



HAL
open science

Simulation d'un véhicule électrique et son environnement pour étudier la consommation d'énergie sous différentes conditions climatiques

David Ramsey Herrera

► **To cite this version:**

David Ramsey Herrera. Simulation d'un véhicule électrique et son environnement pour étudier la consommation d'énergie sous différentes conditions climatiques. Energie électrique. Université de Lille; Université du Québec à Trois-Rivières, 2021. Français. NNT : 2021LILUN013 . tel-03580302

HAL Id: tel-03580302

<https://theses.hal.science/tel-03580302v1>

Submitted on 18 Feb 2022

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 de Lille – Sciences et Technologies
École Doctorale des Sciences pour l'Ingénieur

&

Université du Québec À Trois-Rivières

Thèse préparée en cotutelle pour obtenir le grade de Docteur
Spécialité : Génie Électrique

Présentée et soutenue publiquement par

David Ramsey Herrera

le 02 novembre 2021

Simulation d'un Véhicule Électrique et son Environnement pour Étudier la Consommation d'Énergie sous Différentes Conditions Climatiques

Membres du jury :

Pr. Alain Bouscayrol	Université de Lille, France	Codirecteur de thèse
Pr. Loïc Boulon	Université du Québec à Trois-Rivières, Canada	Codirecteur de thèse
Pr. Philippe Barrade	HES-SO Valais-Wallis, Suisse	Rapporteur
Dr. HDR Serge Pélissier	Université Gustave Eiffel (IFSTTAR), France	Rapporteur
Pr. Katherine D'Avignon	École de Technologie Supérieure, Montréal, Canada	Examinatrice
Pr. Souso Kelouwani	Université du Québec à Trois-Rivières, Canada	Président du jury

Cette thèse a été cofinancé par la Région Hauts-de-France (FR) et par la Chaire de Recherche du Canada sur les Sources d'Énergie pour les Véhicules du Futur (Québec, CA).

À ma mère...
“la mejor herencia que puedo dejarte es una buena educación”

Remerciements

J'aimerais remercier les personnes qui ont contribué à la réussite de cette thèse.

Je commence par mes codirecteurs : **Prof. Alain Bouscayrol** de l'Université de Lille, et **Prof. Loïc Boulon** de l'Université du Québec à Trois-Rivières. Merci beaucoup de m'avoir donné l'opportunité de réaliser cette thèse. Merci pour tous vos conseils et recommandations durant cette période. Surtout, merci pour votre soutien, compréhension et disposition pour la résolution des problèmes issus de la situation sanitaire actuelle. En effet, cela a été un vrai défi de réaliser une thèse en cotutelle dans ce contexte.

Je tiens à remercier les membres du jury de thèse : **Prof. Souso Kelouwani** de l'Université du Québec à Trois-Rivières, examinateur et président du jury ; **Prof. Katherine D'Avignon** de l'École de Technologie Supérieure de Montréal, examinatrice ; **Prof. Philippe Barrade** du HES-SO Valais-Wallis, rapporteur ; et **Dr. HDR Serge Pélissier** de l'Université Gustave Eiffel, rapporteur. Merci beaucoup d'avoir pris le temps pour lire, comprendre et me donner des retours sur ce manuscrit de thèse. Vos remarques constructives m'ont permis de prendre un recul sur mes travaux et d'améliorer ce rapport.

Je remercie également **Dr. Alexandre Vaudrey**, de l'Université de Lyon, pour nos échanges sur la modélisation de systèmes thermiques. En effet, ces échanges m'ont beaucoup aidé au début de cette thèse. De même, je remercie **Dr. Ronan German**, de l'Université de Lille, pour les différentes consultations sur le fonctionnement de batteries Li-ion.

Un merci spécial aux collègues avec qui j'ai partagé le plus : **Abdoulaye, Anatole, Angélica, Amandine, Florentin, Florian, Hamza, Hossein, Leysmir, Meryem, Oualid et Ryan**. Je remercie aussi toute la **famille du L2EP** (par peur d'en oublier un, j'éviterai de vous citer) pour rendre l'ambiance de travail extrêmement agréable !

Ensuite, j'aimerais remercier mes ami(e)s : **Ale, Carol, Caroline** (ma chérie♥), **Giane, Jonathan, Juju, Itzbell, La Cristi, La JuanK, La Geoff, La Jou, Lore, Mary, Nour, Patty** et **Sadel** pour votre soutien.

Finalement, j'aimerais remercier ma famille pour son soutien, notamment ma sœur **Liliva**, mon frère **Luis**, mes nièces **Ariadne, Ivanova** et **Luccia**, mon parrain **Toño**, ma tante **Jacqueline**, et mes cousins **Jonathan** et **Stéphanie**. Mais surtout, un grand MERCI à ma mère, **Prof. Nimia Herrera**. Toutes mes réussites sont grâce à tes efforts pour bien me former et à ton soutien quotidien !

Résumé

Dans la littérature scientifique, la consommation d'énergie des véhicules électriques à batterie est généralement estimée en ne considérant que le sous-système de traction. De plus, cette approche ne peut pas prendre en compte tous les impacts des conditions climatiques sur la consommation (et sur l'autonomie). En effet, les conditions ambiantes ont un impact sur les performances des batteries Li-ion, sur la puissance nécessaire pour la traction et sur la consommation d'énergie du sous-système de confort. Le produit combiné de ces effets peut réduire considérablement l'autonomie de ces véhicules. Ce fait constitue une contrainte au développement des véhicules électriques sur le marché automobile, notamment dans des régions aux hivers très rigoureux (exemple du Canada). Dans ce cadre, une collaboration entre l'Université de Lille (France) et l'Université du Québec à Trois-Rivières (Canada) a été établie pour étudier, entre autres, l'impact des conditions climatiques sur la consommation d'énergie des véhicules électriques.

L'objectif de cette thèse en cotutelle est de développer un outil de simulation flexible d'un véhicule électrique dans son environnement. L'outil doit permettre d'étudier les performances énergétiques de ces véhicules sur une large plage de conditions climatiques. Pour atteindre cet objectif, une interconnexion des modèles de différents domaines de la physique (électrique, mécanique et thermique) est réalisée, en suivant une approche systémique. Les modèles considérés correspondent aux sous-systèmes de traction, de confort thermique et de stockage (avec le chargeur de batteries). Le formalisme Représentation Énergétique Macroscopique est utilisé pour organiser et interconnecter de façon causale les modèles des différents sous-systèmes, ainsi que de l'environnement du véhicule. Les facteurs ambiants considérés dans l'outil sont la température, l'humidité relative et les conditions du ciel. De plus, la validité de l'outil est vérifiée avec des tests expérimentaux sur une voiture réelle entre -5 °C et 30 °C .

La pertinence de l'outil est mise en évidence avec la réalisation de trois études sur la consommation d'énergie d'un véhicule électrique sous différents profils de conduite et conditions ambiantes. La première étude est l'estimation de l'impact énergétique individuel des conditions ambiantes considérées sur chaque sous-système d'un véhicule électrique. La deuxième étude est l'estimation de la variation annuelle de la consommation d'énergie dans un climat canadien. Enfin, la dernière étude est une évaluation des avantages énergétiques du préchauffage en hiver.

Abstract

In the scientific literature, the energy consumption of battery electric vehicles is usually estimated by considering only the traction subsystem. However, this approach cannot consider the impact of climatic conditions on the energy consumption (and driving range). Indeed, ambient conditions have an impact on the performances of Li-ion batteries, on the power required for traction and on the energy consumption of the comfort subsystem. The combined product of these effects can strongly reduce the driving range of these vehicles. This fact represents an obstacle to the development of electric vehicles in the automotive market, especially in regions with very harsh winters (e.g., Canada). In this context, a collaboration between the University of Lille (France) and the University of Québec à Trois-Rivières (Canada) has been established to study the impact of climatic conditions on the energy consumption of electric vehicles.

The objective of this thesis is to develop a flexible simulation tool of an electric vehicle in its environment. The tool should make it possible to study the energy performance of these vehicles over a wide range of climatic conditions. To achieve this goal, an interconnection of models from different physical domains (electrical, mechanical and thermal) is performed, following a systemic approach. The considered models correspond to the traction, thermal comfort and energy storage subsystems. The Energetic Macroscopic Representation formalism is used to organize and interconnect models of the different subsystems of the vehicle, as well as its environment. The considered ambient factors are the temperature, relative humidity and sky conditions. The validity of the simulation tool is verified with experimental tests on a real electric vehicle between $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

The applicability of the tool is demonstrated by performing three studies on the energy consumption of an electric vehicle under different driving profiles and ambient conditions. The first study is the estimation of the individual energy impact of the considered ambient conditions on each subsystem of an electric vehicle. The second study is the estimation of the yearly variation of the energy consumption in a Canadian climate. Finally, the last study is an evaluation of the energy benefits of preheating in winter.

Table de Matières

Introduction Générale	1
Chapitre I : Contexte et objectif	4
I.1 Le rôle des véhicules électriques dans la transition énergétique	5
I.1.1 Enjeux environnementaux	5
I.1.2 Le rôle des véhicules électriques	6
I.1.3 Inconvénients environnementaux des véhicules électriques	8
I.1.4 Programme CUMIN et LAI eCAMPUS	8
I.2 Impact des conditions climatiques sur les performances d'un VE	11
I.2.1 Impact sur les batteries Li-ion.....	12
I.2.2 Impact sur le sous-système de traction	13
I.2.3 Impact sur le sous-système de confort thermique	15
I.2.4 Bilan de l'impact combiné des conditions climatiques sur un VE	16
I.3 Modélisation et simulation des systèmes énergétiques	17
I.3.1 Approches pour étudier la consommation d'énergie d'un VE	17
I.3.2 Méthodologies pour la modélisation, organisation et simulation de systèmes énergétiques	18
I.3.3 Représentation Énergétique Macroscopique pour une organisation fonctionnelle	22
I.4 Cahier des charges de la thèse	24
I.4.1 Objectif de la thèse	24
I.4.2 Positionnement des travaux	25
I.4.3 Méthodologie et limitations de l'étude	30
I.5 Conclusion du chapitre.....	32
Chapitre II : Simulation d'un VE dans son environnement	34
II.1 Système étudié	35
II.2 Simulation des sous-systèmes de stockage et traction.....	36
II.2.1 Pack de batteries Li-ion et son chargeur	37
II.2.2 Sous-système de traction et stratégie de freinage régénératif	46
II.2.3 Validation du sous-système de traction	51
II.3 Simulation du sous-système de confort	52
II.3.1 Habitacle et son environnement.....	52
II.3.2 Sous-système CVCA et sa commande.....	57
II.3.3 Validation des modèles simulés.....	64
II.4 Simulation du système interconnecté	73
II.4.1 Interconnexion des sous-systèmes et validation traction–confort.....	73
II.4.2 L'outil de simulation.....	75
II.5 Conclusion du chapitre.....	77
Chapitre III : Consommation d'énergie des VEs sous différentes conditions climatiques	79

III.1	Quantification de l'impact énergétique des conditions ambiantes	80
III.1.1	Impact de la température ambiante.....	80
III.1.2	Impact de l'humidité relative.....	85
III.1.3	Impact des conditions du ciel	90
III.1.4	Bilan de l'étude	93
III.2	Variation de la consommation d'énergie avec les conditions climatiques et le type de profil de vitesse.....	94
III.2.1	Contribution de chaque sous-système à la consommation totale.....	94
III.2.2	Variation annuelle de la consommation d'énergie	97
III.2.3	Variation de la consommation d'énergie par région d'utilisation	100
III.2.4	Bilan de l'étude	101
III.3	Consommation d'énergie en considérant le préchauffage.....	102
III.3.1	Concept du préchauffage	102
III.3.2	Description de l'étude	103
III.3.3	Compromis entre la consommation totale d'énergie et l'autonomie	104
III.3.4	Bilan de l'étude	106
III.4	Conclusion du chapitre.....	107
	Conclusion Générale.....	108
	Nomenclature	112
	Annexes	113
	Annexe A – Éléments de la REM.....	113
	Annexe B – Représentation des flux thermiques avec la REM.....	114
	Annexe C – Paramètres principaux des véhicules de référence.....	117
	Annexe D - Schémas électriques équivalents d'une batterie.....	118
	Annexe E – Obtention des humidités absolues du sous-système CVCA	120
	Annexe F – Coefficient de résistance au roulement en fonction de la route	124
	Annexe G – Validation de la chaîne de traction d'une Nissan Leaf 2018	125
	Annexe H – Modèle du rayonnement et vecteur solaire.....	126
	Annexe I – Estimation de la température effective du ciel.....	131
	Annexe J – REM du système interconnecté.....	133
	Références.....	134

Introduction Générale

Les véhicules électriques (VEs) représentent une solution pour réduire les émissions de gaz à effet de serre (GES) dues au secteur du transport [Chan09], [Ehsani18]. Contrairement aux véhicules avec un moteur à combustion interne, les VEs n'émettent pas de pollution locale. En effet, les émissions d'un VE sont surtout liées au processus de fabrication, le recyclage et la gestion des déchets lors de leur fin de vie, ainsi qu'au mix énergétique du réseau électrique utilisé pour la recharge des batteries [IEA20]. De ce fait, les avantages des VEs dans des régions avec un mix énergétique peu polluant (ex. Québec et France) sont encore meilleurs.

Néanmoins, l'autonomie variable de ces véhicules, leur coût initial et leur long temps de recharge constituent toujours des obstacles à leur développement sur le marché automobile [Mellinger18]. Bien que l'autonomie des VEs soit en augmentation, cette problématique est toujours importante quand les conditions climatiques du site d'utilisation sont considérées, notamment dans des régions froides (ex. Canada) [Reyes16].

Premièrement, les performances des batteries Li-ion sont directement impactées par leur température d'opération. Les basses températures ralentissent les réactions chimiques dans les cellules de batteries [Ji13a], [Liu17]. Cela représente une augmentation de la résistance interne et une réduction de l'énergie totale que la batterie peut délivrer [Jaguemont16a]. D'autre part, le fonctionnement prolongé aux hautes températures peut aussi entraîner une perte de capacité et une augmentation de la résistance interne [Ma18]. Des systèmes de gestion thermique des batteries sont mis en place pour les chauffer ou les refroidir selon les conditions ambiantes et de fonctionnement [Arora18]. Dans ces systèmes, lorsque le véhicule est à l'arrêt et connecté au chargeur, la gestion thermique peut être faite à partir de l'énergie fournie par le réseau électrique. Cependant, lors de la conduite, cette gestion est faite à partir de l'énergie stockée dans la batterie même [Ji13b]. Le système de gestion thermique peut donc constituer une charge additionnelle pour la batterie.

Deuxièmement, les conditions de conduite hivernales sont plus sévères que celles d'été. La présence de neige, glace ou boue rendent les routes plus ardues, ce qui se traduit par une augmentation de la force de résistance au roulement. De plus, l'air est plus dense en hiver qu'en été, par exemple elle augmente des 11% à -10 °C par rapport à 20 °C [NRCAN14]. Cela représente aussi une augmentation de la traînée aérodynamique, ainsi que de la consommation d'énergie, notamment aux hautes vitesses [Heiβing11].

Le troisième facteur est le sous-système de confort thermique. En hiver, le chauffage de l'habitable ne représente pas un problème pour les véhicules conventionnels : ils profitent des pertes sous la forme de chaleur produites par leurs moteurs à combustion interne, même au ralenti [Zhang18a]. Néanmoins, le rendement de la chaîne de traction d'un VE est bien plus élevé (~80%) et les températures liées aux pertes dépendent du régime de fonctionnement. Donc, l'utilisation d'un système de chauffage alimenté par la batterie devient nécessaire [Lee13]. D'autre part, un système de climatisation basé sur un cycle de compression de vapeur (et alimenté aussi par la batterie) est utilisé durant l'été [Thuez17]. Par conséquent, le sous-système de confort peut représenter la charge auxiliaire la plus importante pour un VE [Zhang18a].

L'ensemble de ces facteurs pourrait réduire de plus de 50% l'autonomie des VEs sous des conditions climatiques sévères [Reyes16]. Cependant, afin de déterminer les possibles mesures à prendre pour améliorer les performances de chaque sous-système, il est nécessaire d'abord de pouvoir étudier l'impact individuel de différentes conditions sur la consommation d'énergie globale.

Des études statistiques sur des flottes de véhicules permettent d'avoir une vision globale de l'impact de la température ambiante sur l'autonomie de VEs [Xu20]. Cependant, cette approche ne permet pas d'analyser l'impact énergétique des différents facteurs climatiques sur chaque sous-système du véhicule. D'autre part, les outils de simulation, basés sur des modèles mathématiques, permettent la réalisation des études détaillées, découpées et sur des scénarios répétables. Cette approche permettrait donc de quantifier la consommation d'énergie de chaque sous-système selon les conditions ambiantes, ainsi que de vérifier les avantages des différentes stratégies utilisées pour améliorer les performances (ex. du préchauffage). De plus, par rapport à l'approche statistique, les outils de simulation représentent une grande économie de temps et de ressources. Pourtant, le développement de ces outils requiert aussi un effort de modélisation important.

L'objectif principal de cette thèse est de développer un outil de simulation flexible d'un VE capable d'étudier ses performances énergétiques dans diverses conditions climatiques. De plus, l'outil doit être facilement adaptable aux conditions climatiques des régions à étudier. Cela implique notamment la température ambiante, l'humidité relative et l'état du ciel.

Le développement de l'outil visé implique l'organisation et l'interconnexion de modèles de différents domaines de la physique : électrique, mécanique et thermique. De plus, les

conditions ambiantes à modéliser n'ont pas toujours les mêmes effets : certains sont opposés, d'autres s'additionnent. Ainsi, une approche de modélisation systémique est adoptée, afin de considérer les interactions dynamiques entre sous-systèmes et l'environnement. Dans ce cadre, la Représentation Énergétique Macroscopique (REM) [Bouscayrol00] est utilisée comme formalisme d'organisation de modèles tout au long de cette thèse. Après avoir simulé les modèles des différents sous-systèmes et leurs interconnexions, la précision de l'outil est vérifiée soit par des tests expérimentaux sur un VE réel, soit par comparaisons théoriques avec d'autres études. Finalement, la pertinence de l'outil est mise en évidence en réalisant trois études énergétiques.

Ce projet est réalisé dans le cadre du programme interdisciplinaire CUMIN¹ de l'Université de Lille, ainsi que du laboratoire associé international eCAMPUS². Ce laboratoire est issu d'une collaboration entre l'Université de Lille et l'Université du Québec à Trois-Rivières (UQTR) pour promouvoir l'électromobilité dans des campus universitaires. Finalement, cette thèse a été cofinancée par la Région Hauts-de-France.

Cette thèse est divisée en trois chapitres. Le chapitre I présente d'abord le contexte et la problématique adressée dans ce projet de recherche. Ensuite, l'impact des conditions climatiques sur chaque sous-système d'un VE est détaillé. Puis, les différentes approches existantes pour la modélisation et l'organisation des systèmes énergétiques sont présentées. Finalement, le cahier des charges de la thèse est défini.

Le chapitre II concerne le développement de l'outil de simulation ciblé. Dans ce chapitre, chaque sous-système du véhicule est modélisé, organisé avec la REM et simulé sur le logiciel MATLAB & Simulink©. Ensuite, tous les sous-systèmes sont interconnectés afin de construire l'outil de simulation flexible. Les différents tests de validation réalisés au cours de cette thèse sont aussi décrits.

Le chapitre III vise à mettre en évidence la pertinence de l'outil. Pour ce faire, trois études énergétiques sont réalisées à titre d'exemple. La première étude correspond à l'estimation de l'impact énergétique des conditions ambiantes considérées sur chaque sous-système d'un VE. La deuxième étude concerne la variation de la consommation d'énergie durant une année. La dernière étude consiste à estimer les avantages énergétiques du préchauffage en hiver.

¹ Campus Universitaire à Mobilité Innovante et Neutre en Carbone, <https://cumin.univ-lille.fr/>

² électromobilité pour CAMPUS d'Universités Soutenables, <https://cumin.univ-lille.fr/ecampus>

Chapitre I : Contexte et objectif

L'objectif de ce chapitre est de définir le cahier des charges de la thèse. Pour ce faire, les enjeux environnementaux et le rôle des véhicules électriques sont d'abord exposés. Ensuite, l'impact des conditions climatiques sur les différents sous-systèmes d'un VE est décrit. Puis, les différentes approches existantes pour la modélisation et simulation des systèmes énergétiques sont présentées. Finalement, l'objectif de cette thèse, le positionnement et la méthodologie de travail sont définis.

Sommaire du chapitre

I.1	Le rôle des véhicules électriques dans la transition énergétique	5
I.1.1	Enjeux environnementaux	5
I.1.2	Le rôle des véhicules électriques	6
I.1.3	Inconvénients environnementaux des véhicules électriques	8
I.1.4	Programme CUMIN et LAI eCAMPUS	8
I.2	Impact des conditions climatiques sur les performances d'un VE.....	11
I.2.1	Impact sur les batteries Li-ion	12
I.2.2	Impact sur le sous-système de traction	13
I.2.3	Impact sur le sous-système de confort thermique	15
I.2.4	Bilan de l'impact combiné des conditions climatiques sur un VE	16
I.3	Modélisation et simulation des systèmes énergétiques	17
I.3.1	Approches pour étudier la consommation d'énergie d'un VE	17
I.3.2	Méthodologies pour la modélisation, organisation et simulation de systèmes énergétiques	18
I.3.3	Représentation Énergétique Macroscopique pour une organisation fonctionnelle	22
I.4	Cahier des charges de la thèse.....	24
I.4.1	Objectif de la thèse	24
I.4.2	Positionnement des travaux	25
I.4.3	Méthodologie et limitations de l'étude	30
I.5	Conclusion du chapitre	32

I.1 Le rôle des véhicules électriques dans la transition énergétique

I.1.1 Enjeux environnementaux

Le changement climatique, produit par les émissions de GES issues de l'activité humaine [USGCRP17], représente une menace pressante et potentiellement irréversible pour la planète [UNFCC16]. Par conséquent, des changements économiques, sociétaux et technologiques dans chaque secteur d'activité sont nécessaires afin de limiter les dégâts du changement climatique. Ainsi, lors de la 21^{ème} Conférence des Parties (COP 21), la communauté internationale s'est finalement engagée à prendre des mesures pour réduire les émissions globales de GES.

Au Québec, le secteur des transports est responsable de 43% des émissions de GES, suivi par les secteurs de l'industrie, du bâtiment et de l'agriculture [MELCC18] (Fig. I.1a). La production d'électricité est décarbonisée, car elle est surtout basée sur de l'énergie hydraulique. Par rapport au secteur des transports, la majorité des émissions sont réparties entre les voitures (27%), les camions légers (24%) et les véhicules lourds (29%).

En France, les émissions par secteur économique sont aussi distribuées entre le transport (29%), l'industrie (20%), les bâtiments (17%), l'agriculture (17%) et la production d'électricité (10%) [I4CE19] (Fig. I.1b). Il faut remarquer que le 10% des émissions liées à la production d'électricité reste assez faible par rapport à de nombreux pays. De ce fait, les émissions liées aux mix énergétiques en France et au Québec restent relativement comparables. Par rapport au secteur des transports, 54% des émissions sont produites par les voitures, suivies par les véhicules lourds (21%) et les camions légers (19%).

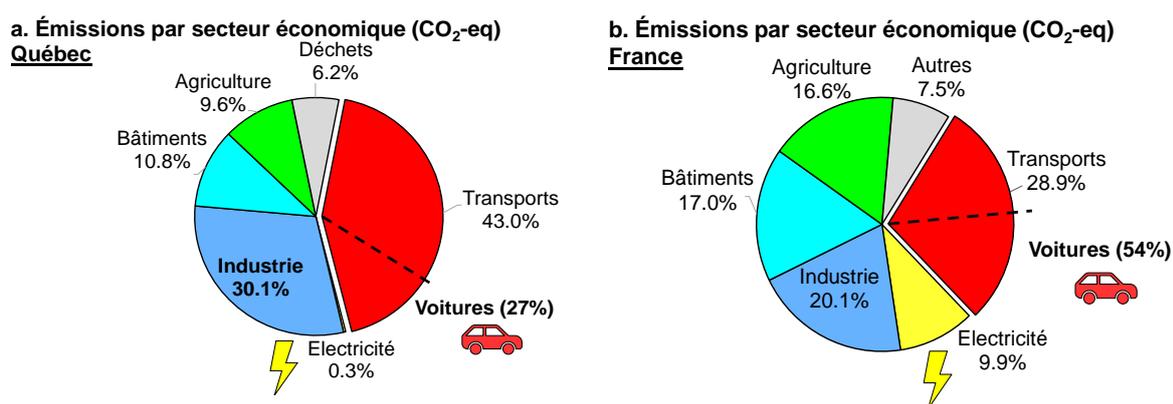


Fig. I.1 : Émissions de GES par secteur économique au Québec et en France en 2016.

I.1.2 Le rôle des véhicules électriques

Une des solutions pour réduire les émissions de GES dues au secteur du transport est l'électrification de véhicules [Chan09]. En moyenne, une voiture électrique à batteries émet 30%³ moins de CO₂ dans son cycle de vie qu'un véhicule avec un moteur à combustion interne [IEA20]. En France et au Québec, ce chiffre augmente à 50% et 65% respectivement grâce aux mix énergétiques décarbonisés [CIRIAG16]. Les émissions fixes d'un VE sont liées à la production de la batterie, aux composants du véhicule, à la fabrication, au recyclage et au traitement des déchets lors de leur fin de vie (Fig. I.2). Cependant, les émissions liées à la recharge de la batterie dépendent des sources primaires d'énergie. Ces émissions sont appelées « du puits au réservoir ». Les émissions locales, « du réservoir à la roue », sont nulles pour un VE.

D'autre part, la plupart des émissions des véhicules thermiques sont dues à la combustion de carburant dans leurs moteurs à combustion interne. C'est cette combustion continue des hydrocarbures qui rend les véhicules conventionnels si polluants. De ce fait, une transition vers l'électromobilité est une option pour réduire considérablement les émissions de GES, notamment dans des régions où la production d'électricité est décarbonisée (ex. Québec et France).

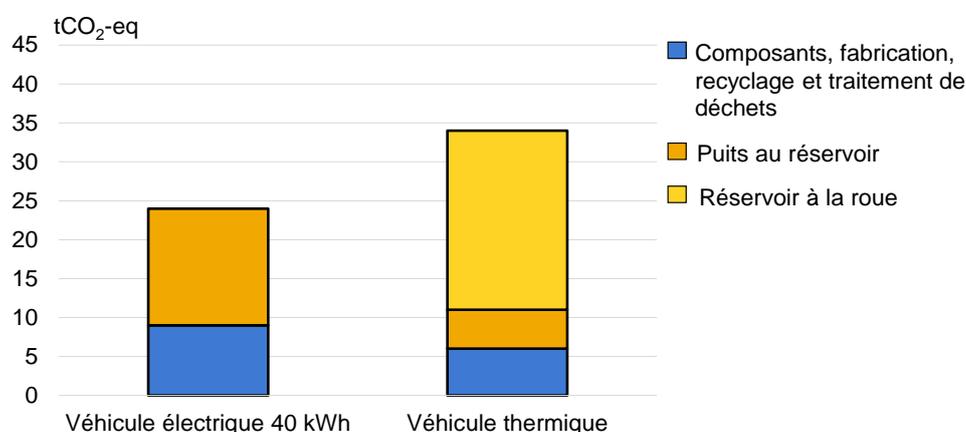


Fig. I.2 : Émissions moyennes de GES des voitures sur tout leur cycle de vie [IEA20].

Dans ce cadre, l'Agence International de l'Énergie (IEA) estime dans son scénario des politiques déclarées que le nombre de véhicules électriques devrait atteindre 140 millions d'ici 2030. Dans le scénario de développement durable (plus optimiste), cette part devrait atteindre 245 millions (Fig. I.3). De plus, l'IEA estime que la plupart de VEs d'ici 2030 seront des voitures et des camions légers à batteries ou hybrides rechargeables (VH). Par rapport aux

³ En considérant le mix énergétique global du 2018, avec une intensité de GES de 518 gCO₂-eq/kWh [IEA20].

véhicules pile à combustible, l'IEA estime que leur développement dans le marché augmentera à partir de 2030 [IEA20].

