEL}, \omega_{MEL})P_{MEL}(t). \quad (5.1.19)$$

Donc

$$P_{batt}(t) = \eta_{red}\eta_{MEL}\eta_{Trans\ MTh}\eta_{Trans\ roue}P_{roue}(t) + P_{aux}. \quad (5.1.20)$$

— A l'arrêt : Si $P_{roue} = 0$, $P_{MTh} = 0$ et $P_{MEL} = 0$

$$P_{batt}(t) = P_{aux}. \quad (5.1.21)$$

5.1.2 Expression du couple et de la vitesse des organes de puissance

Pour le moteur thermique :

A vitesse de roue donnée, la vitesse de rotation du moteur thermique s'exprime par la relation :

$$\omega_{MTh}(t) = \gamma_{Trans\ MTh(i)}\gamma_{Trans\ roue}\omega_{roue}(t). \quad (5.1.22)$$

L'indice i correspond au rapport de transmission engagé dans la boîte de vitesses. Le couple C_{MTh} est calculé à partir de la commande P_{MTh} , tel que :

$$C_{MTh}(t) = \frac{P_{MTh}(t)}{\omega_{MTh}(t)}, \quad (5.1.23)$$

soit

$$C_{MTh}(t) = \frac{P_{MTh}(t)}{\gamma_{Trans\ MTh(i)}\gamma_{Trans\ roue}\omega_{roue}(t)}. \quad (5.1.24)$$

Pour la machine électrique :

De la même manière, à vitesse des roues donnée, la vitesse de rotation de la machine électrique s'exprime par

$$\omega_{MEL}(t) = \gamma_{red} \gamma_{Trans} MTh(i) \gamma_{Transroue} \omega_{roue}(t). \quad (5.1.25)$$

A puissance P_{MEL} donnée, le couple délivré par la machine électrique est :

$$C_{MEL}(t) = \frac{P_{MEL}(t)}{\omega_{MEL}(t)}. \quad (5.1.26)$$

Les relations permettant de calculer P_{MEL} en fonction de P_{roue} et P_{ICE} ont été établies dans le paragraphe précédent, donc on dispose de tous les éléments pour calculer l'équation d'évolution du système à chaque instant.

5.2 Spécifications de la machine électrique

5.2.1 Introduction

Après avoir introduit à partir du suivi d'un cycle NEDC les différents modes de fonctionnement, à chaque instant des cycles INRETS on détermine et on analyse les sollicitations afin de spécifier le dimensionnement optimal de la machine électrique.

Les besoins en puissance sont estimés et les enjeux de la récupération de l'énergie au freinage sur le total des gains en émissions de CO₂ sont déterminés en fonction de l'usage client. Des études de sensibilité portant sur le rendement et la puissance de la machine électrique sur les gains en émission CO₂ sont réalisées. Des cartographies de la répartition en énergie des sollicitations de la machine électrique sont établies dans le plan couple/vitesse afin d'identifier les domaines de fonctionnement ayant une forte influence sur la performance énergétique du véhicule.

5.2.2 Les modes de fonctionnement

Les différents modes de fonctionnement de la machine sur un cycle NEDC sont représentés par la Figure 5.2.1.

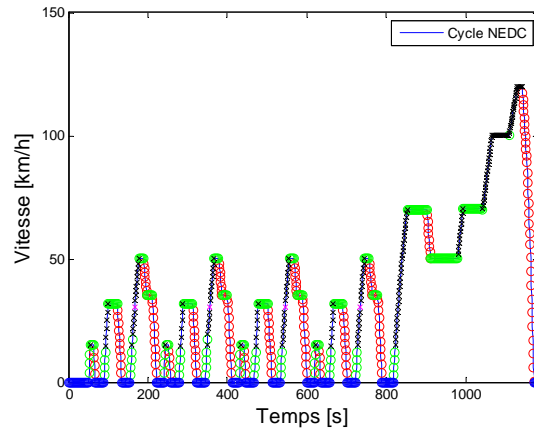


FIGURE 5.2.1 – Mode de fonctionnement de la chaîne de traction hybride parallèle DSR optimale sur cycle NEDC

- Mode pur électrique en traction
- X Mode générateur électrique + Moteur thermique fonctionnel
- X Mode boost électrique + Moteur thermique fonctionnel
- Mode récupération d'énergie au freinage
- Arrêt du véhicule

Ces modes de fonctionnement sont associés à :

- la récupération de l'énergie au freinage : le moteur thermique est alors à l'arrêt. La machine électrique fonctionne en génératrice et assure la récupération de l'énergie cinétique du véhicule. L'embrayage est ouvert afin de s'affranchir des pertes par frottement et par pompage du moteur thermique.
- l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique : La stratégie de commande optimale tend à faire fonctionner le moteur thermique au plus près de l'OOL.
 - * fonctionnement de la machine électrique en mode génératrice : La puissance produite par le moteur thermique est supérieure au besoin à la roue. L'excédant de puissance est converti en énergie électrique stockée dans la batterie.
 - * fonctionnement de la machine électrique en mode boost : La demande de puissance à la roue est supérieure à la puissance fournie par le moteur thermique. Le complément de puissance nécessaire pour répondre au besoin à la roue est produit par la machine électrique. La batterie se décharge.
 - * fonctionnement en pur électrique : Seule la machine électrique assure la traction du véhicule. Ce mode de fonctionnement se rencontre lorsque le moteur thermique est amené à fonctionner à de mauvais points de rendement (besoin de faibles puissances en phase de démarrage ou à vitesse stabilisée). La stratégie de commande optimale privilégie alors l'arrêt du moteur thermique. L'embrayage est ouvert.
- l'arrêt du véhicule : moteur thermique et machine électrique sont à l'arrêt. Les auxiliaires sont alimentés par la batterie qui se décharge progressivement.

Sur cycles d'homologations (NEDC, WLTC) ou représentatifs d'usages clients, la situation de vie dite coasting où le véhicule est en mouvement avec un besoin de puissance nul à la roue ne se rencontre pas. Toutefois, en situation réelle d'utilisation d'un véhicule, ce mode de fonctionnement peut s'activer en levant le pied de l'accélérateur sans actionner le frein. Le rendement optimal de la chaîne de traction peut alors être atteint en découplant le moteur thermique et en coupant l'alimentation de la machine électrique de traction. Le véhicule est alors freiné par les efforts résistants de roulement et aérodynamiques. Des pertes supplémentaires sont susceptibles d'être générées par la machine électrique (pertes à vide par frottement mécanique, aérodynamiques, pertes fers,...) si elle reste couplée aux roues, et dont l'importance dépend du type de machine électrique.

5.2.3 Analyse des points de fonctionnement de la machine électrique

L'exploitation des simulations permet d'observer pour chaque mode de fonctionnement les sollicitations de la machine électrique dans le plan couple/vitesse, tel que représenté sur la Figure 5.2.2. En fonctionnement pur électrique, en mode boost et génératrice, la répartition des points de fonctionnement montrent que la machine est sollicitée à faible couple. En phase de récupération d'énergie au freinage, les points de fonctionnement montrent des niveaux de couple plus importants.

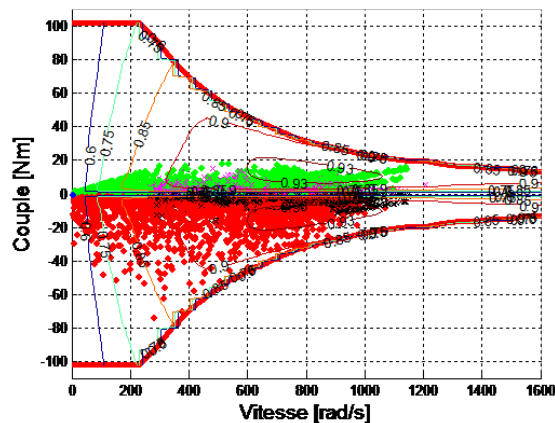


FIGURE 5.2.2 – Sollicitations de la machine électrique sur l'ensemble des cycles INRETS –même légende que la Figure 5.2.1

La Figure 5.2.3 précise la puissance maximale atteinte au cours des différents cycles INRETS. On constate que sur l'ensemble des cycles une puissance maximale de 40 kW est atteinte lors de la récupération d'énergie au freinage. Pour les autres modes de fonctionnement, la puissance maximale requise reste inférieure à 20 kW.

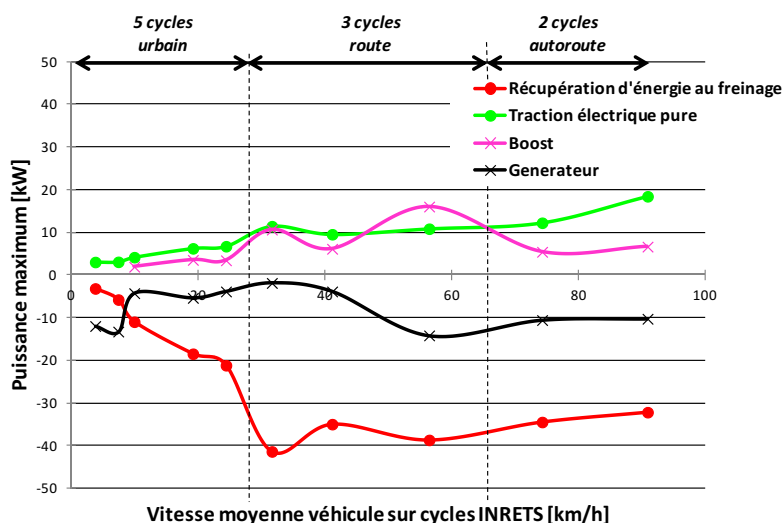


FIGURE 5.2.3 – Puissances maximales de la machine électrique observées sur cycles INRETS

5.2.4 Enjeux de la récupération d'énergie au freinage

On se propose maintenant d'évaluer l'importance de la récupération de l'énergie au freinage sur le total des gains en émissions de CO_2 en fonction de l'usage du véhicule.

Pour cela, la Figure 5.2.4 est construite en inhibant dans les simulations la récupération de l'énergie de freinage. Seule l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique (incluant le roulage ZEV) assure les gains en émission de CO_2 . Par soustraction de ces gains avec les gains totaux, on identifie la contribution de la récupération de l'énergie au freinage et celle associée à l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique (zone en bleu clair). Dans ces conditions, pour garantir le bilan batterie nul le système a recourt à une charge forcée de la batterie par le moteur thermique et cela se traduit par une augmentation de la puissance moyenne délivrée par le moteur thermique. Par exemple, sur cycle NEDC, avec la récupération d'énergie au freinage, le moteur thermique délivre une puissance moyenne de 14,5 kW et de 15 kW en inhibant la fonction.

A très basse vitesse, on constate que le gain global provient essentiellement de l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique, puis à mesure que la vitesse moyenne sur cycle augmente la part de la récupération de l'énergie cinétique augmente pour atteindre un maximum de l'ordre de 80% du total des gains à partir des cycles représentatifs routes.

Sur cycle autoroutier, l'hybridation ne présente que peu d'intérêt car la charge moyenne du moteur thermique est telle qu'il fonctionne à ses meilleurs points de rendement sans recourir à la branche électrique et si les puissances de récupération d'énergie sont importantes, elles n'apparaissent sur ces cycles qu'avec une faible

fréquence. Elles n'ont donc que peu d'impact sur les gains CO₂.

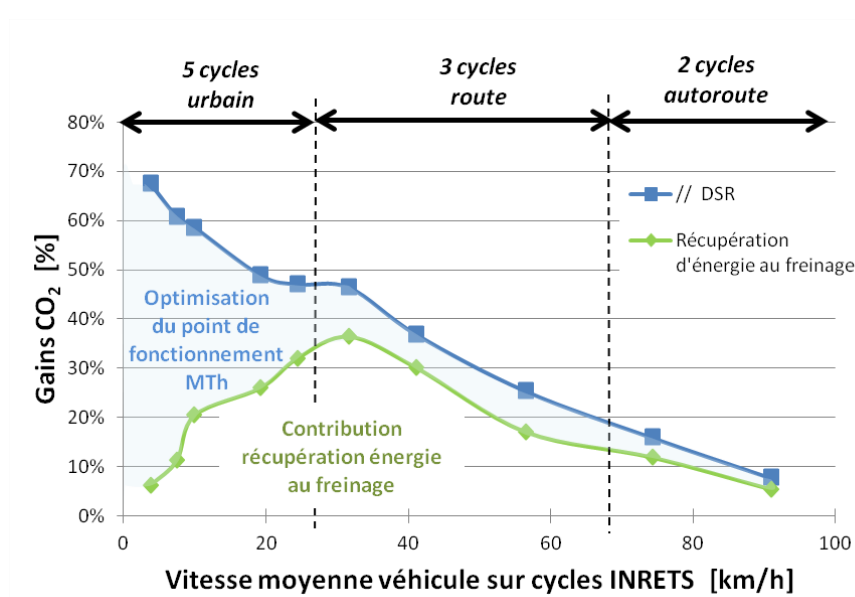


FIGURE 5.2.4 – Contribution de la récupération d'énergie au freinage sur les gains CO₂ sur cycles INRETS

Ces constats permettent de définir des critères préférentiels d'optimisation du système suivant sa plage de fonctionnement : récupération de l'énergie au freinage pour les cycles urbains fluides et route ; optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique sur cycles urbains lents.

5.2.5 Influence du rendement sur les gains CO₂

Une étude de sensibilité de la consommation véhicule par rapport au rendement de la machine électrique a été réalisée. Différents rendements constants de machine électrique, 70%, 80%, 90% et 100% sont imposés pour observer l'impact sur les gains CO₂ en fonction des différents cycles INRETS. Les résultats sont présentés Figure 5.2.5.

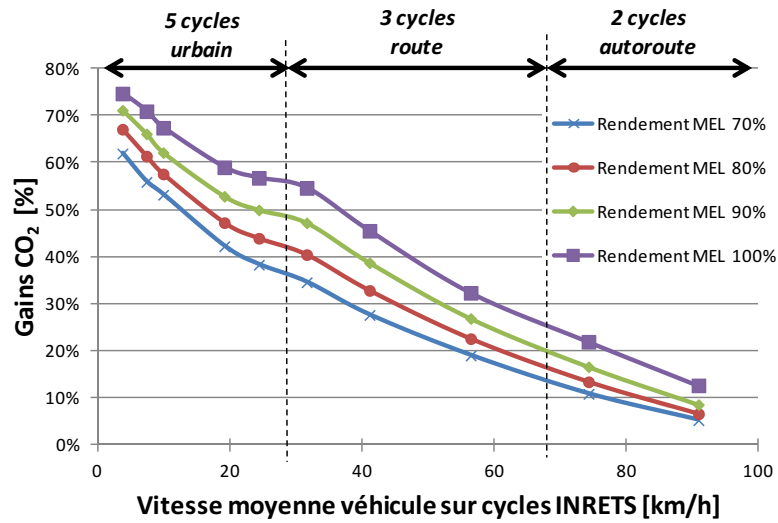


FIGURE 5.2.5 – Influence du rendement de la machine électrique sur les gains CO₂

Pour faciliter l'analyse des courbes de la Figure ??, on se propose de déterminer un rapport de gain Gr entre les gains CO₂ offerts par les différentes machines électriques et le gain maximal atteint avec la machine électrique de rendement 100%. Soit,

$$Gr = \frac{\text{Gains } CO_2(\text{Rendement MEL } x\%)}{\text{Gains } CO_2(\text{Rendement MEL } 100\%)}. \quad (5.2.1)$$

La Figure 5.2.6 représente Gr pour l'ensemble des cycles INRETS.

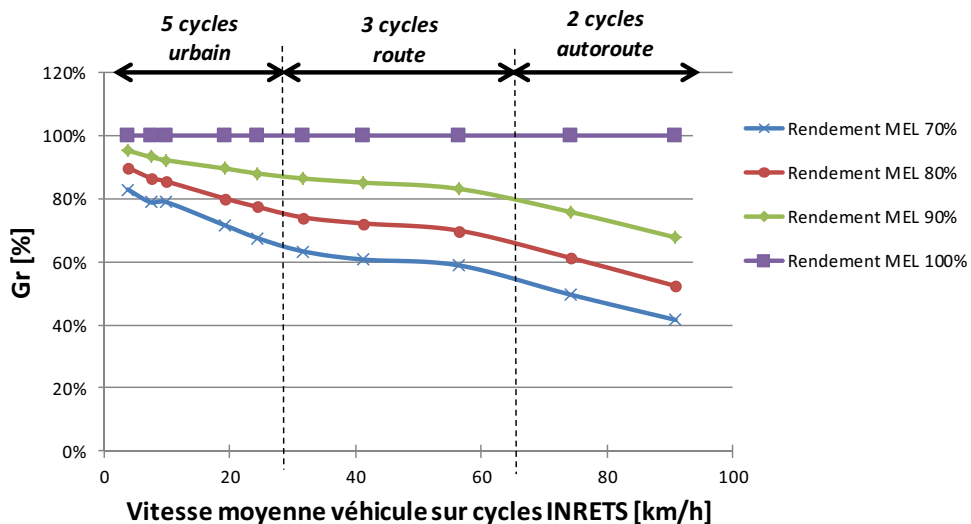


FIGURE 5.2.6 – Rapport des gains Gr

On constate sur la figure 5.2.6 que plus la vitesse moyenne pour un cycle donné est grande et plus le rendement de la machine électrique apparait déterminant pour améliorer les gains en émission de CO₂ du véhicule.

Sur cycle autoroutier, comme montré précédemment l'hybridation n'apporte que peu de gains en émissions de CO₂ et ces gains seront très fortement impactés par l'efficacité de la machine électrique.

Sur route, on constate que 80% des gains sont atteints avec une machine électrique théorique de rendement constant de 90%.

Pour les cycles urbains lents, l'hybridation apporte des gains très importants en émission de CO₂. Toutefois, même si 80% des gains possibles sont atteints avec une machine de rendement constant de seulement 70%, on s'attachera à optimiser l'efficacité de la machine pour ces cycles du fait de l'importance des consommations mises en jeu.

5.2.6 Influence de la puissance de la machine électrique sur les gains en CO₂

Pour analyser l'influence de la puissance de la machine électrique sur les gains en CO₂, on effectue les simulations en utilisant des cartographies de rendement de machine électrique obtenues par homothétie sur le couple C de la cartographie de la machine électrique de référence. La plage de fonctionnement en vitesse est conservée. En diminuant le couple maximal (C_{max}) de la machine électrique, sa puissance maximale (P_{max}) se trouve diminuée du même rapport d'homothétie k soit :

$$C_{max} = kC_{max\text{référence}}, \quad (5.2.2)$$

avec $C_{max\text{référence}}$, le couple maximal relevé sur la cartographie de la machine électrique de référence,

donc

$$P_{max} = kP_{max\text{référence}}. \quad (5.2.3)$$

avec $P_{max\text{référence}}$, la puissance maximale calculée à partir de la cartographie de référence.

Lorsqu'on diminue progressivement le rapport k , certains points de fonctionnement dus à la récupération d'énergie au freinage sortent des limites de la cartographie machine. Le freinage ne peut alors être assuré par la machine électrique seule. Ces points se voient alors affecter une valeur de couple égale à 90% du couple maximal, leur vitesse de rotation étant conservée. La récupération de l'énergie de freinage n'est donc plus totale. Une partie de l'énergie est dissipée sous forme de chaleur par le système de freinage hydraulique du véhicule. Les gains en émission de CO₂ sont diminués.

L'analyse de la Figure 5.2.4 a montré que la machine électrique doit être optimisée par rapport à la récupération d'énergie de freinage pour les cycles urbains fluide et route. La Figure 5.2.7 établie sur ces cycles, montre qu'une puissance maximale de machine électrique d'environ 25 kW est suffisante pour garantir l'optimum de gain

CO₂. Pour un véhicule du segment B, il est donc inutile de dimensionner la machine électrique par rapport à la puissance maximale de 40 kW calculée précédemment et présentée au paragraphe 5.2.3.

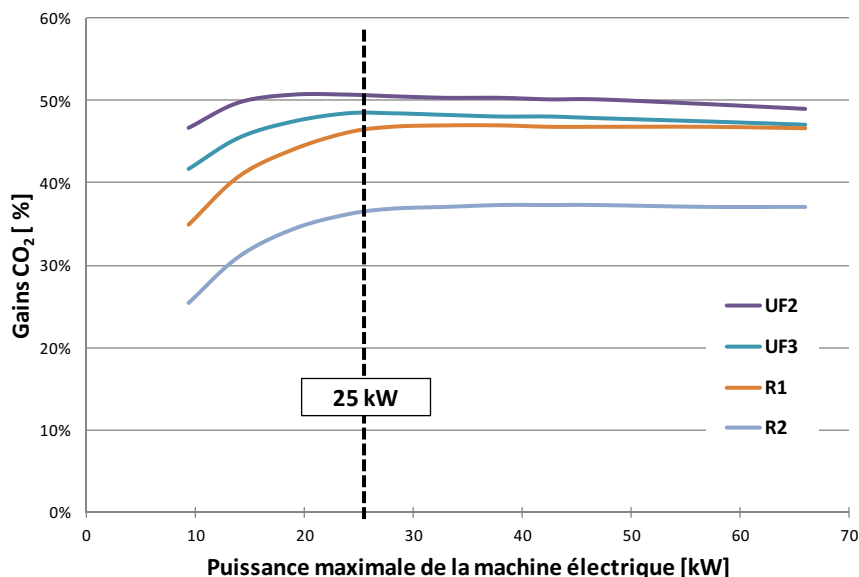


FIGURE 5.2.7 – Influence de la puissance maximale de la machine électrique sur les gains CO₂ pour les cycles INRETS (UF2, UF3, R1 et R2)

5.2.7 Répartition de l'énergie des sollicitations

En se basant sur les conclusions issues de l'analyse de la Figure 5.2.4, il est possible de définir les points de fonctionnement de la machine électrique pour lesquels le rendement doit être optimisé. Vis-à-vis de l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique, les spécifications de la machine électrique sont principalement issues des cycles urbains, alors que pour la récupération d'énergie au freinage, les cycles routiers, et en particulier le cycle INRETS R1, sont déterminants. La Figure 5.2.8 montre la répartition dans le plan couple/vitesse de l'énergie qui transite par la machine électrique au cours du cycle routier (R1) en mode générateur et la Figure 5.2.9 la répartition de énergie pour les cycles UL1 à UF2 en mode moteur et générateur. Elles sont construites en maillant la cartographie et en associant à chaque maille l'intégrale de la puissance mécanique de la machine électrique qui transite dans la maille correspondante. Il a été choisi arbitrairement 800 mailles pour discrétiser une cartographie associée aux modes moteurs et générateurs, soit une taille de maille égale à :

- pour le couple : $Couple_{max}/20$
- Pour la vitesse : $Vitesse_{max}/20$

Les zones en rouge correspondent aux points de fonctionnement où la quantité d'énergie consommée sur le cycle est le plus important. Au contraire les zones en bleu

correspondent aux points de fonctionnement qui contribuent le moins à la consommation sur le cycle considéré.