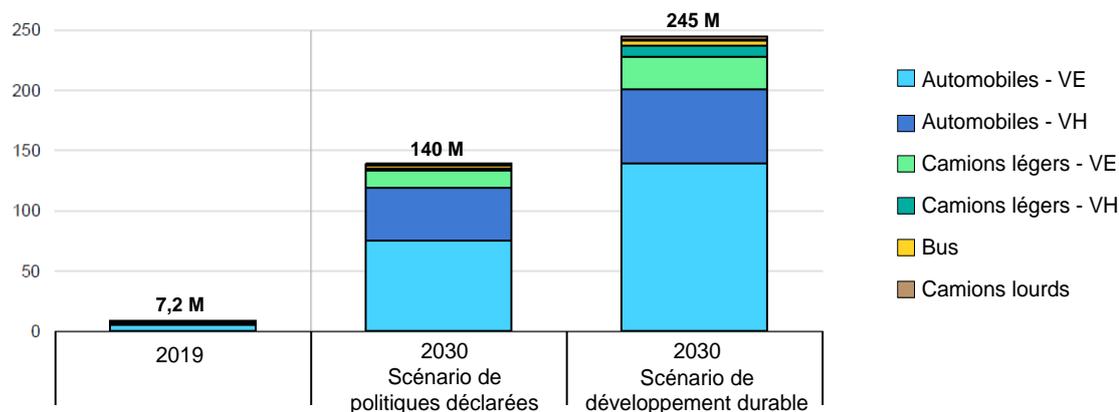


Fig. I.3. Nombre de véhicules électriques d'ici 2030 [IEA20].

Plusieurs initiatives économiques et politiques ont été mises en place dans de nombreux pays afin d'augmenter la part du marché des VEs [Habib18], [Yan18], [IEA20] :

- La campagne EV 30@30, lancée en 2017, vise à atteindre une part de marché de 30% pour les véhicules électriques en 2030. Le Canada et la France font partie de cette campagne.
- Des mandats pour interdire progressivement la vente des véhicules thermiques d'ici 2050. Le Québec et la France se sont engagés à interdire leur vente d'ici 2035.
- Des mandats pour définir une part minimale de vente de véhicules électriques pour les constructeurs automobiles. Dans le contraire, il y aurait une pénalité à payer. Au Québec, une part de vente de 15,5% des véhicules légers à zéro émission est visée d'ici 2025.
- L'introduction de standards plus stricts pour les émissions des véhicules routiers.
- Le développement d'infrastructures de recharge.
- Des subsides ou réductions d'impôts pour l'achat de véhicules électrifiés.
- L'augmentation de la flotte des véhicules électriques des entités gouvernementales.

Toutes ces mesures ont pour objectif de persuader les usagers d'acheter des véhicules électriques, ainsi que les constructeurs d'augmenter de plus en plus l'offre de ces véhicules.

Jusqu'à aujourd'hui, les contraintes principales pour l'adoption de véhicules électriques sont [Kim17], [Mellinger18], [IEA20] :

- Les attentes des consommateurs : l'hésitation de gens à ne pas acheter un VE aujourd'hui, car les technologies et le marché continuent à se développer.

- Le coût initial : les VE continuent d'être considérablement plus chers à l'achat⁴ que les véhicules thermiques.
- Le temps de recharge : la recharge lente, qui est conseillée pour optimiser la vie utile des batteries, peut prendre plusieurs heures.
- L'autonomie limitée : ceci peut entraîner « l'anxiété du dernier kilomètre », qui est la peur des usagers de ne pas finir leurs parcours à cause de la décharge de la batterie.

La plupart de ces contraintes deviennent moins importantes au fur et à mesure que l'industrie et les technologies se développent. Notamment avec toutes les initiatives qui visent à une transition vers l'électromobilité. En effet, les constructeurs commencent à présenter de plus en plus des modèles de VE [BNEF21]. Ainsi, les consommateurs aussi commencent à avoir une plage de choix plus variée. De même, avec les améliorations technologiques et les productions à grande échelle, les prix continueront à baisser et les autonomies continueront à augmenter.

I.1.3 Inconvénients environnementaux des véhicules électriques

Les avantages écologiques des véhicules électriques sont liés à la réduction des émissions locales des gaz à effet de serre. Cependant, il faut remarquer que le développement de ces véhicules pose aussi d'autres types de défis environnementaux, par exemple [EEA18] :

- Émissions des GES et d'autres polluants liés à l'extraction des matières premières (ex. le lithium).
- Contamination des eaux et du sol, liée aussi à l'extraction des matières premières.
- Toxicité humaine et conditions de travail dans certaines régions où les matières premières sont extraites.
- Possible épuisement des ressources naturelles.
- Difficulté de recyclage, notamment des batteries Li-ion.
- Gestion des déchets et recyclage des véhicules thermiques qui seraient discontinués.

I.1.4 Programme CUMIN et LAI eCAMPUS

Les universités jouent un rôle clé dans la recherche d'innovations pour le développement durable. De plus, les campus universitaires peuvent être considérés comme des villes à petite échelle. Ainsi, ils pourraient être utilisés pour tester de nouvelles alternatives et stratégies pour adresser les problèmes environnementaux [Finlay12]. Dans ce cadre, et en poursuivant une transition vers l'électromobilité, l'Université de Lille a commencé en 2015 le programme

⁴ Pourtant, cela n'est pas forcément le cas si le coût total de possession est considéré [Desrevaux20b].

CUMIN (Campus Universitaire à Mobilité Innovante et Neutre en Carbone) [CUMIN17], [CUMIN20].

De plus, l'Université du Québec à Trois-Rivières a décidé d'adopter le modèle de CUMIN sur son propre campus. Dans ce cadre, une collaboration internationale entre l'UQTR et l'Université de Lille a été établie en 2018 pour créer le Laboratoire Associé International (LAI) eCAMPUS (électromobilité pour CAMPus d'Universités Soutenables) [eCAMPUS20].

Programme CUMMIN

L'Université de Lille dispose d'un campus de 110 hectares, avec 80 bâtiments pour 22 000 utilisateurs (étudiants et personnels) [CUMIN17]. En 2014, le bilan Carbone de l'Université de Lille a montré que les émissions de GES pour cette année-là ont été de 17 020 tonnes de CO₂-eq. La mobilité des usagers a représenté 56% de ces émissions (Fig. I.4). De plus, 97% de la mobilité était liée aux trajets journaliers domicile-université [UL14]. Même si seulement 23% des déplacements domicile-université se font en voiture, ceux-ci étaient responsables de 74% des émissions de GES liées à la mobilité. De ce fait, l'utilisation des voitures thermiques pour des trajets domicile-travail aurait été responsable de 41,4% des émissions totales de GES en 2014 à l'Université de Lille.

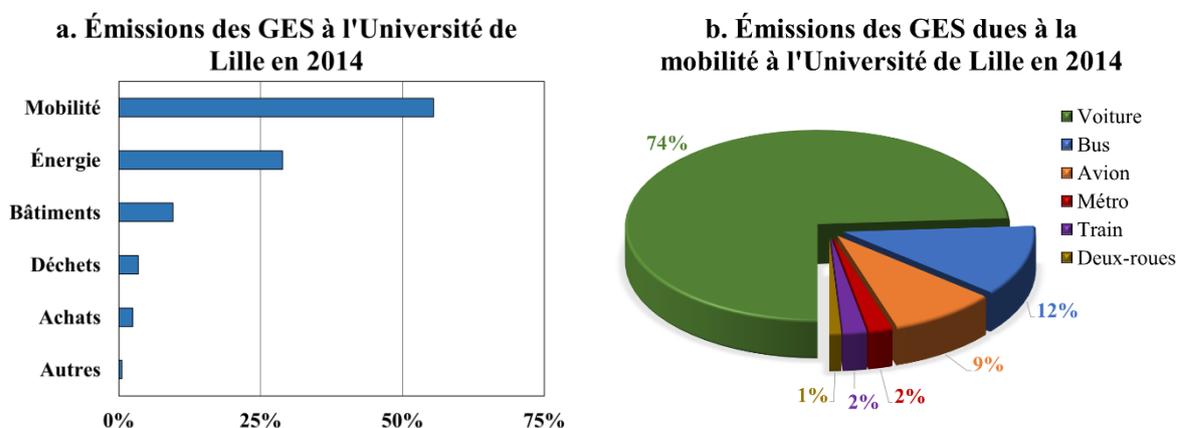


Fig. I.4 : Résultats du Bilan Carbone 2014 à l'Université de Lille.

Une solution serait la transition vers les voitures électriques. Cependant, les émissions de GES des VE sont fortement liées à la façon dont l'électricité est produite [Woo17]. La solution serait donc une transition vers des voitures électriques rechargées par des énergies renouvelables.

Dans ce cadre, le programme CUMIN a pour objectif de proposer un démonstrateur de campus basé sur l'électromobilité, avec des stations de recharge alimentées par des énergies

renouvelables [CUMIN17]. L'idée principale est d'encourager les usagers à changer leurs voitures conventionnelles pour des véhicules électriques. Ce programme est divisé en deux phases : analyse et implémentation.

Dans la phase d'analyse, une équipe interdisciplinaire composée des chercheurs en génie électrique de L2EP⁵, en automatique de CRISAL⁶ et en sciences humaines du laboratoire TVES⁷ travaillent sur différents projets afin de :

- Estimer la consommation d'énergie de différents types de véhicules électriques.
- Estimer la consommation d'énergie globale d'une flotte de véhicules électriques.
- Estimer le nombre de panneaux photovoltaïques (PVs) nécessaires pour la recharge des VEs.
- Déterminer la distribution des stationnements et le positionnement des stations de recharge sur le campus.
- Étudier l'acceptabilité sociale d'un campus avec mobilité neutre en Carbone.
- Réaliser une étude techno-économique d'un campus avec mobilité neutre en Carbone.

À la fin de cette phase, un cahier des charges pour la phase d'implémentation sera défini.

Dans la phase d'implémentation, des stations de recharge (alimentées par des PVs) pour des VEs seraient installées sur le campus et l'accès aux véhicules thermiques serait progressivement interdit. De plus, d'autres types de mobilité seraient encouragés (ex. transports en commun, vélos, etc.). Finalement, des solutions en électromobilité seraient aussi proposées à l'intérieur du campus (ex. partage de véhicules électriques, bus autonomes, vélos électriques).

Laboratoire Associé International eCAMPUS

À Trois-Rivières, l'initiative « Corridor Vert » a été lancée en 2016 pour promouvoir le développement durable dans la région. Étant donné la similitude de Corridor Vert avec CUMIN, une collaboration internationale entre l'UQTR et l'Université de Lille a été établie en 2018 pour créer le LAI eCAMPUS [eCAMPUS20].

L'objectif de eCAMPUS est de développer des méthodologies pour la recherche et l'implémentation de l'électromobilité dans des campus d'universités. Le LAI est composé de

⁵ L2EP : Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance

⁶ CRISAL : Centre de Recherche en Informatique, Signal et Automatique de Lille

⁷ TVES : Territoires, Villes, Environnement & Société

deux laboratoires en sciences naturelles et génie (L2EP et IRH⁸) et deux laboratoires en sciences humaines (TVES et LVC⁹). Les missions d'eCAMPUS sont divisées en quatre axes de recherche :

Axe 1 – Hydrogène et l'électromobilité pour des campus d'universités (géré par l'IRH) : étudie l'utilisation d'hydrogène (produite par des sources renouvelables) pour le stockage d'énergie, ainsi que son implémentation dans des véhicules à pile à combustible.

Axe 2 – Analyse de la mobilité sur des campus d'université (géré par LVC) : comparaison de la mobilité dans les deux campus (UQTR et Université de Lille).

Axe 3 – Analyse de la consommation des véhicules électriques (géré par L2EP) : étudie la consommation de véhicules électriques en considérant différents profils de vitesse, conditions climatiques et villes.

Axe 4 – Électrification de la mobilité domicile-université (géré par TVES) : étudie différents scénarios d'électrification pour les deux campus (ex. développement urbain, partenariats, procédures administratives, etc.).

Ce travail de recherche représente la première thèse en cotutelle entre les deux universités dans le cadre de eCAMPUS. Cette thèse s'inscrit dans l'Axe 3 et vise à étudier la consommation d'énergie des voitures électriques sous différentes conditions climatiques. De plus, une deuxième thèse en cotutelle, inscrite dans l'Axe 2, est aussi en cours pour étudier la mobilité dans les deux campus, ainsi que son potentiel d'électrification.

I.2 Impact des conditions climatiques sur les performances d'un VE

Les autonomies des VEs continuent à augmenter avec les développements technologiques. Cependant, la consommation de ces véhicules est fortement variable en fonction de différents facteurs [Desreveaux20a]. Cette variation est amplifiée dans des régions froides (ex. le Canada), ce qui peut aussi renforcer l'anxiété du dernier kilomètre. En effet, les basses températures et les conditions de conduite hivernales peuvent augmenter fortement la consommation d'énergie des VEs [Reyes16], [Mellinger18].

⁸ IRH : Institut de Recherche sur l'Hydrogène de l'UQTR

⁹ LVC : Laboratoire en Loisir et Vie Communautaire de l'UQTR

I.2.1 Impact sur les batteries Li-ion

Une batterie est un dispositif capable de stocker de l'énergie chimique et la transformer en électricité. Une cellule de batterie est composée de 2 électrodes : une cathode (+) et une anode (-), ainsi que de 2 collecteurs de courant, d'un électrolyte et d'un séparateur [Yoshio09].

Dans les batteries Li-ion, l'anode est normalement composée de graphite (carbone), tandis que la cathode est généralement basée sur un composé de lithium et d'un oxyde d'un métal de transition (Ni, Mn, Co). L'électrolyte est un solvant dans lequel les sels de lithium sont solubles. Ce solvant permet le transport des ions Li^+ entre les deux électrodes. Enfin, le séparateur est une membrane qui isole les deux électrodes, tout en permettant le transport des ions Li^+ [Yoshio09], [Jiang15].

La Fig. I.5 montre le fonctionnement d'une batterie Li-ion. Pendant la charge, les ions Li^+ sont séparés de la cathode et s'intercalent dans le treillis de l'anode. En même temps, le même nombre d'électrons se déplacent de la cathode vers l'anode via un circuit externe. Le processus inverse se produit pendant la décharge. De chaque côté de la batterie, des réactions d'oxydoréduction (redox) ont lieu pour séparer (ou ajouter) les ions Li^+ aux électrodes [Hannan17].

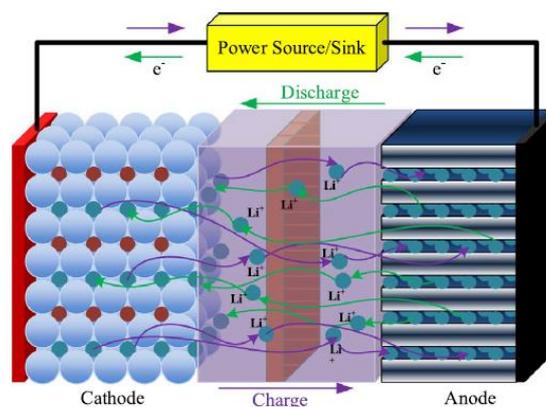


Fig. I.5. Structure et fonctionnement d'une batterie Li-ion [Hannan17].

Les températures de fonctionnement peuvent avoir un impact négatif sur les batteries Li-ion. La plage de fonctionnement optimale pour ces batteries est entre 15 °C et 35 °C. En dehors de cette plage, leurs performances décroissent et le risque de dégradation augmente [Liu17].

Les basses températures de fonctionnement provoquent un ralentissement des réactions chimiques dans une batterie, une réduction de la cinétique de transfert de charges dans les électrodes, une réduction de la conductivité ionique dans l'électrolyte, et une réduction de la diffusivité des ions Li^+ dans l'anode [Ma18], [Jow18]. D'un point de vue électrique, cela se traduit par une augmentation de la résistance interne de la batterie, et par une réduction de la

puissance et de l'énergie qu'elle peut fournir. Une étude réalisée par [Jaguemont14] sur une cellule de batterie de chimie LiFeMnPO_4 de 100 Ah a montré une réduction de l'énergie disponible de 27% à $-20\text{ }^\circ\text{C}$ par rapport à $25\text{ }^\circ\text{C}$. De plus, les basses températures favorisent le « *lithium plating* » (placage de lithium) : dépôt de lithium métallique sur l'anode. Ce phénomène réduit la capacité de la batterie et accélère son vieillissement [Jaguemont16a], [Jaguemont16b], [Liu16].

Les hautes températures de fonctionnement sont normalement provoquées par la chaleur produite par la batterie elle-même et non par les conditions ambiantes [Ma18]. Ces températures accélèrent les réactions chimiques dans la batterie, ce qui entraîne une perte de lithium cyclable, un taux plus élevé d'attrition du matériau actif [Santhanagopalan08], [Santhanagopalan13] et une augmentation de la résistance de transfert de charge à l'interface électrode-électrolyte (SEI), notamment sur l'anode [Du17], [Ma18]. Dans le temps, ces phénomènes produisent une perte de capacité, une augmentation de la résistance interne et une réduction du cycle de vie des batteries [Dinçer17]. En outre, lorsque les batteries sont fabriquées défectueuses ou mal manipulées, les très hautes températures peuvent produire un emballement thermique. Durant ce phénomène, les hautes températures déclenchent des réactions exothermiques dans les batteries. Ces réactions dégagent encore plus de chaleur et favorisent à leur tour l'augmentation de la température. Lorsque la génération de chaleur dépasse l'endurance thermique des batteries, un incendie ou des explosions peuvent se produire [Wang12].

Pour des raisons de sécurité, des systèmes de gestion thermique de batterie (BTMS) sont implémentés pour adresser les aspects thermiques [Arora18]. Évidemment, la consommation d'énergie de ces systèmes dépend des conditions de fonctionnement de la batterie. Or, l'énergie utilisée pour la gestion thermique pendant la conduite vient de la batterie elle-même, ce qui accélère sa décharge. Une stratégie acceptée dans les régions froides est l'utilisation du chargeur pour préchauffer la batterie avant de conduire [Ji13b]. De plus, l'augmentation de la résistance interne à basse température augmente aussi les pertes. Cette chaleur de pertes peut aussi servir à chauffer la batterie. Cet effet est appelé le « *self-heating* » (auto-échauffement) de la batterie [Dinçer17].

1.2.2 Impact sur le sous-système de traction

La consommation d'énergie du sous-système de traction dépend de la puissance nécessaire pour accélérer le véhicule et pour vaincre les forces de résistance à l'avancement. Ces forces

sont la résistance au roulement, la traînée aérodynamique et la résistance à la montée [Ehsani18]. Cette dernière dépend seulement de la masse du véhicule et de la pente. Ainsi, les conditions ambiantes ne l'affectent pas.

La résistance au roulement est liée au pneu et à la route. Tout d'abord, lors de la conduite, le composé de caoutchouc d'un pneumatique se déforme continuellement, puis reprend sa forme d'origine, dans un processus d'hystérésis (Fig. I.6). Ce phénomène dépend principalement de la structure, du matériau et de la pression de gonflage du pneumatique [Heißing11]. Deuxièmement, l'impact de la route sur la résistance au roulement est lié à sa composition (ex. asphalte, gravier, sable, etc.) et à ses conditions (ex. présence d'eau, neige, boue, etc.). Puisqu'il est très difficile de les étudier séparément, un coefficient de résistance au roulement k_{roll} est utilisé pour considérer les effets combinés des pneumatiques et de la route [Crolla09], [Ehsani18]. L'impact des conditions climatiques sur la résistance au roulement (et sur k_{roll}) est donc lié aux conditions de la route et à la pression (et température) des pneumatiques [Heißing11]. En outre, des problèmes de stabilité pourraient survenir en hiver en raison d'une faible adhérence sur des routes glissantes. Pourtant, l'utilisation de pneus d'hiver appropriés réduit considérablement ce type de problème.

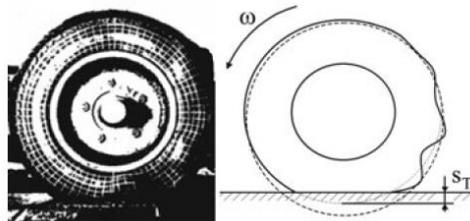


Fig. I.6 : Déformation d'un pneu lors de la conduite [Heißing11].

La traînée aérodynamique est la résistance de l'air au mouvement du véhicule. Cette force est fonction, entre autres variables, de la densité de l'air [Heißing11]. Pour un gaz, la densité est fonction de sa température et de sa pression [Çengel15a]. De plus, l'air atmosphérique est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. Ainsi, la densité de l'air dépend de sa température et de son humidité absolue (rapport de la masse de vapeur d'eau à la masse d'air sec) [ASHRAE17].

La Fig. I.7 montre la variation de la densité de l'air sec et saturé (100% d'humidité) avec la température (au niveau de la mer). Elle montre aussi qu'aux basses températures, la différence entre les densités de l'air sec et humide est négligeable. De plus, la Fig. I.8 montre la variation de la puissance de résistance aérodynamique pour différentes températures. On constate qu'aux

basses vitesses, la variation de cette puissance avec la température est négligeable ; puis, elle augmente.

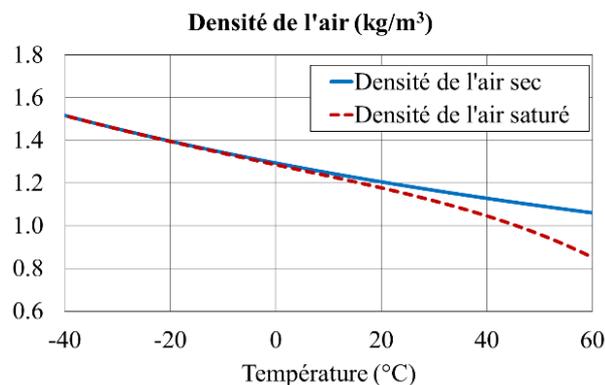


Fig. I.7 : Densité de l'air en fonction de la température.

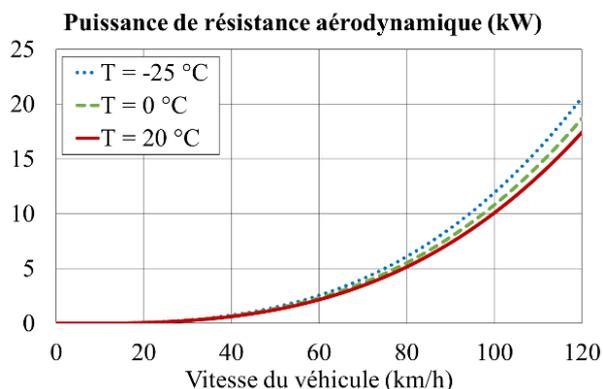


Fig. I.8 : Puissance de résistance aérodynamique.

I.2.3 Impact sur le sous-système de confort thermique

L'impact des conditions climatiques sur la consommation du sous-système de confort est direct : le chauffage est nécessaire en hiver, et la climatisation peut être nécessaire en été. Le sous-système de chauffage, ventilation et conditionnement d'air (CVCA) sert à contrôler le confort thermique de l'habitacle, ainsi qu'à assurer la visibilité durant la conduite (désembuage et dégivrage) [Qi14].

Durant l'été, la solution dominante pour les systèmes de climatisation automobile est le cycle de réfrigération à compression de vapeur [Zhang16], [Thuez17]. La structure de base de ce système est composée de deux échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur), d'un compresseur, d'un détendeur et d'un réfrigérant en tant que fluide de travail [Çengel15a]. Le cycle de réfrigération utilisé dans les VEs est le même que dans les véhicules conventionnels, à la différence que le compresseur est entraîné électriquement au lieu de mécaniquement [Zhang18a].

En hiver, les véhicules conventionnels profitent de la chaleur de pertes produite par leurs moteurs à combustion interne. Au contraire, les véhicules électriques utilisent l'énergie stockée dans la batterie pour produire de la chaleur [Zhang18a]. Dans les VEs, la chaleur peut être produite soit avec des résistances électriques, soit avec une pompe à chaleur (PàC). Le chauffage électrique se fait principalement avec des thermistances à coefficients de température positifs (CTP) [Musat10], [Park18]. Ces appareils peuvent être utilisés soit pour chauffer directement l'air rentrant dans l'habitacle, soit pour chauffer un liquide réfrigérant, qui chauffe

alors l'air rentrant dans l'habitacle (chauffage indirect) [Zhang18a]. Même si seulement le chauffage électrique est capable de chauffer l'habitacle, il a un impact énorme sur la consommation d'énergie, et donc sur l'autonomie d'un VE [Peng16], [Horrein16].

La deuxième solution pour le chauffage de l'habitacle consiste à utiliser un cycle de réfrigération à compression de vapeur réversible : une pompe à chaleur [Zhang18a]. Le premier avantage de cette solution est qu'elle peut être utilisée pour climatiser en été et pour chauffer en hiver. Le deuxième avantage est que, selon les lois de la thermodynamique, le coefficient de performance (COP) d'une pompe à chaleur est supérieur à 1 [Çengel15a]. Ainsi, il est plus économe en énergie qu'un chauffage électrique. Cependant, les performances de pompes à chaleur sont considérablement réduites à des températures ambiantes très basses [Kim12], [Çengel15a]. Au-dessous d'une certaine température, une PàC arrête même d'être fonctionnelle. De ce fait, les systèmes de chauffage hybrides ajoutent un chauffage électrique auxiliaire au système de pompe à chaleur [Kim12].

Quel que soit le système CVCA mis en œuvre, sa consommation d'énergie dépend de la quantité de chaleur qui doit être ajoutée ou évacuée de l'habitacle, et cela dépend des conditions ambiantes. Selon le système CVCA et le cycle de conduite, l'autonomie d'un véhicule électrique peut diminuer de plus de 50% en raison du confort thermique [Jeffers15], [Lajunen20], [Desrevaux20a]. Pour réduire cet impact, l'habitacle peut aussi être préconditionné lorsque le véhicule est connecté au chargeur. Selon les conditions ambiantes et le temps de préconditionnement, l'énergie demandée de la batterie peut réduire entre 3% et 14% [Kambly15], [Lindgren16], [Nerling16].

Finalement, certains BTMSs intègrent la gestion thermique du pack batterie avec la climatisation de l'habitacle [Thuez17], [Lajunen18], [Kim19]. Cela se fait soit avec un système central de pompe à chaleur et plusieurs circuits de refroidissement pour la distribution de chaleur, soit en recirculant l'air conditionné de l'habitacle dans le pack de batteries [Chowdhury18].

I.2.4 Bilan de l'impact combiné des conditions climatiques sur un VE

La réduction des performances de la batterie et l'augmentation de la consommation des sous-systèmes de traction et de confort pourraient réduire fortement l'autonomie des VEs. De plus, l'impact des conditions ambiantes est différent pour chaque sous-système, et les facteurs ambiants n'ont pas toujours les mêmes effets : certains sont opposés, d'autres s'amplifient

mutuellement. Par exemple, dans une journée d'hiver ensoleillée, la température ambiante a un effet refroidissant, tandis que le soleil a un effet chauffant.

Dans ce cadre, un outil de simulation flexible peut servir à quantifier l'impact énergétique des différentes conditions ambiantes sur chaque sous-système d'un VE, à estimer la consommation d'énergie en considérant la région d'utilisation et à déterminer quelles mesures peuvent être prises pour améliorer les performances énergétiques.

I.3 Modélisation et simulation des systèmes énergétiques

Un véhicule électrique peut être considéré comme un système énergétique qui interagit avec son environnement. Dans cette sous-partie, les approches existantes pour étudier la consommation d'énergie de ce système sont présentées.

I.3.1 Approches pour étudier la consommation d'énergie d'un VE

Deux approches peuvent être utilisées pour étudier l'impact des conditions climatiques sur la consommation d'énergie d'un VE : des études statistiques sur des flottes de véhicules et les simulations numériques. Les études statistiques peuvent donner une vision globale des performances des VEs en fonction de certaines conditions (ex. température ambiante, type de ville, etc.) [Zhang20]. Ce type d'étude peut aboutir à des informations pertinentes sur le comportement des usagers (ex. types de conduite, habitudes de recharge, heures de conduite, etc.) [Khoo14]. Ces données peuvent être utilisées, par exemple, pour un dimensionnement optimal de batteries selon la région, pour le développement d'un réseau électrique ou pour le développement urbain d'une région [Xu20]. Par rapport à l'impact des conditions climatiques, une étude statistique réalisée par FleetCarma© sur 7375 parcours de Nissan Leaf à différentes températures ambiantes a montré une réduction de l'autonomie de 60% à -25 °C par rapport à 20 °C [Allen14]. Bien que cette approche permette d'observer l'impact global de la température sur la consommation, elle ne permet pas d'analyser les effets de chaque cause potentielle. De même, cette approche demande un grand temps d'expérimentation pour construire les bases de données à étudier.