Même si chaque point de fonctionnement contribue à la performance globale de la chaîne de traction et mérite d'être optimisé, dans un premier temps, pour orienter la conception ou le choix d'une machine électrique, le concepteur pourra focaliser son attention sur les zones en rouge pour lesquelles il sera nécessaire de minimiser préférentiellement les pertes.

En conséquence, on retiendra les points ou zones caractéristiques cibles à optimiser définis par le tableau 5.1.

Cycles	Couple	Vitesse
R1	-13 Nm	800 rad/s
UL1 à UF2	de -12 à 12 Nm	de 280 à 600 rad/s

TABLE 5.1 – Points dimensionnant pour la machine électrique

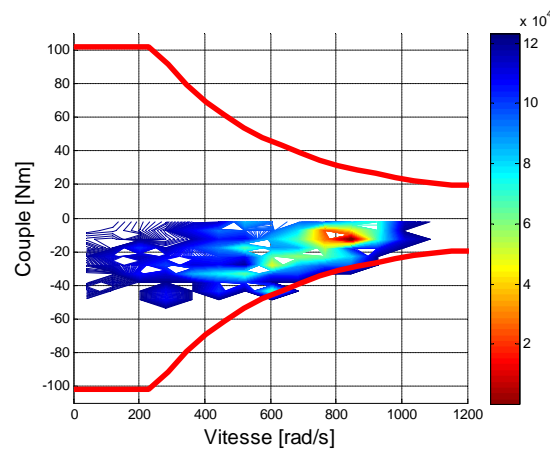


FIGURE 5.2.8 – Répartition dans le plan couple/vitesse de l'énergie (exprimée en Joule) de la machine électrique sur le cycle R1 en mode générateur
 - courbe rouge : couple correspondant à une isopuissance de 25 kW

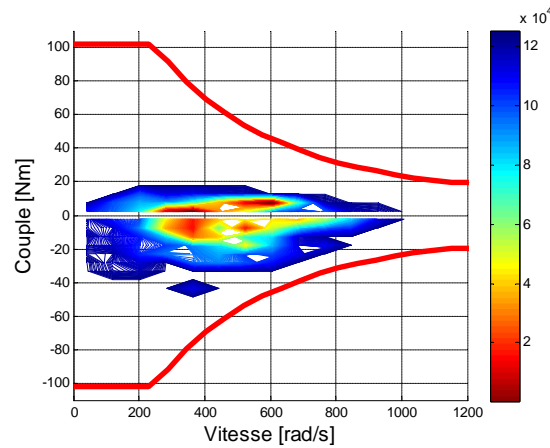


FIGURE 5.2.9 – Répartition dans le plan couple/vitesse de l'énergie (exprimée en Joule) de la machine électrique sur les cycles UL1 à UF2 en mode moteur et générateur

5.3 Spécifications de la batterie

La puissance de la batterie doit être choisie en accord avec la puissance de la machine électrique. On a constaté précédemment qu'une puissance de machine électrique d'environ 25 kW était suffisante pour atteindre l'asymptote de gain en émissions de CO₂. Dans le cas d'une batterie de tension nominale de 48V, cela correspond à un courant maximal de 520A. On ne va pas s'étendre davantage sur le dimensionnement en puissance de la batterie, par contre on va se focaliser maintenant sur un critère impactant fortement son coût de production : la capacité minimale requise pour garantir le maximum de gains en émissions de CO₂.

Pour étudier l'influence de la capacité batterie sur les gains CO₂, on fait varier les contraintes sur les limites de l'état de charge de la batterie (x_{min}, x_{max}). On réduit progressivement dans les simulations cette plage de fonctionnement et on observe l'évolution des gains en émission de CO₂. La Figure 5.3.1 montre l'évolution de l'énergie stockée dans la batterie sur un cycle NEDC, pour différentes amplitudes de variation d'énergie utile autorisées (200Wh, 100 Wh, 50 Wh et 20 Wh).

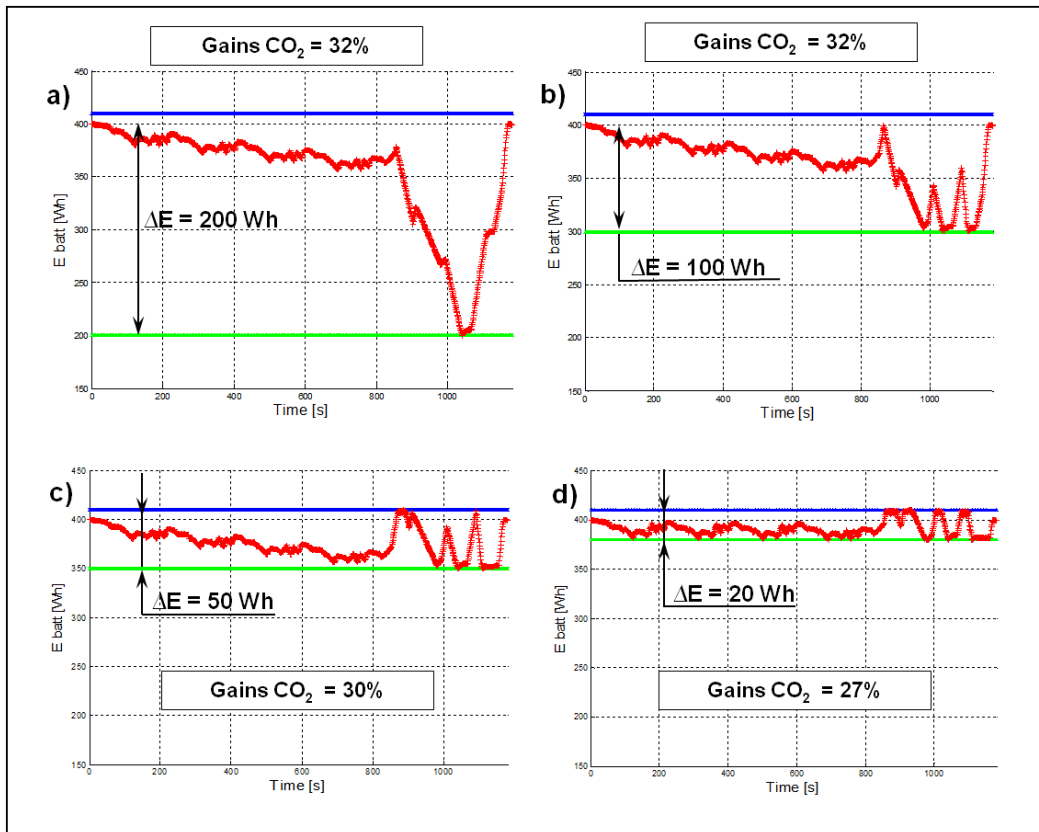


FIGURE 5.3.1 – Evolution de l'énergie stockée dans la batterie sur cycle NEDC (trajectoire optimale en rouge) en imposant différentes limitations sur l'état de charge batterie – Les lignes bleu et verte correspondent respectivement au niveau d'énergie maximale et minimale de la batterie

Une diminution de l'énergie stockée dans la batterie signifie que celle-ci délivre de la puissance électrique et inversement une augmentation de E_{batt} correspond à une phase de recharge de la batterie par le moteur thermique ou par les roues (récupération d'énergie au freinage). L'influence de la plage de fonctionnement de la batterie sur la trajectoire optimale est clairement visible. Tant que la plage de fonctionnement de la batterie est supérieure à 100 Wh (Figure 5.3.1 a) et b)), la consommation du véhicule n'est pas affectée. Mais en-dessous de cette valeur (50 Wh et 20 Wh - voir Figure 5.3.1 c) et d)), la consommation du véhicule sur le cycle NEDC augmente car la capacité batterie utilisable n'est plus suffisante pour permettre une récupération totale de l'énergie au freinage.

En réduisant progressivement la plage de fonctionnement (ΔE) de la batterie, il est possible de tracer la courbe $Gains\ CO_2 = f(\Delta E)$ représentée sur la Figure 5.3.2. On constate alors qu'à partir de 80 Wh, les gains CO₂ sont maximisés.

La valeur de 80 Wh se corrèle avec la quantité d'énergie cinétique de 94 Wh pouvant être récupérée à la fin du cycle NEDC quand la vitesse du véhicule passe très rapidement de 120 km/h à 0 (voir Figure 5.3.3). Le besoin de stockage légèrement inférieur au 94 Wh à la roue s'explique par les pertes liées au cascading de rendement

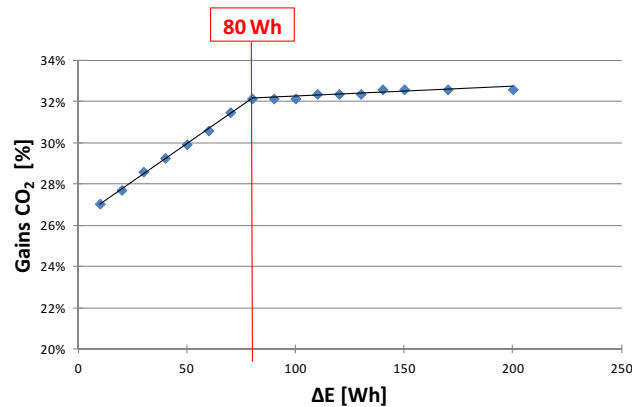


FIGURE 5.3.2 – Représentation des gains CO₂ en fonction de ΔE sur cycle NEDC

entre la roue et la batterie (rendement de transmission mécanique et de la machine électrique).

Tant que la capacité utile de stockage d'énergie de la batterie est supérieure à cette énergie, le système peut récupérer intégralement l'énergie de freinage. Si la capacité de stockage d'énergie dans la batterie devient inférieure, l'énergie de freinage n'est pas totalement récupérée et la consommation sur cycle augmente.

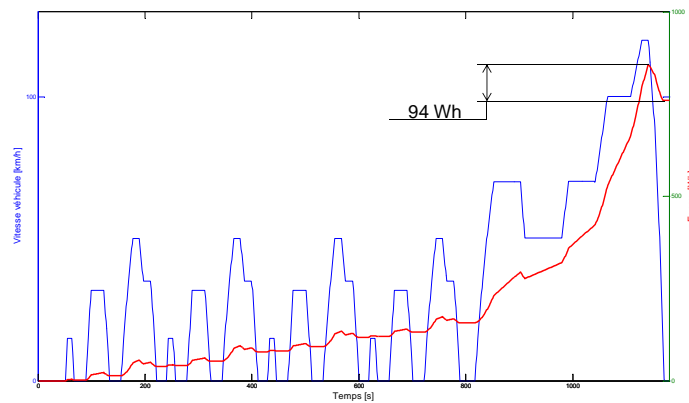


FIGURE 5.3.3 – Vitesse véhicule sur cycle NEDC et énergie à la roue

La même méthodologie a été mise en œuvre pour chaque cycle INRETS. Le résultat des simulations montre qu'une amplitude de stockage batterie de 60 Wh permet de minimiser la consommation sur l'ensemble des cycles représentatifs clients.

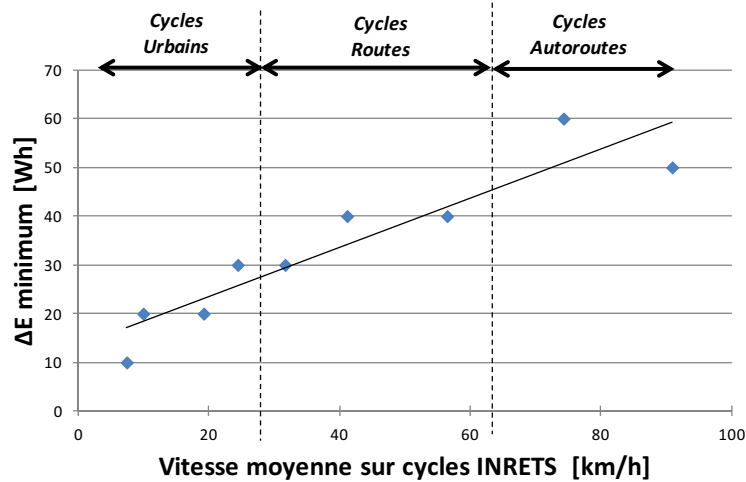


FIGURE 5.3.4 – Capacité de stockage d'énergie dans la batterie minimale permettant de minimiser la consommation véhicule en fonction de sa vitesse moyenne sur cycle

En complément et en inhibant la récupération de l'énergie de freinage dans les simulations, il est possible, avec le même principe que précédemment, d'estimer les besoins en capacité batterie pour assurer l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique. On constate alors que la consommation en carburant augmente dès lors que la plage de fonctionnement de la batterie devient inférieure à 10 Wh quel que soit le cycle automobile suivi.

Pour minimiser la consommation du véhicule, ces résultats confirment que le dimensionnement de la capacité batterie est lié au besoin de maximiser la récupération de l'énergie cinétique du véhicule. Toutefois, des prestations de fonctionnement ZEV (Zéro Emission Véhicule) souvent demandées par le client pourront devenir dimensionnantes et impacter le coût du système.

Enfin, on peut remarquer qu'une augmentation du rendement de la machine électrique conduira à solliciter plus fortement et plus fréquemment la branche électrique donc la batterie. En conséquence, les besoins en capacité batterie augmenteront légèrement.

5.4 Conclusion

L'exploitation du modèle de chaîne de traction hybride parallèle optimisée a permis de caractériser les sollicitations des organes électriques de puissance sur l'ensemble des cycles représentatifs d'usages clients. Il a été montré la nécessité d'optimiser la machine électrique par rapport à l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique pour les cycles urbains lents et à la récupération d'énergie au freinage pour les cycles urbains fluides et routiers. Pour les cycles routiers rapides et autoroutiers, l'amélioration du rendement de la machine électrique n'aura qu'un

faible impact sur l'amélioration des gains CO₂ car :

- le besoin de recourir à la machine électrique reste faible pour optimiser le point de fonctionnement du moteur thermique, et on préférera jouer sur les rapports de transmission pour améliorer la performance du système (ajout d'un sixième rapport long)
- même si les puissances de récupération d'énergie sont élevées, leur fréquence d'apparition ne justifie pas d'optimiser le rendement de la machine électrique.

Des cartographies de répartition de l'énergie des sollicitations dans le plan couple/vitesse ont été établies par rapport aux cycles dimensionnants (Urbain et routier). Elles permettent d'identifier des zones de fonctionnement de la machine électrique à fort impact sur la consommation du véhicule et orientent ainsi la conception d'une machine électrique dédiée. De plus, l'influence de la puissance de la machine électrique sur les gains en émission de CO₂ a été observée et révèle qu'une puissance nominale d'une vingtaine de kW est suffisante pour atteindre l'asymptote des gains en émissions de CO₂ pour un véhicule du segment B.

Le besoin de capacité de stockage d'énergie de la batterie pour garantir la consommation minimale a également été estimé par simulation sur cycles d'homologation (NEDC) et représentatifs d'usages clients. Il repose au premier ordre sur la maximisation de la récupération d'énergie au freinage et on montre qu'il est nécessaire de disposer d'une capacité utile de stockage dans la batterie inférieure à 100 Wh pour atteindre l'asymptote des gains quelque soit le cycle. Ce niveau de capacité disponible apparaît relativement faible et ne devrait, a priori, pas être dimensionnant sachant que pour répondre aux attentes clients, d'autres facteurs vont intervenir pour dimensionner la capacité totale de la batterie, en particulier l'autonomie ZEV requise. A titre de comparaison, la majorité des véhicules HEV commercialisés aujourd'hui disposent d'une capacité batterie d'environ 1 kWh, donc largement suffisante pour garantir la consommation minimale.

Chapitre 6

Définition de la machine électrique et performance énergétique du système

Une chaîne de traction hybride efficiente aura une réelle contribution aux problématiques environnementales et énergétiques si elle est financièrement accessible au plus grand nombre. Aussi, la logique poursuivie dans ce chapitre consiste à évaluer le potentiel de réduction des émissions de CO₂ d'une machine électrique de type alerno-démarrreur, déjà largement déployée dans le domaine automobile et pour laquelle les coûts de production sont optimisés. L'alternodémarrreur pris en exemple équipe aujourd'hui les motorisations eHDI du groupe PSA Peugeot Citroën pour assurer la fonction de Stop and Start (voir photo Figure 6.0.1). Il est proposé de conserver les paramètres géométriques de cette machine électrique, mais d'adapter son alimentation en courant et tension aux exigences en puissance spécifiées au chapitre 5. Il est pris comme hypothèse une alimentation par une batterie de 48V pouvant débiter un courant de 500A, soit une puissance électrique maximale disponible de 24 kW.



FIGURE 6.0.1 – Photo d'un alerno démarrreur pour motorisation eHDI

Deux variantes de structures de machines électriques dérivées de l'alternateur sont comparées. Elles utilisent le même stator, mais leurs rotors sont différents. La première machine génère au rotor une force magnétomotrice constante grâce à des aimants enterrés. On l'appellera MSAP (Machine Synchrone à Aimants Permanents). La deuxième, appelée MSRB (Machine Synchrone à Rotor Bobiné), utilise un bobinage d'excitation à l'image d'un alternateur pour créer au rotor une force magnétomotrice modulable. Ces deux machines sont modélisées pour déterminer des cartographies de pertes, données d'entrée des calculs de la performance en émissions de CO₂ du véhicule.

Dans ce chapitre, les systèmes électromécaniques sont présentés et leurs modélisations par réseau de réductances sont détaillées. Les cartographies de pertes des machines électriques étudiées sont calculées, puis intégrées dans le modèle de gestion optimale de la chaîne de traction afin de déterminer les gains en émission de CO₂. La comparaison des résultats permet d'identifier des axes de progrès pour la définition de la machine électrique et de proposer des évolutions au niveau de l'architecture de la chaîne de traction hybride parallèle pour accroître sa performance en émission de CO₂.

6.1 Définition du système électromécanique

Afin de répondre aux exigences croissantes des constructeurs automobiles liées à l'alimentation du réseau de bord, les puissances des alternateurs ont été progressivement augmentées [72]. Puis le besoin d'intégrer la fonction « Stop and Start » a amené les équipementiers à les modifier notamment au niveau de l'électronique de puissance pour les rendre réversibles et créer ainsi une gamme d'alternateurs. Si dans un premier temps, une alimentation en 12V a été suffisante pour répondre aux besoins en puissance, de nouvelles générations en 48V sont en train d'être développées pour l'application MHEV et étendre le champ de prestations. Cette démarche de conception dite Kaizen, mise en œuvre sur plus de 20 ans, est ciblée sur l'amélioration continue de la performance de ces machines sans générer de profondes modifications. Elle vise un maximum de reconduction de composants et doit permettre, si les performances physiques requises sont atteintes, de limiter les investissements et de proposer des machines électriques à un coût minimal.

La Figure 6.1.1 présente le système électromécanique étudié. Il se compose d'un onduleur réversible (type MLI) alimenté par une tension continue $U_{batt} = 48V$ délivrée par une batterie Li-ion et d'une machine électrique triphasée synchrone à rotor bobiné (MSRB) ou à aimants permanents (MSAP).

Le stator (voir Figure 6.1.2a) est constitué de tôles isolées comportant les encoches pour recevoir le bobinage distribué. Une encoche par pôle et par phase est considérée et les enroulements triphasés, déphasés de 120°, sont couplés en triangle. Chaque phase se compose de 4 spires de 4 fils en parallèle permettant d'homogénéiser la distribution des courants dans les conducteurs et d'éviter les effets de peau.

Le rotor de la machine MSRB se compose de deux plateaux à griffes réalisés avec un matériau ferromagnétique massif qui enserrèrent un bobinage d'excitation ali-

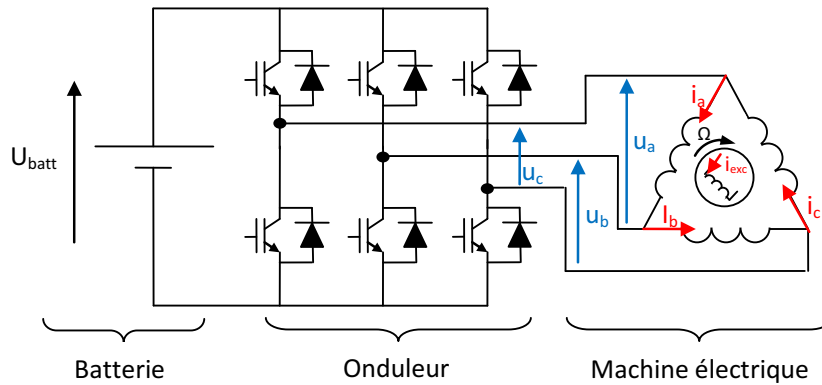
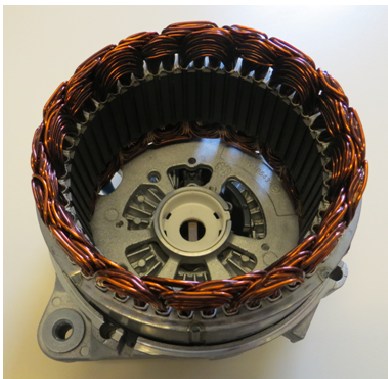
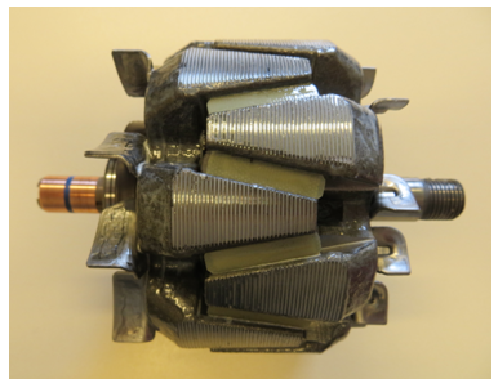


FIGURE 6.1.1 – Schéma du système électromécanique

menté en courant continu (I_{exc}). Les griffes constituent les 8 paires de pôles ($p = 8$) (voir Figure 6.1.2b). La machine étudiée a la particularité d'intégrer des aimants permanents, insérés entre les griffes. Ils ne contribuent pas directement à la production du couple électromagnétique mais ils sont censés limiter les fuites du champ d'excitation entre les griffes.