D'autre part, les simulations numériques permettent la réalisation d'études détaillées, répétables et découpées sur différents scénarios. Cette approche représente aussi une économie de temps et de ressources, car la réalisation des parcours réels sur un vrai véhicule est uniquement nécessaire dans les phases de validation. Un outil de simulation d'un VE et son environnement peut donc servir à :

- Réaliser des estimations de consommation sous différentes conditions climatiques.
- Identifier (et quantifier) les facteurs qui impactent le plus cette consommation.
- Évaluer les avantages des possibles mesures à prendre pour améliorer les performances.

De plus, ces outils permettent l'analyse d'autres éléments importants liés au fonctionnement de VEs, comme l'évolution de la température du pack de batteries lors de la conduite, les limitations physiques des composants ou la commande des sous-systèmes. De ce fait, les outils de simulation sont considérés essentiels pour optimiser la conception et les performances de VEs, notamment en considérant des vraies conditions de conduite [Lajunen20]. Néanmoins, le développement de ce type d'outil nécessite un grand effort de modélisation et, par définition, leur précision ne peut pas atteindre 100%.

I.3.2 Méthodologies pour la modélisation, organisation et simulation de systèmes énergétiques

Le développement d'un outil de simulation d'un système énergétique commence par la modélisation des différents sous-systèmes. Un **modèle** est une description du comportement d'un système. Cette description peut être réalisée à l'aide de données expérimentales, via des tableaux de consultations et cartographies, ou avec des équations mathématiques [Chan10]. De nombreux modèles, variants en approche, précision et complexité, peuvent décrire le même système. Par exemple, les modèles mathématiques peuvent être linéaires ou non linéaires, déterministes ou stochastiques, discrets ou continus, dynamiques ou statiques, etc. [Banerjee14]. Alors, le choix du type de modèle dépend de l'objectif de l'étude. En fonction des objectifs et des phénomènes que l'on désire étudier, le niveau de granularité et les hypothèses simplificatrices sont définis.

Un véhicule électrique peut être considéré comme un système complexe, composé de différents sous-systèmes. Il existe deux grandes approches pour étudier ce type de système : l'approche cartésienne et l'approche systémique [Astier12]. Dans l'**approche cartésienne**, les différents sous-systèmes peuvent être étudiés de façon indépendante, car il est considéré que les interactions entre eux sont assez faibles. Au contraire, l'**approche systémique** considère qu'une action d'un sous-système *A* sur un sous-système *B*, provoque une réaction du second sur le premier (principe d'action-réaction) [Bouscayrol00]. Ainsi, cette approche permet d'étudier l'interaction dynamique entre les différents sous-systèmes et avec l'environnement.

L'approche systémique peut être aussi divisée en deux : l'approche cybernétique et l'approche cognitive [Chan10]. Dans l'**approche cybernétique**, le fonctionnement physique

du système étudié n'est pas forcément connu, et l'on s'intéresse notamment aux interactions entre les sous-systèmes (principe de boîte-noire). De ce fait, des « modèles de comportement », basés sur des tests d'identification, sont utilisés. Au contraire, **l'approche cognitive** utilise des « modèles de connaissance », basés sur les lois de la physique des différents sous-systèmes. Ainsi, cette approche utilise des équations mathématiques pour décrire les différents phénomènes physiques.

La modélisation mathématique d'un système complexe requiert la modélisation des différents composants et sous-systèmes. De plus, chaque modèle mathématique va être composé des paramètres et des variables d'entrée et de sortie. Il est donc nécessaire de les organiser de façon cohérente, afin de pouvoir les interconnecter. Or, lorsque la complexité et le nombre des sous-systèmes sont importants, la définition des bonnes variables d'entrée et de sortie peut devenir un défi. Dans ce cadre, les formalismes de **représentation** servent à organiser et interconnecter les différents modèles selon leurs propres philosophies et règles [Chan10]. Ces formalismes peuvent être mathématiques (ex. représentation d'états) ou graphiques (ex. schéma bloc, Bond Graph, Représentation Énergétique Macroscopique).

Les formalismes de représentation peuvent respecter ou pas le **principe de causalité** : la sortie (l'effet) d'un système est toujours en retard par rapport à l'entrée (la cause) [Iwasaki94]. Ce principe est aussi lié à la notion de stockage d'énergie [Hautier04]. En effet, il faut une variation d'énergie pour qu'un système puisse changer d'état. Donc, le retard entre une cause et un effet est attribué aux phases d'accumulation d'énergie. D'un point de vue mathématique, seulement les fonctions intégrales sont capables de respecter le principe de causalité. Or, les équations mathématiques utilisées pour décrire un phénomène peuvent être exprimées avec des fonctions dérivées (non causales) ou des fonctions intégrales (causales). Bien que les deux approches soient correctes mathématiquement, le non-respect de la causalité peut représenter un problème lors du développement de la commande du système [Bouscayrol05]. En effet, une structure de commande agit sur un système réel, lequel doit respecter le principe de causalité [Bouscayrol12].

Le respect ou pas du principe de causalité peut entraîner des **conflits d'association** entre les différentes variables d'entrée et de sortie [Bouscayrol12]. Les modèles causaux sont basés seulement sur des fonctions intégrales. Donc, les variables d'entrée et de sortie sont fixes, ce qui peut entraîner un conflit d'association quand deux éléments veulent imposer la même variable (ex. deux inductances en série voudraient imposer deux courants différents). Au contraire, les modèles non-causaux peuvent utiliser des fonctions intégrales et dérivées. Dans

ces modèles, les variables d'entrée et de sortie sont flottantes, et elles sont définies en fonction des éléments à interconnecter.

En général, il existe deux approches de représentation pour les systèmes multi-domaines : les représentations structurelles et les fonctionnelles [Bouscayrol05], [Gawthrop07]. Les **représentations structurelles** organisent un système en respectant leur topologie. Du point de vue de l'utilisateur, les outils de simulations basées sur ce type de représentation sont attrayants, car chaque composant est représenté par sa structure physique réelle. Ainsi, ils sont relativement faciles à utiliser. De plus, ces outils proposent des bibliothèques intégrées de composants, avec leurs modèles correspondants déjà construits. Donc, les simulations d'un système complet se font assez rapidement. Cependant, le respect strict de la structure du système peut entraîner un non-respect du principe de causalité lors de l'interconnexion des éléments. De ce fait, ces outils nécessitent généralement des compilateurs assez puissants, afin de résoudre les éventuels problèmes de modélisation, ce qui pourrait augmenter le temps de simulation [Chan10]. Des exemples des logiciels de simulation basés sur cette représentation incluent ADVISOR [Wipke99], Dymola [DS21], et AMESim [Siemens21].

D'autre part, les **représentations fonctionnelles** organisent un système en mettant en évidence la fonction de leurs composants, plutôt qu'en respectant strictement la structure de leur système. Avec cette approche, le principe de causalité peut bien être respecté. Bien que cette approche demande un effort de modélisation plus important, elle permet une intégration causale des modèles multi-domaines et le développement systématique d'une structure de commande [Bouscayrol12]. De plus, la construction d'un outil de simulation avec une représentation fonctionnelle pourrait aussi donner plus de flexibilité lors du choix des hypothèses, car les modèles mathématiques doivent être construits et/ou modifiés par l'utilisateur lui-même. Finalement, [Husar19] montre que les simulations basées sur ce type de représentation pourraient réduire le temps de simulation. En effet, les problèmes de modélisation doivent être résolus pendant la phase de modélisation et non par le compilateur du simulateur [Chan10].

Finalement, il existe deux approches pour la simulation des systèmes énergétiques : l'approche inverse (ou backwards) et l'approche directe (ou forward). Dans l'**approche « backwards »**, le système part de la conséquence pour remonter jusqu'à la cause. De ce fait, cette approche ne respecte pas le principe de causalité. Par exemple, dans une simulation de chaîne de traction, un profil de vitesse serait imposé en entrée, et l'énergie nécessaire pour

respecter ce profil serait directement calculée comme sortie du système. Un défaut de cette approche est qu'elle néglige les limitations physiques du système [Mayet18], [Desreveux19].

Au contraire, dans l'approche « **forward** », le système part de la cause vers la conséquence. Cette approche peut donc être représentée de façon causale et requerrait une structure de commande. Dans l'exemple de simulation d'une chaîne de traction, un profil de vitesse de référence serait imposé comme entrée dans la commande, et le système suivrait le profil si et seulement s'il en est capable. De même, l'énergie calculée sera influencée par les éventuelles limitations. La Fig. I.9 montre la différence entre les deux approches [Desreveux19].

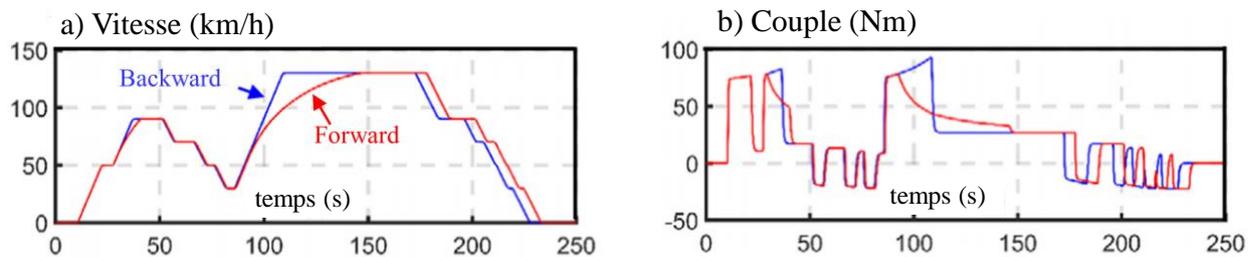


Fig. I.9. Comparaison entre les approches backward et forward [Desreveux19]. a) Vitesse du véhicule. b) Couple de la machine électrique.

Finalement, la Fig. I.10 montre un bilan des étapes principales pour le développement d'un outil de simulation d'un système énergétique (ex. un véhicule électrique) avec une approche systémique et cognitive.

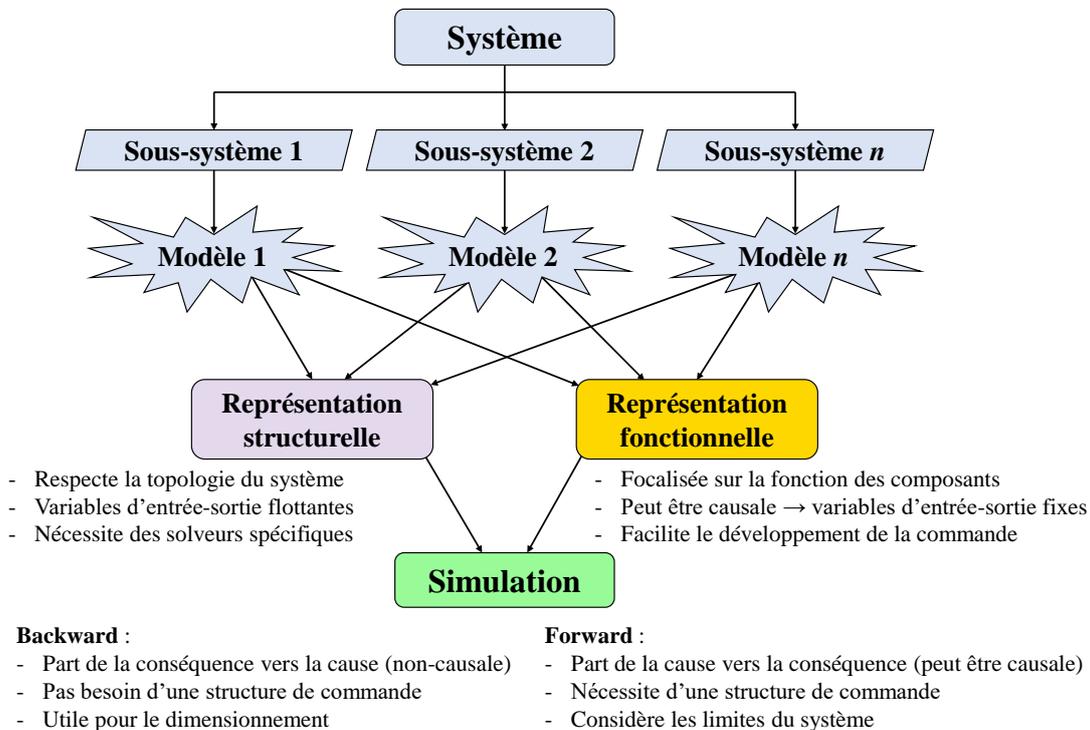


Fig. I.10. Étapes principales pour le développement d'un outil de simulation.

I.3.3 Représentation Énergétique Macroscopique pour une organisation fonctionnelle

La Représentation Énergétique Macroscopique est un formalisme graphique, basé sur une approche systémique et cognitive, pour une organisation fonctionnelle de modèles [Bouscayrol00], [Bouscayrol12]. La REM est spécialisée pour l'organisation causale des modèles et pour le développement systématique de la structure de commande de systèmes multi-domaine complexes. Ce formalisme a déjà été utilisé pour la modélisation, la commande et la gestion d'énergie de la chaîne de traction de véhicules électriques [Horrein16], [Desrevaux20a], hybrides [Letrouvé13a], [Lhomme17] et pile à combustible [Boulon11], [Solano11], [Depature17a]. Elle a aussi été utilisée pour le développement des émulateurs de puissance [Pam20] et pour l'étude de réseaux ferroviaires [Allègre10], [Mayet14].

Dans la REM, chaque élément du système est représenté par un pictogramme, selon leur fonction énergétique (*cf.* Annexe A). Les pictogrammes peuvent représenter des sources d'énergie (ovales verts), accumulation d'énergie (rectangle orange barré), conversion d'énergie mono-domaine (carré orange) ou multi-domaine (cercle orange) et distribution d'énergie mono-domaine ou multi-domaine (carrés ou cercles orange superposés).

De plus, le formalisme REM respecte le principe de causalité physique. Ce principe est pris en compte dans les éléments d'accumulation, qui imposent les variables énergétiques du système. Ainsi, les variables d'entrée et de sortie sont définies de manière systématique. Cette approche facilite l'organisation des modèles d'un système complexe, ainsi que le développement d'une structure de commande.

De même, le principe d'action et de réaction (associé à l'approche systémique) est représenté par les deux flèches qui relient les différents pictogrammes. Le produit d'une variable potentielle et d'une variable cinétique (qui peuvent être soit d'action, soit de réaction) donne toujours la puissance instantanée échangée entre les éléments. De ce fait, toute puissance échangée entre deux composants du système peut être facilement quantifiée. Le Tableau I.1 montre la nomenclature de variables potentielles et cinétiques selon le domaine de la physique considéré.

Tableau I.1 : Variables énergétiques pour quelques domaines de la physique.

Domaine physique	Variable cinétique	Variable potentielle
Électrique	Courant i [A]	Tension u [V]
Mécanique (translation)	Vitesse longitudinale v [m/s]	Force F [N]
Mécanique (rotation)	Vitesse de rotation Ω [rad/s]	Couple Γ [N-m]
Fluidique	Débit volumique \dot{V} [m ³ /s]	Pression P [Pa]
Thermique (transfert de chaleur)	Flux d'entropie \dot{S} [J/(K-s)]	Température T [K]
Thermo-fluidique (débit massique)	Débit massique \dot{m} [kg/s]	Enthalpie massique h [J/kg]

Pour le domaine électrique, la puissance \dot{W}_{elec} est obtenue des variables de tension u et du courant i (I.1). Pour le domaine mécanique, la puissance \dot{W}_{mec} est obtenue soit des variables de force F et vitesse longitudinale v , soit des variables de couple Γ et vitesse de rotation Ω (I.2).

$$\dot{W}_{elec} = ui \quad (I.1)$$

$$\dot{W}_{mec} = \begin{cases} Fv \\ \Gamma\Omega \end{cases} \quad (I.2)$$

Pour le domaine fluidique (hydraulique ou pneumatique), la puissance \dot{W}_{fl} est obtenue des variables de pression P et du débit volumique \dot{V} (I.3).

$$\dot{W}_{fl} = P\dot{V} \quad (I.3)$$

Du côté thermique, le taux de transfert de chaleur \dot{Q} est normalement utilisé directement dans les modélisations. Pourtant, la variable \dot{Q} décrit déjà une puissance thermique. Donc, le modèle classique est modifié pour l'adapter au formalisme REM : la puissance doit être le produit des variables d'action et de réaction. Dans ce but, la propriété entropie S est utilisée. Cette approche a déjà été considérée par [Boulon09] et [Horrein15] pour la REM, et par [Herwig18] de manière générale. Donc, le taux de transfert de chaleur \dot{Q}_{tc} (lié à un processus de conduction, convection ou radiation) est le produit du flux d'entropie \dot{S} et de la température d'un corps T (I.4).

$$\dot{Q}_{tc} = T\dot{S} \quad (I.4)$$

Finalement, le taux de transfert d'énergie lié à un débit massique \dot{Q}_{mass} est obtenu des variables du débit massique \dot{m} et de l'enthalpie massique du fluide h [Çengel15a] (I.5).

$$\dot{Q}_{mass} = \dot{m}h \quad (I.5)$$

Pour un fluide, l'enthalpie massique h est une « combinaison de propriétés », qui relie l'énergie interne u_{int} (liée à sa température) et le travail nécessaire pour le déplacer (liée à sa

pression P et son volume massique v_m) [Çengel15a] (I.6). De ce fait, l'enthalpie massique est considérée comme une variable potentielle.

$$h = u_{int}(T) + Pv_m \quad (\text{I.6})$$

Plus de détails sur la représentation des flux thermiques avec la REM se trouvent dans l'Annexe B.

I.4 Cahier des charges de la thèse

Cette sous-partie vise à définir le cahier des charges du projet de recherche. Pour ce faire, l'objectif de la thèse est d'abord défini. Ensuite, le positionnement des travaux est présenté. Finalement, la méthodologie, les outils de travail et les limitations de l'étude sont décrits.

I.4.1 Objectif de la thèse

L'autonomie des VEs varie fortement avec les conditions climatiques. De plus, l'impact des conditions ambiantes est différent pour chaque sous-système, et les facteurs ambiants n'ont pas toujours les mêmes effets : certains sont opposés, d'autres s'additionnent.

Un outil de simulation basé sur une approche systémique peut servir à étudier la consommation d'énergie des VEs, tout en considérant les interactions dynamiques entre chaque sous-système et avec l'environnement. Néanmoins, le développement d'un tel outil est un défi en raison de la taille et du caractère multi-physique du système.

Ainsi, l'objectif principal de cette thèse est de développer un outil de simulation flexible d'un VE dans son environnement. L'outil doit permettre d'estimer la consommation d'énergie sous différents scénarios et conditions climatiques. De plus, il doit être facilement adaptable aux caractéristiques du VE et au climat de la région à étudier. Cela implique notamment la température ambiante, l'humidité relative de l'air et les conditions du ciel.

Outre l'objectif principal, ce travail vise deux sous-objectifs. Le premier est le développement d'un modèle interconnecté d'un véhicule électrique, en suivant une approche systémique. Pour ce faire, un modèle électrothermique du pack de batteries est utilisé pour considérer la variation de sa résistance interne avec la température de fonctionnement et l'état de charge. Un modèle du chargeur est aussi inclus pour étudier la recharge et les avantages du préconditionnement. Un modèle de l'habitacle et de son environnement est aussi développé. Ce modèle est couplé à celui d'un sous-système CVCA, composé d'une pompe à chaleur réversible et d'un chauffage électrique. Enfin, tous ces modèles sont couplés à celui de la chaîne de traction (avec sa commande et sa stratégie de freinage régénératif). L'organisation et

l'interconnexion des modèles est réalisé de façon causale à l'aide de la REM. Ainsi, les interactions dynamiques entre chaque sous-système et l'influence des conditions climatiques sont considérées dans le même simulateur. La granularité de modèles utilisés doit représenter un compromis acceptable entre précision, complexité et temps de calcul. Finalement, la précision des modèles est vérifiée soit à travers des tests expérimentaux sur une voiture électrique réelle et sur différents scénarios, soit en faisant des comparaisons théoriques avec d'autres études.

Le deuxième sous-objectif est de mettre en évidence la pertinence de l'outil développé. Pour ce faire, le simulateur est utilisé pour réaliser trois études énergétiques à titre d'exemple. La première consiste à estimer l'impact des conditions ambiantes sur chaque sous-système d'un VE. La deuxième étude vise à estimer la variation annuelle de la consommation d'énergie avec les conditions climatiques. La dernière étude porte sur l'impact énergétique du préchauffage. Dans cette étude, l'augmentation de la consommation totale d'énergie est comparée à celle de l'autonomie en hiver.

I.4.2 Positionnement des travaux

D'un point de vue énergétique, un VE peut être décrit par trois sous-systèmes principaux : le stockage d'énergie, la chaîne de traction (avec ses auxiliaires) et le sous-système de confort. De ce fait, le développement de l'outil de simulation passe par la modélisation de chaque sous-système, ainsi que par leur interconnexion. La modélisation de chacun de ces sous-systèmes a été largement étudiée dans la littérature. En effet, une myriade de modèles, variés en approche, complexité et précision, a déjà été développée pour étudier l'impact de la température sur les batteries Li-ion [Ji13a], [Jaguemont16c], [Dinçer17], [German20] ; le sous-système de confort des véhicules de passagers [Marcos14], [Torregrosa15], [Zhang16], [Lajunen20] ; et les chaînes de traction électrique [Ehsani18], [Hayes18], [Desreuveaux19]. Néanmoins, la grande majorité de ces modèles ne sont pas interconnectés avec le reste des sous-systèmes, ce qui rend difficile d'étudier l'impact des conditions climatiques sur la consommation globale d'énergie.

Travaux précédents au L2EP

Plusieurs modèles de chaînes de traction pour différents types véhicules électriques ont déjà été développés et comparés au L2EP. Dans [Verhille07] et [Mayet16], des modèles pour des systèmes ferroviaires ont été étudiés. Des modèles pour de véhicules électriques, hybrides et pile à combustible ont été développés dans les thèses de [Letrouvé13b], [Horrein15],

[Dépature17b] et [Desreveaux20a]. Ces quatre études ont aussi été réalisées dans le cadre du réseau MEGVEH¹⁰ [MEGEVH21]. Finalement, des modèles des voitures thermiques ont été étudiés dans [Noura18] et [Desreveaux20b]. Dans les travaux mentionnés, des modèles quasi-statiques sont normalement utilisés en raison du bon compromis entre précision et temps de simulation.

Par rapport au système de confort, dans sa thèse, [Horrein15] a développé un modèle simplifié d'habitacle pour une voiture hybride en considérant deux inerties thermiques équivalentes : l'air de l'habitacle et une paroi équivalente. Dans ce travail, un chauffage électrique et la chaleur dégagée par le moteur à combustion interne ont été considérés. Seulement des scénarios d'hiver à Lille ont été étudiés. Ensuite, dans sa thèse, [Desreveaux20a] a couplé ce modèle d'habitacle avec un modèle (et la commande) d'une pompe à chaleur réversible pour un VE.

Concernant les batteries Li-ion, [German20] a développé un modèle électrothermique d'une batterie LFP (Lithium-Fer-Phosphate) en se basant sur une représentation de Thévenin. Ce modèle a été couplé à celui du sous-système de traction pour étudier l'évolution de la température de la batterie durant la conduite. L'impact des basses températures ambiantes n'a pas encore été considéré.

Travaux précédents à l'IRH

Les travaux précédents à l'IRH concernant cette thèse sont liés au fonctionnement des batteries Li-ion dans des conditions hivernales. Dans sa thèse, [Jaguemont15] a développé un modèle complet d'un pack de batteries Li-ion, décrivant le comportement électrique et thermique, ainsi que le vieillissement (Fig. I.11) [Jaguemont16a].

Cette recherche a porté sur un pack de batteries constitué des cellules LiFeMnPO_4 , d'une capacité nominale de 100 Ah et d'une tension nominale de 3,2 V [Jaguemont16c], [Jaguemont16d]. Le modèle électrique est aussi basé sur la représentation de Thévenin d'une cellule. Le modèle thermique prend en compte l'auto-échauffement de la batterie dû au fonctionnement normal, un système de gestion thermique basé sur des coussins chauffants, et les transferts de chaleur avec l'air ambiant. Finalement, une approche semi-empirique, basée sur plusieurs tests expérimentaux, a été utilisée pour développer un modèle de vieillissement. Ce modèle est capable d'estimer la perte de capacité et l'augmentation des résistances internes due au vieillissement accéléré lors du fonctionnement à basse température [Jaguemont16b].

¹⁰ Modélisation Énergétique et Gestion d'Énergie des Véhicules Hybrides et électriques

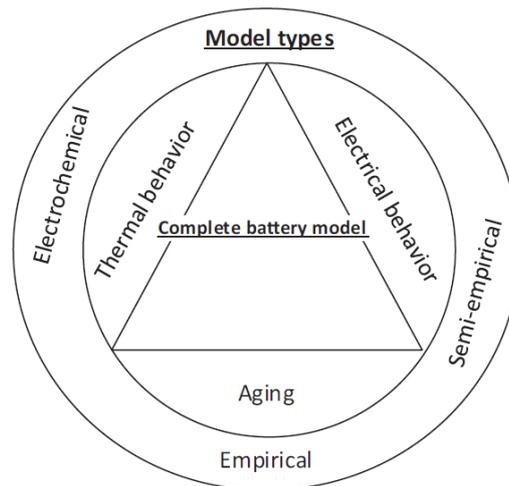


Fig. I.11. Structure du modèle de batterie développé à l'IRH [Jaguemont16a].

Travaux parallèles à l'international

Plusieurs projets internationaux sur la modélisation et la simulation multi-domaines des véhicules électrifiés sont menés parallèlement à cette thèse. Premièrement, le projet Vision-xEV [VxEV20] vise à réduire le temps et le coût de développement de VEs. Pour ce faire, ils développent des modèles détaillés des différents composants des véhicules sur des logiciels dédiés (suivant une approche structurelle). Puis, ils développent des simplifications et interconnectent les différents modèles dans le cadre de la co-simulation¹¹.

Deuxièmement, le projet PANDA [Panda20] vise aussi à réduire le temps de développement de VEs. Pour ce faire, ils travaillent sur une organisation unifiée des modèles, afin de les intégrer de façon transparente aux tests virtuels et réels. Ce projet utilise la REM pour une organisation fonctionnelle de modèles.

Troisièmement, le projet QUIET [Quiet20] vise à développer un VE plus économe en énergie. Pour ce faire, ils travaillent sur une gestion efficace de l'énergie, sur la possibilité d'utiliser des matériaux plus légers et plus isolants, et sur l'utilisation des matériaux à changement de phase pour optimiser le sous-système CVCA. Concernant la modélisation et simulation du système, ce projet se base aussi sur une représentation structurelle de modèles.

Positionnement de la thèse

La réalisation d'études énergétiques sous différents scénarios avec l'approche numérique requiert l'utilisation d'un outil de simulation. En effet, il existe déjà plusieurs outils

¹¹ Co-simulation : Utilisation de plusieurs outils de simulation en même temps. Les sorties d'un outil, deviennent des entrées pour un autre.

commerciaux qui peuvent réaliser cette tâche. Cependant, ces outils sont surtout basés sur une représentation structurelle de modèles. Dans cette thèse, l'outil de simulation est développé en suivant une approche fonctionnelle et à l'aide de la REM. Ainsi, une interconnexion causale des modèles des différents sous-systèmes peut être assurée. De plus, le développement des structures de commandes nécessaires peut être réalisé de façon systématique. Certes, ce choix représente un effort de modélisation plus important. Néanmoins, il permet aussi d'avoir plus de flexibilité lors du choix des hypothèses, car les différents modèles mathématiques doivent être définis à l'avance, au lieu d'être pris des bibliothèques intégrées.

La plupart des modèles du sous-système de traction existants négligent l'impact des conditions ambiantes (ex. augmentation de la densité de l'air), ainsi que les possibles limites d'énergie récupérable au freinage lors d'une basse température de batterie. Ces conditions sont considérées dans ce travail.

Les modèles d'habitacle déjà développés au L2EP considèrent deux inerties thermiques équivalentes : l'air de l'habitacle et une paroi équivalente. Dans ce travail, un modèle plus détaillé est ciblé. Les masses internes (c.-à-d. tableau de bord, sièges, volant, etc.) représentent un gain thermique très important lors des journées ensoleillées [Torregrosa15], et donc leur dynamique thermique sera considérée. De plus, puisque les coefficients de transfert de chaleur par convection varient avec les températures des corps en contact [ASHRAE17], l'approche de paroi équivalente sera modifiée pour séparer les murs et les fenêtres. Ainsi, leurs inerties thermiques sont considérées indépendamment.