(a) Stator à enroulements distribués



(b) Rotor à griffes

FIGURE 6.1.2 – Vues du stator et du rotor d'un alterno démarreur

La machine synchrone à aimants permanents utilise le même stator que la machine à griffes. Par contre, le rotor a été remplacé par un rotor à aimants permanents enterrés (voir Figure 6.1.3). La géométrie du système est conservée : même longueur active, même diamètre de rotor et de stator, même nombre de paires de pôles, ...

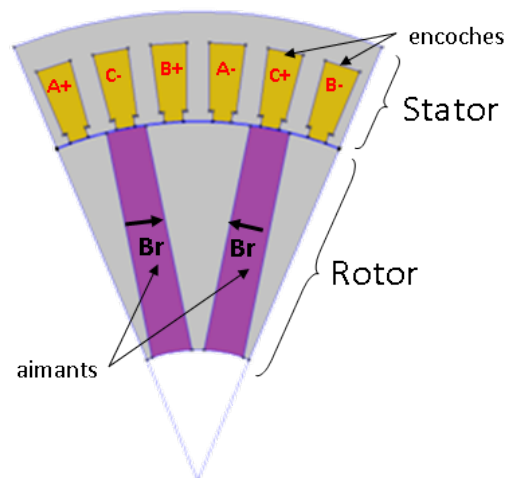


FIGURE 6.1.3 – Vue en coupe de la machine synchrone à aimants permanents

6.2 Modélisation des machines électriques

6.2.1 Principe

M. Rakotovao [73] a proposé en 1996 une démarche originale de modélisation des alternateurs à griffes. En effet à cette époque, les méthodes numériques par éléments finis étaient bien souvent privilégiées, les temps de calculs prohibitifs ne permettaient pas de garantir une réactivité suffisante pour concevoir les nouvelles générations d'alternateur. Aussi, il a recherché une méthode lui garantissant une bonne précision des résultats associée à des temps de calculs raisonnables et s'est orienté sur une modélisation par réseaux de réductances. Pour construire le réseau, il a réalisé une première observation des flux magnétiques calculés par éléments finis. Il a identifié des réductances associées aux différentes parties du circuit magnétique ainsi que des réductances de fuites et en a proposé des expressions analytiques. Pour modéliser le couplage électromagnétique, il s'est appuyé sur le diagramme de Potier qui lui permettait d'intégrer la non linéarité des matériaux.

En 2004, L. Albert [40] propose une méthodologie assez similaire mais basée sur le diagramme de Blondel afin d'intégrer la saillance du rotor. La réaction d'induit est décomposée dans le repère tournant d'axes d (direct) et q (quadrature) synchrone avec le rotor (repère de Park). Cette transformation permet de ramener un problème triphasé en un problème plus simple diphasé, mais suppose que le système est excité par des courants sinusoïdaux. Par ailleurs, il a exploité la symétrie du système pour réduire le domaine d'étude à une paire de pôles et aboutit au réseau de réductances présenté sur la Figure 6.2.1.

Les modèles de machines électriques développés dans la présente étude s'appuient sur les travaux de Laurent Albert en particulier pour le calcul des réductances et des pertes. Pour diminuer les temps de calcul la symétrie de la structure de la machine

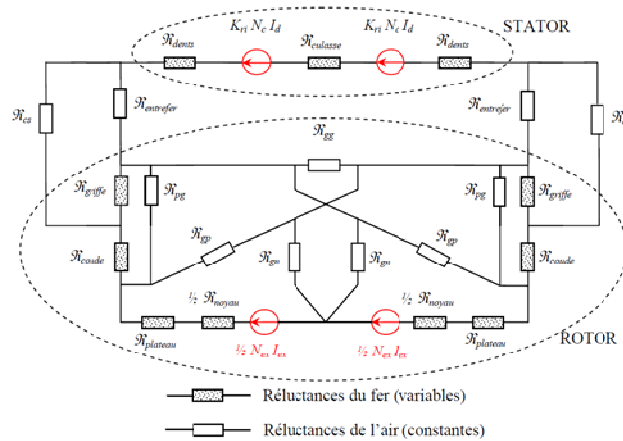


FIGURE 6.2.1 – Réseau de réductances proposé par L. Albert

est aussi mise à profit. Par contre la modélisation du couplage électromagnétique n'est pas basée sur le diagramme de Blondel dans le repère (d, q) qui ne donne accès qu'au fondamental du couple. Le modèle quasi-statique développé permet de modéliser la rotation du rotor par rapport au stator avec un pas de discrétisation fixe. Il donne ainsi accès non seulement au fondamental mais aussi aux harmoniques [74], mis à profit pour le calcul de l'induction, du couple électromagnétique et des pertes dans la machine électrique. Toutefois, on s'est limité au fondamental du flux pour la détermination de la tension de phase.

Avec l'hypothèse du premier harmonique et la notation complexe associée, on aboutit au diagramme de Behn-Eschenburg (voir Figure 6.2.2). De cette représentation, on déduit l'expression de la tension de phase, dont la valeur maximale doit rester compatible avec la tension nominale de la batterie, soit :

$$u = Ri + \frac{d\psi_{Total}}{dt}, \quad (6.2.1)$$

ou

$$u = Ri + jL\omega i + E. \quad (6.2.2)$$

avec L , l'inductance cyclique d'une phase statorique et E , la force électromotrice.

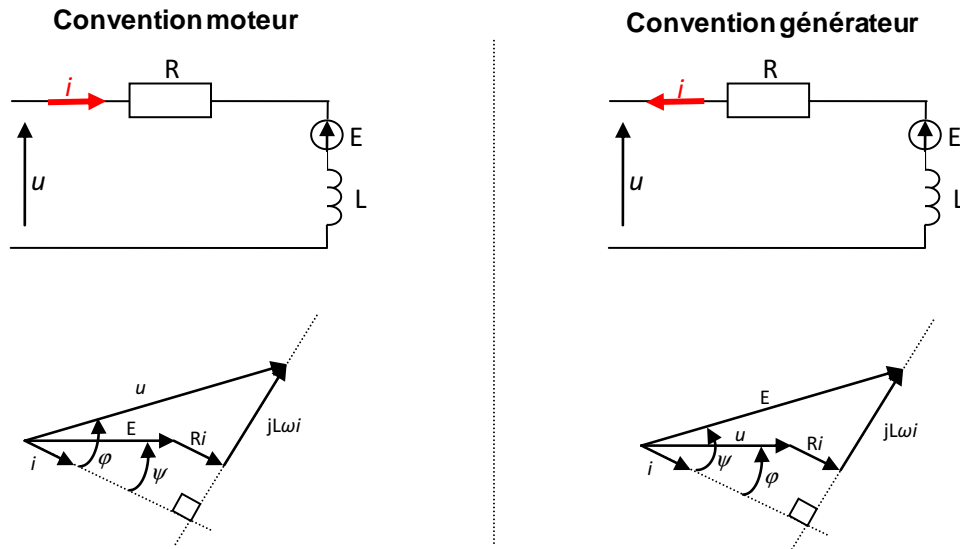


FIGURE 6.2.2 – Modèle et diagramme de Behn-Eschenburg d’une phase d’une machine synchrone en mode de fonctionnement moteur et générateur

Pour les trois phases (a,b,c), l’expression des courants est donnée respectivement par les relations suivantes :

$$\begin{cases} i_a = I_m \sin(\omega t + \psi) \\ i_b = I_m \sin\left(\omega t + \psi + \frac{2\pi}{3}\right) \\ i_c = I_m \sin\left(\omega t + \psi - \frac{2\pi}{3}\right) \end{cases} \quad (6.2.3)$$

avec

I_m le courant maximal d’une phase exprimé en A,

ω la pulsation électrique en rad s^{-1} ,

t le temps en s ,

et ψ le déphasage entre I et la force électromotrice E .

Ces courants triphasés équilibrés créent des forces magnétomotrices qui génèrent au stator un champ tournant à la vitesse de rotation dite de synchronisme $\Omega_s = \frac{\omega}{p}$, entraînant le rotor à la même vitesse Ω .

La Figure 6.2.3 montre les différentes étapes de calcul partant de données liées à la structure de la machine (géométrique, magnétique et électriques) et des courants injectés pour aboutir à la construction de cartographies de performances de machines électriques. En imposant des conditions de fonctionnement (courant maximal de phase I_m , déphasage ψ et dans le cas du rotor bobiné un courant d’excitation I_{exc}) le modèle permet de calculer pour chaque position angulaire du rotor la valeur du flux de branche (Φ) dans chaque réluctance et d’en déduire le flux capté (ψ_{Total}) par les spires de chaque phase. Ces informations permettent le calcul du couple électromagnétique, des pertes et de la tension de phase. En tenant compte de la contrainte sur la tension de la batterie et en identifiant les conditions de fonctionnement qui

conduisent à minimiser les pertes, des cartographies de pertes et de rendements sont construites.

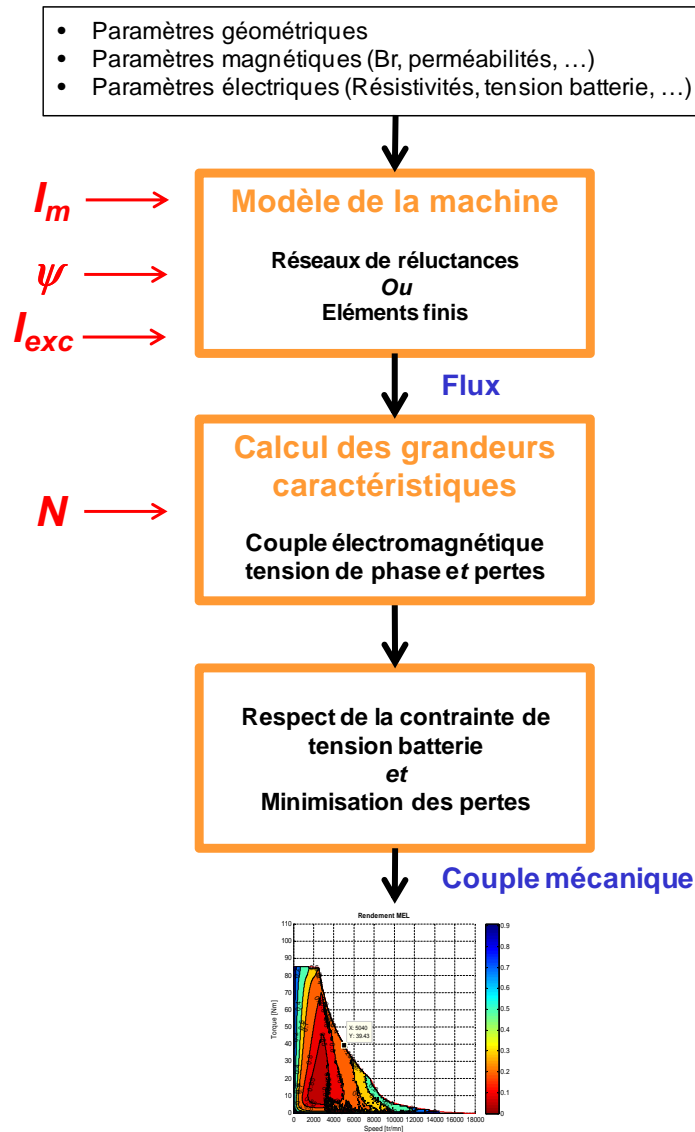


FIGURE 6.2.3 – Description du modèle de machine électrique

6.2.2 Modélisation du circuit magnétique par réseaux de réluctances

Les réseaux de réluctances établis pour les 2 machines sont présentés en annexe D. Ils intègrent des réluctances associées au circuit ferromagnétique de la machine, des réluctances de fuite dans les encoches et des réluctances dans l'entrefer. Ces dernières définissent des réluctances radiales nécessaires au calcul de la composante normale de l'induction B et des réluctances tangentielles pour le calcul de la composante

tangentielle du champ d'excitation H , données d'entrée pour déterminer le couple électromagnétique (voir paragraphe 2.3.3.4).

Pour obtenir une bonne précision dans l'estimation des performances de la machine électrique, il est nécessaire de raffiner la discrétisation dans l'entrefer et dans son voisinage pour matérialiser les isthmes présents au niveau des encoches du stator. Le pas de discrétisation est choisi de telle sorte que le nombre de réluctances tangentielles dans l'entrefer associé à un secteur de la machine ($1/p$) corresponde à un nombre entier. Les résultats des simulations présentés ci-après sont basés sur une discrétisation par 120 réluctances tangentielles pour un secteur de 45° , soit 960 réluctances pour la machine entière (360°). Le pas angulaire mécanique $\Delta\theta_{méca}$ correspondant est de $0,375^\circ$. Le calcul des flux est réalisé à chaque pas de rotation du rotor par rapport au stator, tel que le met en œuvre [37]. Les Figures 6.2.4 et 6.2.5 illustrent la position relative du réseau de réluctances du stator par rapport au rotor à 2 instants différents, t et $t + \Delta t$, correspondant respectivement aux positions angulaires $\theta_{méca}$ et $\theta_{méca} + \Delta\theta_{méca}$.

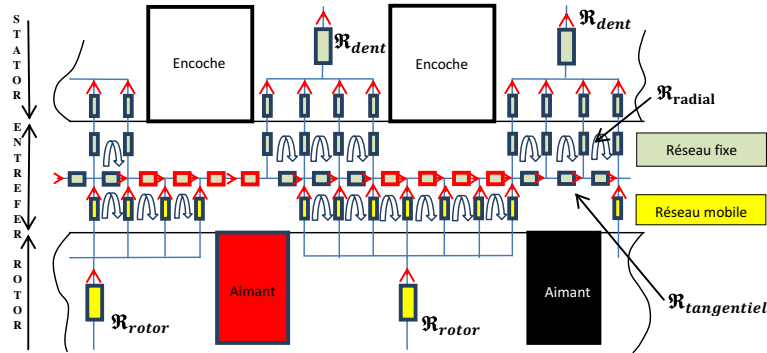


FIGURE 6.2.4 – Vue du réseau de réluctances dans une position angulaire θ du rotor par rapport au stator

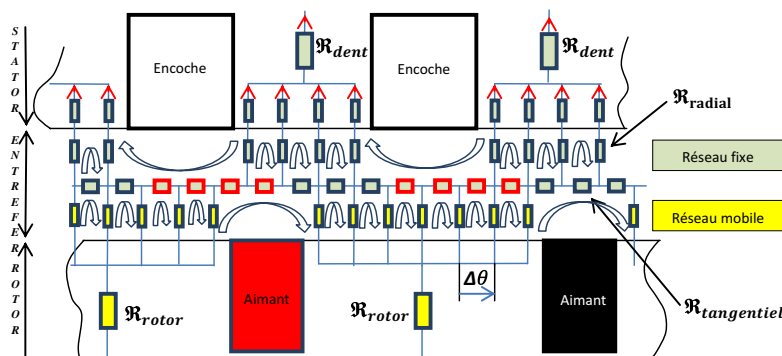


FIGURE 6.2.5 – Vue du réseau de réluctances dans une position angulaire $\theta + \Delta\theta$ du rotor par rapport au stator

6.2.3 Modélisation des forces magnétomotrices

Les forces magnétomotrices (F_{MM}) sont calculées en considérant différents types de sources :

- au stator, les F_{MM} sont produites par la circulation des courants dans les phases
- au rotor, les F_{MM} sont créées par la circulation du courant continu dans la bobine d'excitation ou par les aimants permanents assimilés à des sources de courant équivalentes.

6.2.3.1 Forces magnétomotrices statoriques

Le courant injecté dans les enroulements distribués du bobinage statorique crée dans chaque dent (voir Figure 6.2.7) une force magnétomotrice. N. Jerance [75] en donne une expression que l'on reprend ici :

$$F_{MM_i} - F_{MM_{i-1}} = nI_i \quad (6.2.4)$$

où F_{MM_i} est la force magnétomotrice dans la dent i , $F_{MM_{i-1}}$ est la force magnétomotrice dans la dent $i-1$, n le nombre de conducteurs dans chaque phase et I_i le courant dans l'encoche i .

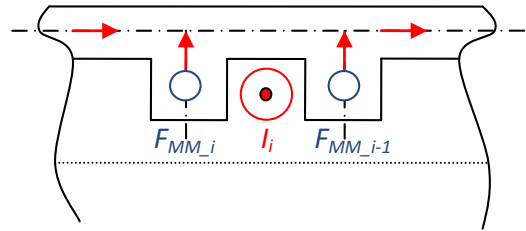


FIGURE 6.2.6 – Définition des forces magnétomotrices

Pour déterminer à chaque instant la force magnétomotrice dans chaque dent, on a retenu un principe de modélisation qui tient compte de la contribution de chaque phase tel qu'illustré sur la Figure 6.2.7.

Les forces magnétomotrices sont alors déterminées par la relation 6.2.5 qui tient compte du choix arbitraire du sens du flux de branche matérialisé par les flèches rouges des Figures 6.2.6 et 6.2.7.

$$\begin{pmatrix} F_{MM_1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ F_{MM_6} \end{pmatrix} = \frac{n}{2} \begin{pmatrix} 1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 \\ -1 & 1 & -1 \\ -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{pmatrix} \quad (6.2.5)$$

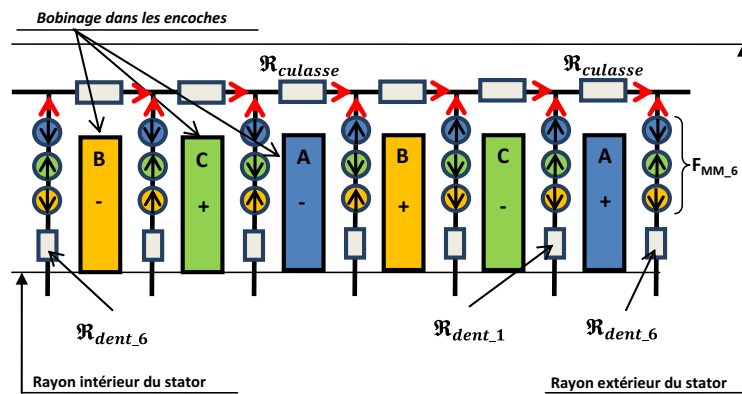


FIGURE 6.2.7 – Représentation des forces magnétomotrices créées dans chaque dent du stator

6.2.3.2 Forces magnétomotrices rotoriques

On considère 2 types de forces magnétomotrices au niveau du rotor. Les forces magnétomotrices produites par le courant traversant le bobinage du rotor et les forces produites par les aimants permanents.

Cas du rotor bobiné :

Une bobine comprenant N_{exc} spires parcourues par un courant d'excitation continu (I_{exc}) génère dans le noyau du rotor à griffes une force magnétomotrice telle que :

$$F_{MM_{rotor}} = N_{exc} I_{exc} \quad (6.2.6)$$

Le schéma 6.2.8 présente la trajectoire du flux (ligne continue rouge) au travers des plateaux et du noyau central et précise l'affectation de la source magnétomotrice.

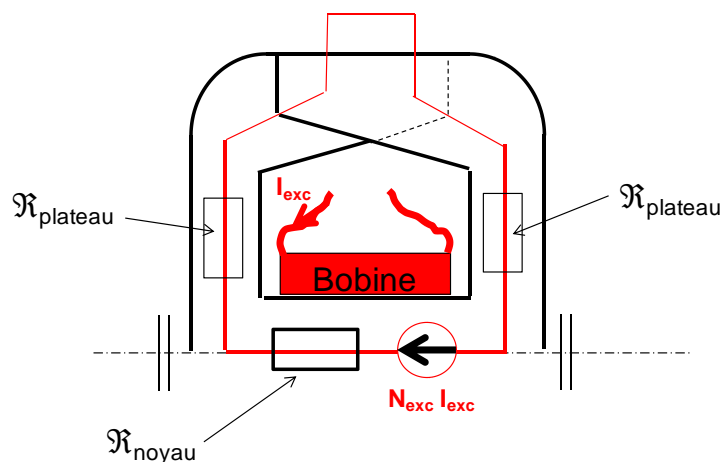


FIGURE 6.2.8 – Représentation de la source magnétomotrice du rotor bobiné

Cas des aimants permanents :

Les aimants sont considérés comme des sources de courant équivalentes. La force magnétomotrice générée s'exprime alors en ampères tours et est calculée à partir des caractéristiques magnétiques et géométriques de l'aimant.

$$F_{MM_{aimant}} = N_a I_a = \frac{B_r L_{aimant}}{\mu_0 \mu_a} \quad (6.2.7)$$

où

$N_a I_a$ correspond aux ampères tours équivalents,

B_r induction rémanente des aimants exprimée en Tesla,

μ_0 perméabilité du vide,

μ_a perméabilité relative de l'aimant considérée égale à 1,

L_{aimant} la largeur des aimants.

Cette formulation est mise à profit pour modéliser les sources magnétomotrices du rotor à aimants permanents (voir Figure 6.2.9) et dans le cas du rotor à griffes pour modéliser les forces magnétomotrices produites par les aimants situés entre les griffes.