De plus, [Marcos14] et [Brèque17] ont montré que la position variable du soleil pendant la journée (vecteur solaire), ainsi que les échanges de chaleur par radiation avec le ciel et entre les surfaces internes jouent un rôle important dans l'évolution de la température de l'air de l'habitacle. Ainsi, ces phénomènes sont également considérés.

D'autre part, le modèle du sous-système CVCA ciblé considère l'impact de l'humidité de l'air [Zhang16], les limitations physiques liées au fonctionnement des pompes à chaleur à basse température [Kim12], et le contrôle de la température de l'air qui rentre dans l'habitacle. La prise en compte de cette température est importante pour bien vérifier l'estimation des besoins thermiques dans l'habitacle, ainsi que la commande du sous-système CVCA.

Par rapport au pack de batteries Li-ion, un modèle électrothermique basé sur ceux déjà développés au L2EP et à l'IRH est utilisé pour considérer le fonctionnement à basse

température, ainsi que le chauffage durant la conduite et l'impact du préchauffage. Ce modèle est adapté au pack de batteries du VE étudié.

Comme mentionné auparavant, une myriade de modèles des différents sous-systèmes a déjà été développée, mais peu d'entre eux ont été interconnectés. Cela est premièrement dû à la nature multi-domaine de ces différents modèles. En effet, un certain niveau de maîtrise de plusieurs domaines de la physique est nécessaire pour modéliser les différents sous-systèmes et leurs interactions avec l'environnement. Les domaines principaux impliqués dans cette thèse sont :

- L'électrique : concerne les sous-systèmes de stockage et de traction, ainsi que l'interconnexion entre tous les sous-systèmes.
- La mécanique : concerne le sous-système de traction.
- La thermique : concerne les sous-systèmes de confort thermique et de stockage.

De plus, quelques domaines plus spécifiques sont aussi considérés pour l'étude de certaines conditions ambiantes. Par exemple, des concepts de thermo-fluides et de psychrométrie sont utilisés pour modéliser la circulation d'air dans le sous-système CVCA, ainsi que pour décrire l'air ambiant comme de l'air humide. De même, des concepts en ingénierie solaire sont utilisés pour considérer la variation du rayonnement solaire durant la journée.

Outre le domaine de la physique, la définition des bons niveaux de granularité des modèles est aussi essentielle pour le développement d'un outil de simulation flexible. Le niveau de granularité d'un modèle dépend de l'objectif de l'étude. Par exemple, un modèle dynamique d'une machine électrique est nécessaire pour étudier sa commande en temps réel, mais un modèle statique suffit pour étudier la consommation d'énergie [Mayet14].

En effet, une large plage de modèles des différents domaines de la physique est impliquée dans cette thèse. De ce fait, un compromis entre la précision des modèles, leur pertinence, leur complexité, le temps de calcul et la disponibilité des matériaux pour les validations est nécessaire. Ainsi, une partie importante de cette thèse est la définition des niveaux de granularité des modèles, tout en assurant la prise en compte des phénomènes nécessaires pour bien étudier l'impact des conditions climatiques sur la consommation d'énergie d'un VE.

Finalement, une organisation appropriée des modèles est requise pour interconnecter correctement tous les sous-systèmes. L'interconnexion causale de modèles multi-domaines des différents sous-systèmes à l'aide de la REM est aussi un point central dans cette thèse.

I.4.3 Méthodologie et limitations de l'étude

Méthodologie

Deux véhicules électriques sont utilisés comme référence dans cette étude : la Renault Zoé 2018 [Renault18] et la Nissan Leaf 2018 [Nissan18a]. La Renault Zoé est le véhicule principal de cette étude, car elle a été disponible pour la réalisation des tests de validation durant la plupart de ce projet (véhicule de référence pour CUMIN). La Nissan Leaf a été choisie, car elle est une des voitures électriques les plus commercialisées dans le monde. Sa structure peut donc être considérée comme une référence. Dans le cadre de CUMIN, une Nissan Leaf 2018 a aussi été acquise par L2EP vers la fin de cette thèse. L'Annexe C montre les paramètres principaux de ces deux véhicules.

La Fig. I.12 montre la méthodologie suivie pour développer un outil de simulation flexible d'un VE. Pour chaque sous-système du véhicule, la modélisation, la représentation et la commande sont réalisées. Ensuite, l'outil de simulation est développé sur le logiciel MATLAB & Simulink®. Une recherche extensive est aussi réalisée pour obtenir les données des paramètres à utiliser dans la simulation. Puis, des tests expérimentaux sur un vrai véhicule sont réalisés afin de valider l'outil de simulation. Pour ce faire, les mêmes scénarios de tests sont simulés et les résultats de simulation sont comparés aux mesures expérimentales. Si les résultats de simulation sont assez précis, l'outil est validé ; sinon, les hypothèses et/ou les

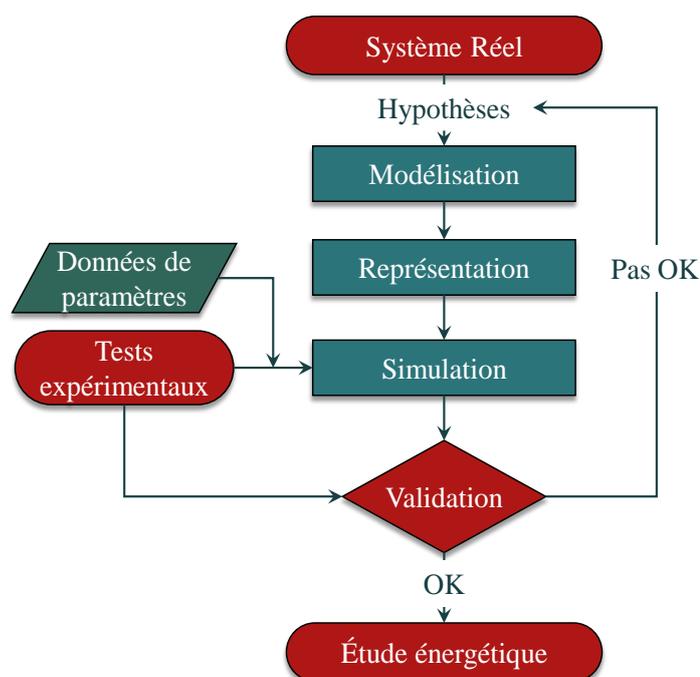


Fig. I.12. Organigramme de la méthodologie suivie.

modèles doivent être vérifiés. Une fois que l'outil de simulation est validé, il peut être utilisé pour réaliser différentes études énergétiques.

Dans cette thèse, la Représentation Énergétique Macroscopique est utilisée pour une organisation fonctionnelle de modèles. Ainsi, le système est étudié avec une approche systémique, cognitive et causale. Cette approche permet notamment de :

- Définir de façon systématique les variables d'entrée et de sortie pour les différents modèles.
- Quantifier facilement les échanges d'énergie entre chaque composant.
- Utiliser une approche « forward » pour considérer les limitations physiques des composants.
- Faciliter le développement des structures de commande pour contrôler certaines variables (ex. la température d'habitacle et la vitesse du véhicule).
- Capitaliser sur les travaux précédents réalisés au L2EP et à l'IRH, ainsi que servir de base pour de futurs travaux.

Limites de l'étude

Les conditions ambiantes d'un jour donné peuvent être décrites par plusieurs facteurs : température ambiante, humidité relative, rayonnement solaire, précipitations (pluie ou neige), rafales de vent, brouillard, etc. Certains de ces facteurs (ex. rafales de vent et brouillard) ont une très faible fréquence d'occurrence ; donc, ils sont négligés. De même, la condensation d'eau sur les fenêtres (buée) et les mode dégivrage et déshumidification sont aussi négligés. Ainsi, seulement le confort thermique de passagers (régulation de la température de l'habitacle) est considéré.

Les précipitations sont assez fréquentes et ont un impact important sur le sous-système de traction (conditions de la route) et de confort (besoins thermiques de l'habitacle et désembuage), ainsi que sur le comportement et le style de conduite du conducteur. Selon l'intensité des précipitations et les conditions de la route, l'ensemble de ces facteurs peut entraîner une surconsommation d'énergie de jusqu'à 30% [EC16]. En effet, des modèles empiriques peuvent être adoptés pour étudier l'impact de la pluie [Heißing11], [Ejsmont15] et de la neige [Shoop06]. Cependant, la quantification de l'impact de précipitations, ainsi que la validation expérimentale de ces modèles sont particulièrement difficiles à réaliser à cause du changement de style de conduite, et du caractère imprévisible et incontrôlable de ces phénomènes (ex. profondeur et état de la neige, millimètres d'eau, intensité de la pluie, etc.). Par conséquent, la pluie, la neige et les tempêtes ne sont pas considérées dans cette étude.

Le contact entre les pneus et la chaussée est aussi impacté par la température ambiante et celle du sol. Les possibles problèmes d'adhérence sont négligés en considérant l'utilisation des pneus d'hiver adéquates. De même, en considérant que l'utilisateur vérifie la pression de gonflage de ses pneus (*cf.* §I.2.2), l'impact de la température sur les pneus est aussi négligé. Dans cette thèse, la variation de la force de résistance à l'avancement est considérée selon la composition et état général de la route.

Ainsi, les conditions ambiantes considérées par sous-système étudié sont :

- Pour le sous-système de traction : température ambiante, humidité et état général de la route.
- Pour le pack de batterie : température ambiante.
- Pour le sous-système confort : température ambiante, humidité et conditions du ciel.

Par ailleurs, compte tenu des deux villes liées à cette thèse (Lille et Trois-Rivières), l'étude des conditions hivernales est privilégiée par rapport à celles d'été. De plus, des données de conditions ambiantes réelles au Canada (Regina), obtenues du « World Radiation Monitoring Center » (WRMC) [Amelie18], [WRMC19], sont utilisés pour les études énergétiques.

Trois types de profils de conduite (urbains, extra-urbains et autoroutes) sont utilisés pour la réalisation des études énergétiques. Ces cycles peuvent être normalisés [Barlow09] ou enregistrés à partir des parcours réels. Ainsi, les aspects stochastiques liés au style de conduite variable des conducteurs sont négligés.

Finalement, l'outil de simulation ciblé nécessite d'un grand nombre de paramètres : géométrie du véhicule, matériaux des composants, propriétés thermophysiques, résistances et capacités équivalentes, etc. Pour cette thèse, une recherche exhaustive a été réalisée pour obtenir les paramètres d'un véhicule électrique de passagers. La plupart de ces paramètres sont basés sur la Renault Zoe 2018 et la Nissan Leaf 2018. Il faut noter que les résultats des éventuelles études énergétiques seront sensibles à la qualité des paramètres utilisés.

I.5 Conclusion du chapitre

Les véhicules électriques à batterie représentent une solution pour réduire les émissions de GES dues au secteur du transport. Cependant, la forte variation de leurs autonomies et leurs longs temps de recharge représentent toujours une contrainte à leur développement dans le marché automobile, notamment dans des régions froides. De ce fait, une collaboration entre l'Université de Lille et l'Université du Québec à Trois-Rivières a été établie afin d'étudier, entre autres, la consommation d'énergie de VE sous différentes conditions climatiques. Cette thèse se déroule en cotutelle dans le cadre de cette collaboration internationale.

Les outils de simulation servent à estimer la consommation des VE sous différents scénarios. Ces outils sont construits à partir des modèles mathématiques du système étudié. Donc, le développement d'un outil de simulation d'un VE passe par la modélisation de chaque sous-système (c.-à-d. stockage, traction et confort), ainsi que l'interconnexion de modèles. La modélisation de chaque sous-système a déjà été étudiée avec différents niveaux de granularité. Cependant, l'interconnexion entre sous-systèmes est rarement réalisée, ce qui rend difficile l'étude des interactions entre eux et avec l'environnement. Dans cette thèse, une approche systémique est utilisée pour interconnecter les différents modèles.

L'objectif de cette thèse est de développer un outil de simulation flexible d'un VE dans son environnement pour étudier l'impact des différentes conditions climatiques sur la consommation d'énergie. L'outil visé est basé sur une représentation fonctionnelle de modèles. Pour ce faire, la REM est utilisée comme formalisme d'organisation de modèles. Donc, le système est étudié avec une approche systémique, cognitive et causale. De plus, la structure de la Renault Zoe 2018 et la Nissan Leaf 2018 est utilisée comme référence. Après avoir développé et validé l'outil de simulation, il est utilisé pour étudier la consommation d'énergie d'un VE sous différentes conditions climatiques.

Chapitre II : Simulation d'un VE dans son environnement

L'objectif de ce chapitre est de développer un outil de simulation flexible d'un véhicule électrique dans son environnement. Pour ce faire, le système étudié est d'abord présenté. Puis, la modélisation, organisation (avec la REM) et simulation de chaque sous-système est réalisée. La précision des différents modèles est ensuite vérifiée, soit par comparaison avec d'autres références, soit par des tests expérimentaux. Finalement, les modèles des différents sous-systèmes sont interconnectés pour construire l'outil de simulation.

Le logiciel de simulation utilisé est MATLAB & Simulink© et tous les tests expérimentaux sont réalisés sur une Renault Zoé 2018.

Sommaire du chapitre

II.1	Système étudié	35
II.2	Simulation des sous-systèmes de stockage et traction.....	36
II.2.1	Pack de batteries Li-ion et son chargeur.....	37
II.2.2	Sous-système de traction et stratégie de freinage régénératif.....	46
II.2.3	Validation du sous-système de traction	51
II.3	Simulation du sous-système de confort	52
II.3.1	Habitacle et son environnement	52
II.3.2	Sous-système CVCA et sa commande	57
II.3.3	Validation des modèles simulés	64
II.4	Simulation du système interconnecté	73
II.4.1	Interconnexion des sous-systèmes et validation traction–confort	73
II.4.2	L'outil de simulation	75
II.5	Conclusion du chapitre	77

II.1 Système étudié

La Fig. II.1 montre la structure du système considéré. Cette structure est basée sur la Renault Zoé 2018 et la Nissan Leaf 2018, dont les paramètres sont montrés dans l'Annexe C. Les trois sous-systèmes principaux sont ceux de stockage, de traction et de confort. Le sous-système de stockage est composé d'une batterie Li-ion haute tension, d'un chauffage de batteries et du chargeur. Ce sous-système alimente ceux de traction et de confort. La chaîne de traction est composée d'un entraînement électrique, d'une transmission mécanique, de l'inertie du véhicule et du reste d'auxiliaires en 12 V. Finalement, le sous-système de confort thermique est composé de l'habitacle, du circuit de ventilation d'air, d'une pompe à chaleur réversible et d'un chauffage électrique (sous-système CVCA hybride).

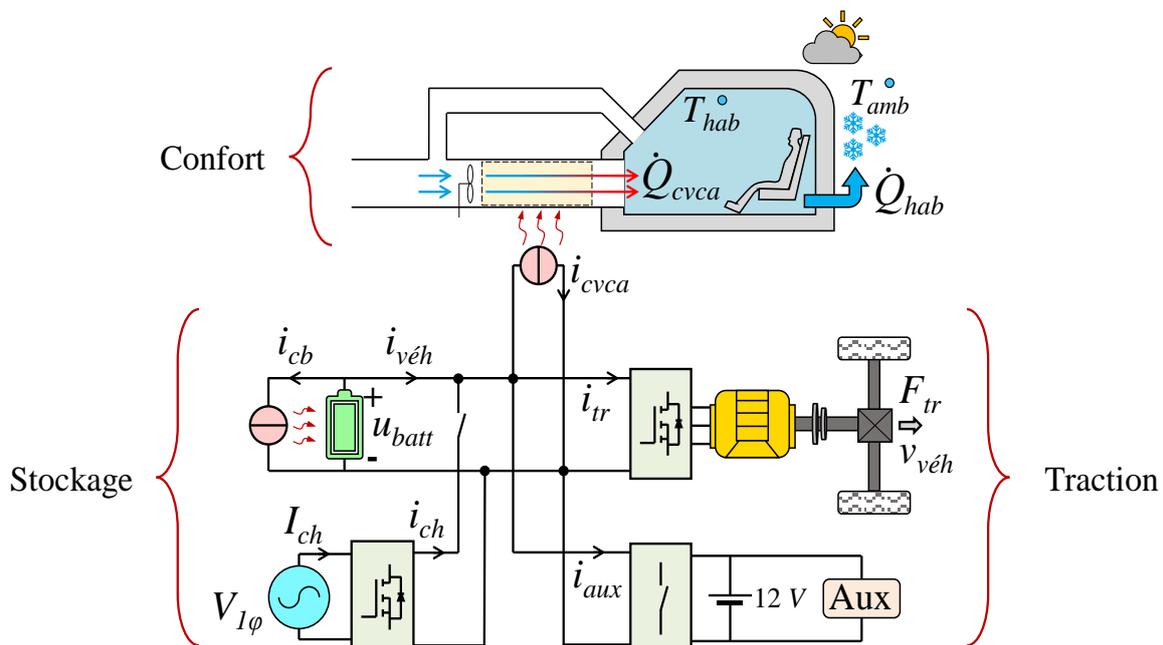


Fig. II.1 : Schéma structurel des véhicules étudiés.

La Fig. II.2 montre une représentation simplifiée des échanges énergétiques considérés dans cette thèse. En effet, la vraie source d'énergie d'un véhicule électrique est le réseau électrique utilisé pour la recharge. Ensuite, durant la conduite, la batterie alimente le reste de sous-systèmes. Or, la consommation d'énergie de chaque sous-système dépend de ses interactions avec l'environnement (et des conditions ambiantes) (cf. §I.2). Ainsi, pour arriver à l'objectif principal de cette thèse, il est nécessaire de modéliser les interactions entre chaque sous-système et avec l'environnement.

Comme mentionné dans le Chapitre I et illustré dans la Fig. II.2, plusieurs domaines de la physique participent aux interactions entre les sous-systèmes. Des modèles électriques décrivent le stockage et la distribution d'énergie. Des modèles mécaniques décrivent

l'interaction entre la chaîne de traction et l'environnement. Des modèles thermiques décrivent le sous-système de confort, et l'interaction entre l'environnement et le pack de batteries. Ainsi, de nombreuses équations mathématiques correspondantes aux différents domaines de la physique doivent être interconnectées. Dans la suite de ce chapitre, ces interconnexions sont réalisées de façon causale à l'aide de la REM.

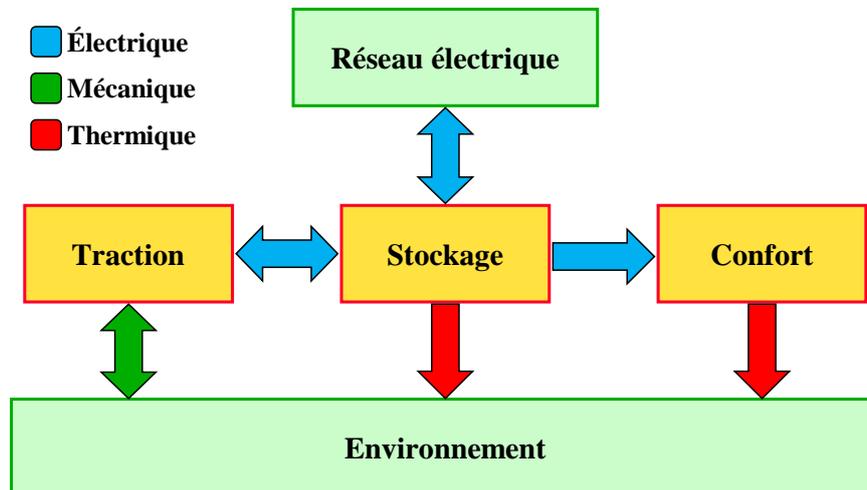


Fig. II.2 : Représentation des interactions entre les sous-systèmes et l'environnement.

En outre, un compromis entre le niveau de détail des modèles et leur fonctionnalité est nécessaire. En effet, un modèle très précis du pack de batteries n'aiderait guère à étudier la consommation d'énergie si les modèles (ou les interconnexions) des autres sous-systèmes sont incorrects. De même, la fonctionnalité de l'outil de simulation serait réduite si le pas de calcul est trop petit. Ainsi, des modèles statiques et quasi-statiques sont adoptés en priorité, tout en assurant une précision acceptable pour les estimations de consommation d'énergie.

II.2 Simulation des sous-systèmes de stockage et traction

L'objectif de cette sous-partie est de modéliser et simuler le comportement et les interactions des sous-systèmes de stockage et traction. Pour ce faire, des modèles statiques du pack de batteries et de son chargeur sont d'abord présentés. Ensuite, un modèle quasi-statique de la chaîne de traction, avec sa commande et sa stratégie de freinage régénératif, est décrit. Les modèles présentés dans cette sous-partie sont basés sur les différents travaux déjà réalisés au L2EP et à l'IRH. Les apports de cette thèse sont notamment liés à leurs interconnexions, à l'estimation des forces de résistance à l'avancement et à la stratégie de freinage régénératif.

II.2.1 Pack de batteries Li-ion et son chargeur

Pack de batteries

Le modèle électrothermique du pack de batteries utilisé dans cette thèse est une simplification de celui développé au L2EP par [German20]. Ce travail s'est basé sur la représentation de Thévenin d'une batterie. Dans cette thèse, la représentation de Thévenin est remplacée pour celle d'un circuit équivalent simple [Johnson02]. De plus, un chauffage de batteries est ajouté pour les scénarios à froid extrême.

Le pack de batteries considéré (celui de la Renault Zoé 2018) est composé de 192 cellules de chimie NMC, organisées en deux branches parallèles. La structure de chaque cellule est composée d'une source de tension représentant la tension de circuit ouvert (OCV) V_{oc} et d'une résistance interne équivalente R_{int} (Fig. II.3). Les résistances liées aux points de connexion entre les différentes cellules sont négligées.

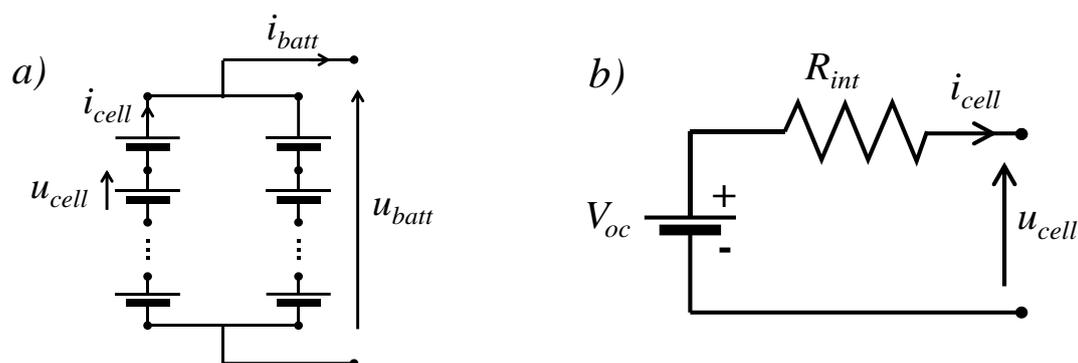


Fig. II.3 : a) Structure du pack de batteries. b) Circuit électrique équivalent d'une cellule.

Les valeurs de la tension V_{oc} en fonction de l'état de charge (SoC) ont été obtenues à partir de la fiche technique d'une cellule NMC de 65,6 Ah construite par LG Chem [LGChem18] et utilisée dans la Renault Zoé. À partir des valeurs obtenues, une courbe V_{oc} ajustée (lissée) a été créée, selon la méthode décrite dans [Hayes18] (Fig. II.4). Ceci a été fait pour pouvoir adapter facilement la courbe $V_{oc}(SoC)$ à d'autres cellules similaires (ex. celles de la Nissan Leaf). Par ailleurs, les résultats publiés par [Wu17a] et [Zhang18b] montrent une faible variation de la tension V_{oc} avec la température de la batterie T_{batt} . Donc, les effets thermiques sont négligés.

L'état de charge SoC est obtenu à partir du courant i_{cell} et la capacité maximale C_{max} , par la méthode de comptage de Coulomb (II.1) [Jiang15]. La tension u_{cell} est obtenue à partir de V_{oc} et la chute de tension dans R_{int} (II.2). La tension totale du pack u_{batt} dépend du nombre de cellules en série N_s . De même, le courant i_{cell} dépend du courant total i_{batt} et du nombre de branches en parallèle N_p (II.3).

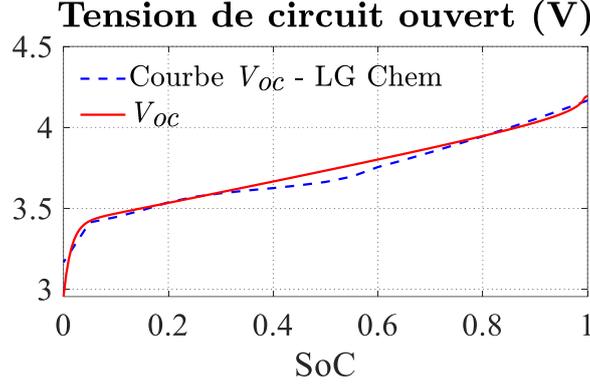


Fig. II.4 : Tension V_{oc} d'une cellule en fonction du SoC.

$$SoC(t) = SoC(t_0) - \frac{1}{3600 C_{max}} \int i_{cell} dt \quad (II.1)$$

$$u_{cell} = V_{oc}(SoC) - i_{cell} R_{int}(SoC, T_{batt}) \quad (II.2)$$

$$\begin{cases} u_{batt} = N_s u_{cell} \\ i_{cell} = \frac{i_{batt}}{N_p} \end{cases} \quad (II.3)$$

Pour la partie thermique du modèle, la température du pack de batteries T_{batt} dépend de la capacité thermique massique équivalente c_{batt} , de la masse du pack m_{batt} , du flux d'entropie \dot{S}_{Rint} (lié à la chaleur générée par les pertes \dot{Q}_{Rint} dans la résistance de chaque cellule), de l'échange de chaleur avec l'air ambiant $\dot{S}_{batt-amb}$, et de la chaleur générée par le chauffage des batteries \dot{S}_{cb} (II.4), (II.5). Dans ce modèle, la température de toutes les cellules est considérée égale.

$$T_{batt} = T_{batt_0} \exp\left(\frac{1}{m_{batt} c_{batt}} \int (\dot{S}_{Rint} + \dot{S}_{tc}) dt\right) \quad (II.4)$$

$$\dot{S}_{tc} = \dot{S}_{cb} - \dot{S}_{batt-amb} \quad (II.5)$$

La chaleur totale des pertes \dot{Q}_{Rint} dépend du courant i_{cell} , de la résistance R_{int} , et du nombre de cellules en série N_s et de branches en parallèle N_p (II.6). Le flux d'entropie \dot{S}_{Rint} est obtenu de (I.4).

$$\begin{cases} \dot{Q}_{Rint} = N_s N_p (R_{int} i_{cell}^2) \\ \dot{S}_{Rint} = \frac{\dot{Q}_{Rint}}{T_{batt}} \end{cases} \quad (II.6)$$

L'échange de chaleur avec l'air extérieur dépend de la différence entre les températures de batterie T_{batt} et ambiante T_{amb} , ainsi que d'un coefficient d'échange $K_{air-batt}$ (II.7).

$$\begin{cases} \dot{Q}_{batt-amb} = K_{air-batt} (T_{batt} - T_{amb}) \\ \dot{S}_{batt-amb} = \frac{\dot{Q}_{batt-amb}}{T_{batt}} \quad \& \quad \dot{S}_{amb-batt} = \frac{\dot{Q}_{batt-amb}}{T_{amb}} \end{cases} \quad (II.7)$$

Le flux d'entropie \dot{S}_{cb} lié au chauffage de batteries (voir Fig. II.1) est considéré égal à sa référence \dot{S}_{cb-ref} . Cette référence est obtenue à partir d'une stratégie de chauffage de batteries. Le courant absorbé par le chauffage i_{cb} est alors obtenu par égalité de puissances (II.8).

$$\begin{cases} \dot{S}_{cb} = \dot{S}_{cb-ref} \\ i_{cb} = \frac{\dot{S}_{cb} T_{batt}}{u_{batt}} \end{cases} \quad (II.8)$$

Le courant total du pack i_{batt} est la somme de i_{cb} et celui demandé par le reste de sous-systèmes du véhicule $i_{véh}$ (II.9).

$$i_{batt} = i_{véh} + i_{cb} \quad (II.9)$$

La Fig. II.5 montre la REM du modèle électrothermique du pack de batteries. Dans cette REM, des éléments source décrivent la source de tension OCV, l'air ambiant et le reste des sous-systèmes du véhicule. Un élément de distribution multi-domaine représente la résistance interne équivalente du pack. Des éléments de distribution mono-domaine représentent les additions des flux d'entropie et des courants. Un élément de conversion mono-domaine représente l'échange de chaleur entre le pack et l'air ambiant. Un élément de conversion multi-domaine réglable représente le chauffage de batteries. Finalement, un bloc stratégie impose la référence du chauffage de batterie. Durant la conduite, la stratégie allume automatiquement le chauffage si la température du pack descend au-dessous de $-17\text{ }^\circ\text{C}$ et l'éteint quand la température atteint $-10\text{ }^\circ\text{C}$ [Nissan18b], [Hu20]. Lorsque le véhicule est connecté au chargeur, le bloc stratégie impose aussi la référence pour le préchauffage du pack de batteries.

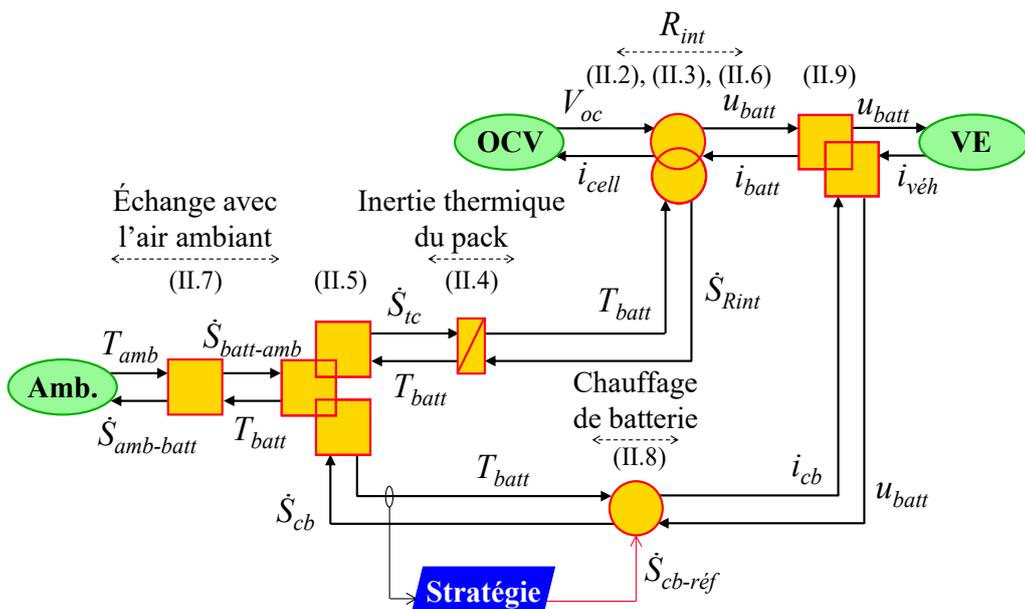


Fig. II.5 : REM du modèle du pack de batteries.

Pour prendre en compte l'impact de la température ambiante sur le pack de batteries, il est essentiel de considérer la variation de la résistance équivalente R_{int} avec le SoC et la température du pack T_{batt} . La façon optimale d'obtenir des courbes de R_{int} est avec des tests de caractérisation à plusieurs températures. Cependant, en raison d'un manque d'équipements, ces courbes ont été construites à partir de :

1. Valeurs de R_{int} en fonction du SoC à 25 °C, données issues de la fiche technique de [LGChem18].
2. La réduction de la capacité de décharge d'une cellule avec la température pour un courant de 1C, obtenue aussi de [LGChem18].
3. Des résultats expérimentaux publiés par [Zhang18b] sur la variation de R_{int} pour une cellule NMC (75 Ah) en fonction du SoC et de la température. Un changement de base a été réalisé pour l'adapter à la cellule étudiée.

La Fig. II.6 montre les courbes de résistance R_{int} utilisées et les courbes de la tension de sortie u_{cell} correspondantes pour une décharge à 1C. La tension de fin de décharge est de 2,5 V.

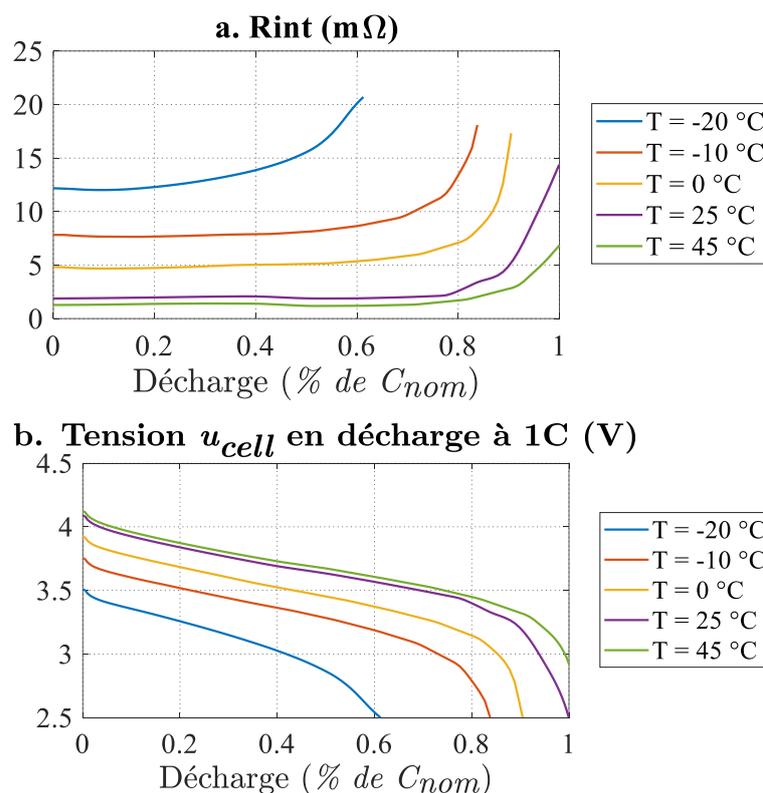


Fig. II.6 : Courbes de R_{int} et u_{cell} à plusieurs températures.

Par rapport aux paramètres thermiques de ce modèle, une capacité thermique massique équivalente c_{batt} de 1027 J/[kg-K], obtenue de [Dinçer17], est considérée pour chaque cellule.

De plus, un coefficient efficace d'échange de chaleur $K_{air-batt}$ de 4.343 W/K entre le pack de batteries et l'air ambiant, obtenu de [Neubauer14], est considéré¹².

Afin de vérifier le comportement du modèle électrothermique (avec les paramètres estimés), des simulations de décharge d'une cellule ont été effectuées pour comparer les résultats avec ceux publiés par [Ji13a]. Cette étude a été choisie pour la comparaison, car un modèle électrochimique-thermique (très précis) a été développé et validé avec des tests expérimentaux. La Fig. II.7 montre la comparaison des résultats pour la décharge d'une cellule à 1C et à une température ambiante de -20 °C.

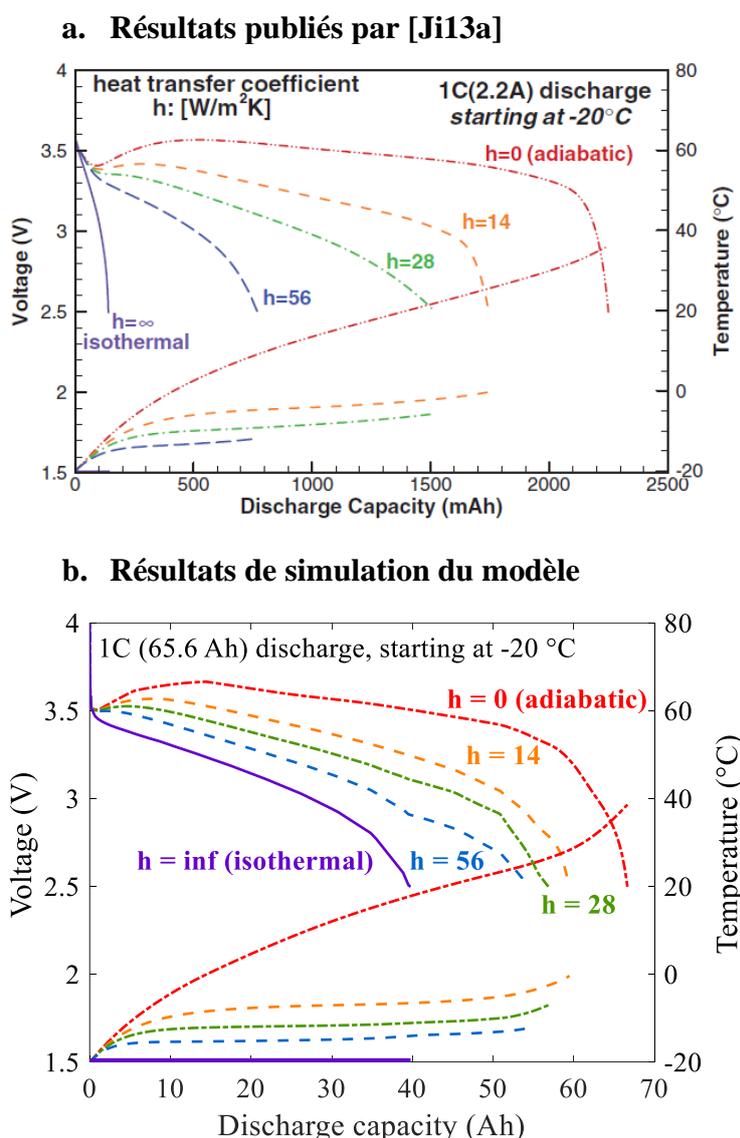


Fig. II.7 : Comparaison entre des résultats publiés par [Ji13a] et simulés dans cette thèse.

¹² En réalité, l'échange de chaleur entre le pack et l'air ambiant dépend de plusieurs facteurs (ex. la géométrie du pack, les matériaux du capot, les gradients de températures entre les cellules, l'air dans le pack, etc.). Afin de simplifier le modèle (et le besoin correspondant de données de paramètres), un coefficient global a été considéré.

Remarques sur la comparaison

- Les cellules comparées ont la même chimie : NMC.
- Les formats des cellules sont différents (cylindrique et poche), ainsi que leurs masses et leurs dimensions.
- Les capacités nominales sont très différentes.
- Le modèle électrochimique-thermique de [Ji13a] n'est pas basé sur des courbes de résistance interne.
- La température initiale de cellules est de -20 °C .
- Les capacités thermiques massiques équivalentes c_{batt} sont similaires.
- Dans les deux cas, les cellules commencent complètement chargées ($SoC = 100\%$) et sont déchargées avec un courant de 1C jusqu'à leur tension de fin de décharge ($u_{cell} = 2,5\text{ V}$).
- Les mêmes coefficients de transfert de chaleur par convection h sont considérés. Dans ce cas, le coefficient $K_{air-batt}$ (II.7) devient le produit de h et la surface totale A_{tot} d'une cellule.

Résultats de la comparaison

Malgré la différence entre les deux cellules et les deux approches de modélisation, les évolutions de la tension et de la température sont assez similaires. Pour le cas adiabatique¹³, au début de la décharge il y a une forte chute de tension, due à la grande augmentation de la résistance interne à -20 °C . Ensuite, au fur et à mesure que la cellule réchauffe, la valeur de R_{int} diminue, de même que la chute de tension. Dans ce cas, les cellules peuvent se décharger complètement, jusqu'à C_{nom} , car la température monte suffisamment. Pour le cas isothermique, la chute de tension initiale ne diminue pas plus tard, car la cellule ne se réchauffe pas. Dans ce cas, les cellules atteignent leur tension de fin de décharge ($2,5\text{ V}$) bien avant C_{nom} . Pour tous les autres cas, la décharge maximale des cellules dépend du coefficient h .

Ces résultats montrent que pour un VE, même si la batterie commence à une très basse température, elle peut fournir toute l'énergie stockée si elle arrive à se réchauffer suffisamment. De même, une batterie froide est plus sensible aux forts appels de courant (due à la forte chute de tension). Cela pourrait limiter la puissance maximale qu'elle peut fournir pour la traction.

Par ailleurs, la différence entre les évolutions de la chute de tension au début des décharges vient du fait que le modèle adopté néglige la dynamique de polarisation de la batterie. En effet, l'utilisation d'une représentation de Thévenin augmenterait la précision, car elle considère cette dynamique. Pourtant, le nombre de paramètres nécessaires augmenterait aussi. Dans

¹³ Processus adiabatique : processus effectué sans aucun transfert de chaleur avec l'environnement [Çengel15a].

[Ramsey20], une comparaison entre les deux schémas équivalents a montré qu'un modèle simple suffit pour étudier la consommation d'énergie d'un VE. L'Annexe D donne plus de détails sur ces deux schémas équivalents.

Finalement, deux perspectives peuvent être identifiées par rapport à ce modèle. La première est la réalisation des tests de caractérisation d'une cellule à plusieurs températures, afin de déterminer des courbes expérimentales de R_{int} en fonction de T_{batt} et du SoC . Ces tests permettraient aussi d'adopter une représentation de Thévenin. La deuxième est la réalisation des tests de conduite sur un vrai véhicule aux basses températures ambiantes, en mesurant la température de batterie, pour vérifier expérimentalement la précision du modèle du pack.

Chargeur de batteries

Afin de pouvoir étudier la connexion au réseau électrique (qui est la vraie source d'énergie), ainsi que le préconditionnement du pack de batteries et/ou de l'habitacle, un modèle simple du chargeur est inclus dans l'outil de simulation. La Fig. II.8 montre la structure et la REM du chargeur.

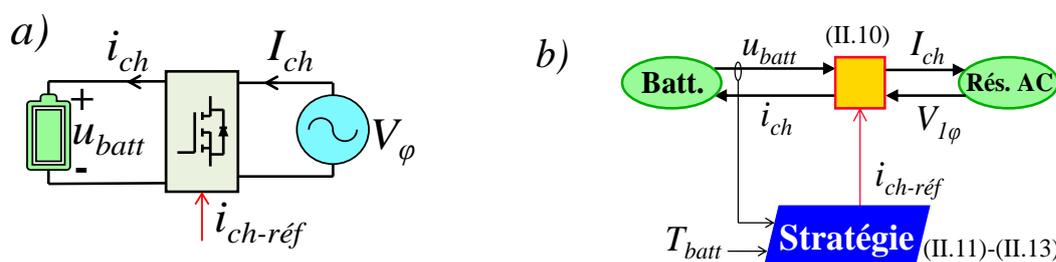


Fig. II.8 : a) Structure du chargeur. b) REM.

Un modèle statique décrit le chargeur de batterie comme un convertisseur mono-domaine réglable. De plus, la commande est considérée parfaite : le courant de charge i_{ch} est égal à sa référence $i_{ch-réf}$. De même, le courant fourni par le réseau alternatif I_{ch} est déduit de i_{ch} , u_{batt} , la tension monophasée du réseau V_φ et un rendement constant η_{ch} . (II.10). Le rendement η_{ch} est considéré constant pendant toute la recharge. Pourtant, dans la réalité, les pertes varient avec le courant de recharge, qui varie à son tour avec la stratégie de recharge.

$$\begin{cases} i_{ch} = i_{ch-réf} \\ I_{ch} = \frac{u_{batt} i_{ch}}{\eta_{ch} V_\varphi} \end{cases} \quad (II.10)$$

La stratégie de recharge considérée est basée sur la méthode de courant constant – tension constante CC-CV [Chau16]. Ainsi, la recharge de la batterie est divisée en deux phases. Durant

la première phase (CC), le courant de référence $i_{ch-réf}$ est constant et égal à $i_{cc-réf}$. Durant la deuxième phase (CV), le courant de référence $i_{ch-réf}$ est égal à $i_{cv-réf}$, et issu d'un asservissement de la tension de la batterie. La commutation entre ces deux phases est décrite par deux coefficients : k_{cc} et k_{cv} (II.11) [German18]. La Fig. II.9 montre la commutation de k_{cc} et k_{cv} pour une recharge à 3,7 kW.

$$\begin{cases} i_{ch-réf} = k_{cc}i_{cc-réf} + k_{cv}i_{cv-réf} \\ k_{cc} = 0 \text{ ou } 1 \\ k_{cv} = 0 \text{ ou } 1 \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

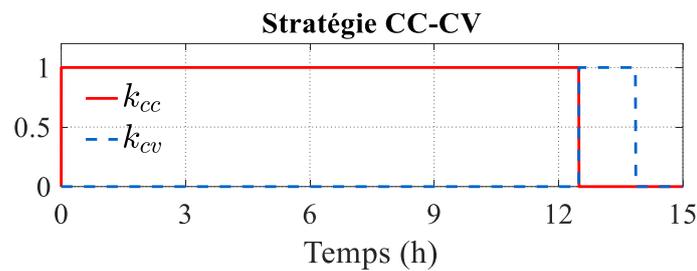


Fig. II.9 : Exemple de commutations des coefficients k_{cc} et k_{cv} pour une recharge à 3,7 kW.

Le courant de référence $i_{cc-réf}$ est obtenu de la puissance nominale \dot{W}_{ch} pour chaque type de recharge, ainsi que de la tension maximale de la batterie V_{max} (II.12).

$$i_{cc-réf} = \frac{\dot{W}_{ch}}{V_{max}}, \quad \text{avec } \dot{W}_{ch} = 2,3 \text{ kW}, 3,7 \text{ kW}, 6,6 \text{ kW ou } 7,4 \text{ kW} \quad [\text{EVDB20}] \quad (\text{II.12})$$

Le courant de référence $i_{cv-réf}$ est obtenu d'un correcteur de tension de batterie $C(t)$. La tension de référence de ce correcteur $u_{batt-réf}$ est la tension V_{oc} à la fin de la recharge ($SoC \approx 1$) (II.13) [German18].

$$i_{cv-réf} = C(t) (u_{batt-réf} - u_{batt-mes}) \quad (\text{II.13})$$

La Fig. II.10 montre les résultats de simulation pour une stratégie de recharge CC-CV à 25 °C et à différentes puissances de recharge \dot{W}_{ch} . Le Tableau II.1 compare les temps de recharge simulés par rapport à ceux de la Renault Zoé 2018 [EVDB20]. Dans cette étude, la recharge rapide n'est pas considérée.

De plus, le temps de recharge peut augmenter fortement quand le pack de batteries est à une basse température. En effet, le courant de recharge i_{ch} est réduit pour éviter la dégradation du pack. Ces limites de courant ont été obtenues de la fiche technique du constructeur des cellules considérées dans cette étude (Fig. II.11) [LGChem18]

Finalement, une perspective de ce modèle serait la réalisation de tests de recharge pour étudier la variation des pertes en fonction du régime de recharge et de la température du pack.

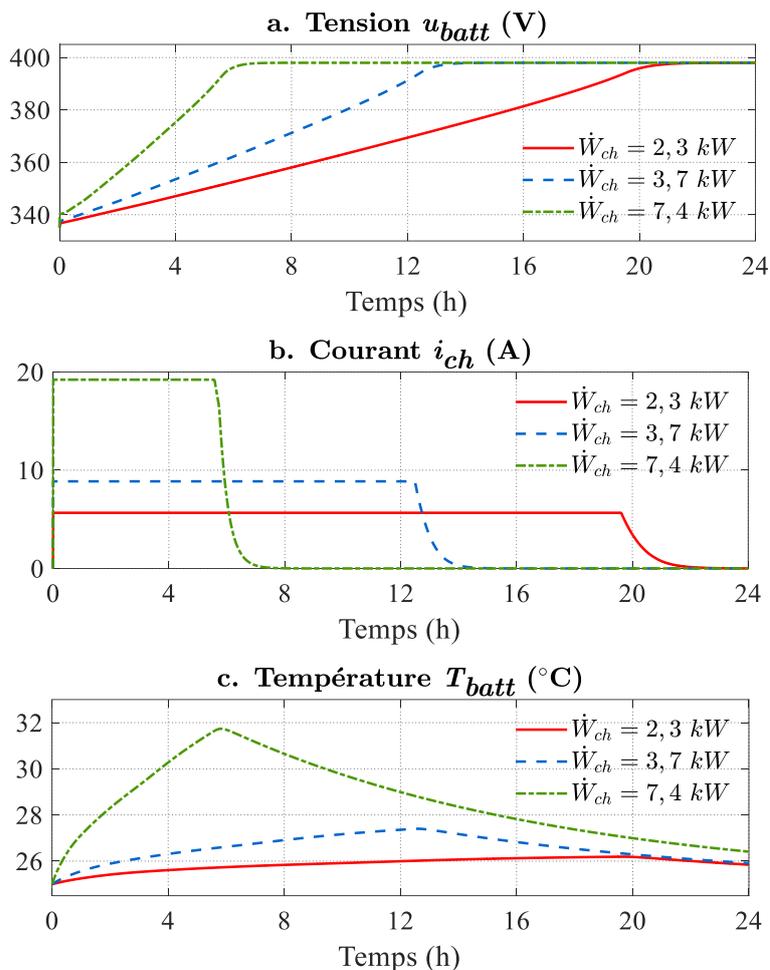


Fig. II.10 : Tension, courant et température du pack de batteries pour une recharge CC-CV.

Tableau II.1 : Comparaison des temps de recharge

Type de recharge	Temps Renault Zoé (h)	Temps simulé (h)	Erreur (%)	Erreur (minutes)
230 V / 2,3 kW	21	21,33	1,57	19,8
230 V / 3,7 kW	13,25	13,86	4,6	36,6
230 V / 7,4 kW	6,75	6,89	2,07	8,4

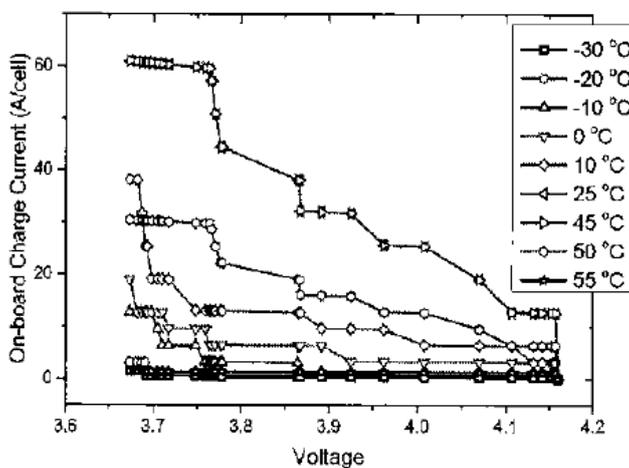


Fig. II.11 : Limite du courant de recharge [LGChem18].

II.2.2 Sous-système de traction et stratégie de freinage régénératif

L'objectif de cette sous-partie est de modéliser et simuler le comportement la chaîne de traction d'un VE, ainsi que de décrire la stratégie de freinage régénératif adoptée.

Sous-système de traction

Le sous-système de traction est composé du pack de batteries, les auxiliaires de traction, l'entraînement électrique, la transmission et freins mécaniques, et l'inertie du véhicule. Un modèle quasi-statique décrit ce sous-système. Ainsi, les dynamiques rapides liées à l'entraînement électrique sont négligées. Pourtant, la dynamique principale, liée à la masse du véhicule, est considérée [Mayet14]. En effet, la dynamique liée à la masse est de l'ordre de la seconde, tandis que celles liées à l'entraînement électrique sont de l'ordre des millisecondes. Donc, du point de vue de l'inertie mécanique, les transitoires du courant sont quasiment instantanés. La Fig. II.12 montre le schéma structurel, la REM et la structure de commande de ce sous-système.

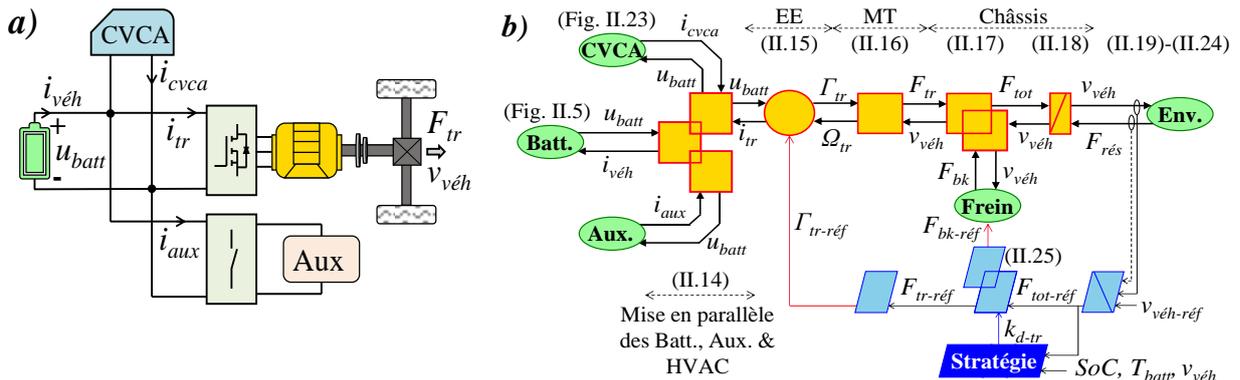


Fig. II.12 : Représentation du sous-système de traction. a) Structurelle. b) REM et commande.

Le modèle de la chaîne de traction commence avec le pack de batteries, imposant la tension u_{batt} (II.3). Le courant absorbé i_{veh} est la somme des courants absorbés par les auxiliaires (réseau 12V) i_{aux} et les sous-systèmes de traction i_{tr} et de confort i_{cvca} (cf. §II.3.2) (II.14). La puissance consommée par les auxiliaires \dot{W}_{aux} est considérée constante.

$$\begin{cases} i_{veh} = i_{tr} + i_{aux} + i_{cvca} \\ i_{aux} = \frac{\dot{W}_{aux}}{u_{batt}} \end{cases} \quad (II.14)$$

Un modèle statique décrit l'entraînement électrique (EE) comme un convertisseur électromécanique réglable. Cette approche est suffisante pour étudier la consommation d'énergie de VEs [Letrouvé10], [Mayet14]. De ce fait, le couple de l'entraînement Γ_{tr} est

considéré égal à sa référence $\Gamma_{tr-réf}$. De plus, le courant i_{tr} est déduit à partir du couple Γ_{tr} , u_{batt} , la vitesse de rotation de la machine électrique Ω_{tr} et un rendement η_{tr} (II.15).

$$\begin{cases} \Gamma_{tr} = \Gamma_{tr-réf} \\ i_{tr} = \frac{\Gamma_{tr} \Omega_{tr}}{u_{batt} \eta_{tr} k} \end{cases} \quad \text{avec } k = \text{signe}(\Gamma_{tr} \Omega_{tr}) \quad (\text{II.15})$$

La transmission mécanique (TM) est représentée comme un élément de conversion mono-domaine avec un rapport constant k_{tm} et un rendement constant η_{tm} . Donc, la force de traction F_{tr} est déduite du couple Γ_{tr} , du rapport k_{tm} et du rendement η_{tm} . De même, la vitesse de rotation Ω_{tr} est obtenue de la vitesse du véhicule $v_{véh}$ et du rapport k_{tm} (II.16).

$$\begin{cases} F_{tr} = \Gamma_{tr} k_{tm} \eta_{tm} k \\ \Omega_{tr} = v_{véh} k_{tm} \end{cases} \quad \text{avec } k = \text{signe}(\Gamma_{tr} \Omega_{tr}) \quad (\text{II.16})$$

Les freins mécaniques imposent une force de freinage F_{bk} , égale à sa référence $F_{bk-réf}$. La force totale F_{tot} est la somme de la force de freinage F_{bk} et de traction F_{tr} (II.17).

$$\begin{cases} F_{bk} = F_{bk-réf} \\ F_{tot} = F_{tr} + F_{bk} \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

La deuxième loi de Newton décrit les dynamiques mécaniques du véhicule. Ainsi, la vitesse $v_{véh}$ est fonction de la masse du véhicule $M_{véh}$, d'un coefficient λ représentant les inerties des arbres, de la force F_{tot} et de la force de résistance à l'avancement $F_{rés}$ (II.18) [Heißing11], [Pam21].

$$\frac{d}{dt} v_{véh} = \frac{1}{M_{véh}(1+\lambda)} (F_{tot} - F_{rés}) \quad (\text{II.18})$$

La force de résistance à l'avancement $F_{rés}$ est composée de la résistance au roulement F_{roll} , la traînée aérodynamique $F_{aéro}$ et la résistance à la montée F_{pente} (II.19). La force F_{roll} dépend de la masse $M_{véh}$, de l'angle de pente θ , de la pesanteur g et du coefficient k_{roll} (II.20) [Ehsani18]. La force $F_{aéro}$ dépend du coefficient aérodynamique c_x , de la surface frontale A , de la densité de l'air ρ_{amb} et de la vitesse $v_{véh}$ (II.21). Finalement, la force F_{pente} dépend de la masse $M_{véh}$, de la pesanteur g et de l'angle de pente θ (II.22).

$$F_{rés} = F_{roll} + F_{aéro} + F_{pente} \quad (\text{II.19})$$

$$F_{roll} = k_{roll} M_{véh} g \cos \theta \quad (\text{II.20})$$

$$F_{aéro} = \frac{1}{2} \rho_{amb} c_x A v_{véh}^2 \quad (\text{II.21})$$

$$F_{pente} = M_{véh} g \sin \theta \quad (\text{II.22})$$

Dans cette étude, l'air ambiant est considéré comme un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. En le considérant comme un gaz idéal, sa densité ρ_{amb} peut être obtenue avec la pression du site P (considérée constante et au niveau de la mer), la constante de gaz idéal pour l'air sec R_{as} , l'humidité absolue ω_{amb} et la température ambiante T_{amb} (II.23) [ASHRAE17]. L'humidité absolue ω_{amb} dépend de l'humidité relative, la température et la pression du site. Sa valeur est obtenue avec les équations E.6 et E.7 (cf. Annexe E).

$$\rho_{amb} = \frac{P(1+\omega_{amb})}{R_{as}T_{amb}(1+1,608\omega_{amb})} \quad (\text{II.23})$$

Finalement, les conditions générales de la route peuvent être considérées en variant la valeur du coefficient k_{roll} selon la route. En pratique, ce coefficient augmente avec la vitesse du véhicule. Cette augmentation peut être exprimée par l'équation II.24 [Jazar17]. Dans cette équation, le terme μ_0 dépend du type de route et de son état (cf. Annexe F). Le coefficient μ_1 est considéré constant et égal à $7 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ [Jazar17].

$$k_{roll} = \mu_0 + \mu_1 v_{véh}^2 \quad (\text{II.24})$$

Stratégie de freinage

La REM du sous-système de traction est construite à partir du modèle (Fig. II.12b). Par inversion des éléments de cette REM, une structure de commande peut être déduite, afin de contrôler la vitesse du véhicule [Chen08], [Desrevaux19]. De plus, une stratégie de freinage impose un coefficient k_{d-tr} pour répartir l'effort total de freinage $F_{tot-réf}$ entre les freins mécaniques $F_{bk-réf}$ et l'entraînement électrique $F_{tr-réf}$ (II.25).

$$\begin{cases} F_{tr-réf} = k_{d-tr} F_{tot-réf} \\ F_{bk-réf} = (1-k_{d-tr}) F_{tot-réf} \end{cases} \quad (\text{II.25})$$

La valeur de k_{d-tr} dépend des dimensions du véhicule, de la force de freinage $F_{tot-réf}$, du couple maximal de la machine électrique Γ_{tr-max} , du SoC , de la température du pack de batteries T_{batt} et de la vitesse $v_{véh}$. La stratégie adoptée dans cette étude (Fig. II.13) vise à maximiser le freinage régénératif et est basée sur [Ehsani18].