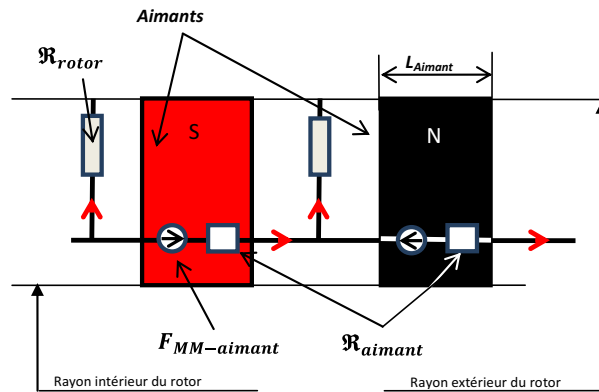


FIGURE 6.2.9 – Représentation des sources magnétomotrices d'un rotor à aimants permanents

6.2.4 Méthodologie de calcul des flux et du couple électromagnétique

Par analogie avec les circuits électriques, le calcul des flux traversant chaque réductance est basé sur une résolution matricielle des équations de Kirchhoff. Si Φ et V_M sont respectivement les flux de branches et les potentiels magnétiques alors les lois de nœuds et des mailles appliqués à un circuit magnétique s'expriment par :

- Selon la loi des nœuds, la somme algébrique des flux de branches à un même nœud est nulle, expression qui peut être généralisée à l'ensemble des nœuds du réseau par l'expression matricielle :

$$A\Phi = 0 \quad (6.2.8)$$

où Φ représente le vecteur des flux de branche pour l'ensemble du réseau et A est appelée matrice d'incidence, définie par :

$$\begin{aligned} A_{ij} &= +1, \text{ si } j \text{ correspond à un nœud extrémité initiale de la branche } i \\ A_{ij} &= -1, \text{ si } j \text{ correspond à un nœud extrémité terminale de la branche } i \\ A_{ij} &= 0, \text{ si } j \text{ ne correspond pas à un nœud de la branche } i \end{aligned}$$

- Selon la loi des mailles, la somme algébrique des potentiels magnétiques aux bornes des branches constituant une maille est nulle, relation généralisée à l'ensemble des mailles par l'expression matricielle suivante

$$SV_{Mb} = 0 \quad (6.2.9)$$

V_{Mb} représente le vecteur des potentiels magnétiques de branche de l'ensemble du réseau et S la matrice de structure définie par :

$$\begin{aligned} S_{ij} &= +1, \text{ si la branche } j \text{ appartient à la maille } i \text{ et est dans le même sens} \\ S_{ij} &= -1, \text{ si la branche } j \text{ appartient à la maille } i \text{ et est en sens contraire} \\ S_{ij} &= 0, \text{ si la branche } j \text{ n'appartient ni à la maille } i+ \text{ ni à la maille } i- \end{aligned}$$

Soit ψ_M la matrice des flux de maille et V_{MM} la matrice des potentiels magnétiques de maille, [76] a montré que pour la loi des nœuds

$$\Phi = S^T \psi_M \quad (6.2.10)$$

et pour la loi des mailles

$$V_{MM} = -SV_{Mb} = 0 \quad (6.2.11)$$

Pour un circuit composé de forces magnétomotrices F et de réluctances \mathfrak{R} , le potentiel magnétique est égal à

$$V_{Mb} = \mathfrak{R}\Phi + F \quad (6.2.12)$$

Soit

$$SV_{Mb} = S\mathfrak{R}\Phi + SF = 0. \quad (6.2.13)$$

En combinant les expressions 6.2.10 et 6.2.13 on en déduit l'expression des flux de maille

$$\psi_M = -\left(S\mathfrak{R}S^T\right)^{-1} SF \quad (6.2.14)$$

et le flux de branche

$$\Phi = -S^T \left(S\mathfrak{R}S^T\right)^{-1} SF \quad (6.2.15)$$

Dans le cas d'un circuit non linéaire, les réluctances dépendent du flux. L'équation 6.2.13 s'écrit alors

$$S\mathfrak{R}(\psi_M) S^T \psi_M + SF = 0 \quad (6.2.16)$$

Pour résoudre ce système d'équations non linéaires, il est couramment utilisé une méthode de résolution de type Newton Raphson. Elle consiste à approximer la fonction 6.2.17 par son développement de Taylor au premier ordre selon l'expression 6.2.18 :

$$f(\psi_M) = S\mathfrak{R}(\psi_M) S^T \psi_M + SF \quad (6.2.17)$$

$$f(\psi_{M_{k+1}}) \simeq f(\psi_{M_k}) + f'(\psi_{M_k})(\psi_{M_{k+1}} - \psi_{M_k}) = 0 \quad (6.2.18)$$

La première itération est réalisée à partir des valeurs de flux de mailles ψ_{M_0} calculées en linéaire. On pose alors $\psi_{M_k} = \psi_{M_0}$. Puis, on affine l'approximation de la racine de la fonction f par itérations successives en remplaçant ψ_{M_k} par $\psi_{M_{k+1}}$ tel que

$$\psi_{M_{k+1}} = \psi_{M_k} - \frac{f(\psi_{M_k})}{f'(\psi_{M_k})} \quad (6.2.19)$$

Le critère d'arrêt des itérations porte sur la stationnarité de la solution soit

$$|\psi_{M_{k+1}} - \psi_{M_k}| < \varepsilon, \quad (6.2.20)$$

avec $\varepsilon = 10^{-6}$, choisi arbitrairement.

Les flux de mailles ψ_M étant déterminés, on peut calculer les flux de branches Φ associé à chaque réluctance en utilisant l'expression 6.2.10 et déterminer la valeur de l'induction normale B_n et tangentielle B_t pour chaque réluctance d'entrefer, tel que :

$$B = \frac{\Phi}{S}, \quad (6.2.21)$$

avec S , la section de la réluctance traversée par le flux de branche Φ .

H_t est donné par

$$H_t = \frac{B_t}{\mu_0}. \quad (6.2.22)$$

Connaissant B_n et H_t , on peut calculer le couple électromagnétique C_{em} par la méthode du tenseur de Maxwell, soit

$$C_{em} = Lr^2 \int_0^{2\pi} B_n H_t d\theta. \quad (6.2.23)$$

6.2.5 Détermination de la puissance mécanique et électrique de la machine

6.2.5.1 Bilan de puissance

On se propose de réaliser un bilan de puissance afin de relier la puissance électromagnétique à la puissance de la batterie ainsi qu'à la puissance mécanique. Comme

illustré sur le schéma 6.2.10, la puissance électromagnétique P_{em} est produite au niveau de l'entrefer. Elle s'exprime par la relation 6.2.24 soit :

$$P_{em} = C_{em}\omega, \quad (6.2.24)$$

avec ω la vitesse de rotation de la machine électrique

Pour déterminer la puissance électrique de la batterie P_{batt} et la puissance mécanique $P_{mécanique}$ utiles, les différentes sources de pertes sont introduites exceptées les pertes générées par le bobinage d'excitation au rotor qui ne prélèvent aucun couple sur l'arbre moteur. Il faudra néanmoins en tenir compte, dans le cas de la machine à rotor bobiné, pour le calcul du rendement global du système.

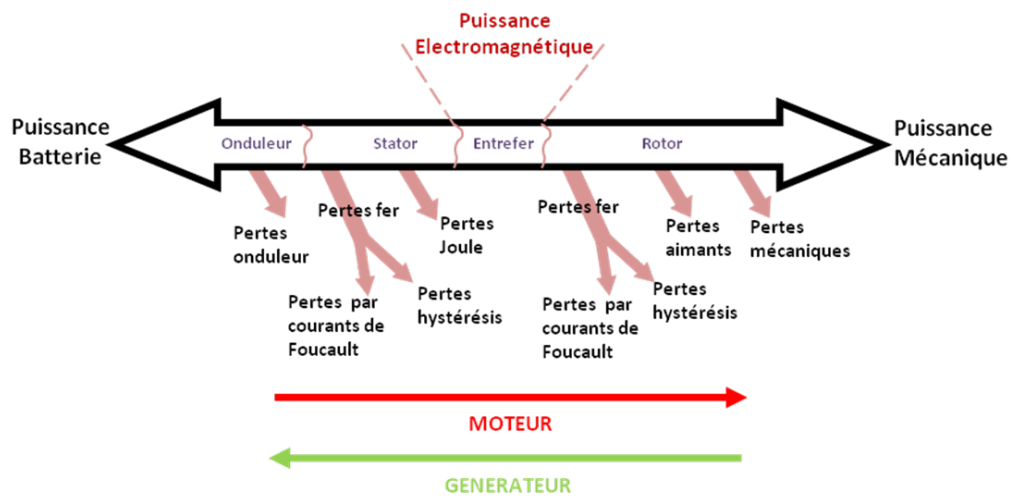


FIGURE 6.2.10 – Schéma illustrant le bilan de puissance du système électromécanique

Le bilan de puissance s'exprime par la relation :

$$|P_{batt} - P_{mécanique}| = P_{pertes_{onduleur}} + P_{pertes_{fer\ au\ stator}} + P_{pertes_{Joule\ stator}} + P_{pertes_{fer\ rotor}} + P_{pertes_{aimants}} + P_{pertes_{mécaniques}}, \quad (6.2.25)$$

— En mode moteur, et en introduisant la puissance électromagnétique P_{em} définie précédemment

$$P_{batt} = P_{pertes_{onduleur}} + P_{pertes_{fer\ au\ stator}} + P_{pertes_{Joule\ stator}} + P_{em}, \quad (6.2.26)$$

et

$$P_{mécanique} = P_{em} - P_{pertes_{fer\ rotor}} - P_{pertes_{aimants}} - P_{pertes_{mécaniques}}. \quad (6.2.27)$$

— En mode générateur,

$$P_{batt} = P_{em} - P_{ertes_{onduleur}} - P_{ertes_{fer\ au\ stator}} - P_{ertes_{Joule\ stator}}, \quad (6.2.28)$$

et

$$P_{mécanique} = P_{ertes_{fer\ rotor}} + P_{ertes_{aimants}} + P_{ertes_{mécaniques}} + P_{em}. \quad (6.2.29)$$

6.2.5.2 Définition des pertes

Les pertes Joule au stator

Ces pertes se produisent lors du passage du courant électrique dans les conducteurs des phases de la machine. Elles dépendent de la résistance interne $R(T)$ des conducteurs constituant les enroulements :

$$P_{ertes_{Joule\ stator}} = Nb\ de\ phase\ R(T)\ I_{eff}^2, \quad (6.2.30)$$

où I_{eff} est la valeur efficace du courant circulant dans une phase et $R(T)$, la résistance des conducteurs électriques fonction de la température T .

Soit

$$R(T) = \rho_s(T) \frac{Nb\ de\ spires * Longueur\ d'une\ spire}{Section\ d'un\ conducteur * Nb\ fils\ en\ parallèle} \left(\frac{1}{3}\right)^\delta \quad (6.2.31)$$

où $\rho_s = \rho_0 (1 + \alpha T)$ la résistivité du cuivre à la température T , ρ_0 la résistivité à 0°C , α le coefficient de température du cuivre, δ le paramètre de couplage (=1 pour un couplage triangle).

Il est fait référence dans la littérature à des pertes supplémentaires liées à un effet de peau (effet Kelvin) susceptibles d'apparaître à hautes fréquences. On négligera ces pertes, fortement minimisées par la mise en parallèle de plusieurs conducteurs permettant ainsi d'homogénéiser la distribution des courants.

Les pertes fer au stator

Si les pertes Joule sont simples à déterminer, les pertes fer sont plus complexes à calculer et ont fait l'objet de travaux de recherches spécifiques. En effet, les modèles proposés tentent à partir d'observations macroscopiques de représenter des phénomènes intervenant à l'échelle microscopique tel que le déplacement des parois de Bloch sous l'action d'un champ magnétique.

On notera la première formulation proposée par Steinmetz [77] qui dès 1892 en donna une expression empirique par unité de volume :

$$P_{ertes_{fer}} = k_h f B_m^n, \quad (6.2.32)$$

avec k_h un coefficient qui dépend du matériau

B_m la valeur de l'induction maximale

f sa fréquence

et n le coefficient de Steinmetz ($\simeq 1,62$)

En 1958, Pry et Bean ont montré qu'il était possible de séparer les pertes fer en deux termes : l'un d'hystérésis et l'autre associé aux pertes par courants de Foucault. Ensuite, Bertotti [78] en 1988 a repris ces travaux et a proposé une décomposition en 3 termes dits : pertes par hystérésis, pertes classiques assimilables aux pertes par courants de Foucault et les pertes par excès. Ces dernières, bien souvent négligées, permettent d'intégrer l'écart entre les pertes totales mesurées et les deux précédentes.

En conséquence, et en l'absence de données expérimentales, on se limite ici à une décomposition en 2 termes exprimés par des formulations classiques, soit :

— pour le calcul des pertes volumiques par hystérésis :

$$Pertes_{hystérésis} = k_{h1}fB_m + k_{h2}fB_m^n. \quad (6.2.33)$$

Le coefficient k_{h1} est généralement très petit devant k_{h2} . En conséquence le premier terme est bien souvent négligé. Les pertes par hystérésis se ramènent donc à la première formulation énoncée par Steinmetz.

— pour le calcul des pertes volumiques par courants de Foucault :

En régime sinusoïdal, elles sont égales à

$$Pertes_{CF} = k_{cf}f^2B_m^2, \quad (6.2.34)$$

avec k_{cf} la constante de pertes par courants de Foucault, fonction de la nature des matériaux ferromagnétiques du circuit magnétique.

Si dans la culasse l'induction magnétique est proche d'une sinusoïde et peut être modélisée par l'expression précédente, dans les dents, on lui préférera une formulation plus générale telle que proposée par [40], adaptée à une induction pouvant être non sinusoïdale, soit

$$Pertes_{CF} = \frac{k_{cf}}{2\pi^2} \sqrt{\frac{1}{T} \int \left(\frac{dB}{dt} \right)^2 dt}. \quad (6.2.35)$$

Au bilan, les pertes fer au stator correspondent à la somme des pertes par hystérésis et par courants de Foucault, soit

$$Pertes_{fer\ au\ stator} = Pertes_{hystérésis} + Pertes_{CF} \quad (6.2.36)$$

Les pertes fer au rotor

Pour le calcul des pertes par hystérésis, on retiendra la formulation proposée pour le stator et calculée à partir de l'amplitude maximale de l'induction observée dans chacune des parties du rotor (griffe, plateau, coude et noyau), soit

$$Pertes_{hystérésis} = k_{h2}fB_m^n. \quad (6.2.37)$$

De plus, des pertes dues aux harmoniques d'espace et assimilables à des pertes par courant de Foucault sont générées à la surface des griffes. On en identifie de deux types. Les premières sont liées à la variation locale de l'induction magnétique et causées par la présence des encoches au stator. Ces pertes apparaissent avec le flux d'excitation aussi bien à vide qu'en charge. Les deuxièmes, qui s'ajoutent aux premières, apparaissent lorsque la machine est en charge et sont la conséquence de la discontinuité de la force magnétomotrice [79].

Le volume de fer où se développent ces pertes est lié à la profondeur de pénétration des courants de Foucault et égale à la moitié de l'épaisseur de peau définie par l'expression :

$$\delta_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{10^7 \rho_{fer}}{\mu_r f_e}} \quad (6.2.38)$$

où ρ_{fer} est la résistivité du fer

μ_r la perméabilité relative du matériau composant le rotor

et f_e la fréquence d'encoche définie par $f_e = v/t_d$, avec v la vitesse tangentielle du rotor et t_d le pas dentaire.

Les pertes de surface à vide :

En considérant que la fréquence f_e est élevée, la masse polaire provoque alors un effet de spires en court-circuit qui réduit très sensiblement l'amplitude des variations ΔB de l'induction dans le fer. Tenant compte de ces hypothèses, [79] propose une expression de ces pertes de surfaces à vide exprimées en W/m^2 , soit

$$P_s = K_s (\Delta B)^2 v^{2/3} t_d^{1/2} \quad (6.2.39)$$

où $K_s = \frac{1}{32\pi} \sqrt{\frac{10^7}{\mu_r \rho_{fer}}}$ est un facteur caractéristique du matériau du rotor.

Les pertes en charge :

De même [79] propose une formulation pour calculer ces pertes en charge, exprimées en W/m^2 , soit

$$Pertes_{CF\ rotor} = \frac{2}{3} K_s [(\Delta B_{zz})_{max}]^2 v^{2/3} t_d^{1/2} \quad (6.2.40)$$

où $(\Delta B_{zz})_{max}$ correspond à l'induction différentielle maximale en un point tel que

$$(\Delta B_{zz})_{max} = \mu_0 G_u \sqrt{2} \frac{t_d - b}{4\varepsilon} \quad (6.2.41)$$

où G_u correspond à la charge linéique utile ($G_u = K_b G$) avec G , la charge linéique et K_b le coefficient de bobinage

b correspond à l'ouverture d'encoche et ε à l'entrefer.

Les pertes fer dans les aimants

Les aimants permanents correspondent à des matériaux ferromagnétiques très durs. Dans ces matériaux, les parois de bloch séparant les domaines de Weiss ont beaucoup de difficulté à se déplacer comparativement aux matériaux ferromagnétiques doux. En conséquence, le formalisme de séparation tel que présenté précédemment énonçant les pertes par courants de Foucault et les pertes par hystérésis n'est pas pertinent. Les pertes dans les aimants sont en première approximation dues aux courants induits par la variation de l'induction B . On considérera que le champ B est homogène dans les aimants (pas d'effets de peau) et on se placera dans le cas d'un aimant de forme rectangulaire. Dans ces conditions [80] propose une formulation générale des pertes, soit

$$Pertes_{aimant} = V_a \frac{\pi^2 B_m^2 f^2}{8\rho} \frac{l^2 d^2}{l^2 + d^2}, \quad (6.2.42)$$

avec

V_a le volume de l'aimant

ρ la résistivité

l la longueur de l'aimant

d la largeur

Les pertes mécaniques

Elles proviennent d'une part du frottement dans les paliers ou roulements qui assurent le guidage en rotation du rotor par rapport au stator, et aux contacts entre les balais et les bagues qui permettent d'alimenter le rotor bobiné. D'autre part, des pertes aérauliques sont engendrées par des discontinuités géométriques du rotor et par les ventilateurs lorsque le refroidissement de la machine est assuré par circulation d'air comme dans le cas des alternateurs ou altemo-démarrateurs.

L. Albert [40] en propose une formulation que l'on retiendra dans la poursuite de l'étude, soit

$$Pertes_{mécanique} = k_{méca} \frac{N}{2000} + k_{aéro} \left(\frac{N}{2000} \right)^3. \quad (6.2.43)$$

Les coefficients $k_{méca}$ et $k_{aéro}$ sont généralement identifiés expérimentalement.

Ces pertes sont proportionnelles au cube de la vitesse de rotation N , exprimée en tr/mn. Elles deviennent donc très importantes lorsque la vitesse du rotor de la machine électrique augmente. Elles ne sont pas à négliger et pénalisent le rendement du système notamment lorsque la machine électrique est entraînée à vide.

Les pertes dans l'onduleur

L'onduleur permet les échanges d'énergie électrique entre la batterie et la machine électrique en convertissant une puissance électrique continue en puissance alternative et inversement. Cette conversion s'accompagne de pertes dans les semi conducteurs qui composent la structure de l'onduleur : les transistors et les diodes.

Pour calculer les pertes, on retiendra la formulation proposée par [81] adaptée pour des MOSFET en faisant l'hypothèse que les tensions et les courants dans les phases de la machine électrique sont sinusoïdaux et que la fréquence de découpage est très grande devant la fréquence de la machine électrique.

On différencie plusieurs sources de pertes : les pertes par conduction des transistors et des diodes, les pertes par commutation à l'ouverture et à la fermeture du transistor et les pertes dites par recouvrement.

Les pertes par conduction s'expriment par les relations :

— Pour le transistor,

$$\begin{aligned} \text{Pertes}_{\text{Conduction transistor}} &= \left[\frac{1}{8} - \frac{2\sqrt{3}}{9\pi} M \cos(\varphi) - \frac{\sqrt{3}}{45\pi} M \cos(3\varphi) \right] \frac{V_{CEN} - V_{C0}}{I_{CN}} I_{CM}^2 \\ &+ \left(\frac{1}{2\pi} + \frac{\sqrt{3}}{12} M \cos(\varphi) \right) V_{C0} I_{CM}. \end{aligned} \quad (6.2.44)$$

— Pour la diode,

$$\begin{aligned} \text{Pertes}_{\text{Conduction diode}} &= \left[\frac{1}{8} - \frac{2\sqrt{3}}{9\pi} M \cos(\varphi) - \frac{\sqrt{3}}{45\pi} M \cos(3\varphi) \right] \frac{V_{FN} - V_{F0}}{I_{CN}} I_{CM}^2 \\ &+ \left(\frac{1}{2\pi} + \frac{\sqrt{3}}{12} M \cos(\varphi) \right) V_{F0} I_{CM}, \end{aligned} \quad (6.2.45)$$

avec

M le rapport de modulation

φ le déphasage entre le courant et la tension

V_{FN} la tension nominale aux bornes de la diode

V_{F0} le seuil de tension de la diode

V_{CEN} la tension nominale aux bornes du transistor ($V_{CEN} = I_{CN} R_{ON}$ dans le cas d'un MOSFET)

V_{C0} le seuil de tension du transistor ($V_{C0} = 0$ dans le cas d'un MOSFET)

I_{CN} le courant nominal au collecteur

I_{CM} le courant maximal au collecteur

R_{ON} La résistance entre drain et source

Les pertes par commutation

Elles apparaissent à l'ouverture et à la fermeture du transistor.

— A l'ouverture du transistor, elles sont calculées par la relation :

$$P_{on} = \frac{1}{8} V_{CC} t_{rN} \frac{I_{CM}^2}{I_{CN}} F_s, \quad (6.2.46)$$

— et à la fermeture du transistor, par :

$$P_{off} = V_{CC} I_{CM} t_{fN} F_s \left(\frac{1}{3\pi} + \frac{1}{24} \frac{I_{CM}}{I_{CN}} \right), \quad (6.2.47)$$

avec T_{rN} le temps nominal de montée, t_{fN} le temps de descente, V_{CC} la tension aux bornes de la batterie et F_s la fréquence de découpage ou de commutation des transistors.

Les pertes par recouvrement

Elles s'expriment par la relation :

$$\begin{aligned} P_{ertes_{Recouvrement}} = F_s V_{CC} \left[\left(0.28 + \frac{0.38}{\pi} \frac{I_{CM}}{I_{CN}} + 0.015 \left(\frac{I_{CM}}{I_{CN}} \right)^2 \right) Q_{rrN} \right] \\ + F_s V_{CC} \left[\left(\frac{0.8}{\pi} + 0.05 \frac{I_{CM}}{I_{CN}} \right) I_{CM} t_{rrN} \right], \end{aligned} \quad (6.2.48)$$

avec t_{rrN} le temps nominal de recouvrement et Q_{rrN} la charge nominale de recouvrement

Bilan

Au bilan, les pertes de l'onduleur s'expriment par la somme des pertes précédentes multipliées par le nombre de cellules de commutation.

Les pertes liées à l'excitation

L'alimentation électrique du bobinage d'excitation engendre des pertes Joule au rotor, des pertes liées au contact bague - balai (chute de tension Δu) et des pertes dans le régulateur, pour lequel un rendement η de 90% est considéré. L'ensemble de ces pertes peuvent être approximées par la relation :

$$P_{ertes_{excitation}} = R(T) I_{exc}^2 + \Delta u I_{exc} + \frac{U_{batt} I_{exc}}{\eta} \quad (6.2.49)$$

Ces pertes n'interviennent pas directement dans le bilan de puissance de la machine électrique car elles n'affectent pas la production de couple. Néanmoins, elles doivent être comptabilisées et intégrées au processus de dimensionnement car elles prélèvent une part de l'énergie stockée dans la batterie. Ces pertes sont donc considérées dans le modèle afin d'identifier, pour chaque point de fonctionnement dans le plan couple vitesse, la commande en courants I_m et I_{exc} qui minimise les pertes totales de la machine, de son onduleur et liées à l'excitation.