La stratégie commence par vérifier la possibilité du freinage régénératif :

- La force $F_{tot-réf}$ doit être négative pour confirmer que le véhicule est en phase de freinage.
- Le SoC doit être inférieur à 1 pour vérifier que la batterie n'est pas totalement chargée.

- La vitesse du véhicule doit être supérieure à une vitesse de seuil. Cette vitesse est liée à la force électromotrice minimale nécessaire pour que la machine électrique puisse régénérer de l'énergie. Dans cette thèse, la vitesse minimale considérée est de 15 km/h [Ehsani18].

Ensuite, il faut vérifier si le couple $\Gamma_{tot-réf}$, lié à la force de freinage $F_{tot-réf}$, est inférieur au couple maximal de freinage régénératif Γ_{tr-max} . Ce couple maximal dépend de deux facteurs. Le premier facteur est le couple maximal de la machine électrique Γ_{me-max} . Le deuxième est lié au courant maximal que la batterie peut absorber i_{bk-max} . Ce courant est fonction de la température du pack de batteries T_{batt} et du SoC . La valeur de i_{bk-max} est obtenue à partir de la fiche technique du constructeur des cellules considérées dans cette étude (Fig. II.14) [LGChem18]. De plus, lors du freinage régénératif, le courant généré sert aussi à alimenter les autres charges du véhicule (ex. auxiliaires). Donc, les courants i_{cb} , i_{aux} , et i_{cvca} (voir Fig. II.1), sont aussi considérés. Alors, le couple Γ_{tr-max} est décrit par l'équation II.26 et le coefficient de distribution maximal $k_{d-tr-max}$ par l'équation II.27.

$$\Gamma_{tr-max} = \min \left[\Gamma_{me-max}, \frac{u_{batt}(i_{bk-max} + i_{cb} + i_{aux} + i_{cvca})}{\Omega_{tr}} \right] \tag{II.26}$$

$$k_{d-tr-max} = \min \left[1, \frac{\Gamma_{tr-max}}{\Gamma_{tot-réf}} \right] \tag{II.27}$$

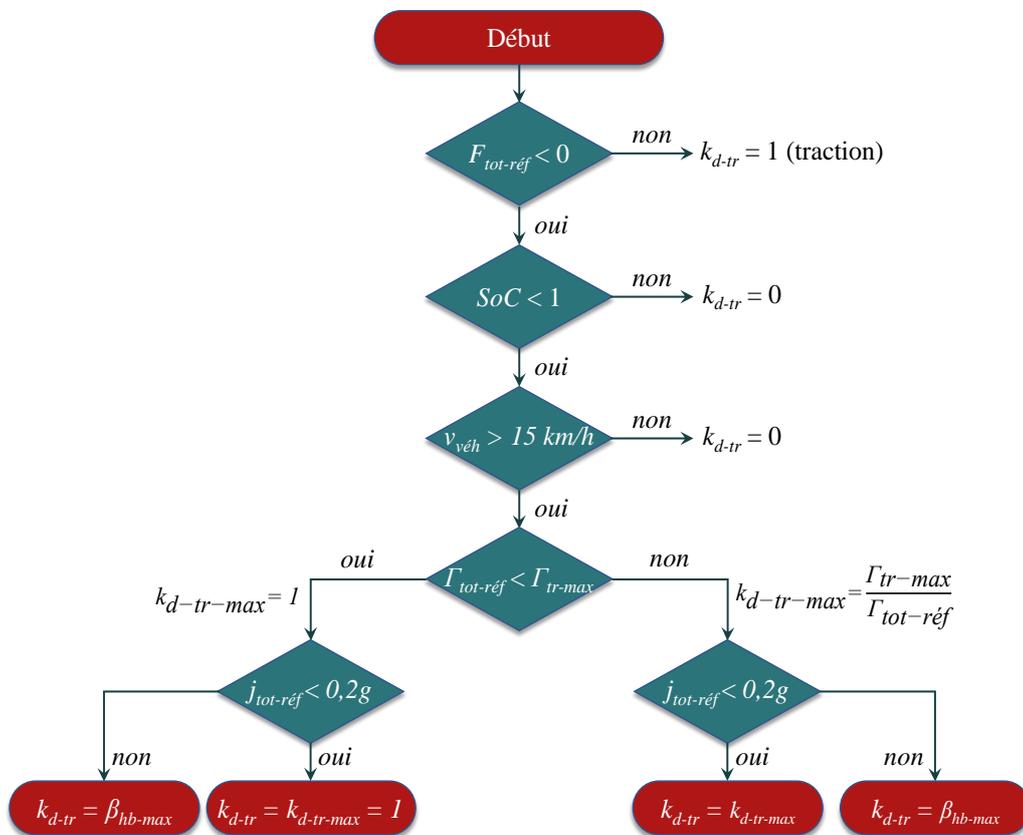


Fig. II.13 : Stratégie de freinage régénératif

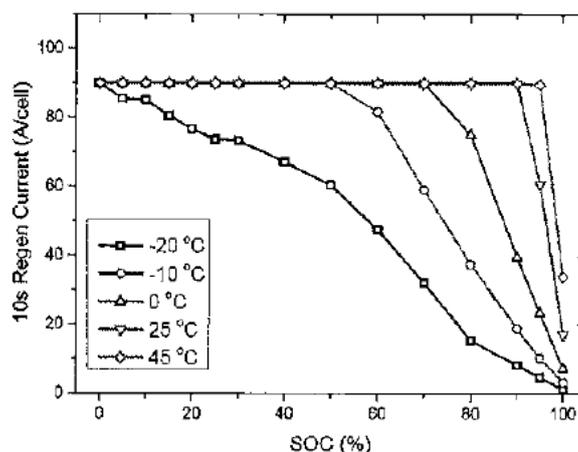


Fig. II.14 : Limite du courant en freinage régénératif [LGChem18].

Finalement, si l'entraînement électrique est capable de récupérer l'énergie, il faut considérer la répartition de l'effort de freinage entre les essieux avant et arrière. Puisque l'entraînement électrique est lié à l'essieu avant, il faut lui donner la priorité, tout en respectant la régulation de stabilité de l'ECE¹⁴ [Ehsani18].

La répartition de l'effort de freinage entre les deux essieux est fonction du taux de décélération $j_{tot-réf}$ (II.28). Dans la stratégie adoptée dans cette thèse, si l'effort de freinage est inférieur à 0,2g, tout l'effort est alloué à l'essieu avant. Si l'effort de freinage est supérieur à 0,2g, sa distribution est décrite par un coefficient constant β_{hb-max} . Ce coefficient représente une simplification de la répartition optimale de l'effort de freinage qui respecte la régulation de l'ECE. La valeur de β_{hb-max} dépend juste des dimensions de la voiture (II.29) [Ehsani18].

$$j_{tot-réf} = \frac{F_{tot-réf}}{M_{véh}} \quad (II.28)$$

$$\beta_{hb-max} = \frac{\sqrt{0,07 L_b H_g + L_b + 0,07 H_g}}{0,85 L} \quad (II.29)$$

Dans l'équation II.29, L_b représente la distance horizontale entre l'essieu arrière et le centre de gravité du véhicule, H_g représente la distance verticale entre le sol et le centre de gravité et L représente la distance horizontale entre les 2 essieux. Finalement, le coefficient de distribution k_{d-tr} est obtenu de $k_{d-tr-max}$ et de β_{hb-max} (II.30).

$$k_{d-tr} = \min[k_{d-tr-max}, \beta_{hb-max}] \quad (II.30)$$

¹⁴ ECE : Economic Commission for Europe

II.2.3 Validation du sous-système de traction

La validation expérimentale de la chaîne de traction a été réalisée sur une Renault Zoé 2018 (Fig. II.15). Le test consiste à réaliser un parcours et à enregistrer le profil de vitesse avec un capteur GPS. De plus, les données de tension et courant du pack de batteries sont extraites des réseaux CAN du véhicule. Ensuite, le sous-système de traction est simulé en utilisant le profil de vitesse enregistré comme entrée de référence (voir Fig. II.12b). Puis, les résultats de simulation pour la puissance et l'énergie consommée sont comparés aux mesures. Les résultats de validation sont présentés dans la Fig. II.16.



Fig. II.15 : Renault Zoé 2018 utilisée pour validation expérimentale

La Fig. II.16b montre que la puissance simulée de la batterie évolue de la même façon que celle obtenue à partir des mesures du courant et de la tension. Le fait d'avoir un bon profil simulé lors des phases de traction (puissance positive) et de freinage régénératif (puissance négative), signifie que, de façon globale, la modélisation de la chaîne de traction est correcte. De plus, l'erreur sur la consommation totale d'énergie (Fig. II.16c) est de 1,63%.

Il faut remarquer que ce test de validation est réalisé sur une voiture commerciale. Ainsi, la validation ne peut être réalisée que de façon globale. En effet, il y a une limite sur le nombre de capteurs qui peuvent être placés ; les différents sous-systèmes peuvent être isolés seulement jusqu'à un certain point ; et il n'y a pas de liberté totale lors d'un essai routier. De ce fait, les résultats obtenus pour la précision globale du modèle sont bien acceptables.

Finalement, l'Annexe G montre un test de validation similaire pour la chaîne de traction d'une Nissan Leaf 2018.

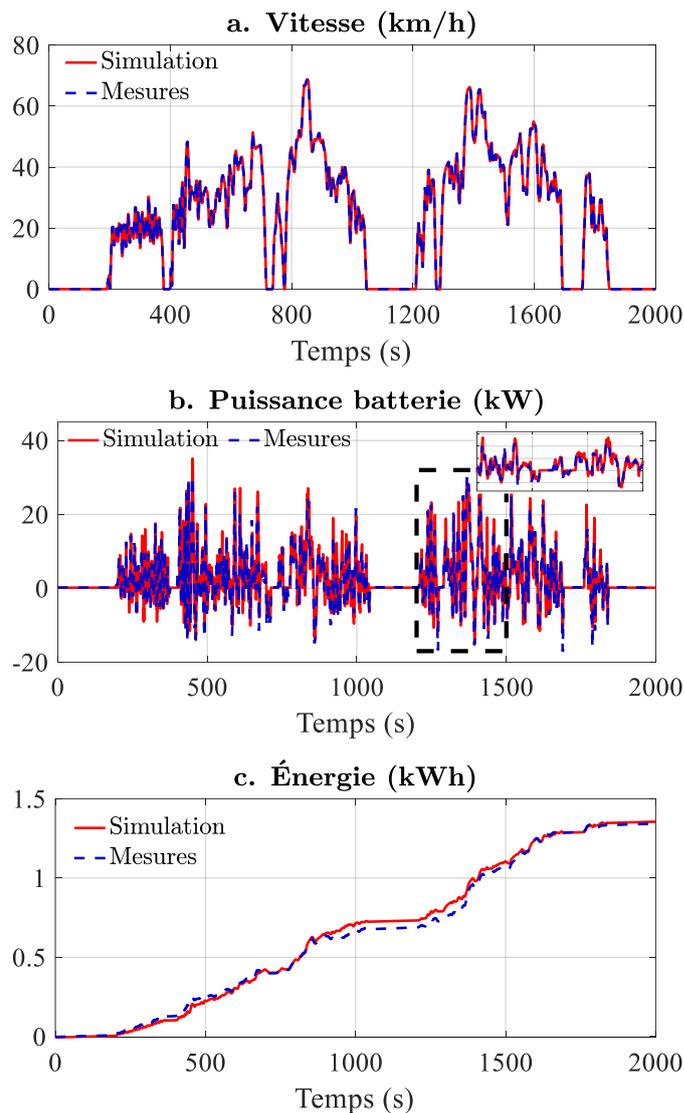


Fig. II.16 : Résultats de validation du sous-système de traction sur une Renault Zoé.

II.3 Simulation du sous-système de confort

L'objectif de cette sous-partie est de modéliser et simuler les échanges thermiques dans le sous-système de confort. La modélisation est divisée en deux parties : l'habitacle et le circuit de ventilation d'air (sous-système CVCA). Pour le sous-système CVCA, sa commande est aussi décrite. Finalement, les tests de validation réalisés sont présentés.

II.3.1 Habitacle et son environnement

Plusieurs modèles thermiques de l'habitacle de véhicules, variants en approche et précision, peuvent être trouvés dans la littérature [Marcos14], [Torregrosa15], [Wu17b], [Lajunen20]. Dans cette étude, l'approche de paramètres localisés (des résistances et capacités thermiques équivalentes) [Çengel15b] est utilisée. Ainsi, la température de chaque corps est

supposée être uniforme sur tout son volume. Cette approche facilite l'intégration du modèle d'habitable au reste du système [Torregrosa15]. Finalement, tous les paramètres utilisés pour ce modèle ont été obtenus à partir d'une recherche sur les matériaux utilisés dans les habitacles de voitures, ainsi que leurs propriétés thermo-physiques [Marcos14], [Çengel17], [Rashid18].

Les flux de chaleur \dot{Q} entre deux nœuds à températures différentes (T_h et T_b) dépendent du mécanisme de transfert de chaleur [Çengel15b] et sont représentés par des éléments de conversion mono-domaine. Les flux d'entropie équivalents sont obtenus de (I.4).

Pour la conduction, \dot{Q}_{cond} dépend de la différence de température, l'épaisseur L , la surface normale à la direction du flux A_s et à la conductivité thermique du matériau k (II.31).

$$\begin{cases} \dot{Q}_{cond} = \frac{kA_s}{L}(T_h - T_b) \\ \dot{S}_{h/b} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_h} \quad \& \quad \dot{S}_{b/h} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_b} \end{cases} \quad (\text{II.31})$$

Pour la convection, \dot{Q}_{conv} dépend de la différence de température, la surface en contact A_s , et le coefficient de transfert de chaleur par convection h_{conv} (II.32). Les coefficients h_{conv} pour l'intérieur de l'habitable, ainsi que pour l'extérieur du véhicule (en considérant sa vitesse) sont obtenus à partir des corrélations présentées dans [Brèque17].

$$\begin{cases} \dot{Q}_{conv} = h_{conv}A_s(T_h - T_b) \\ \dot{S}_{h/b} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{T_h} \quad \& \quad \dot{S}_{b/h} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{T_b} \end{cases} \quad (\text{II.32})$$

Pour la radiation thermique, le flux \dot{Q}_{rad} entre deux surfaces dépend de la différence de température, l'émissivité ε_h et la surface A_h du corps le plus chaud, le facteur de vue entre eux $F_{h \rightarrow b}$ et la constante de Stefan-Boltzman σ (II.33). Dans cette thèse, toutes les surfaces sont considérées comme des corps noirs¹⁵.

$$\begin{cases} \dot{Q}_{rad} = \sigma\varepsilon_h A_h F_{h \rightarrow b} (T_h^4 - T_b^4) \\ \dot{S}_{h/b} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{T_h} \quad \& \quad \dot{S}_{b/h} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{T_b} \end{cases} \quad (\text{II.33})$$

La Fig. II.17 montre les flux de chaleur considérés dans l'habitable. Tous les flux rentrant dans l'habitable sont considérés positifs. Ces flux sont les convections internes et externes (\dot{Q}_{conv}), la radiation thermique entre les surfaces internes (\dot{Q}_{rad}) et avec le ciel ($\dot{Q}_{rad-ciel}$), la conduction entre le plafond et le toit (\dot{Q}_{cond}), la chaleur produite par les passagers (\dot{Q}_{pass}), la chaleur fournie (ou absorbée) par le sous-système CVCA ($\dot{Q}_{cvca-ent}$), et la chaleur due au

¹⁵ Pour l'intérieur du véhicule, on considère que les masses internes sont complètement entourées par les fenêtres et le toit du véhicule (espace complètement fermée). Pour l'échange par radiation avec le ciel, les surfaces externes sont considérées comme un petit objet convexe dans une grande cavité [Torregrosa15].

rayonnement solaire absorbé ($\dot{Q}_{sol-abs}$). D'autre part, les transferts de chaleur à travers les portes et le sol, ainsi que celui avec les surfaces autour du véhicule sont négligés. Enfin, toutes les surfaces sont considérées plates [Marcos14].

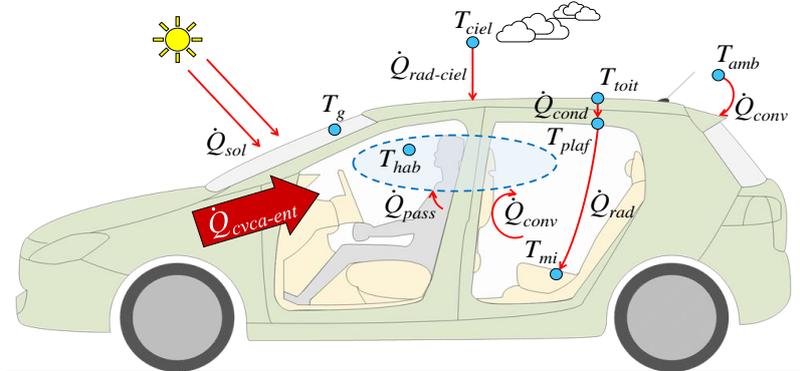


Fig. II.17 : Échanges de chaleur considérés dans l'habitacle.

La Fig. II.18 montre la REM du modèle de l'habitacle. Les nœuds thermiques (et températures) considérés sont l'air de l'habitacle (T_{hab}), l'ensemble des masses internes (T_{mi}) (c.-à-d. le volant, les sièges, etc.), le plafond (T_{plaf}), le toit (T_{toit}) et les fenêtres (T_g). Toutes ces inerties sont représentées par des éléments d'accumulation d'énergie.

La température de l'air dans l'habitacle T_{hab} évolue en fonction de sa capacité thermique C_{hab} , et les flux d'entropie liés à la chaleur fournie par le sous-système CVCA $\dot{S}_{cvca-ent}$, celle de l'air qui sort $\dot{S}_{cvca-sor}$, celle produite par les passagers \dot{S}_{pass} , et celle due aux échanges de chaleur par convection avec les masses internes $\dot{S}_{hab/mi}$, les fenêtres $\Sigma\dot{S}_{hab/g}$ et le plafond $\dot{S}_{hab/plaf}$ (II.34), (II.35).

$$T_{hab} = T_{hab_0} \exp\left(\frac{1}{C_{hab}} \int (\dot{S}_{cvca-ent} + \dot{S}_{hab}) dt\right) \quad (\text{II.34})$$

$$\begin{cases} \dot{S}_{hab} = \dot{S}_{hab-tc} - \dot{S}_{cvca-sor} \\ \dot{S}_{hab-tc} = \dot{S}_{pass} + \dot{S}_{hab/mi} + \Sigma\dot{S}_{hab/g} + \dot{S}_{hab/plaf} \end{cases} \quad (\text{II.35})$$

La dynamique thermique de l'ensemble des masses internes est décrite par un nœud thermique équivalent [Marcos14], [Torregrosa15]. Donc, la température T_{mi} est fonction de sa capacité thermique C_{mi} , et les flux d'entropie liés au rayonnement solaire absorbé \dot{S}_{sol-mi} , à l'échange de chaleur avec l'air de l'habitacle $\dot{S}_{mi/hab}$, et celui avec les surfaces internes $\dot{S}_{mi/plaf}$ et $\Sigma\dot{S}_{mi/g}$ (II.36), (II.37).

$$T_{mi} = T_{mi_0} \exp\left(\frac{1}{C_{mi}} \int (\dot{S}_{mi-ent} - \dot{S}_{mi/hab}) dt\right) \quad (\text{II.36})$$

$$\dot{S}_{mi-ent} = \dot{S}_{sol-mi} + \dot{S}_{mi/plaf} + \Sigma\dot{S}_{mi/g} \quad (\text{II.37})$$

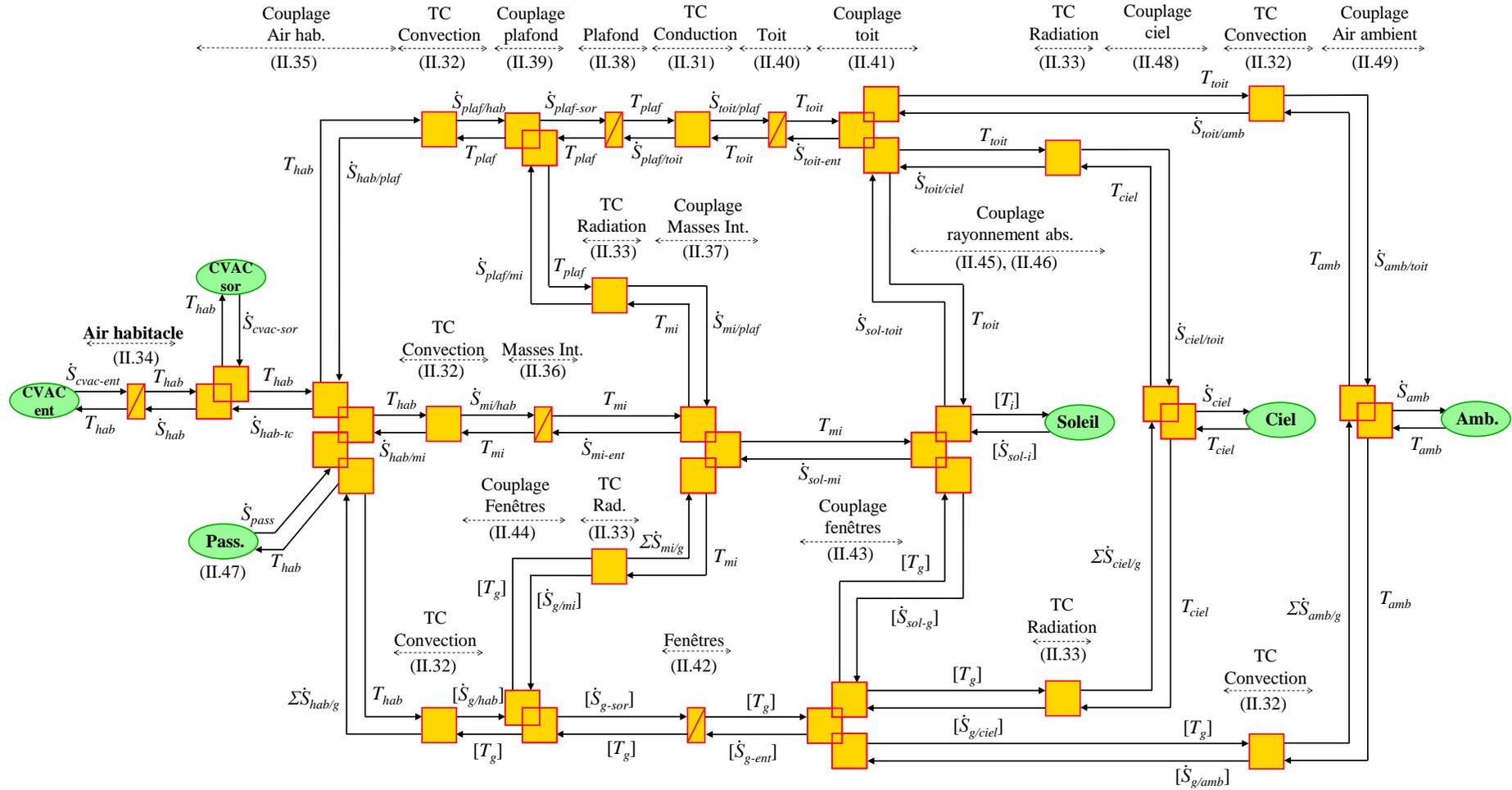


Fig. II.18 : REM du modèle de l'habitable.