6.2.6 Validation des modèles par éléments finis

La validation des résultats des simulations par réseaux de réductances est réalisée par la méthode des éléments finis en utilisant le logiciel 2D FEMM. La comparaison des résultats est réalisée à partir de la modélisation de la machine synchrone à aimants permanents enterrés et pour laquelle le flux circule dans un plan. Elle porte tout d'abord sur la valeur du couple électromagnétique maximum (déphasage entre I et E nul) tel qu'illustré par les courbes de la Figure 6.2.11. En régime non linéaire et pour des courants de phase allant jusqu'à 1000A, on constate que l'écart sur le couple moyen électromagnétique n'excède pas 11%, valeur cohérente par rapport à ce que l'on trouve en général dans la bibliographie.

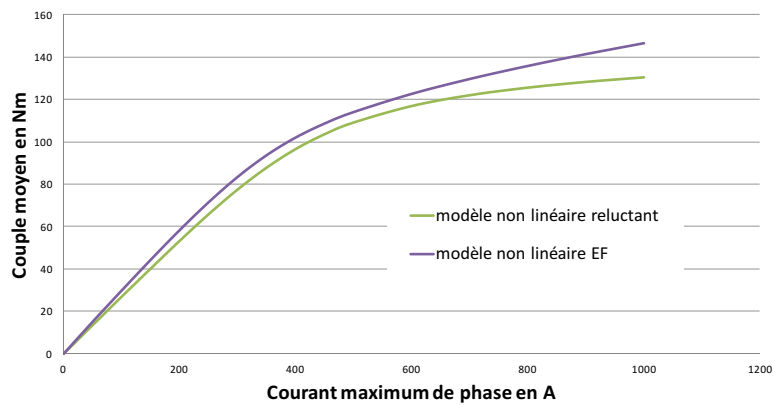
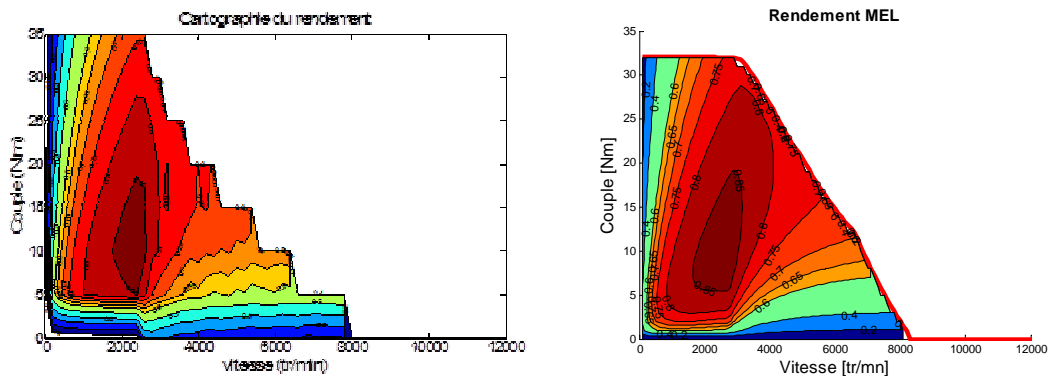


FIGURE 6.2.11 – Comparaison des couples électromagnétiques calculés par éléments finis et par réseau de réductances

En complément, on se propose maintenant de comparer des cartographies de performance de la machine électrique obtenues pour un courant maximal de 170A tel qu'illustré sur les Figures 6.2.12a et 6.2.12b.



(a) Cartographie de rendement obtenue par la méthode des éléments finis (b) Cartographie de rendement obtenue par la méthode des réseaux de réductances

FIGURE 6.2.12 – Comparaison des cartographies de rendement

Si la méthode de calcul des flux et de l'induction est propre à chaque modèle, le principe de calcul des pertes est identique. Quelques points caractéristiques de résultats sont rassemblés dans le tableau 6.1. Ils montrent que les écarts sont minimes, ce qui valide pour la machine MSAP la méthode par réseaux de réluctances qui est déployée et adaptée à l'architecture de l'alternateur à griffes. La modélisation de ce dernier n'a pas été validée par éléments finis car la géométrie du rotor à griffes génère une circulation du flux magnétique en trois dimensions incompatible avec le logiciel FEMM.

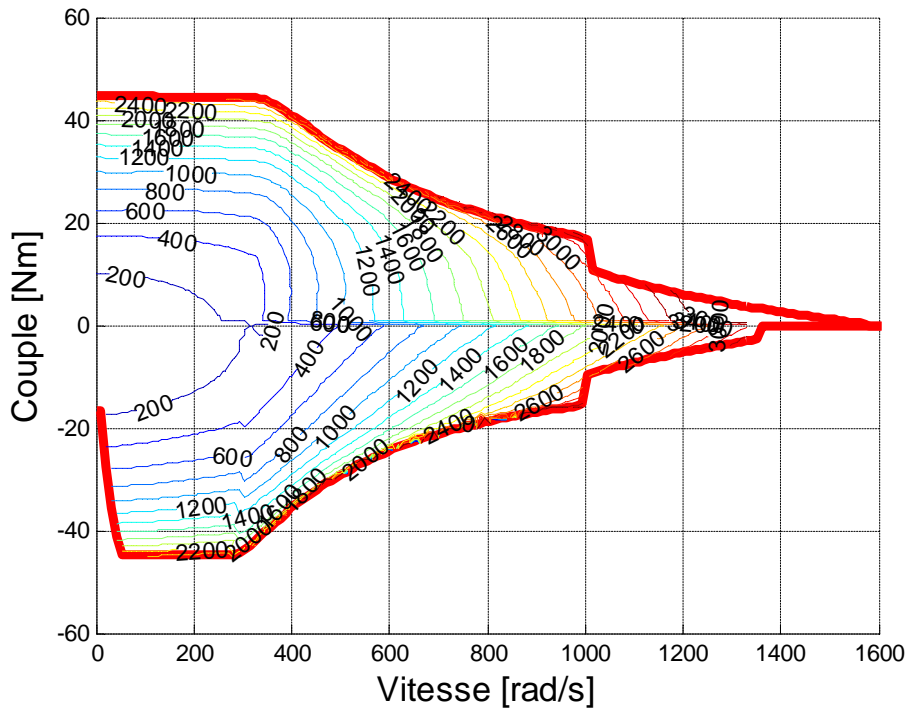
	Eléments finis	Réseau de réluctances
Point de base	N=2400 tr/mn C=36 Nm	N=2900 tr/mn C=32 Nm
Vitesse maximale	N=8200 tr/mn	N=8300 tr/mn
Rendement maximal	R=0.87	R=0.87
Couple et vitesse au point de rendement maximal	N=2400 tr/mn C=10 Nm	N=2700 tr/mn C=11 Nm

TABLE 6.1 – Tableau comparatif des modèles éléments finis et réseau de réluctances

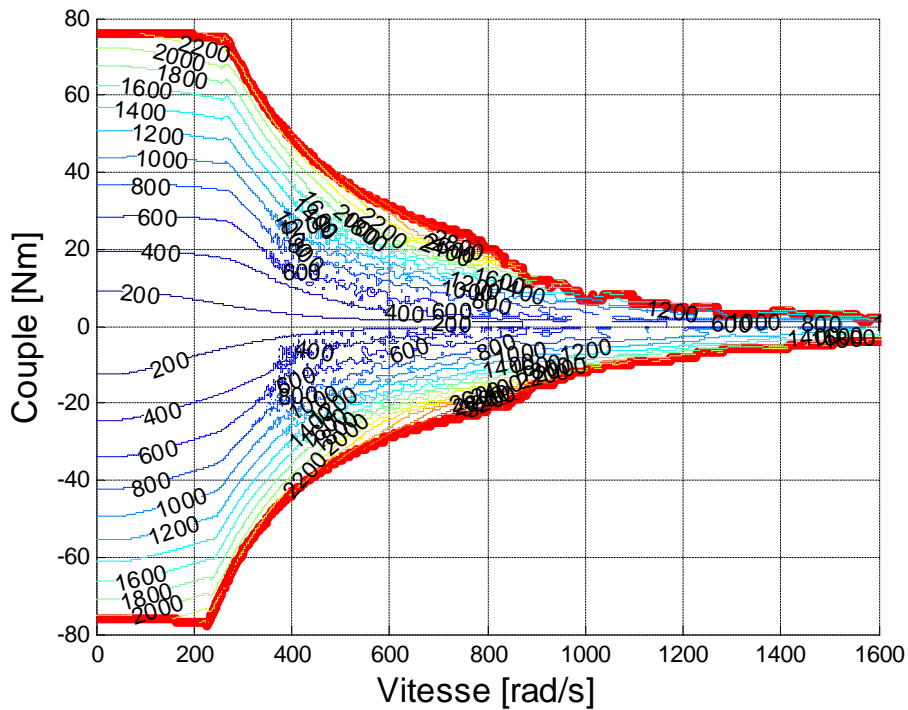
6.3 Pertes des machines électriques et performance du véhicule

6.3.1 Comparaison des cartographies de pertes

Les modèles de machines électriques développés permettent de construire des cartographies de pertes telles que représentées sur la Figure 6.3.1 pour chacune des architectures. Elles sont établies pour un courant de phase maximum de 280A et par rapport à un critère de minimisation globale des pertes du système (pertes machines électriques, pertes onduleur et dans le cas de la machine à rotor bobiné de pertes dues à l'excitation).



(a) Cartographie de pertes machine MSAP



(b) Cartographie de pertes machine MSRB

FIGURE 6.3.1 – Cartographies de pertes des machines MSAP et MSRB

Pour la machine synchrone à rotor bobiné (MSRB), le courant maximum d'excitation de 15A génère une force magnétomotrice maximale de 3000 A.t. Pour la machine synchrone à aimant permanent (MSAP), une valeur de champ rémanent B_r des aimants limitée à 0,4 Tesla a été prise en compte pour permettre le défluxage de la machine électrique sur une plage de fonctionnement en vitesse satisfaisant l'application visée. La force magnétomotrice équivalente est de l'ordre 2000 A.t. Cet écart de force magnétomotrice au rotor se répercute directement sur le couple et la puissance maximale accessible par chacune des machines électriques (voir tableau 6.2) et explique les écarts constatés sur la valeur du couple maximal observé sur les cartographies.

Type de machine	Force magnétomotrice	Vitesse de base	Couple maximal	Puissance maximale
MSAP	2000 A.t	3000 tr/mn	44 Nm	17 kW
MSRB	3000 A.t	2500 tr/mn	76 Nm	20 kW

TABLE 6.2 – Tableau de comparaison des caractéristiques des machines MSAP et MSRB

La répartition des pertes est différente pour chacune des architectures de machine électrique et en particulier dans la zone de défluxage. En effet, pour garantir le défluxage de la machine MSRB, le degré de liberté offert par la modulation du courant d'excitation permet d'adapter la force magnétomotrice du rotor et de produire un couple en minimisant les pertes. A contrario, le défluxage de la machine MSAP s'effectue en injectant un courant de phase statorique pour lequel la force électromotrice et le courant sont déphasés. Pour un couple visé, le courant maximal est augmenté et génère d'importantes pertes par effet Joule dans les conducteurs et des pertes fer.

A titre d'exemple, l'observation comparative des pertes à vide (couple nul) montre qu'un écart sur les pertes entre les machines apparaît à partir de la vitesse de base. Si pour la machine MSRB, les pertes à vide se limitent à des pertes mécaniques par frottement et aérauliques, la machine MSAP nécessite, pour garantir le couple nul, d'injecter un courant dans les phases du stator pour s'opposer à la force magnétomotrice produite par les aimants permanents. Ce courant génère des pertes Joule et fer qui viennent s'ajouter aux pertes mécaniques.

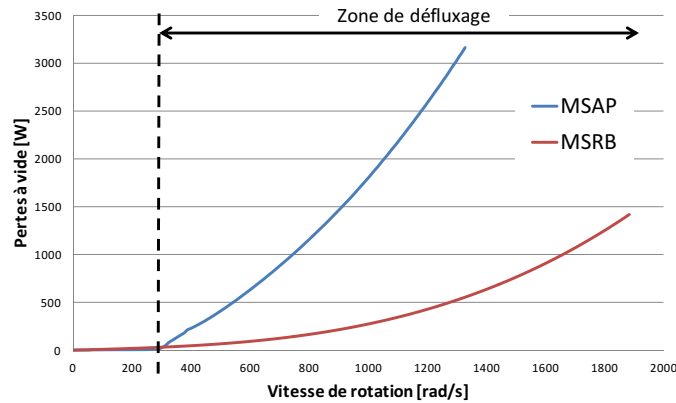


FIGURE 6.3.2 – Comparaison des pertes à vide des machines MSAP et MSRB

6.3.2 Performance du véhicule en émission de CO₂

On se propose maintenant d'analyser l'impact de ces cartographies de machine électrique sur la performance énergétique du véhicule sur cycle INRETS. La Figure 6.3.3 compare les gains CO₂ obtenus avec chacune des machines électriques et les positionne par rapport à une machine électrique parfaite de rendement de 100%.

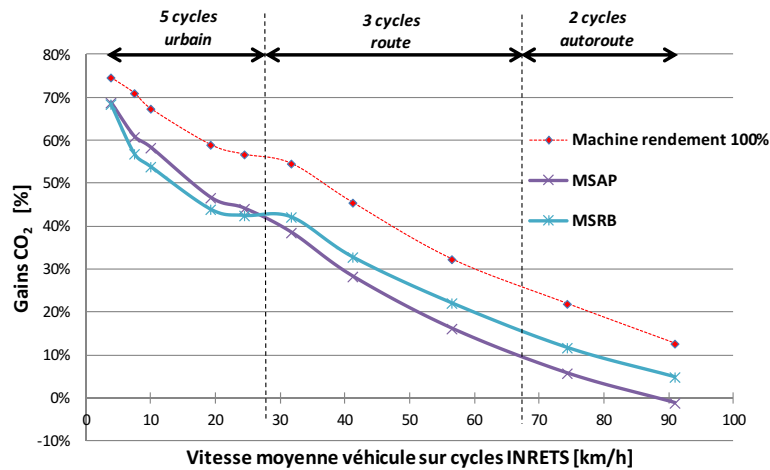


FIGURE 6.3.3 – Comparaison performances MSAP et MSRB sur cycles INRETS

- Pour le cycle urbain très lent UL1, les 2 machines aboutissent aux mêmes gains en émission de CO₂. Ceci s'explique par une utilisation des machines électriques dans un domaine de couple et de vitesse relativement faible et une incursion réduite des sollicitations dans la zone de défluxage (voir figure 6.3.4) et des niveaux de pertes assez similaires entre les machines dans ces plages de fonctionnement. Par ailleurs, on a montré au chapitre précédent que dans ces

conditions de roulage les gains en émission de CO₂, exprimés en % par rapport à la référence, sont peu sensibles au rendement de la machine électrique. Aussi, même si la machine MSAP présente un rendement légèrement supérieur à la machine MSRB, ces écarts de rendement ou de pertes ne sont pas suffisants pour se traduire par une différence de gains en émissions de CO₂ entre ces deux architectures de machine électrique.

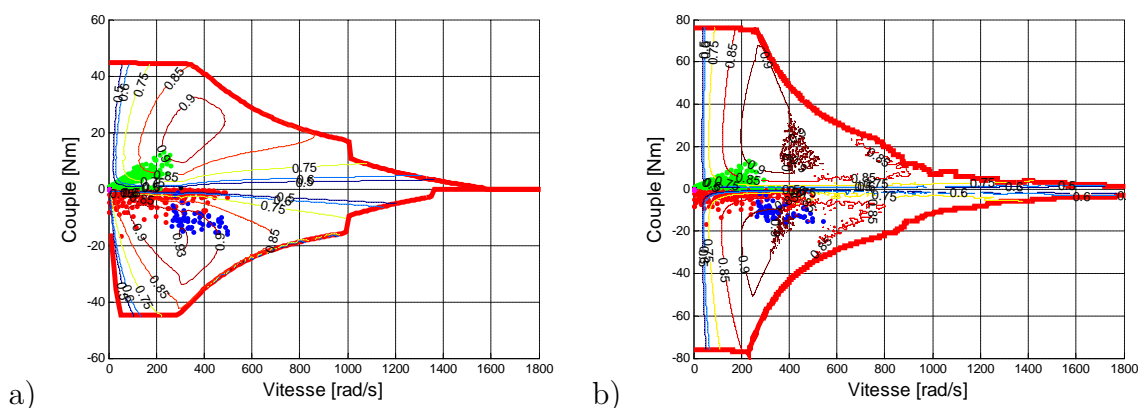


FIGURE 6.3.4 – Sollicitations sur cycle UL1 a) Machine MSAP et b) Machine MSRB

— Dès que la vitesse moyenne sur cycle augmente, et comme illustré par la Figure 6.3.5, l'intrusion des points de fonctionnement dans le domaine de défluxage devient de plus en plus importante. Si pour les cycles les plus lents, la machine MSAP tire profit de rendements supérieurs à la machine MSRB, la tendance s'inverse à partir du cycle urbain rapide UF3.

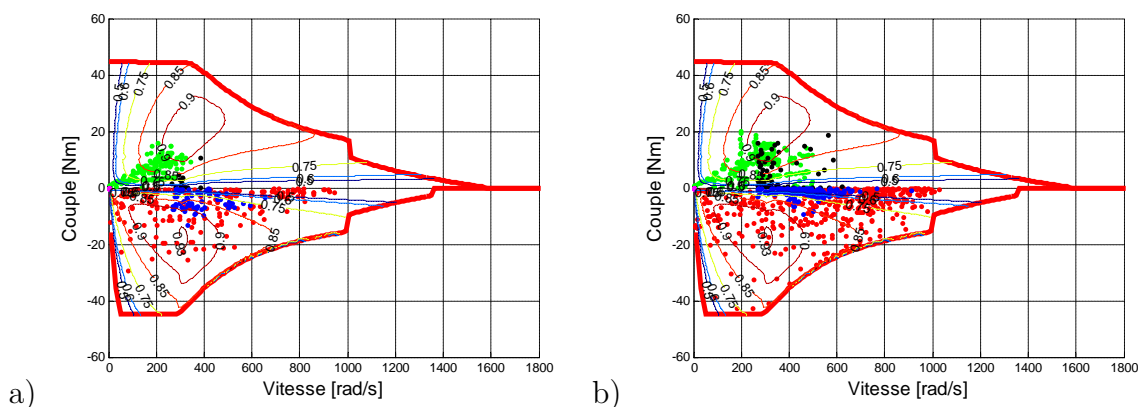


FIGURE 6.3.5 – Points de fonctionnement sur le cycle UF1 (a) et UF3(b) - Machine MSAP

Ces constats sont conformes à la spécification de la machine électrique qui mettait l'accent sur l'importance de la zone de fonctionnement autour de l'axe des abscisses de -12 à +12Nm pour une vitesse de rotation de 280 à 600 rad/s. Pour une vitesse

de 280 rad/s, la machine MSAP fonctionne en dehors de la zone de défluxage, ses rendements sont supérieurs à ceux de la machine MSRB et pour une vitesse de 600 rad/s, la machine MSAP recourt au défluxage en générant des pertes plus importantes que la machine MSRB.

- Pour le cycle R1, la machine MSRB est la plus performante car elle tire profit de la modulation du courant d'excitation pour minimiser les pertes. On notera qu'au point de fonctionnement spécifié de 13Nm à 800 rad/s, les pertes s'élèvent respectivement à 1730W pour la machine MSRB et à 1925W pour la machine MSAP. De plus, l'énergie de freinage est mieux récupérée par la machine MSRB qui dispose d'une puissance mécanique supérieure à la machine MSAP.
- Au delà du cycle R1, l'écart se creuse entre la machine MSAP et MSRB à l'avantage de cette dernière qui assure le défluxage à moindre coût énergétique en jouant sur l'intensité du courant d'excitation.

6.4 Perspectives d'optimisation énergétique de la chaîne de traction

6.4.1 Pour les cycles urbains

Pour les cycles urbains, on a montré au chapitre précédent qu'il était nécessaire de dimensionner la machine électrique par rapport à l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique (incluant le mode ZEV) en se focalisant sur une région de ± 12 Nm. Dans ce domaine de fonctionnement, les principales sources de pertes de la machine MSRB sont des pertes Joule (phases + excitation) et des pertes dans l'onduleur qu'il faudra chercher à limiter.

Le dimensionnement en puissance de la machine électrique apparaît suffisant pour répondre à l'ensemble des sollicitations et permet de maximiser la récupération d'énergie au freinage.

Par ailleurs, il est possible d'agir sur les gains CO₂ en optimisant le rapport du réducteur situé entre la machine électrique et l'arbre primaire de la boîte de vitesse. Cet ajustement permet de décaler les points de fonctionnement sur la cartographie de la machine électrique et comme le montre la Figure 6.4.1, on constate qu'un rapport de réduction de 2 au lieu de 2,5 améliore les gains en émission de CO₂ pour les cycles urbains.

6.4.2 Pour les cycles routiers

La performance du véhicule sur le cycle R1 est fortement liée à la maximisation de la récupération de l'énergie de freinage. Un point de fonctionnement (800 rad/s, - 13 Nm) autour duquel il est déterminant de minimiser les pertes a été identifié. La Figure 6.4.2 présente la répartition des pertes du système électromécanique pour ce point de fonctionnement. On remarque que les sources de pertes sont tout d'abord

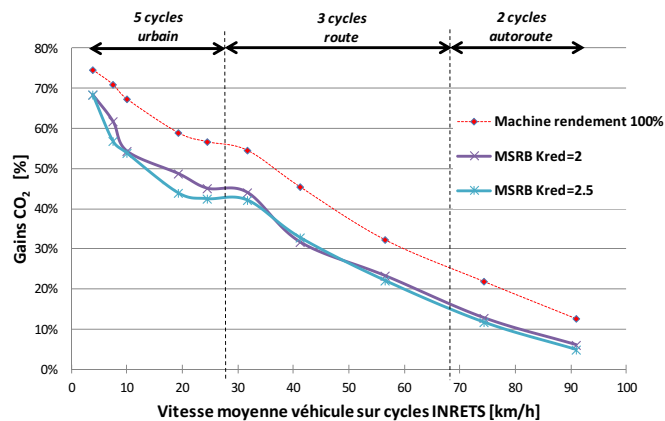


FIGURE 6.4.1 – Potentiel de gains en CO₂ du aux changements de rapport de réduction

les pertes Joule, puis les pertes fer du stator et du rotor. Ces dernières, comme le montre la Figure 6.4.3, correspondent à des pertes par courant de Foucault localisées dans les dents du stator et à des pertes d’harmonique d’espace produites à la surface des griffes du rotor.