Le plafond et le toit représentent les surfaces supérieures interne et externe du véhicule. La température du plafond T_{plaf} est fonction de sa capacité thermique C_{plaf} , et les flux d'entropie liés aux échanges de chaleur avec l'air de l'habitacle $\dot{S}_{plaf/hab}$, les masses internes $\dot{S}_{plaf/mi}$ et le toit $\dot{S}_{plaf/toit}$ (II.38), (II.39).

$$T_{plaf} = T_{plaf_0} \exp\left(\frac{1}{C_{plaf}} \int (\dot{S}_{plaf/toit} - \dot{S}_{plaf-sor}) dt\right) \quad (\text{II.38})$$

$$\dot{S}_{plaf-sor} = \dot{S}_{plaf/mi} + \dot{S}_{plaf/hab} \quad (\text{II.39})$$

La température du toit T_{toit} est fonction de sa capacité thermique C_{toit} , et les flux d'entropie liés aux échanges de chaleur avec le plafond $\dot{S}_{toit/plaf}$, l'air ambiant $\dot{S}_{toit/amb}$, le ciel $\dot{S}_{toit/ciel}$ et au rayonnement solaire absorbé $\dot{S}_{toit-sol}$ (II.40), (II.41).

$$T_{toit} = T_{toit_0} \exp\left(\frac{1}{C_{toit}} \int (\dot{S}_{toit-ent} - \dot{S}_{toit/plaf}) dt\right) \quad (\text{II.40})$$

$$\dot{S}_{toit-ent} = \dot{S}_{toit/amb} + \dot{S}_{toit/ciel} + \dot{S}_{sol-toit} \quad (\text{II.41})$$

Quatre fenêtres sont considérées : le parebrise, et les fenêtres droites, gauches et arrière. La température de chaque fenêtre T_{g-i} est fonction de sa capacité thermique C_{g-i} , et les flux d'entropie liés aux échanges de chaleur avec l'air de l'habitacle $\dot{S}_{g-i/hab}$, l'air ambiant $\dot{S}_{g-i/amb}$, les masses internes $\dot{S}_{g-i/mi}$, le ciel $\dot{S}_{g-i/ciel}$ et au rayonnement solaire absorbé $\dot{S}_{sol-g-i}$. De plus, les fenêtres sont considérées assez fines : la conduction thermique est négligée. Une notation vectorielle est utilisée pour représenter l'ensemble des températures et des flux d'entropie liés aux fenêtres (II.42)-(II.44).

$$\begin{cases} [T_g] = [T_{g_0}] \exp\left(\frac{1}{[C_g]} \int ([\dot{S}_{g-ent}] - [\dot{S}_{g-sor}]) dt\right) \\ [T_g] = [T_{parebrise}, T_{droite}, T_{gauche}, T_{arriere}]' \end{cases} \quad (\text{II.42})$$

$$[\dot{S}_{g-ent}] = [\dot{S}_{g/amb}] + [\dot{S}_{g/ciel}] + [\dot{S}_{sol-g}] \quad (\text{II.43})$$

$$[\dot{S}_{g-sor}] = [\dot{S}_{g/hab}] + [\dot{S}_{g/mi}] \quad (\text{II.44})$$

Pour le rayonnement solaire absorbée, les flux d'entropie \dot{S}_{sol-i} dépendent de l'irradiance totale incidente sur chaque surface G_i (W/m^2), de la surface (A_i) et de l'absorptivité du matériau α_i . Pour les masses internes, le flux d'entropie dépend aussi de la transmissivité des fenêtres τ_g (II.45). Le rayonnement solaire (représentée comme une source d'énergie) est soit obtenu à partir de mesures, soit estimé à l'aide d'un modèle de ciel isotrope, comme décrit dans [Duffie13] et [ASHRAE17]. Une notation vectorielle est utilisée pour représenter l'ensemble

des températures et des flux d'entropie liés aux différentes surfaces (II.46). L'Annexe H détaille le modèle du rayonnement solaire en fonction de l'heure et du site.

$$\begin{cases} \dot{S}_{sol-i} = \frac{\alpha_i G_i A_i}{T_i} & \text{Surfaces externes} \\ \dot{S}_{sol-mi} = \alpha_{im} \frac{\sum \tau_{g_i} G_i A_i}{T_{mi}} & \text{Masses internes} \end{cases} \quad (\text{II.45})$$

$$\begin{cases} [T_i] = [T_{toit} \quad [T_g] \quad T_{mi}]' \\ [\dot{S}_{sol-i}] = [\dot{S}_{sol-toit} \quad [\dot{S}_{sol-g}] \quad \dot{S}_{sol-mi}]' \end{cases} \quad (\text{II.46})$$

Les passagers sont considérés comme une source d'énergie imposante leur entropie générée \dot{S}_{pass} , obtenue à partir de leurs flux de chaleur sensible \dot{Q}_{sens} et latente \dot{Q}_{lat} générés (II.47) [ASHRAE17].

$$\dot{S}_{pass} = \frac{\dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_{lat}}{T_{hab}} \quad (\text{II.47})$$

L'air ambiant et le ciel sont considérés comme des sources d'énergie imposantes leurs températures T_{amb} et T_{ciel} . La température du ciel peut être obtenue des mesures ou estimée à partir des corrélations décrites dans [Algarni15] (cf. Annexe I). Finalement, le flux d'entropie \dot{S}_{ciel} dépend des échanges de chaleur entre le ciel et le toit $\dot{S}_{ciel/toit}$ et les fenêtres $\dot{S}_{ciel/g}$ (II.48). De même, le flux d'entropie \dot{S}_{amb} dépend de $\dot{S}_{amb/toit}$ et $\dot{S}_{amb/g}$ (II.49).

$$\dot{S}_{ciel} = \dot{S}_{ciel/toit} + \sum \dot{S}_{ciel/g} \quad (\text{II.48})$$

$$\dot{S}_{amb} = \dot{S}_{amb/toit} + \sum \dot{S}_{amb/g} \quad (\text{II.49})$$

II.3.2 Sous-système CVCA et sa commande

Le modèle thermique de l'habitable sert à estimer ses besoins thermiques. En fonction de ces besoins, le sous-système CVCA ajoute ou enlève de la chaleur pour régler la température de l'air dans l'habitable. Dans cette sous-partie, la modélisation, représentation et commande du sous-système CVCA sont présentées.

Modélisation du sous-système CVCA

La Fig. II.19 montre le schéma structurel du sous-système CVCA. Ce sous-système est composé des conduits d'air, d'un volet de recirculation (décrit par un taux de recirculation β), d'un ventilateur, des sorties d'air, d'une pompe à chaleur réversible et d'un chauffage électrique. La PàC réversible peut générer de la chaleur en hiver et l'absorber en été. Dans cette étude, un modèle statique est utilisé pour décrire la PàC. De ce fait, le mode déshumidification

n'est pas pris en compte, seulement le confort thermique. De plus, seulement les sorties d'air frontales sont considérées. Ainsi, le mode dégivrage est aussi négligé.

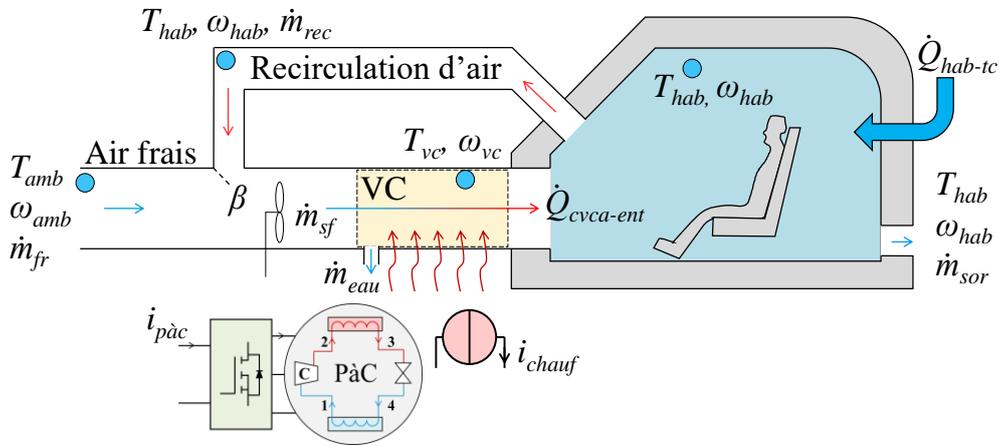


Fig. II.19 : Schéma structurel du sous-système CVCA.

Pour modéliser ce sous-système, un volume de contrôle (VC) est considéré autour de la PàC et du chauffage électrique [Çengel15a]. Ainsi, l'air soufflé rentre dans l'habitacle à une température T_{vc} . Cette approche est utilisée pour faciliter le contrôle du système et pour considérer les effets de la condensation de l'eau sur l'évaporateur en été.

La condensation de la vapeur d'eau durant l'été peut représenter une charge thermique latente supplémentaire sur la PàC [ASHRAE17]. Cette charge est considérée en incluant les humidités absolues ω (rapport de la masse de vapeur d'eau à la masse d'air sec) dans le modèle. Les humidités absolues sont obtenues à partir de l'humidité relative ambiante et des bilans de masse dans l'habitacle et dans le volume de contrôle (*cf.* Annexe E) [Çengel15a], [Zhang16].

La Fig. II.20 montre la REM de ce sous-système. Les sorties d'air dans l'habitacle sont considérées comme un élément de conversion mono-domaine. Le flux de chaleur $\dot{Q}_{cvca-ent}$ sortant du volume de contrôle (et entrant dans l'habitacle) dépend du débit massique d'air (sec) soufflé \dot{m}_{sf} , de l'humidité absolue dans le volume de contrôle ω_{vc} , des capacités thermiques massiques de l'air sec c_{p-as} et de la vapeur d'eau c_{p-v} , et de la température T_{vc} (II.50). La pression au niveau de la mer est considérée et les flux d'entropie correspondants sont obtenus avec (I.4).

$$\begin{cases} \dot{Q}_{cvca} = \dot{m}_{sf} \left[c_{p-as}(T_{vc}-273,15) + \omega_{vc} \left(2,5e6 + c_{p-v}(T_{vc}-273,15) \right) \right] \\ \dot{S}_{cvca-ent} = \frac{\dot{Q}_{cvca}}{T_{hab}} \quad \& \quad \dot{S}_{vc-sor} = \frac{\dot{Q}_{cvca}}{T_{vc}} \end{cases} \quad (II.50)$$

Le volume de contrôle est considéré comme un élément d'accumulation imposant sa température T_{vc} (II.51). Le flux d'entropie entrant \dot{S}_{vc-ent} est la somme des flux correspondant à l'air soufflé \dot{S}_{air} , et ceux générés par le chauffage électrique \dot{S}_{elec} et la PàC $\dot{S}_{pac-ent}$ (II.52)-(II.53).

$$T_{vc} = T_{vc0} \exp\left(\frac{1}{C_{vc}} \int (\dot{S}_{vc-ent} - \dot{S}_{vc-sor}) dt\right) \tag{II.51}$$

$$\dot{S}_{vc-ent} = \dot{S}_{air} + \dot{S}_{ch-gén} \tag{II.52}$$

$$\dot{S}_{ch-gén} = \dot{S}_{élec} + \dot{S}_{pàc-ent} \tag{II.53}$$

Le ventilateur impose le débit massique d'air \dot{m}_{sf} au système. Ce débit est égal à sa référence $\dot{m}_{sf-réf}$, imposée par le conducteur. L'énergie associée à ce débit massique est décrite par son enthalpie massique $h_{mix}(T, \omega)$ [Çengel15a], et elle contribue aussi à l'évolution de la température T_{vc} . De ce fait, le flux d'entropie \dot{S}_{air} est déduit à partir de \dot{m}_{sf} , h_{mix} et la température T_{vc} (II.54). Le ventilateur est représenté par un élément de conversion multi-domaine.

$$\begin{cases} \dot{m}_{sf} = \dot{m}_{sf-réf} \\ \dot{S}_{air} = \frac{\dot{m}_{sf} h_{mix}}{T_{vc}} \end{cases} \tag{II.54}$$

L'air soufflé par le ventilateur est un mélange d'air frais (venant de l'extérieur) et d'air recirculé (venant de l'habitable). La distribution entre les débits d'air frais \dot{m}_{fr} et recirculé \dot{m}_{rec} dépend du taux de recirculation β . De même, l'enthalpie massique du mélange d'air h_{mix} dépend de celles de l'air ambiant h_{amb} et recirculé h_{hab} , ainsi que du taux β (II.55)-(II.57). Le point de mélange des deux débits d'air est représenté par deux éléments de conversion et un élément de couplage mono-domaines.

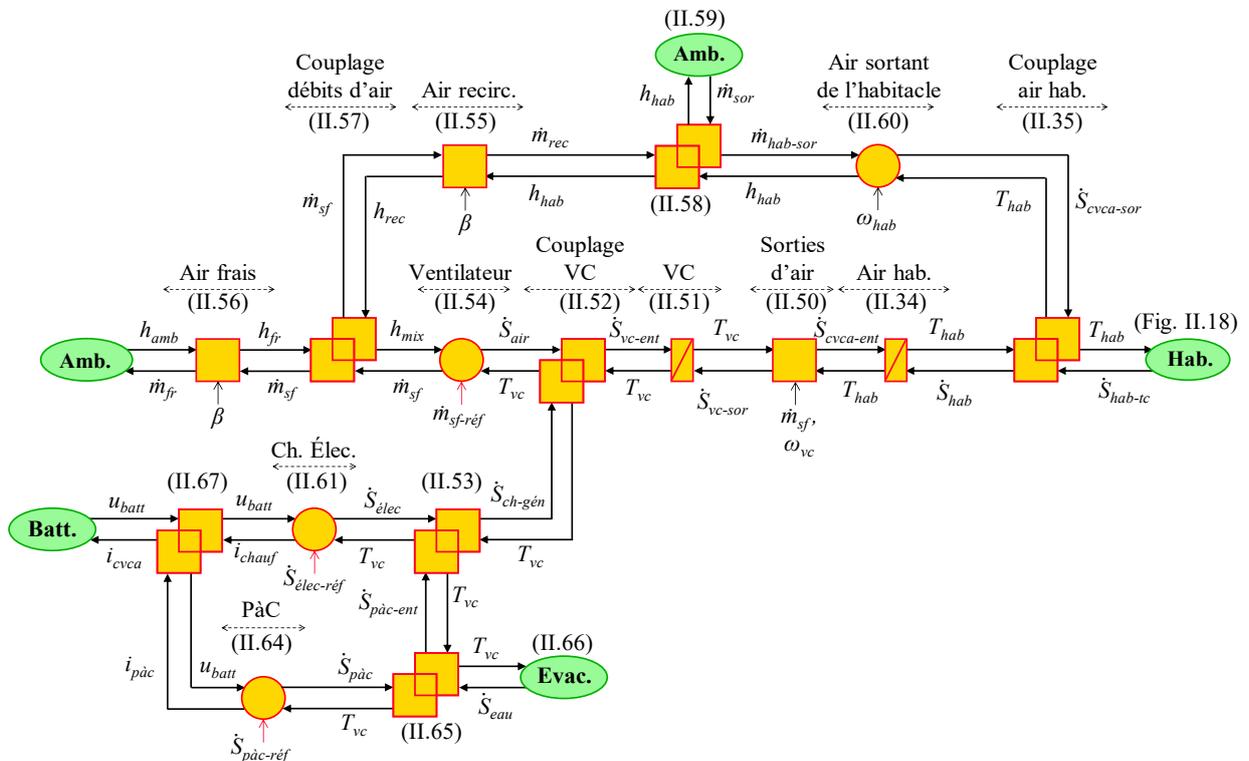


Fig. II.20 : REM du sous-système CVCA.

$$\begin{cases} \dot{m}_{rec} = \beta \dot{m}_{sf} \\ h_{rec} = \beta h_{hab} \end{cases} \quad (\text{II.55})$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{fr} = (1-\beta) \dot{m}_{sf} \\ h_{fr} = (1-\beta) h_{amb} \end{cases} \quad (\text{II.56})$$

$$h_{mix} = h_{rec} + h_{fr} \quad (\text{II.57})$$

De même, l'air sortant de l'habitable $\dot{m}_{hab-sor}$ est aussi divisé en deux : un débit d'air recirculé \dot{m}_{rec} et un débit d'air qui sort du système \dot{m}_{sor} (II.58). Cette répartition est représentée par un élément de couplage. Une source d'énergie impose le débit d'air qui sort du système. Ce débit est considéré égal à celui d'air frais rentrant, afin de garder une masse d'air constante dans l'habitable (II.59).

$$\dot{m}_{hab-sor} = \dot{m}_{rec} + \dot{m}_{sor} \quad (\text{II.58})$$

$$\dot{m}_{sor} = \dot{m}_{fr} = (1-\beta) \dot{m}_{sf} \quad (\text{II.59})$$

L'air sortant de l'habitable a la même enthalpie massique de l'habitable h_{hab} . Cette enthalpie dépend de la température T_{hab} et de l'humidité absolue ω_{hab} . Le flux d'entropie liée à l'air sortant $\dot{S}_{cvca-sor}$ dépend du débit $\dot{m}_{hab-sor}$, de l'enthalpie h_{hab} et de la température T_{hab} (II.60).

$$\begin{cases} h_{hab} = c_{p-as}(T_{hab}-273,15) + \omega_{hab} (2,5e6 + c_{p-v}(T_{hab}-273,15)) \\ \dot{S}_{cvca-sor} = \frac{\dot{m}_{hab-sor} h_{hab}}{T_{hab}} \end{cases} \quad (\text{II.60})$$

Le chauffage électrique est considéré comme un convertisseur électrothermique réglable. De ce fait, le flux d'entropie généré \dot{S}_{elec} est égal à sa référence $\dot{S}_{elec-réf}$. Le courant absorbé i_{chauf} est obtenu à partir de la tension u_{batt} , la température T_{vc} et le flux d'entropie (II.61).

$$\begin{cases} \dot{S}_{elec} = \dot{S}_{elec-réf} \\ i_{chauf} = \frac{\dot{S}_{elec} T_{vc}}{u_{batt}} \end{cases} \quad (\text{II.61})$$

La pompe à chaleur réversible, plutôt qu'être un composant, est un sous-système complexe en lui-même. Dans la nature, l'énergie thermique ne peut être transférée que d'un milieu chaud vers un milieu froid, due à une différence de température. Une pompe à chaleur utilise une source d'énergie externe pour déplacer de l'énergie thermique d'un milieu froid vers un milieu chaud (Fig. II.21) [Çengel15a]. En hiver (mode chauffage), le milieu froid est l'air ambiant et le milieu chaud est le volume de contrôle dans le véhicule. En été (mode climatisation), le milieu froid est le volume de contrôle et le milieu chaud est l'air ambiant.

Dans un système de PàC idéal, le flux de chaleur sortant \dot{Q}_{sor} est égal à la somme du flux de chaleur venant du milieu froid \dot{Q}_{ent} et la puissance fournie par la source externe \dot{W}_{ent} (II.62). De

ce fait, avec une PàC, il est possible d'obtenir plus d'énergie en sortie (\dot{Q}_{sor}) que celle fournie (\dot{W}_{ent}). Un coefficient de performance (COP) décrit le rapport entre la chaleur obtenue et la puissance fournie¹⁶ (II.63). Le fonctionnement détaillé d'une PàC est décrit dans [Çengel15a] et sa modélisation dynamique dans [Zhang16].

$$\dot{Q}_{sor} = \dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} \quad (\text{II.62})$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{sor}}{\dot{W}_{ent}} \quad (\text{II.63})$$

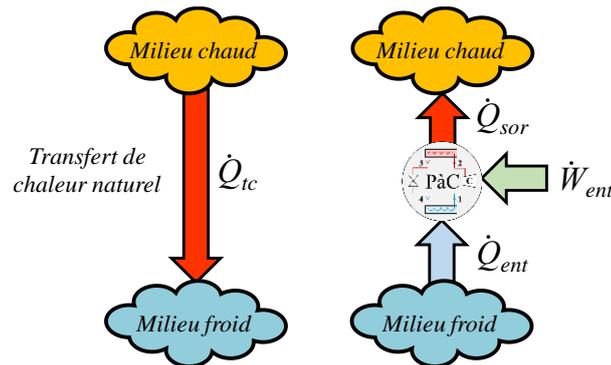


Fig. II.21 : Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur.

Bien qu'un modèle dynamique pourrait être implémenté [Desreux20a], sa validation expérimentale requiert un banc d'essai dédié. Or, dans cette thèse les tests expérimentaux sont réalisés au niveau du système, sur une voiture commerciale réelle. De ce fait, la pompe à chaleur (avec sa commande) est aussi modélisée de façon statique et considérée comme un convertisseur électrothermique réglable. Ainsi, le flux d'entropie généré $\dot{S}_{pàc}$ est égal à sa référence $\dot{S}_{pàc-réf}$. Le courant absorbé $i_{pàc}$ est obtenu à partir de la tension u_{batt} , la température T_{vc} , le flux d'entropie et le COP (II.64).

$$\begin{cases} \dot{S}_{pàc} = \dot{S}_{pàc-réf} \\ i_{pàc} = \frac{|\dot{S}_{pàc}| T_{vc}}{u_{batt} COP} \end{cases} \quad (\text{II.64})$$

Les performances d'une PàC sont fortement réduites aux basses températures. Dans cette étude, la valeur du COP et la limite de chaleur générée sont obtenues en fonction de la température ambiante, selon des résultats expérimentaux publiés par [Kim12] (Fig. II.22).

En été (mode climatisation), la vapeur d'eau a tendance à se condenser sur l'évaporateur de la PàC et à s'écouler hors du système. Ainsi, le flux d'entropie rentrant dans le volume de contrôle $\dot{S}_{pàc-ent}$ est la différence entre $\dot{S}_{pàc}$ et le flux d'entropie de l'eau liquide sortant \dot{S}_{eau}

¹⁶ Il faut noter qu'un COP n'est pas une mesure du rendement. Le rendement d'une PàC (toujours inférieur à 1) est le rapport entre le flux sortant \dot{Q}_{sor} et l'ensemble des flux entrants ($\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent}$) [Çengel15a].

(II.65). Le flux \dot{S}_{eau} dépend du débit massique \dot{m}_{sf} , de la différence entre les humidités absolues de l'air soufflé ω_{sf} et à l'intérieur du volume de contrôle ω_{vc} (cf. Annexe E) et de l'enthalpie massique d'eau liquide saturé h_f à la température T_{vc} (II.66) [Zhang16]. En hiver, $\dot{S}_{eau} = 0$.

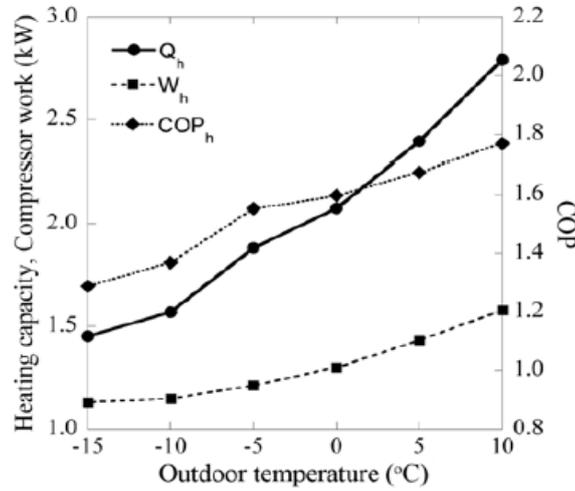


Fig. II.22 : Limites des performances d'une PàC pour de VE à basse température [Kim12].

$$\dot{S}_{pàc-ent} = \dot{S}_{pàc} - \dot{S}_{eau} \quad (\text{II.65})$$

$$\begin{cases} \dot{Q}_{eau} = \dot{m}_{sf} (\omega_{sf} - \omega_{vc}) h_{f@T_{vc}} \\ \dot{S}_{eau} = \frac{\dot{Q}_{eau}}{T_{vc}} \end{cases} \quad (\text{II.66})$$

Finalement, le courant total absorbé par le sous-système de confort i_{cvca} est la somme de i_{chauf} et $i_{pàc}$ (II.67). La consommation d'énergie du ventilateur est incluse avec le reste d'auxiliaires.

$$i_{cvca} = i_{chauf} + i_{pàc} \quad (\text{II.67})$$

Commande du sous-système CVCA

La commande du sous-système CVCA a pour but de régler la température de l'habitable T_{hab} en agissant sur les entrées de réglage $\dot{S}_{elec-réf}$ et $\dot{S}_{pàc-réf}$. À partir de la REM de ce sous-système, une chaîne de réglage peut être déduite pour relier ces entrées de réglage à la variable objectif (T_{hab}). Ensuite, par inversion des éléments dans cette chaîne de réglage, une structure de commande peut être construite (Fig. II.23).

Il y a trois types d'inversion des éléments de la REM. Les éléments de conversion mono-domaine et multi-domaine (sans accumulation d'énergie) sont inversés de façon directe. Les éléments d'accumulation d'énergie sont inversés en utilisant des correcteurs en boucle fermée, afin de respecter le principe de causalité. Finalement, les éléments de couplage sont inversés

soit par la compensation d'une variable de perturbation, soit en utilisant un coefficient de distribution d'énergie (issue d'une stratégie de gestion d'énergie).

La structure de commande du sous-système CVCA commence par l'inversion indirecte de l'équation (II.34), décrivant l'évolution de la température de l'air dans l'habitable (II.68).

$$\dot{S}_{cvca-ent-réf} = C(t) \left(\ln \left| \frac{T_{hab-réf}}{T_{hab0}} \right| - \ln \left| \frac{T_{hab}}{T_{hab0}} \right| \right) - \dot{S}_{hab} \tag{II.68}$$

L'inversion de l'équation (II.50), décrivant les sorties d'air dans l'habitable, se fait de façon directe (II.69).

$$\begin{cases} \dot{Q}_{cvca-réf} = \dot{S}_{cvca-ent-réf} T_{hab} \\ T_{vc-réf} = \left(\frac{\dot{Q}_{cvca-réf}}{\dot{m}_{sf}} - 2,5e6 \omega_{vc} \right) \left(\frac{1}{c_{p-as} + \omega_{vc} c_{p-v}} \right) + 273,15 \end{cases} \tag{II.69}$$

L'inversion de l'équation (II.51), décrivant le volume de contrôle, se fait de la même façon que celle de l'air de l'habitable (II.70).

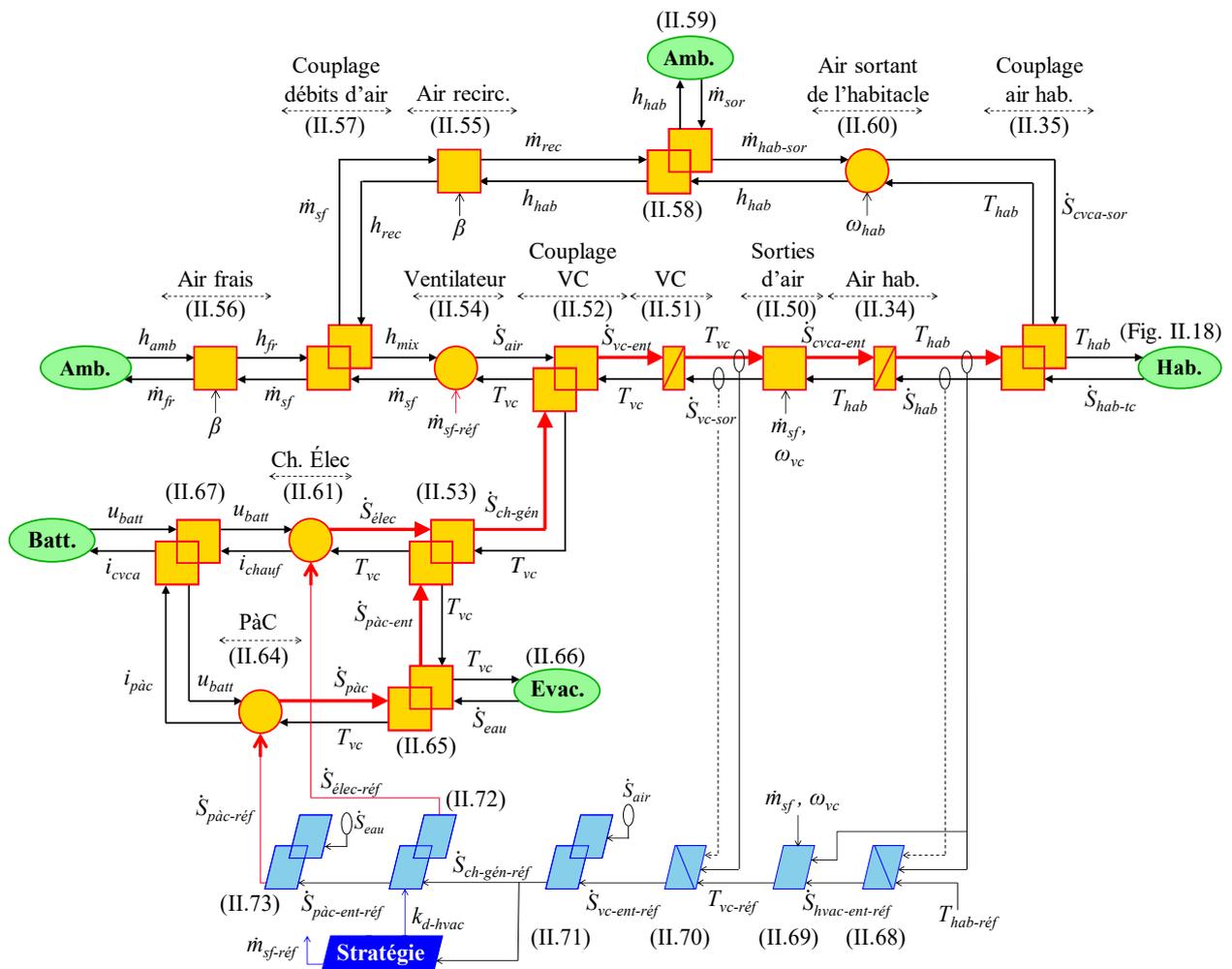


Fig. II.23 : REM, chaîne de réglage et structure de commande du sous-système CVCA.

$$\dot{S}_{vc-ent-réf} = C(t) \left(\ln \left| \frac{T_{vc-réf}}{T_{vc0}} \right| - \ln \left| \frac{T_{vc}}{T_{vc0}} \right| \right) + \dot{S}_{vc-sor} \quad (\text{II.70})$$

L'équation (II.52) décrit le couplage du flux d'entropie venant de l'air soufflé et de l'ensemble de ceux générés par le chauffage électrique et par la PàC. Cet élément de distribution est inversé par la compensation du flux \dot{S}_{air} (II.71).

$$\dot{S}_{ch-gén-réf} = \dot{S}_{vc-ent-réf} - \dot{S}_{air} \quad (\text{II.71})$$

L'inversion de l'équation (II.53), décrivant le couplage des flux d'entropie générés par le chauffage électrique et par la PàC, se fait en utilisant un coefficient de distribution d'énergie k_{d-cvca} , issu d'une stratégie (II.72). Puisqu'une PàC est plus économe en énergie qu'un chauffage électrique ($\text{COP} > 1$) [Çengel15a], la stratégie implémentée lui donne toujours la priorité. Pourtant, si la PàC n'est pas capable de fournir toute la chaleur nécessaire en hiver (voir Fig. II.22), le chauffage électrique commence à fonctionner.

$$\begin{cases} \dot{S}_{pàc-ent-réf} = k_{d-cvca} \dot{S}_{ch-gén-réf} \\ \dot{S}_{élec-réf} = (1 - k_{d-cvca}) \dot{S}_{ch-gén-réf} \end{cases} \quad (\text{II.72})$$

Finalement, l'inversion de l'équation (II.65), décrivant le couplage avec le flux d'entropie lié à la vapeur d'eau condensée se fait par compensation de ce flux \dot{S}_{eau} (II.73).

$$\dot{S}_{pàc-réf} = \dot{S}_{pàc-ent-réf} - \dot{S}_{eau} \quad (\text{II.73})$$

Il faut remarquer que la structure de commande présentée ci-dessus est idéale et bien différente de celle utilisée dans les vrais systèmes CVCA de véhicules. En effet, le contrôle d'un système de pompe à chaleur est bien plus complexe, car il faut régler les pressions des échangeurs de chaleur, ainsi que le débit massique du réfrigérant (et cela en considérant une structure de PàC simple). Cependant, l'approche utilisée dans cette thèse suffit d'un point de vue énergétique, car elle permet d'estimer (de façon causale) la chaleur nécessaire pour contrôler la température de l'habitacle. Les tests expérimentaux présentés dans la sous-partie suivante permettront de juger la pertinence de cette approche.