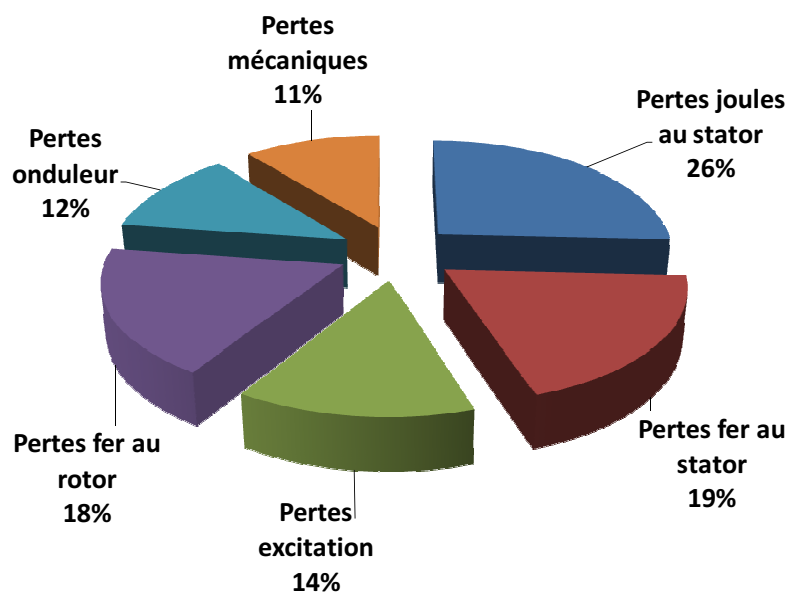


FIGURE 6.4.2 – Répartition des pertes en mode générateur au point de fonctionnement 800 rad/s - 13 Nm

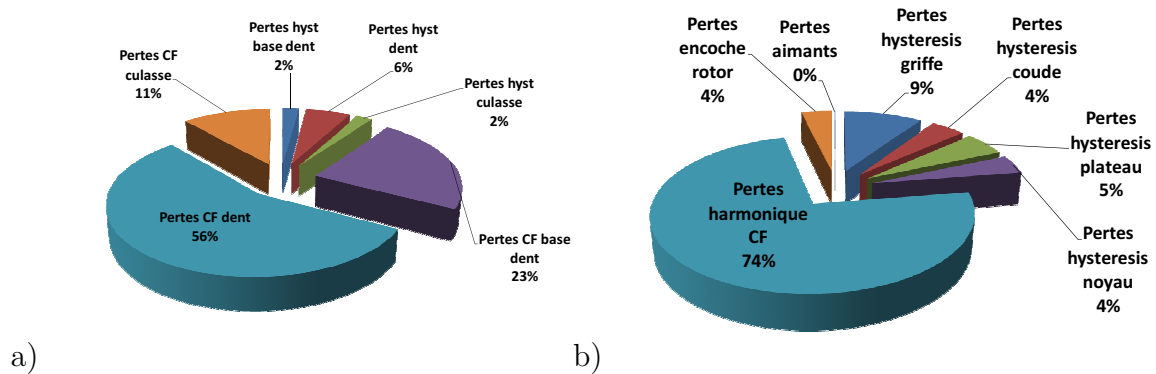


FIGURE 6.4.3 – Répartition des pertes fer au stator (a) et au rotor (b)

Par ailleurs, la machine ne disposant que d'une puissance maximale de 20 kW, la récupération de l'énergie de freinage ne sera pas totale. Le couple maximal de la machine électrique de 76 Nm étant suffisant pour répondre aux spécifications, une augmentation de puissance de la machine électrique peut s'imaginer en augmentant sa vitesse de base.

6.4.3 Pour les cycles routiers rapide et autoroutiers

Pour atteindre un bon niveau de performance en émission de CO₂ du véhicule, le système nécessiterait de recourir à un rendement de machine électrique très élevé et impossible à atteindre avec les technologies actuelles. Aussi on préférera optimiser le système en rajoutant un rapport de transmission. En effet, et comme le montre la Figure 6.4.4 l'ajout d'un sixième rapport de transmission permet d'améliorer significativement les gains en émissions de CO₂ pour des vitesses moyennes sur cycle supérieures à 50 km/h. Ce constat confirme que l'optimisation de la machine électrique doit se concentrer pour les profils de mission urbains et routiers.

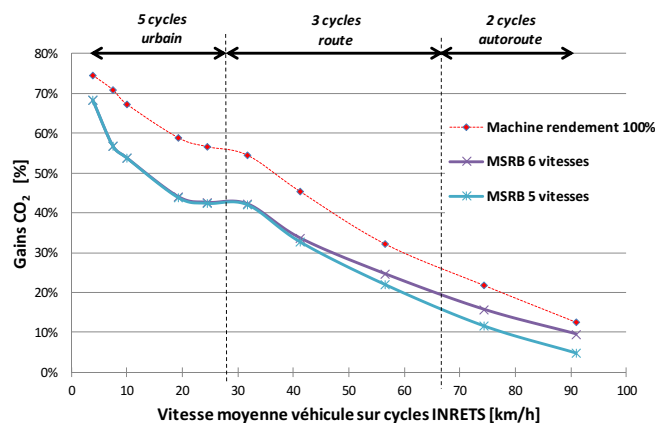


FIGURE 6.4.4 – Potentiel de gains en émission de CO₂ par ajout d'un rapport de transmission

6.5 Conclusion

Les codes de gestion énergétique du véhicule ont été mis à profit pour évaluer le potentiel d'une technologie de machine électrique de type alterno-démarrreur et répondre au cahier des charges d'une chaîne de traction hybride parallèle (HEV). Par rapport à la version d'alterno-démarrreur commercialisée aujourd'hui les valeurs d'alimentation en courant et tension ont été augmentées pour répondre aux besoins de puissance spécifiés au chapitre 5. Les cartographies de pertes nécessaires au calculs des émissions de CO₂ ont été établies par simulation.

Deux architectures de machines électriques ont été modélisées par réseaux de réductances. La première reprend l'architecture d'un alterno démarrreur à rotor à griffes bobiné. La deuxième machine utilise le même stator mais le rotor est remplacé par un rotor massif à aimants permanents. Cette dernière, d'architecture plus simple, a permis de valider le principe de calcul par la méthode des réseaux de réductances dont les durées de simulation et les précisions des résultats sont acceptables dans une phase de prédimensionnement comparativement à la méthode des éléments finis. Par ailleurs, confronter ces deux architectures de machines électriques permet de mettre en évidence l'influence de leur mode de défluxage sur les gains en émission de CO₂ du véhicule.

Les résultats des simulations montrent que la machine MSAP est plus performante que la machine MSRB sur les cycles urbains, car elle bénéficie d'un meilleur rendement pour des niveaux de sollicitations situés en majorité en dessous de la vitesse de base. Au fur et à mesure que la vitesse moyenne sur cycle augmente la proportion de points de fonctionnement situés dans le domaine de défluxage augmente. Les pertes induites par la machine MSAP deviennent supérieures aux pertes de la machine MSRB qui tire profit du degré de liberté supplémentaire offert par le pilotage du courant d'excitation du bobinage du rotor pour limiter les pertes dans ce domaine de fonctionnement.

Des axes de progrès de l'architecture de la chaîne de traction ont été identifiés. Ils consistent pour les cycles urbains, à décaler le domaine de fonctionnement de la machine électrique en jouant sur le rapport de transmission entre la machine électrique et l'arbre primaire de la boîte de vitesse. Les sollicitations se retrouvent alors concentrées dans des zones de meilleur rendement. Pour les cycles routiers et en particulier le cycle R1, l'amélioration de la performance de la machine électrique doit être réalisée en travaillant la conception de la machine par rapport à trois axes de progrès : la minimisation des pertes par courants de Foucault dans les dents du stator, la minimisation des pertes d'harmonique d'espace à la surface des griffes du rotor et l'augmentation de la puissance de la machine pour maximiser la récupération de l'énergie de freinage. Enfin, pour les cycles autoroutiers, on a montré que l'hybridation n'a que peu d'impact sur les gains en émission de CO₂ et pour améliorer la performance énergétique de la chaîne de traction, on privilégiera l'ajout d'un rapport de transmission.

Au bilan, la consommation et les émissions théoriques atteignables pour un véhicule du segment B sur cycle d'homologation NEDC avec une machine synchrone à

rotor bobiné sont résumées par le tableau 6.3.

	MSRB Réducteur 2,5 5 vitesses	MSRB Réducteur 2 6 vitesses	Machine Rendement 100%
Consommation l / 100 km	3,11	3,00	2,74
Emissions g CO ₂ / km	72,1	69,6	63,5

TABLE 6.3 – Bilan des consommations sur cycle NEDC

Une cible de 3l/100 km paraît un objectif théoriquement atteignable avec une architecture de machine de type alerno-démarrreur et adaptation des rapports de transmission. Toutefois, la validité de cette solution doit être confirmée par des études complémentaires portant notamment sur la prise en compte de la thermique dans le dimensionnement.

Conclusion et perspectives

Rappel des objectifs

La demande croissante de mobilité avec ses conséquences sur la diminution des ressources en énergie fossile et l'augmentation des émissions de gaz à effets de serre engendrent une profonde mutation technologique pour la conception des moyens de locomotion. Dans ce contexte, le challenge de l'industrie automobile est de développer des technologies innovantes pour proposer sur le marché des véhicules propres, à faible empreinte carbone et à un prix acceptable pour le client. Sur plus de cent années, l'industrie automobile a été dominée, malgré leur rendement limité, par des chaînes de traction basées sur des moteurs à combustion interne. Si ces moteurs thermiques ont vu leur performance s'améliorer progressivement d'année en année d'importants gains en émissions de CO₂ (et de polluants) peuvent être obtenus en associant à ces chaînes de traction conventionnelles, une deuxième source d'énergie qui pallie les défauts des motorisations thermiques.

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été focalisés sur l'hybridation thermique/électrique appliquée aux véhicules HEV. Ils ont consisté, en prenant comme exemple l'hybridation d'un véhicule du segment B, à proposer une méthodologie basée sur des principes d'optimalité afin d'identifier des voies de progrès pour la conception de futures chaînes de traction à haut rendement énergétique en ciblant le potentiel offert par l'hybridation électrique d'une chaîne de traction conventionnelle.

La démarche, basée sur un processus d'ingénierie systémique, a permis d'identifier une architecture de chaîne de traction hybride offrant les meilleurs gains en émission de CO₂, d'analyser les sollicitations des organes électriques et d'établir leurs spécifications. Enfin, une machine électrique de type alerno-démarrreur, largement déployée dans le domaine automobile et dont les coûts de fabrication sont optimisés, a été étudiée pour évaluer son potentiel à réaliser la fonction d'hybridation.

La définition du véhicule (masse, Crr et SCx) et de son moteur thermique sont des invariants de l'étude.

Bilan des travaux effectués

La démarche de conception systémique a été appliquée à un véhicule du segment B (type Peugeot 208), full-hybrid sans possibilité de recharge de la batterie sur le secteur. Elle a été basée sur trois piliers : l'architecture des chaînes de traction hybrides, la gestion énergétique et la conception des organes électriques de puissance.

Les potentiels de réduction en émissions de CO₂ offerts par les principales architectures de chaînes de traction hybrides aujourd'hui commercialisées (série, parallèle et combinée) ont été comparés avec comme critère la consommation minimale théorique atteignable sur différents cycles de conduite : cycles d'homologation et cycles représentatifs des usages clients en environnement urbain, routier ou autoroutier (cycles INRETS). Pour calculer ces gains, deux stratégies de commande optimale ont été implémentées numériquement : le principe du maximum de Pontriaguine et la programmation dynamique de Bellman. La facilité d'intégration des contraintes sur l'état de charge de la batterie et des temps de calcul raisonnables, de l'ordre de quelques secondes, ont privilégié cette dernière. Les résultats des simulations ont été confortés par une analyse critique fondée sur une démarche de créativité TRIZ. Ils montrent d'une part que dans l'hypothèse de machines électriques parfaites (rendement de 100%), toutes les chaînes de traction convergent vers les mêmes niveaux d'émissions de CO₂. D'autre part l'architecture hybride parallèle bénéficie d'un avantage concurrentiel par rapport aux autres architectures, car sollicitant moins la branche électrique, elle est moins sensible au rendement de la machine électrique. Deux variantes d'architecture d'hybridation parallèle ont été proposées et la solution la moins chère, ne mettant en œuvre qu'une seule machine électrique, a servi de fil conducteur pour déployer l'intégralité de la démarche.

L'exploitation des résultats des simulations a donné une vision d'ensemble du comportement de la chaîne de traction hybride en termes d'émissions de CO₂. Elle a permis d'identifier les situations de vie pour lesquelles l'optimisation du rendement de la machine électrique aura un impact sur la consommation du véhicule. On a montré en particulier que la machine électrique doit être optimisée par rapport à l'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique (incluant le mode ZEV) pour les cycles urbains lents et à la récupération de l'énergie de freinage pour les cycles urbains fluides et route. Sur autoroute, le besoin de recourir à la machine électrique reste faible que ce soit pour optimiser le rendement du moteur thermique ou pour récupérer l'énergie de freinage. L'optimisation de la machine électrique par rapport à cet usage ne sera donc pas la priorité.

Les sollicitations des organes électriques de puissance ont été quantifiées et les points de fonctionnement de la machine électrique pour lesquels son rendement a un fort impact sur les émissions de CO₂ du véhicule ont été identifiés. Ces observations permettent de mieux spécifier les organes électriques de puissance et de guider le concepteur en focalisant son attention sur des points ou zones caractéristiques de fonctionnement de la machine qui doivent être impérativement optimisés.

Deux structures de machines électriques (machine synchrone à rotor bobiné et machine synchrone à aimants permanents enterrés) dérivées d'un alterno-démarrreur ont été modélisées afin d'établir des cartographies de pertes, données d'entrée des calculs de consommation du véhicule. La comparaison des résultats a montré tout l'intérêt d'utiliser le degré de liberté offert par la modulation du courant d'excitation injecté dans le bobinage du rotor pour minimiser les pertes dans la zone de défluxage, au grand bénéfice des émissions de CO₂ du véhicule.

Enfin, des optimisations du système sont proposées en intervenant sur les rap-

ports de transmission : adaptation du rapport du réducteur en sortie de la machine électrique pour améliorer les émissions de CO₂ sur les cycles urbains et ajout d'un sixième rapport dans la boîte de vitesses DSR pour optimiser les émissions pour les cycles routiers et autoroutiers. En considérant l'ensemble de ces adaptations, une consommation de 3 l/100 km paraît atteignable, soit un gain en émissions de CO₂ de 33% par rapport au véhicule conventionnel sur le cycle d'homologation NEDC. La structure de l'alternateur-démarrreur apparaît donc comme une solution intéressante pour proposer sur le marché à un prix compétitif une chaîne de traction hybride efficace. Un dialogue peut donc être engagé avec un équipementier fournisseur de cette technologie pour valider la pertinence de cette proposition.

Apports, limites et perspectives

Un intérêt de ces travaux est d'avoir utilisé un principe de gestion énergétique basé sur une commande optimale pour proposer une méthodologie de conception systémique d'une chaîne de traction hybride.

Les calculs énergétiques sont réalisés à partir de chaînes de tractions simplifiées. Les organes de puissance, moteur thermique et machine électrique, sont bien décrits par leurs cartographies de pertes respectives. Par contre, les organes de couplage ou de transmission tiennent compte d'hypothèses de calculs simplificatrices : rendement constant de la boîte de vitesses de 97%, absence de pénalités en consommation lors d'un changement de rapport, pas de pertes liées à l'embrayage. Les gains en émissions de CO₂ calculés sont donc optimistes par rapport à la réalité. Aussi, cette méthodologie peut être mise à profit pour fixer les objectifs de futurs projets. Elle permet d'estimer les marges de progrès en analysant les écarts avec la consommation du véhicule mesurée sur banc ou obtenue avec des modèles intégrant fidèlement tous les étages de rendement.

La démarche d'optimisation énergétique a été construite à partir de cycles d'homologation et représentatifs d'usages clients, pour lesquels la totalité de la mission est connue. Une prochaine étape pourrait consister à développer des algorithmes de commande optimale temps réels qui seraient implémentés au sein du véhicule en lieu et place des commandes heuristiques actuellement mises en œuvre. Les cartographies de commande seraient alors remplacées par des commandes issues de modèles purement mathématiques. Ces commandes nécessiteront d'intégrer un degré d'incertitudes sur le déroulement de la mission qui pourraient être partiellement ou totalement levées par un couplage avec les systèmes d'aides à la conduite (ADAS) donnant une meilleure connaissance du parcours. Des informations en temps réel sur l'état du trafic, de la météo, dénivelées sur le parcours, ..., pourront alors être utilisées pour adapter la commande et converger vers la consommation minimale du véhicule sur le parcours considéré.

L'intégration dans les calculs de consommation du véhicule des cartographies de pertes des deux structures de machines électriques modélisées a montré l'importance de minimiser les pertes dans la zone de défluxage. Il est observé que le degré de liberté offert par le pilotage du courant d'excitation de la machine à rotor bobiné

est un atout essentiel pour minimiser ces pertes. Toutefois, la machine synchrone à aimants permanents n'ayant fait l'objet d'aucune optimisation, il n'est pas possible d'éliminer si rapidement cette structure de machine et de conclure sur le fait que les machines synchrones à rotor bobiné sont les plus performantes pour une application hybride parallèle. Le calcul des pertes demanderait certainement à être affiné et validé expérimentalement. Par ailleurs, il serait intéressant de positionner le gain en émissions de CO₂ qu'offriraient d'autres architectures de machines électriques telle que par exemple une machine asynchrone.

Les modèles de machines électriques ont été développés sur le principe des réseaux de réductances plus rapides que les calculs par éléments finis. On pourrait les coupler avec des algorithmes d'optimisation pour faire évoluer la définition de ces machines (géométrie, nombre de spires, ...) et identifier des axes de progrès dans l'objectif d'en augmenter la puissance et de minimiser les pertes en particulier dans la zone de défluxage.

Enfin, les travaux de recherche ont été basés sur un véhicule HEV. Au mondial de l'automobile en 2014 à Paris, on a constaté une forte effervescence des constructeurs automobiles pour proposer sur le marché des véhicules hybrides PHEV, avec possibilité de recharge de la batterie sur le secteur. Il est donc important de pouvoir estimer la faisabilité de transposer cette méthodologie de dimensionnement et de calculs énergétiques aux véhicules PHEV. On identifie pour ces véhicules trois principaux modes de fonctionnement : un mode pur électrique dit « depleting mode » - un mode hybride avec conservation du niveau de charge de la batterie dit « sustaining mode » et enfin un mode hybride qui autorise une décroissance progressive de l'état de charge de la batterie sur le cycle considéré dit « blended mode ». Dans les modes hybrides, l'approche optimisée de la gestion de l'énergie reste valable. Pour le mode « sustaining », les contraintes imposées au système et en particulier de bilan batterie nul peuvent être conservées, les codes de calcul sont directement applicables. Par contre, le mode « blended » est plus difficile à appréhender car il sous-entend d'identifier la décroissance cible de l'état de charge quand le trajet n'est pas connu. Il n'y a pas de remise en cause profonde de la méthode et des algorithmes mais cela demande des études complémentaires pour identifier les bonnes cibles d'état de charge.

Pour la conception ou le choix de la machine électrique, la minimisation de la consommation ne sera plus le seul critère dimensionnant, les objectifs de prestations dynamiques longitudinales deviendront aussi prépondérants. L'architecture hybride mixte proposée au chapitre 4 pourrait correspondre à une solution potentielle pour une application PHEV. Etant dérivée de l'architecture parallèle, en fonctionnement hybride elle devrait offrir de bonnes prestations en émission de CO₂. En outre, un dimensionnement approprié de la machine électrique reliée aux roues par un réducteur devrait permettre de très bonnes performances dynamiques longitudinales du véhicule en fonctionnement ZEV. Cette proposition d'architecture permet d'envisager de s'affranchir de l'utilisation d'un embrayage et de synchroniseurs dont les fonctions seraient reprises par les deux machines électriques, avec un bénéfice potentiel en terme d'émissions de CO₂.

Annexes

Annexe A

Description du cycle Beau de Rochas

Les moteurs 4 temps dit à cycle Beau de Rochas sont les plus répandus dans le domaine automobile [82].

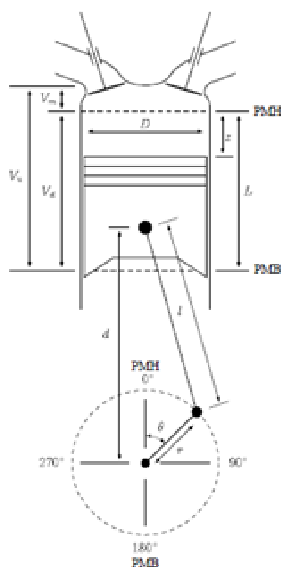


FIGURE A.1 – Représentation d'un cylindre

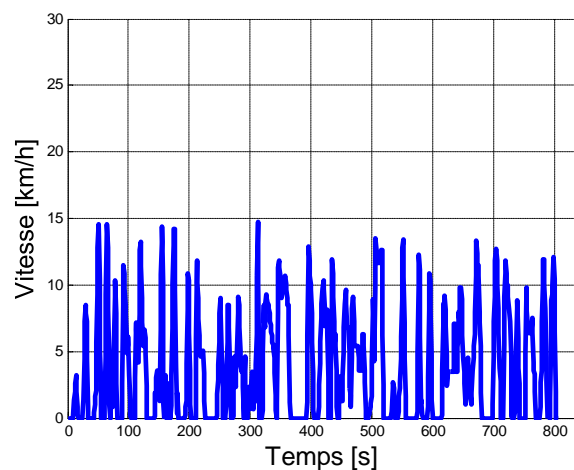
Un temps moteur correspond à un trajet entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB), soit un demi-tour de vilebrequin. Les 4 temps sont associés aux phases de fonctionnement suivantes :

- Pendant le 1er temps, le piston passe du PMH au PMB. Au PMH la soupape d'admission est ouverte et la soupape d'échappement est fermée. Durant sa première course du PMH vers le PMB, le piston crée une dépression. L'air frais est alors aspiré à la pression atmosphérique à travers la soupape. Arrivée au PMB, la soupape d'admission est alors refermée.
- Durant le 2ème temps, le piston passe du PMB au PMH. C'est la phase de compression. Les 2 soupapes restent fermées et le gaz est comprimé. Sa pression et sa température augmentent énormément. Au voisinage du PMH, le carburant est injecté.
- Le 3ème temps débute par la combustion des gaz comprimés, soit produit par auto inflammation comme dans le cas d'un carburant gasoil, soit par allumage commandé (bougie) pour le moteur essence. L'explosion produit une élévation de pression des gaz portés à haute température, forçant le piston à redescendre vers le PMB. C'est durant ce temps que l'énergie chimique contenue dans le carburant est transformée en travail utile.
- L'échappement des gaz brûlés est réalisé lors du 4ème temps. Le piston se déplace alors du PMB vers le PMH. La soupape d'échappement est alors ouverte et laisse s'évacuer les gaz poussés par la remontée du piston.

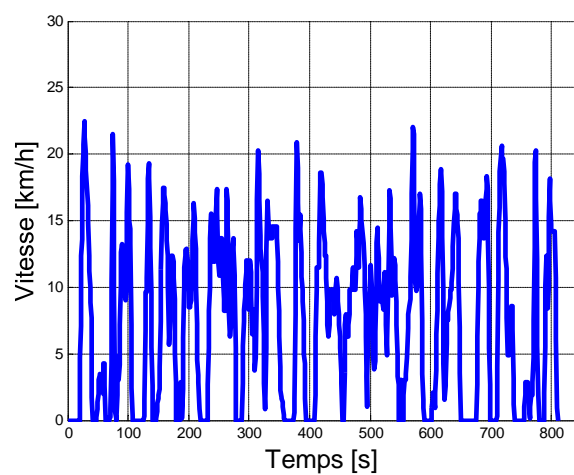
Annexe B

Description des cycles automobiles

B.1 Représentations des cycles INRETS dans le plan vitesse - temps

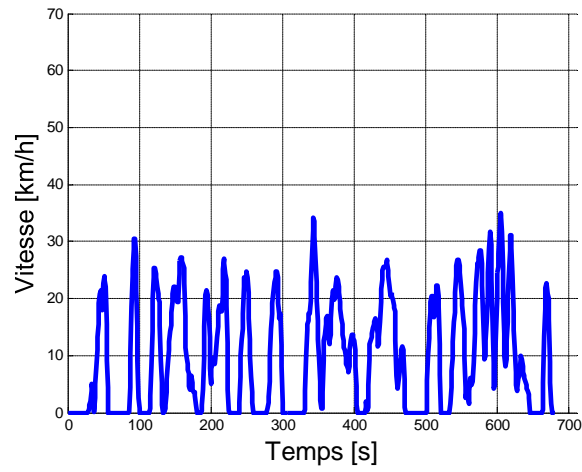


(a) Cycle INRETS UL1

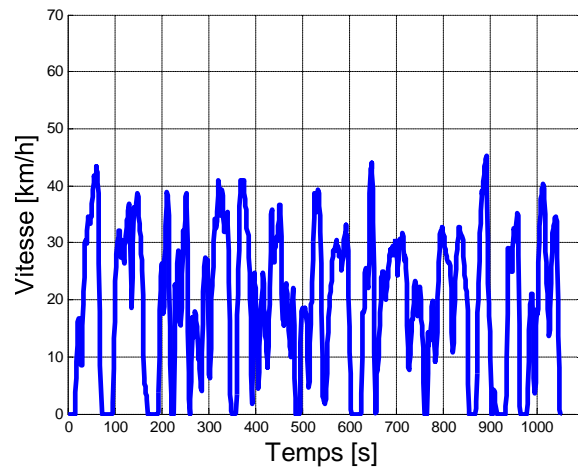


(b) Cycle INRETS UL2

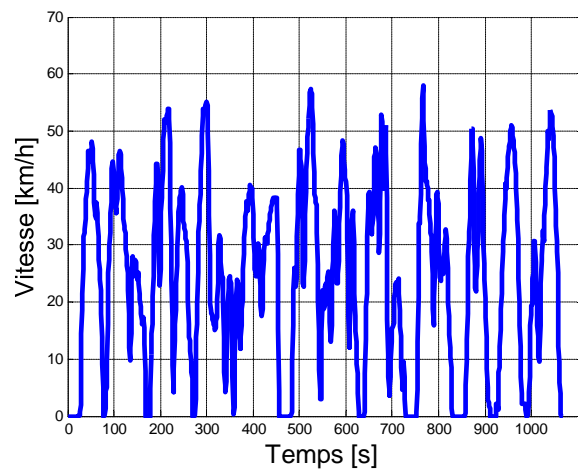
FIGURE B.1 – Cycles INRETS Urbains lents UL1 et UL2



(a) Cycle INRETS UF1

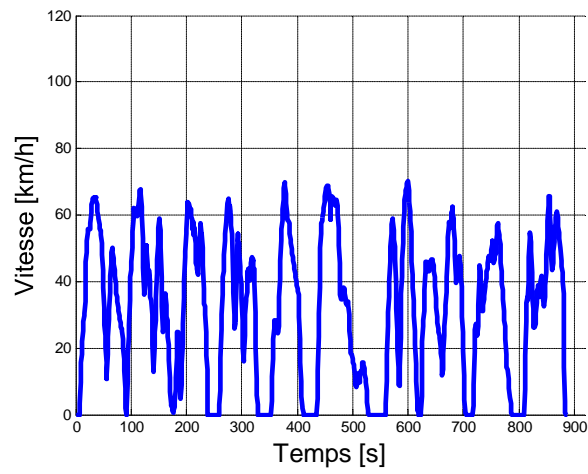


(b) Cycle INRETS UF2

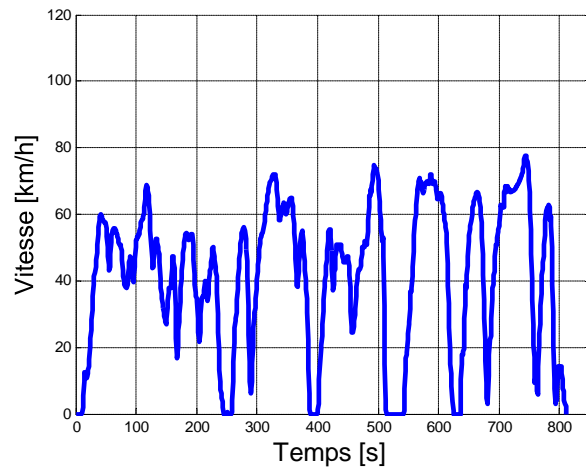


(c) Cycle INRETS UF3

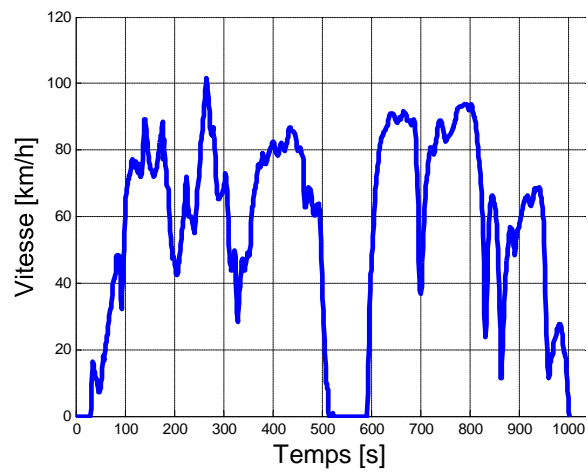
FIGURE B.2 – Cycles INRETS Urbains fluides UF1, UF2 et UF3



(a) Cycle INRETS R1

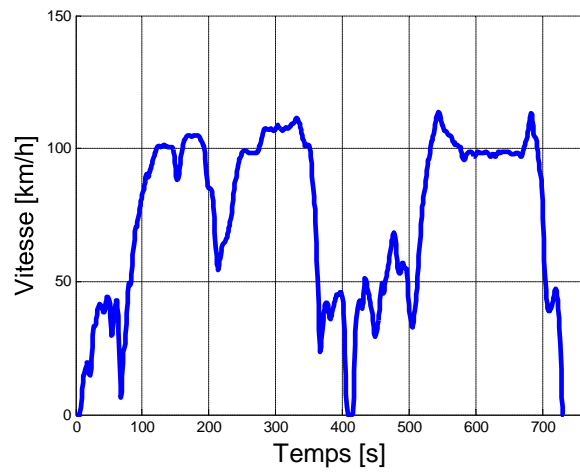


(b) Cycle INRETS R2

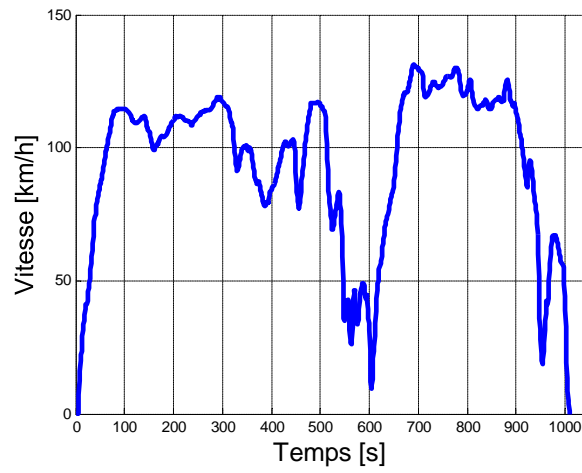


(c) Cycle INRETS R3

FIGURE B.3 – Cycles INRETS Routes R1, R2 et R3



(a) Cycle INRETS A1



(b) Cycle INRETS A2

FIGURE B.4 – Cycles INRETS Autoroutes A1 et A2

B.2 Synthèse des principales caractéristiques des cycles

	Homologation		Profils INRETS – représentatifs d’usages clients											
	Urban lent		Urbain fluide			Profils routiers			Autoroute					
	NEDC	WLTC	UL1	UL2	UF1	UF2	UF3	R1	R2	R3	A1	A2		
Durée en s	1180,00	1800,00	804,00	810,00	679,00	1053,00	1066,00	887,00	810,00	1000,00	792,00	1008,00		
Distance en m	10940,20	23262,39	846,11	1670,03	1878,00	5616,75	7232,50	7804,83	9269,92	15695,44	15125,14	26488,64		
Durée des phases d’arrêt en s	323,00	295,00	281,00	201,00	220,00	175,00	149,00	154,00	76,00	106,00	17,00	5,00		
Pourcentage d’arrêts	27,35	13,05	34,91	24,78	32,35	16,60	15,96	17,34	9,37	10,59	2,32	0,50		
Vitesse maximale en m/s	33,33	36,47	4,08	6,25	9,75	12,56	16,08	19,47	21,56	28,25	31,64	36,53		
Vitesse moyenne sans arrêts en m/s	12,75	14,85	1,61	2,74	4,08	6,39	7,88	10,63	12,61	17,54	21,12	26,38		
Vitesse moyenne avec arrêts en m/s	9,26	12,92	1,05	2,06	2,76	5,33	6,78	8,79	11,43	15,68	20,63	25,25		
Vitesse moyenne avec arrêts en km/h	33,3	46,5	3,78	7,41	9,93	19,2	24,4	31,6	41,1	56,4	74,2	90,9		
Accélération max en m/s^2	1,06	1,75	1,86	2,06	2,31	3,17	2,33	2,83	2,89	2,33	2,81	1,44		
Décélération max en m/s^2	-1,64	-1,75	-2,47	-2,31	-2,31	-3,61	-3,67	-3,94	-4,83	-2,50	-2,97	-2,72		
Durée des décélération en s	170,00	449,00	219,00	253,00	196,00	361,00	411,00	348,00	254,00	221,00	138,00	127,00		
Pourcentage de décélération	14,39	24,93	27,20	31,20	28,82	34,25	38,52	39,19	31,32	22,08	18,83	12,59		

FIGURE B.1 – Principales caractéristiques des cycles INRETS et d’homologation (NEDC et WLTC)

Annexe C

Paramètres modèles énergétiques

C.1 Caractéristiques du véhicule de référence homologué

Les résultats présentés dans ce document concernent l'hybridation d'un véhicule Peugeot 208. Les performances du véhicule conventionnel homologuées sont précisées dans le tableau C.1 suivant :

Critères	Performances
Consommation sur cycle NEDC (l/100 km)	4,3
Emissions de CO ₂ (g/km)	99
Consommation urbaine (l/100 km)	5,2
Consommation extra-urbaine (l/100 km)	3,7
Vitesse maximale (km/h)	163
0 - 1000 m DA (s)	35,5
0 - 100 km/h (s)	14
30 - 60 km/h (s)	7,6

TABLE C.1 – Performances véhicule Peugeot 208 de référence motorisé avec un moteur essence 1l

C.2 Paramètres modèles énergétiques pour le calcul de $F_{Traction}$

Critères	Valeurs
Masse véhicule (kg)	1020
Scx	0,65
Crr (kgf/tonne)	8

TABLE C.2 – Caractéristiques physiques du véhicule

C.3 Propriété du carburant

Propriétés	Valeurs
Densité (kg/m ³)	170
Energie spécifique (J/l)	32.10 ⁶
Facteur de conversion (l/100 km en g de CO ₂ /km)	23,2

TABLE C.3 – Propriétés de l'essence

C.4 Caractéristiques des organes de puissance

C.4.1 Le moteur thermique

Le moteur thermique à essence (1l, 3 cylindres) est caractérisé par une cartographie de consommation spécifique (CSE) convertie en rendement tel que représentée sur la figure C.1. Les principales caractéristiques du moteur thermique sont listées dans le tableau C.4 .

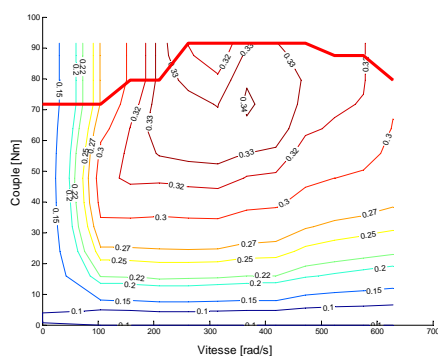


FIGURE C.1 – Cartographie de rendement du moteur thermique

Caractéristiques	Valeurs
Puissance maximale (kW)	50
Couple maximal (N)	91
Vitesse maximale (tr/mn)	6000
Rendement maximal (%)	34
Puissance au rendement maximal (kW)	26
Couple au rendement maximal (N)	72
Vitesse au rendement maximal (tr/mn)	3495

TABLE C.4 – Caractéristiques du moteur thermique essence

C.4.2 La machine électrique

La machine électrique est une machine synchrone à aimants permanents de 50 kW. Elle est caractérisée par une cartographie de rendement incluant l'onduleur (voir figure C.2). Les performances en mode générateur ont été obtenues par simple symétrie des performances du mode moteur.

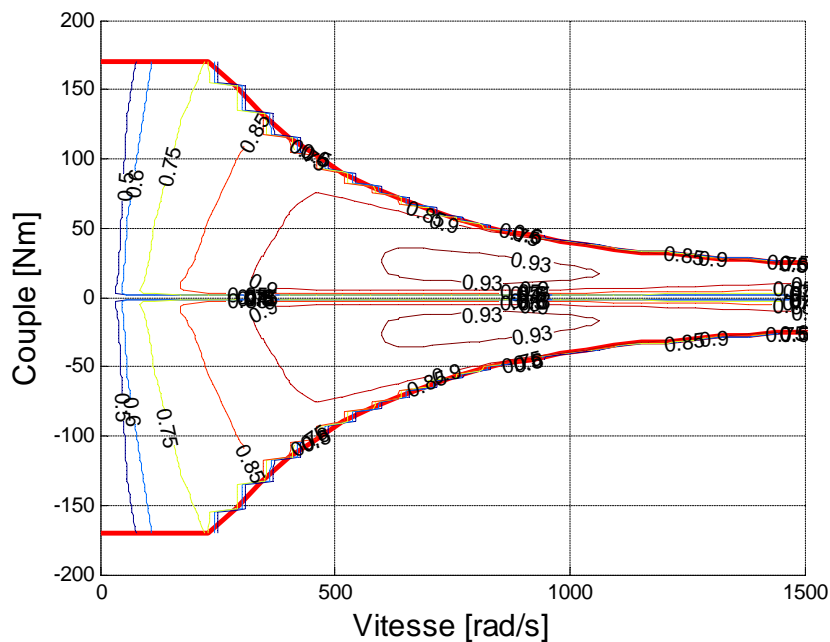


FIGURE C.2 – Cartographie de rendement de la machine électrique et de son onduleur – en rouge courbe de couple maximal

Caractéristiques	Valeurs
Puissance maximale (kW)	50
Couple maximal (N)	170
Vitesse maximale (tr/mn)	14000
Rendement maximal (%)	93

TABLE C.5 – Principales caractéristique de la machine électrique et de son onduleur

C.4.3 La batterie

Caractéristiques	Valeurs
Tension nominale (V)	48
Courant maximal (A)	500
Puissance maximale (kW)	24
Capacité totale (kWh)	1

TABLE C.6 – Principales caractéristiques de la batterie

C.4.4 Caractéristiques des organes de transmission mécanique

Les différentes architectures intègrent plusieurs types de système de couplage ou de transmission.

- Pour l'hybridation série, le couplage entre moteur thermique et génératrice ainsi que le couplage entre machine électrique de traction et les roues sont réalisés par des réducteurs de vitesse, de rendement fixe imposé à 98%.
- Pour l'hybridation parallèle DSR, la transmission mécanique s'effectue par une boîte de vitesse à 5 rapports correspondant à ceux du véhicule conventionnel (pur thermique). Le rendement a été fixé à 97%. La machine électrique est reliée aux roues par un réducteur de rendement 98%
- Pour l'hybridation CSR, le rendement du système de variation continue de rapport de vitesse a été fixé comme pour l'organe DSR à 97% afin de pouvoir comparer les deux solutions. Là aussi, la machine électrique est reliée aux roues par un réducteur de rendement 98%.
- Pour l'hybridation combinée, un rendement de 97% a été fixé pour la transmission mécanique du train épicycloïdal et un rendement de 98% pour le réducteur reliant la sortie du train épicycloïdal et la machine électrique de traction aux roues.

Annexe D

Modélisation machines électriques : Définition des réseaux de réductances

D.1 Réseau de réductances de la machine synchrone à aimants permanents

- a : Nombre de réductances tangentielles d'entrefer
- b : Nombre de réductances radiales d'entrefer en face des dents du stator
- bd : Nombre de réductances radiales de l'isthme du stator
- c : Nombre de réductances radiales des dents du stator
- cf : Nombre de réductances de fuite d'encoche du stator du stator
- d : Nombre de réductances de culasses du stator
- e : Nombre de réductances radiales d'entrefer en face des pôles du rotor
- f : Nombre de réductances radiales de pôle du rotor
- g : Nombre de réductances d'aimants du rotor
- h : Nombre de réductances tangentielles à la base du rotor

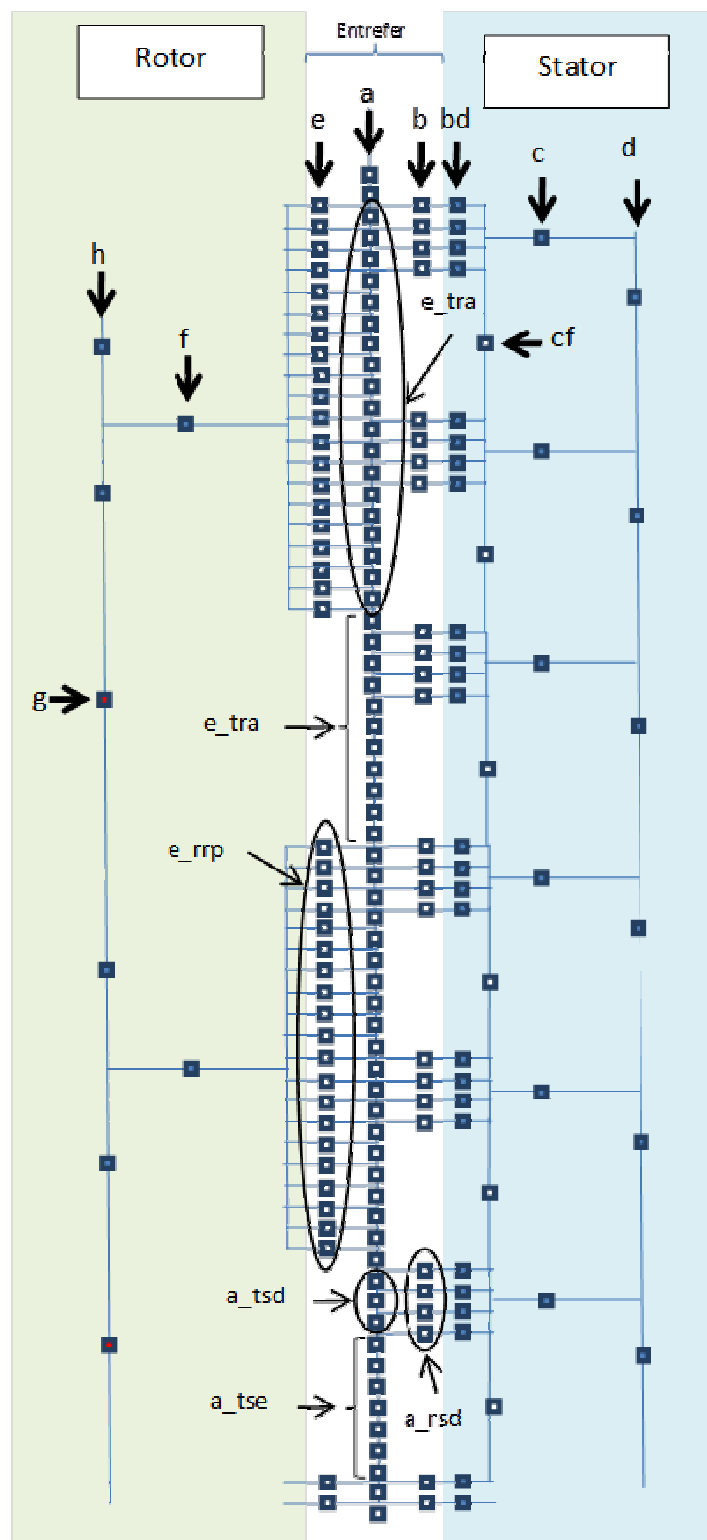


FIGURE D.1 – Réseau de réluctances de la machine synchrone à aimants permanents

D.2 Réseau de réductances de la machine synchrone à rotor bobiné

- a : Nombre de réductances tangentielles d'entrefer
- b : Nombre de réductances radiales d'entrefer en face des dents du stator
- bd : Nombre de réductances radiales de l'isthme du stator
- c : Nombre de réductances radiales des dents du stator
- cf : Nombre de réductances de fuite d'encoche du stator du stator
- d : Nombre de réductances de culasses du stator
- e : Nombre de réductances radiales d'entrefer en face des pôles du rotor
- ef : Nombre de réductances de fuite griffe rotor ou aimant rotor
- f : Nombre de réductances griffe rotor
- g : Nombre de réductances coude rotor
- h : Nombre de réductances plateau rotor
- n : Nombre de réductances noyau rotor

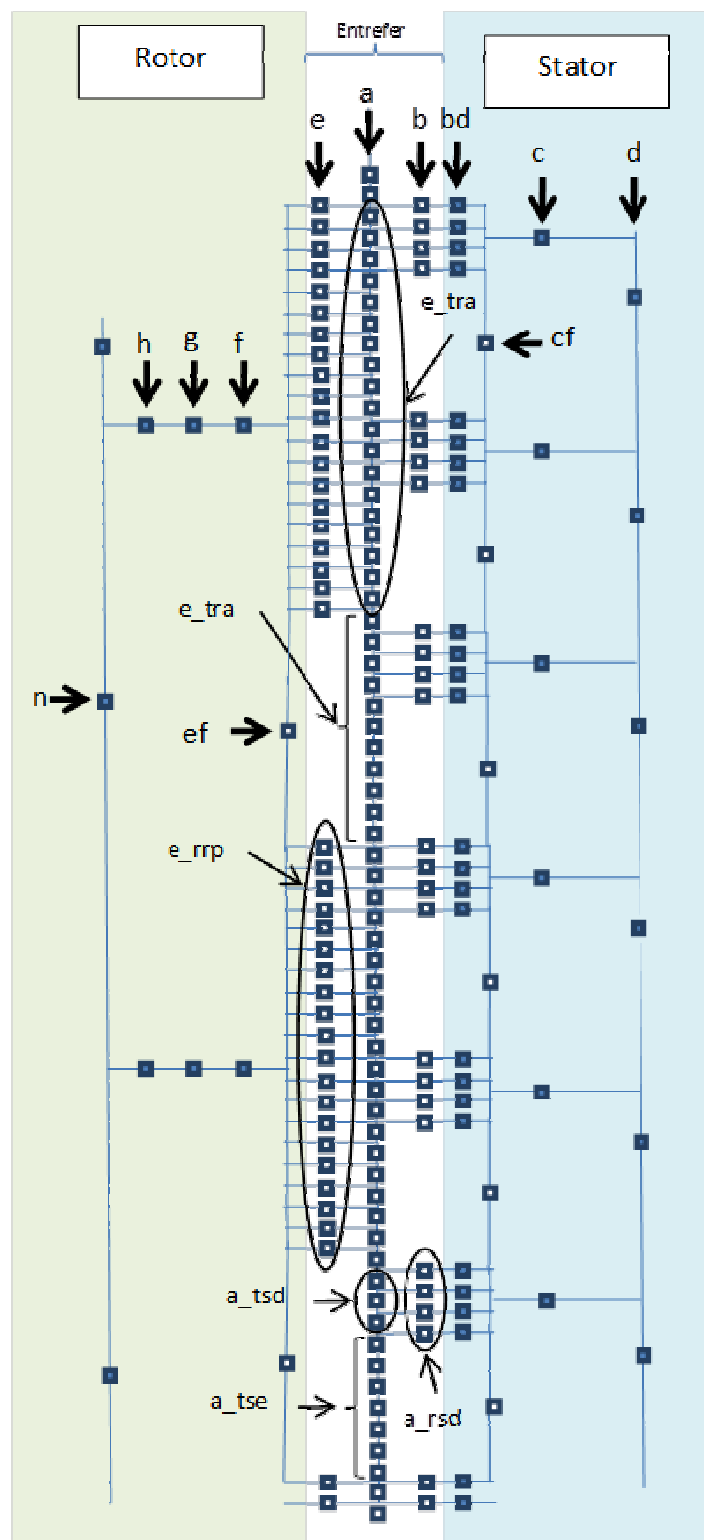


FIGURE D.1 – Réseau de réluctances de la machine synchrone à rotor bobiné

Bibliographie

- [1] “Le marché - CCFA : Comité des Constructeurs Français d’Automobiles.” [Online]. Available : <http://www.ccfa.fr/Le-marche>
- [2] DGCIS, “Industrie automobile : facteurs structurels d’évolution de la demande,” PIPAME - Pôle Interministériel de Prospective et d’Anticipation des Mutations Economiques, Tech. Rep., Mar. 2011. [Online]. Available : <http://archives.entreprises.gouv.fr/2012/www.industrie.gouv.fr/p3e/etudes/automobile-demande/automobile-demande.pdf>
- [3] F. Dyson, “Future of Energy on the earth,” in *Lecture pour l’Université Interdisciplinaire de Paris*, May 1996.
- [4] “Consommation de pétrole par pays.” [Online]. Available : <http://www.statistiques-mondiales.com/petrole.htm>
- [5] “Qui pilote la hausse du pétrole?” [Online]. Available : <http://denissto.eu/node/396>
- [6] “Evolution du SMIC mensuel depuis 1980.” [Online]. Available : <http://france-inflation.com/smic.php>
- [7] “Prix de vente moyens des carburants, du fioul domestique et des fiouls lourds en France, en € - Ministère du Développement durable.” [Online]. Available : <http://www.developpement-durable.gouv.fr/Prix-de-vente-moyens-des,10724>
- [8] “ESRL Global Monitoring Division - Mauna Loa Observatory.” [Online]. Available : <http://www.esrl.noaa.gov/gmd/obop/mlo/>
- [9] “Contexte - Réglementation et législation.” [Online]. Available : <http://www.france-mobilite-electrique.org/contexte,128.html>
- [10] “Bonus-Malus 2014 - Ministère du Développement durable.” [Online]. Available : <http://www.developpement-durable.gouv.fr/Bonus-Malus-2014>
- [11] “Most carmakers must further improve carbon efficiency by 2015 — European Environment Agency (EEA).” [Online]. Available : <http://www.eea.europa.eu/highlights/most-carmakers-must-further-improve>
- [12] “Règlement (CE) n° 75/2007 du parlement européen et du conseil du 20 Juin 2007.” [Online]. Available : <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/FR/TXT/?uri=CELEX:32007R0715>
- [13] “Green Car Congress : ICCT study finds increasing discrepancy between type-approval and real-world fuel consumption in European cars.” [Online]. Available : <http://www.greencarcongress.com/2012/04/icct-20120430.html>

- [14] “E/ECE/324 - Règlement R101.” [Online]. Available : <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/r101r2f.pdf>
- [15] “Véhicules de catégorie M : véhicules à moteur conçus et construits pour le transport de personnes et ayant au moins quatre roues - Ministère du Développement durable.” [Online]. Available : <http://www.developpement-durable.gouv.fr/Vehicules-de-categorie-M-vehicules.html>
- [16] R. Joumard, M. André, R. Vidon, P. Tassel, and C. Pruvost, “Influence of driving cycles on unit emissions from passenger cars.” Graz, Austria : VKM-THD Mitteilungen, Jun. 1999, pp. p. 147–158.
- [17] M. André, “Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions - Part A : The ARTEMIS European driving cycle,” INRETS, Tech. Rep. LTE - 0411, Jun. 2004. [Online]. Available : <http://inrets.fr/ur/lte/publi-autresactions/fichesresultats/ficheartemis/road3/method31/Artemis-cycles-report-LTE0411.pdf>
- [18] F. Maurel, “Les véhicules électriques en perspectives - Analyse coûts avantages et demande potentielle,” May 2011. [Online]. Available : <http://www.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/ED41.pdf>
- [19] C. Espanet, “Modélisation et conception optimale de moteurs sans balais à structure inversée - Application aux moteurs roue,” Ph.D. dissertation, Université de Franche-Comté, Jan. 1999.
- [20] “Mutations économiques dans le domaine automobile,” Apr. 2010. [Online]. Available : <http://www.industrie.gouv.fr/p3e/etudes/automobile/automobile.php>
- [21] F. Badin, *Les véhicules hybrides - Des composants au système*, technip ed., Paris, 2013.
- [22] L. Guzzella and A. Sciarretta, *Vehicle propulsion systems introduction to modeling and optimization*. Berlin : Springer, 2007. [Online]. Available : <http://www.books24x7.com/marc.asp?bookid=16304>
- [23] J. Beretta, *Motorisation hybride thermique-électrique*. Ed. Techniques Ingénieur, 2010, no. BM2 760.
- [24] “Toyota Prius - Power Split Device,” 2014. [Online]. Available : <http://eahart.com/prius/psd/>
- [25] V. Mulot, Y. Agliany, A. Bardet, and D. Calmels, “The New PSA Peugeot Citroën Hybrid Diesel Powertrain,” Aachen, 2011, p. 151.
- [26] F. Chevaleyre, “Courte comparaison thermodynamique (théorique) des cycles de Beau de Rochas et de Miller,” 2014. [Online]. Available : <http://www.scuderiengine.com/assets/Documents/French-Docs/in-the-news/la-forge-2-10012011.pdf>
- [27] G. Gissinger and N. Le Fort-Piat, *Contrôle commande de la voiture*. Lavoisier, Oct. 2002.

-
- [28] J.-M. Tarascon, *L'énergie : Stockage électrochimique et développement durable*, ser. Leçons inaugurales. Paris : Collège de France, Fayard, 2011, no. 216.
- [29] Z. Wu, "Conception optimale d'un entraînement électrique pour la chaîne de traction d'un véhicule hybride électrique : Co-conception des machines électriques, des convertisseurs de puissance et du réducteur planétaire," Ph.D. dissertation, Université de Franche-Comté, 2012. [Online]. Available : <http://hal.archives-ouvertes.fr/tel-00838732/>
- [30] B. Multon, H. B. Ahmed, N. Bernard, P.-E. Cavarec, and A. d. B. de l'École, "Les moteurs électriques pour applications de grande série," *Revue 3EI juin*, p. 1, 2000. [Online]. Available : http://reglisse.bretagne.ens-cachan.fr/pdf/mecatronique/3EI_moteursGdeSerie.pdf
- [31] B. Multon, L. Hirsinger, and others, "Problème de la motorisation d'un véhicule électrique," *Journées de la section électrotechnique du club EEA 1994*, 1994. [Online]. Available : http://hal.archives-ouvertes.fr/docs/00/67/39/46/PDF/Motorisation_VE_JEEA_1994.pdf
- [32] S. Hicham, "Contribution à l'étude de la machine synchrone a reluctance variable," Ph.D. dissertation, Jul. 2009.
- [33] T. Lubin, "Modélisation et commande de la machine synchrone à réluctance variable. Prise en compte de la saturation magnétique," *Docteur de l'Université Henri Poincaré, Nancy-I*, 2003. [Online]. Available : http://docnum.univ-lorraine.fr/public/SCD_T_2003_0017_LUBIN.pdf
- [34] M. Correvo, "Conversion électromécanique," in *Systèmes électromécaniques*. Canton de Vaud (Suisse) : Hautes écoles d'ingénierie et de gestion du canton de Vaud, Jun. 2010. [Online]. Available : [http://www.iai.heig-vd.ch/fr-ch/Enseignement/Supports/O_Système%20électromécaniques%20\(SEM\)/Cours/Chap02%20-%20Conversion%20électromagnétique.pdf](http://www.iai.heig-vd.ch/fr-ch/Enseignement/Supports/O_Système%20électromécaniques%20(SEM)/Cours/Chap02%20-%20Conversion%20électromagnétique.pdf)
- [35] B. Boukais, "Contribution à la modélisation des systèmes couples machines convertisseurs : Application aux machines à aimants permanents (BDCM-PMSM)," Ph.D. dissertation, Tizi-Ouzou, Feb. 2012.
- [36] O. Barre, "Contribution à l'étude des formulations de calcul de la force magnétique en magnétostatique, approche numérique et validation expérimentale," Ph.D. dissertation, Université des Sciences et Technologies, Lille, Dec. 2003.
- [37] M. Hage Hassan, "Méthodologies de conception optimale de systèmes de conversion électromécaniques," Ph.D. dissertation, Université Paris - Sud, Mar. 2014.
- [38] D. Meeker, "Finite element method magnetics," *url : http://femm.foster-miller.net*, 1999. [Online]. Available : <http://www.femm.info/Archives/doc/manual34.pdf>
- [39] H. Dogan, L. Garbuio, H. Nguyen-Xuan, B. Delinchant, A. Foggia, and F. Wurtz, "Multistatic Reluctance Network Modeling for the Design of Permanent-Magnet Synchronous Machines," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 49, no. 5, pp. 2347–2350, May 2013. [Online]. Available : <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=6514755>

- [40] L. Albert, “Modélisation et optimisation des alternateurs à griffes - Application au domaine automobile,” Ph.D. dissertation, INPG - Laboratoire d’Electrotechnique de Grenoble, Jul. 2004.
- [41] B. Nedjar, “Modélisation basée sur la méthode des réseaux de perméances en vue de l’optimisation de machines synchrones à simple et à double excitation,” Ph.D. dissertation, École normale supérieure de Cachan-ENS Cachan, 2011. [Online]. Available : <http://hal.archives-ouvertes.fr/tel-00675448/>
- [42] S. Perez, “Contribution au dimensionnement optimal d’alternateurs à griffes sans aimant - Apport des alliages FeCo,” Ph.D. dissertation, Université de Grenoble, Nov. 2013.
- [43] DLN, “Dual clutch transmission animation,” 2014. [Online]. Available : <http://drivelinenews.com/videos/dual-clutch-transmission-animation/>
- [44] G. Leprince, “Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesses,” Ph.D. dissertation, INSA de Lyon, 2011. [Online]. Available : <http://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00708752/>
- [45] Y. Rothenbühler, “New slip synthesis and theoretical approach of CVT slip control,” Ph.D. dissertation, 2009. [Online]. Available : <http://infoscience.epfl.ch/record/131178>
- [46] P. Borne, *Commande optimale*. Ed. Techniques Ingénieur, 1996, no. R7 427.
- [47] L. Pontryagin and D. Brown, *The Mathematical Theory of Optimal Processes*, [By] L. S. Pontryagin (o.fl.a.), ser. International Series of Monographs on pure and applied Mathematics. Macmillan, 1964. [Online]. Available : <http://books.google.fr/books?id=PcH9oAEACAAJ>
- [48] R. Bellman, *Dynamic Programming*, 1st ed. Princeton, NJ, USA : Princeton University Press, 1957. [Online]. Available : [http://books.google.com/books?id=fyVtp3EMxasC&pg=PR5&dq=dynamic+programming+richard+e+bellman&client=firefox-a#v=onepage&q=dynamic%20programming%20richard%20e%20bellman&f=false",bib2html_rescat="GeneralRL](http://books.google.com/books?id=fyVtp3EMxasC&pg=PR5&dq=dynamic+programming+richard+e+bellman&client=firefox-a#v=onepage&q=dynamic%20programming%20richard%20e%20bellman&f=false)
- [49] S. Delprat, “Evaluation de stratégies de commande pour véhicules hybride paralleles,” Ph.D. dissertation, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2002. [Online]. Available : <http://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00007966/>
- [50] C. Musardo, G. Rizzoni, and B. Staccia, “A-ECMS : An adaptive algorithm for Hybrid Electric Vehicle energy management,” Seville, Spain, Dec. 2005.
- [51] E. Vinot, R. Trigui, B. Jeanneret, J. Scordia, and F. Badin, “HEVs comparison and components sizing using dynamic programming,” Arlington, 2007, pp. 314–321.
- [52] G. Rousseau, “Véhicule hybride et commande optimale,” Ph.D. dissertation, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2008. [Online]. Available : <http://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00005237/>

- [53] O. Sundström, L. Guzzella, and P. Soltic, “Optimal hybridization in two parallel hybrid electric vehicles using dynamic programming,” in *Proceedings of the 17th IFAC world congress*, 2008, pp. 4642–4647. [Online]. Available : <http://www.nt.ntnu.no/users/skoge/prost/proceedings/ifac2008/data/papers/2452.pdf>
- [54] O. Sundström, D. Ambühl, and L. Guzzella, “On Implementation of Dynamic Programming for Optimal Control Problems with Final State Constraints,” *Oil & Gas Science and Technology – Revue de l’Institut Français du Pétrole*, vol. 65, no. 1, pp. 91–102, Jan. 2010. [Online]. Available : <http://ogst.ifpenergiesnouvelles.fr/10.2516/ogst/2009020>
- [55] O. Sundstrom and L. Guzzella, “A generic dynamic programming Matlab function,” in *Control Applications,(CCA) & Intelligent Control,(ISIC), 2009 IEEE*. IEEE, 2009, pp. 1625–1630. [Online]. Available : http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=5281131
- [56] N. Kim, S. Cha, and H. Peng, “Optimal Control of Hybrid Electric Vehicle Based on Pontryagin’s Minimum Principle,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 19, no. 5, pp. 1279–1287, Sep. 2011.
- [57] S. Ebbesen, P. Elbert, and L. Guzzella, “Engine Downsizing and Electric Hybridization Under Consideration of Cost and Drivability,” *Oil & Gas Science and Technology – Revue d’IFP Energies nouvelles*, vol. 68, no. 1, pp. 109–116, Jan. 2013. [Online]. Available : <http://ogst.ifpenergiesnouvelles.fr/10.2516/ogst/2012030>
- [58] M. Pourabdollah, N. Murgovski, A. Grauers, and B. Egardt, “Optimal Sizing of a Parallel PHEV Powertrain,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 62, no. 6, pp. 2469–2480, Jul. 2013. [Online]. Available : <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=6423969>
- [59] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, G. Bloch, C. Nouillant, and others, “Catalytic converter modeling for optimal gasoline-HEV energy management,” in *19th IFAC World Congress, IFAC’14*, 2014, pp. 6636–6641. [Online]. Available : <http://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01062316/>
- [60] V. Reinbold, E. Vinot, L. Garbuio, and L. Gerbaud, “Magnetic circuit model a quick and accurate sizing.” Coimbra (Portugal) : IEEE, Oct. 2014.
- [61] A. Achour, L. Belkoura, and M. Dambrine, *Mathématiques pour l’ingénieur*. Ridha Ben Abdennour, Kamel Abderrahim, Hugues Mounier, 2009. [Online]. Available : <http://books.google.fr/books?id=zkJYZwEACAAJ>
- [62] G. Allaire, *Analyse numérique et optimisation : une introduction à la modélisation mathématique et à la simulation numérique*, ser. Mathématiques appliquées. École polytechnique, 2005. [Online]. Available : <http://books.google.fr/books?id=vReEuE4margC>
- [63] J. Culioli, *Introduction à l’optimisation*, ser. Références sciences. Ellipses, 2012. [Online]. Available : <http://books.google.fr/books?id=HbPRNAEACAAJ>
- [64] D. Kirk, *Optimal control theory : An introduction*, ser. Prentice-Hall networks series. Prentice-Hall, 1970. [Online]. Available : <http://books.google.fr/books?id=8vVQAAAAMAAJ>

- [65] F. H. Clarke and R. B. Vinter, "The relationship between the maximum principle and dynamic programming," *Society for Industrial and Applied Mathematics - Control and Optimization*, vol. 25, no. 5, Sep. 1987.
- [66] H. Pham, "Equation d'Hamilton-Jacobi-Bellman," Nov. 2007. [Online]. Available : <http://felix.proba.jussieu.fr/pageperso/pham/Tangente.pdf>
- [67] X. Zhang and C. Mi, *Vehicle power management - Modeling, Control and Optimization*, 1st ed. London : Springer, 2011.
- [68] G. Altshuller, *Creativity as an exact science : The theory of the solution of inventive problems*. Amsterdam : Gordon & Breach, 1984.
- [69] D. Cavallucci, "Contribution à la conception de nouveaux systèmes mécaniques par intégration méthodologique," Ph.D. dissertation, Strasbourg, 1999.
- [70] R. De Guio and D. Cavallucci, *Engager les activités de conception dans des voies inventives pertinentes dans les systèmes techniques, lois d'évolution et méthodologies de conception*, hermès lavoisier ed., Paris, 2009.
- [71] S. D. Savransky, *Engineering of creativity : Introduction to TRIZ Methodology of inventive problem solving*. CRC Press, 2000.
- [72] J. Lutun, "Modélisation thermique des alternateurs automobiles," Ph.D. dissertation, INPG - Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble (G2eLab), Grenoble, Jan. 2012.
- [73] M. Rakotovao, "Un modèle opérationnel complet pour l'alternateur à griffes dans le domaine automobile," Thèse de doctorat, Cachan, 1996.
- [74] H. Dogan, L. Garbuio, H. Nguyen-Xuan, B. Delinchant, A. Foggia, and F. Wurtz, "Multistatic reluctance network modeling for the design of permanent magnet synchronous machines," vol. 49, no. 5, May 2013.
- [75] N. Jerance, "Réseaux de reluctances et diagnostic des machines électriques," Ph.D. dissertation, Institut National Polytechnique de Grenoble, Nov. 2002.
- [76] B. Du Peloux de Saint Romain, "Modélisation des actionneurs électromagnétiques par réseaux de réductances," Ph.D. dissertation, Université Joseph Fourier - Laboratoire d'électrotechnique, Grenoble, Oct. 2006.
- [77] L. Sedkaoui, "Etude des pertes magnétiques dans les tôles de transformateurs en relation avec la forme de l'induction magnétique," Ph.D. dissertation, Tizi-Ouzou, Oct. 2012.
- [78] G. Bertotti, "General properties of power losses in soft ferromagnetic materials," *IEEE Transactions on Magnetism*, Jan. 1988.
- [79] G. Grellet, *Pertes dans les machines tournantes*. Techniques de l'ingénieur, Dec. 1989, no. D3450.
- [80] A. Bettayeb, "Pertes à haute fréquence dans les rotors des machines synchrones à aimants alimentés par onduleur de tension," Ph.D. dissertation, Oct. 2010.
- [81] F. Casanellas, "Losses in pwm inverters using IGBTs," *IEEE Proceedings - Electric power Application*, pp. 235 – 239, Sep. 1994.

- [82] O. Grondin, “Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic,” Ph.D. dissertation, Dec. 2008.