II.3.3 Validation des modèles simulés

La validation expérimentale du modèle du sous-système de confort a été réalisée sur une Renault Zoe 2018 (Fig. II.15). Quatre tests ont été réalisés pour valider séparément les modèles d'habitacle et du sous-système CVCA. Les différents enregistreurs de données utilisés sont montrés sur la Fig. II.24. Il s'agit d'un enregistreur de température à quatre canaux pour des thermocouples K, un enregistreur de rayonnement solaire, un enregistreur d'humidité relative,

et un anémomètre (enregistreur de vitesse de l'air). Le Tableau II.2 montre la géométrie et quelques paramètres considérés pour les validations.



Fig. II.24 : Enregistreurs de données utilisés pour validation des modèles thermiques.

Tableau II.2 : Géométrie et paramètres utilisés [Marcos14], [Torregrosa15], [Çengel17], [Rashid18].

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
Volume de l'habitable	2,5 m ³	Absorptivité solaire de fenêtres	0,32
Surface du pare-brise	0,95 m ²	Absorptivité de surfaces internes ¹⁷	1
Surface des fenêtres latérales	0,58 m ²	Résistance thermique du toit	0,73 W/K
Surface de la fenêtre arrière	0,5 m ²	Capacité thermique équivalente des masses internes	100 kJ/K
Surface du toit	2,17 m ²	Capacité thermique massique de l'air	1006 J/(kg-K)
Surface de masses internes	6 m ²	Capacité thermique massique de fenêtres	800 J/(kg-K)
Transmissivité de fenêtres	0,5	Capacité thermique massique de l'aluminium	883 J/(kg-K)
Absorptivité solaire du toit (peinture blanche)	0,26	Capacité thermique massique du coton	1150 J/(kg-K)

En outre, comme avec la chaîne de traction, les validations des modèles du sous-système de confort sont réalisées de façon globale. En effet, le modèle des échanges thermiques dans l'habitable (Fig. II.18) tient en compte plusieurs mécanismes d'échange de chaleur entre différentes parties de l'habitable. L'ensemble de tous ces échanges de chaleur agissent sur l'évolution de la température de l'air dans l'habitable. Or, due à l'hypothèse de paramètres localisés et à la difficulté de mesurer la température de toutes les surfaces dans l'habitable, des vérifications globales de la précision des modèles sont réalisées. Ainsi, pour les différents tests présentés dans cette sous-partie, les paramètres vérifiés sont la température moyenne de l'habitable T_{hab} , la température du volume de contrôle T_{vc} et l'humidité relative du volume de contrôle ϕ_{vc} .

¹⁷ Dans cette thèse, toutes les surfaces internes sont considérées comme des corps noirs, afin de simplifier l'analyse des échanges de chaleur par radiation. Cependant, dans la réalité, les valeurs d'absorptivité (et d'émissivité) peuvent être bien inférieures, selon le type de matériel (ex. tissus, plastique, verre, etc.).

Finalement, les différents débits massiques d'air soufflé dans la Renault Zoe 2018 ont été obtenus en mesurant les vitesses d'air v_{sf} pour chaque mode de fonctionnement (Fig. II.25), ainsi que la surface des sorties d'air A_{sf} . Le débit massique \dot{m}_{sf} dépend de la vitesse d'air v_{sf} , la surface A_{sf} , et la densité de l'air à l'entrée (mélange entre air frais et recirculé) ρ_{mix} (II.74). Pour tous les tests et les études présentés dans cette thèse, le mode n° 3 a été utilisé.

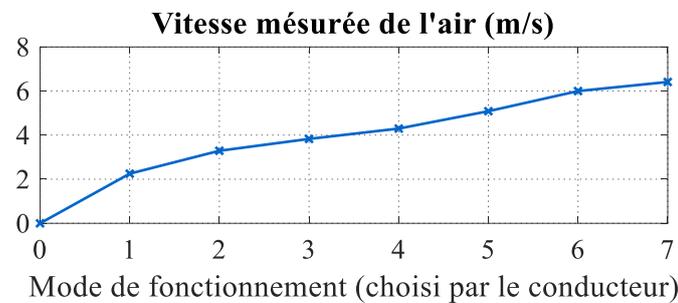


Fig. II.25 : Vitesses d'air soufflé selon le mode de fonctionnement.

$$\dot{m}_{sf} = \rho_{mix} A_{sf} v_{sf} \quad (\text{II.74})$$

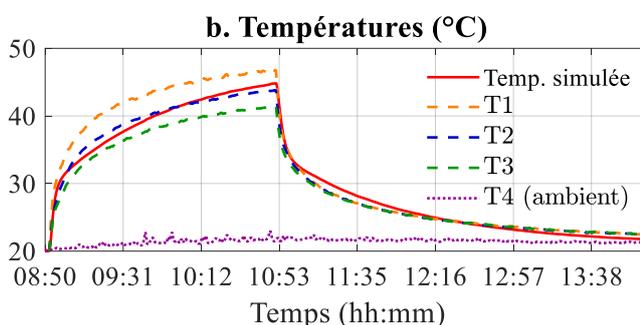
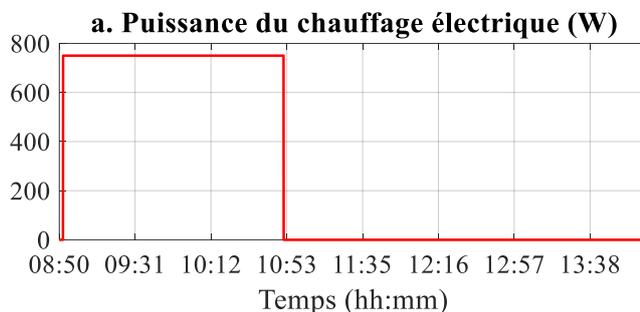
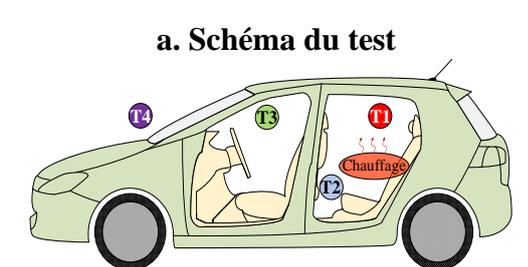
Validation du modèle d'habitacle

Deux tests ont été réalisés pour valider le modèle de l'habitacle (Fig. II.18). Le premier test a été réalisé à l'intérieur d'une salle, afin de négliger les effets du rayonnement solaire. L'objectif était d'étudier l'évolution de la température de l'habitacle en considérant juste l'échange de chaleur avec l'air ambiant. Dans ce test, un chauffage électrique de 750 W, alimenté d'une source externe, a été placé à l'intérieur du véhicule.

La Fig. II.26 montre le schéma et deux photos du test. Quatre thermocouples K ont été utilisés pour enregistrer les températures de la salle et de l'habitacle. Le test a démarré à 8h58, lorsque le chauffage a été mis en marche. L'habitacle a été chauffé pendant 2 heures. Ensuite, le chauffage a été éteint et l'habitacle a été laissé à refroidir pendant 3 heures.

La Fig. II.27 montre les résultats du test. La température mesurée de la salle et la puissance du chauffage électrique ont été utilisées comme entrées dans la simulation (les valeurs sont imposées par les sources d'énergie « *Amb* » et « *CVAC-ent* » dans la Fig. II.18). La Fig. II.27b montre l'évolution des températures simulées et mesurées. Tout d'abord, un écart peut être remarqué entre les trois températures mesurées. En effet, la température des particules d'air qui sont plus proches du chauffage augmente plus rapidement que celle des particules d'air qui sont plus loin. L'approche de paramètres localisés utilisée dans cette thèse néglige ce phénomène. Néanmoins, les résultats montrent que l'évolution de la température simulée est la même que celles mesurées. Finalement, la Fig. II.27c montre le profil d'erreur absolue entre la

température simulée et la moyenne des trois températures mesurées. L'erreur absolue maximale a été de 1,5 °C et l'erreur RMS a été de 0,76 °C. Donc, le modèle des interactions thermiques entre l'air de l'habitacle et l'air ambiant est vérifié de façon globale.



c. Chauffage électrique externe

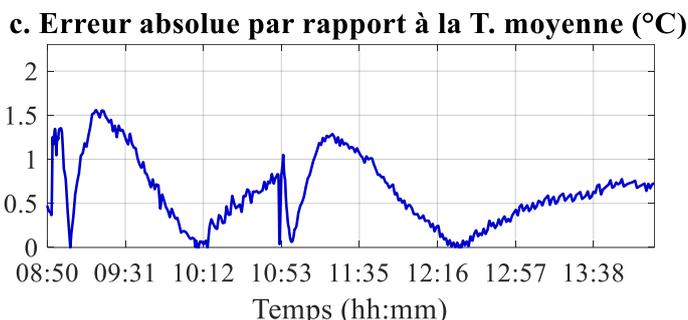


Fig. II.26 : Test à l'intérieur d'une salle.

Fig. II.27 : Résultats de validation du modèle de l'habitacle en négligeant le rayonnement solaire.

Le deuxième test de validation de l'habitacle a été réalisé en extérieur, dans le but de valider le modèle de l'habitacle en considérant le rayonnement solaire. Dans ce test, la voiture était stationnée pendant 10 heures. Le rayonnement solaire, ainsi que les températures à l'intérieur et à l'extérieur de la voiture, ont été enregistrés. Le même scénario est simulé, en utilisant le rayonnement mesuré et la température de l'air extérieur comme entrées. La température du ciel est estimée avec les corrélations présentées à l'Annexe I. La Fig. II.28 montre les résultats.

La Fig. II.28a montre le rayonnement mesuré. Les variations observées après 13h00 sont dues aux nuages couvrant le soleil. La Fig. II.28b montre que l'évolution de la température d'habitacle simulée évolue de façon similaire à la moyenne de celles mesurées. La Fig. II.28c

montre le profil d'erreur absolue entre les deux températures. L'erreur absolue maximale a été de 3,4 °C et l'erreur RMS a été de 1,74 °C. Donc, le modèle des interactions thermiques entre l'air de l'habitacle et l'environnement du véhicule a été vérifié de façon globale.

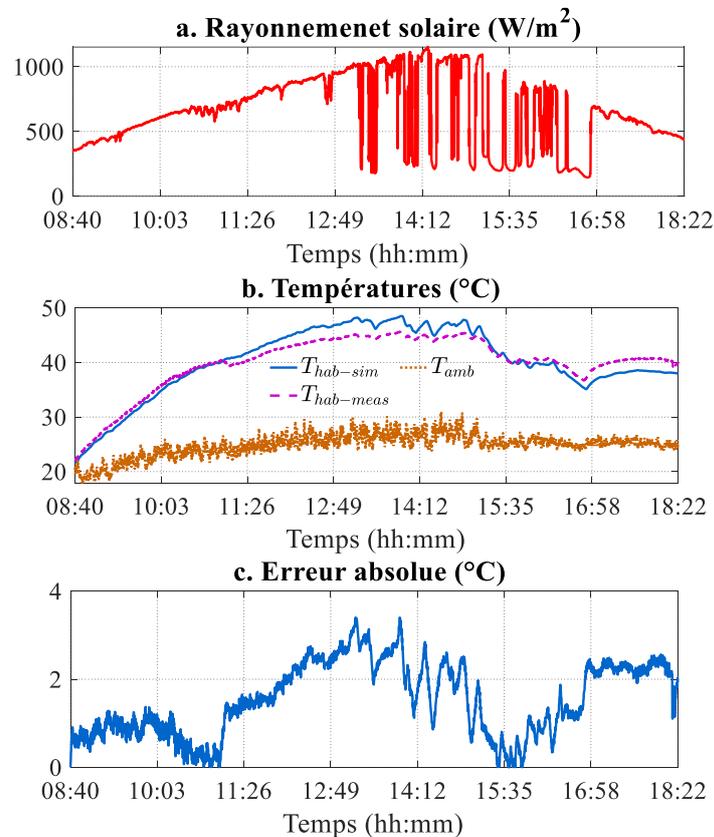


Fig. II.28 : Résultats de validation du modèle complet de l'habitacle.

Validation du modèle et commande du sous-système CVCA – mode climatisation

Deux tests avec la voiture stationnée ont été réalisés pour valider le modèle du sous-système de CVCA (Fig. II.23). Le premier a été réalisé en été (mode climatisation) lors d'une journée chaude ($T_{amb} \approx 30$ °C) avec un ciel partiellement nuageux (Fig. II.29). Un passager est rentré dans la voiture et a allumé la climatisation. Les données enregistrées ont été le rayonnement solaire, la température de l'air ambiante et de l'habitacle, ainsi que la température, humidité relative et débit massique des sorties d'air dans la voiture (dans le modèle, ces paramètres correspondent au volume de contrôle – voir Fig. II.19). Le même scénario est simulé en utilisant les mesures du rayonnement, température ambiante et débit massique d'air comme entrées.

La Fig. II.30 montre les résultats de validation. Les températures simulées et mesurées évoluent de façon similaire (Fig. II.30b). Le profil d'erreur absolue pour la température d'habitacle montre une erreur maximale de 2,9 °C, et c'est pendant le régime transitoire. Pendant le régime permanent, l'erreur absolue est inférieure à 1 °C. L'erreur RMS pour la

température d'habitacle est de 0,83 °C. De plus, la Fig. II.30d montre que l'humidité relative mesurée et simulée aux sorties d'air évoluent aussi de la même façon. Néanmoins, il y a un écart en régime permanent. Cet écart est dû à la plage de fonctionnement du capteur d'humidité utilisée : de 5% à 95%.



Fig. II.29 : Test du sous-système CVCA en extérieur en mode climatisation.

Il faut remarquer que pour contrôler la température de l'air dans l'habitacle T_{hab} , le sous-système CVCA agit sur l'air entrant (T_{vc} dans le modèle). Par conséquent, le fait d'avoir une bonne précision pour les deux températures T_{hab} et T_{vc} sur le même test signifie une bonne estimation des besoins thermiques de l'habitacle et un bon contrôle du sous-système CVCA.

En outre, les résultats de simulation pour ce test sont aussi utilisés pour vérifier théoriquement le modèle d'un processus de condensation d'eau dans le volume de contrôle (cf. Annexe E), à l'aide d'un diagramme psychrométrique [ASHRAE17]. Dans cette thèse, la pression est considérée constante et égale à celle au niveau de la mer. Donc, pour une humidité relative initiale donnée et une variation de température, les variations correspondantes d'humidité relative, humidité absolue et enthalpie massique doivent respecter le diagramme psychrométrique. De ce fait, les grandeurs simulées de l'enthalpie h_{vc} , et d'humidité relative ϕ_{vc} et absolue ω_{vc} , dans le volume de contrôle sont comparées avec celles du diagramme psychrométrique pour trois points : aux conditions initiales, au point de saturation ($\phi_{vc} = 100\%$) et en état permanent ($t = 1000s$). Le Tableau II.3 montre les valeurs pour chaque point. De même, les Fig. II.31 et Fig. II.32 montrent ces trois points sur les courbes simulées et sur un diagramme psychrométrique.

Les Fig. II.31 et Fig. II.32 montrent que les valeurs simulées des variables décrivant l'air humide dans le volume de contrôle correspondent bien aux valeurs du même processus sur le diagramme psychrométrique.

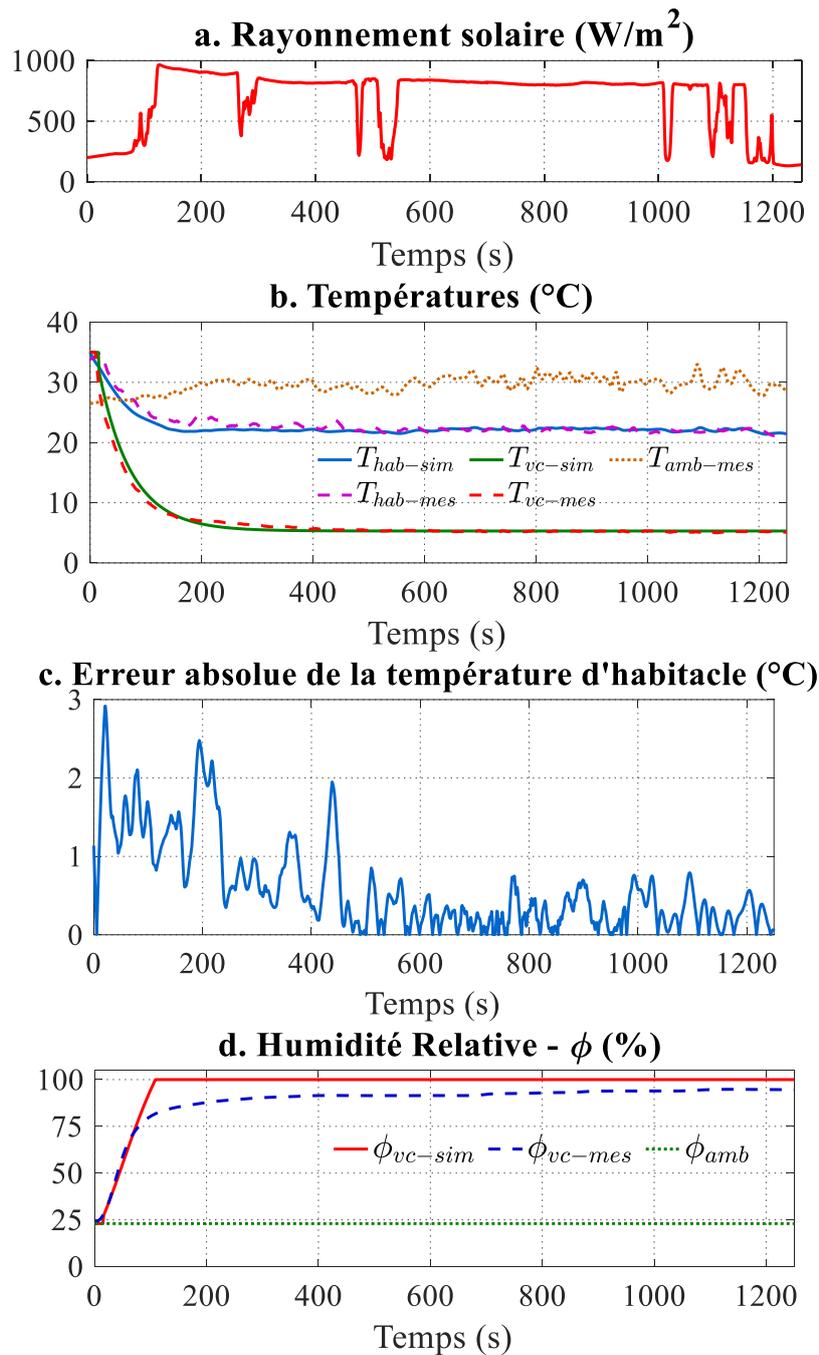


Fig. II.30 : Résultats de validation du modèle CVCA en mode climatisation.

Tableau II.3 : Valeurs simulées de température T_{vc} , humidité relative ϕ_{vc} , humidité absolue ω_{vc} et enthalpie massique h_{vc} dans le volume de contrôle.

	Point 1	Point 2	Point 3
T_{vc} ($^{\circ}C$)	35	10,4	5,3
ϕ_{vc} (%)	23	100	100
ω_{vc} (g_{eau}/kg_{as})	8	8	5,5
h_{vc} (kJ/kg_{as})	55,8	29,5	19,2

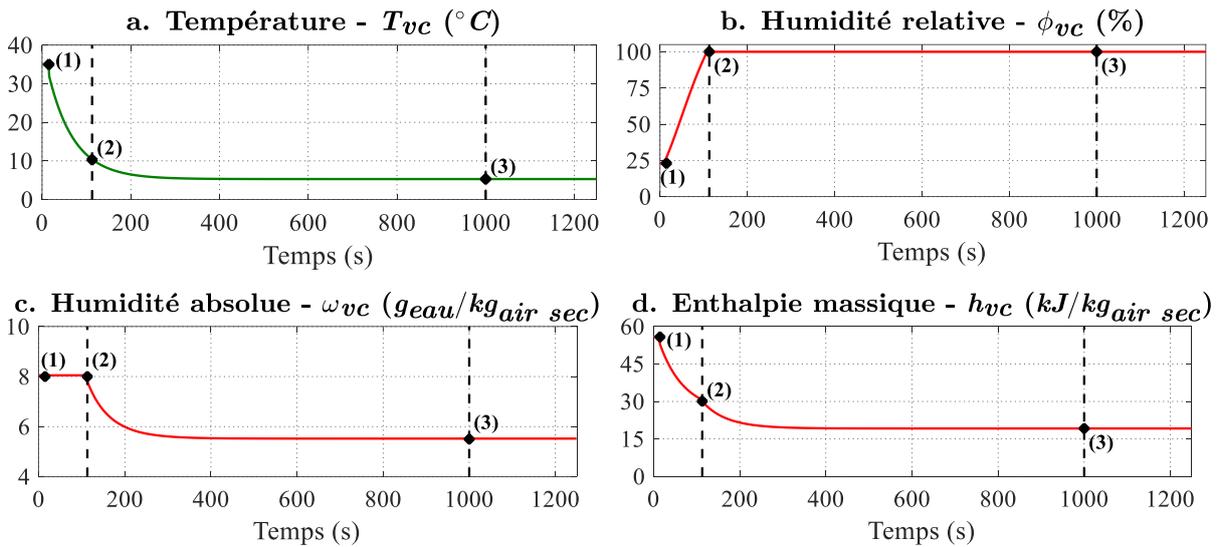


Fig. II.31 : Profils simulés de T_{vc} , ϕ_{vc} , ω_{vc} et h_{vc} pour le test de validation en mode climatisation.

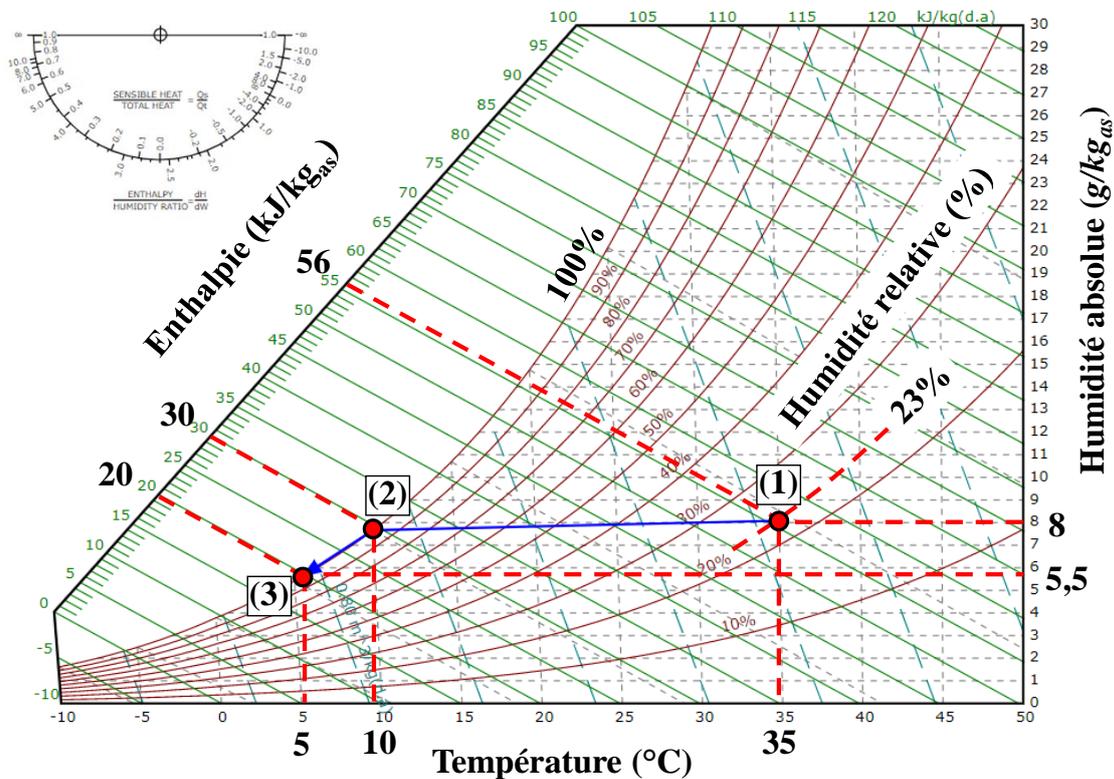


Fig. II.32 : Processus de refroidissement dans le volume de contrôle [FC20].

Les résultats de simulation pour la température d’habitable, et pour la température et l’humidité relative aux sorties d’air ont été vérifiés expérimentalement. Ensuite, les résultats de simulation pour les variables décrivant l’air humide (ϕ_{vc} , ω_{vc} et h_{vc}) dans le volume de contrôle ont été vérifiés sur un diagramme psychrométrique. Ainsi, le modèle du sous-système CVCA en mode climatisation est globalement validé.

Validation du modèle et la commande du sous-système CVCA – mode chauffage

Le deuxième test de validation du sous-système CVCA a été en mode chauffage. Ce test a été réalisé lors d'une matinée fraîche ($T_{amb} \approx 1 \text{ °C}$), avec un ciel couvert (Fig. II.33). Un passager est rentré dans la voiture et le chauffage a été allumé pendant 30 minutes. Puis, l'habitacle (avec le passager) a été laissé se refroidir pendant 50 minutes. Les données enregistrées ont été la température de l'air ambiant et de l'habitacle, ainsi que la température et débit massique des sorties d'air dans la voiture. De plus, les données de tension et courant du pack de batteries ont été extraites du réseau CAN du véhicule. Le même scénario est simulé en utilisant la température ambiante et débit massique d'air comme entrées.



Fig. II.33 : Test du sous-système CVCA en extérieur en mode chauffage.

La Fig. II.34 montre les résultats de validation. Les températures simulées et mesurées évoluent de façon similaire (Fig. II.34a). L'erreur absolue maximale pour la température d'habitacle est de $3,5 \text{ °C}$ et l'erreur RMS de $0,75 \text{ °C}$. La Fig. II.34b et la Fig. II.34c montrent que les profils simulés de puissance et d'énergie fournies par la batterie évoluent aussi de façon similaire aux mesures. L'erreur sur la consommation totale d'énergie est de 2%. Donc, la précision globale du modèle du sous-système CVCA en mode chauffage est aussi vérifiée.

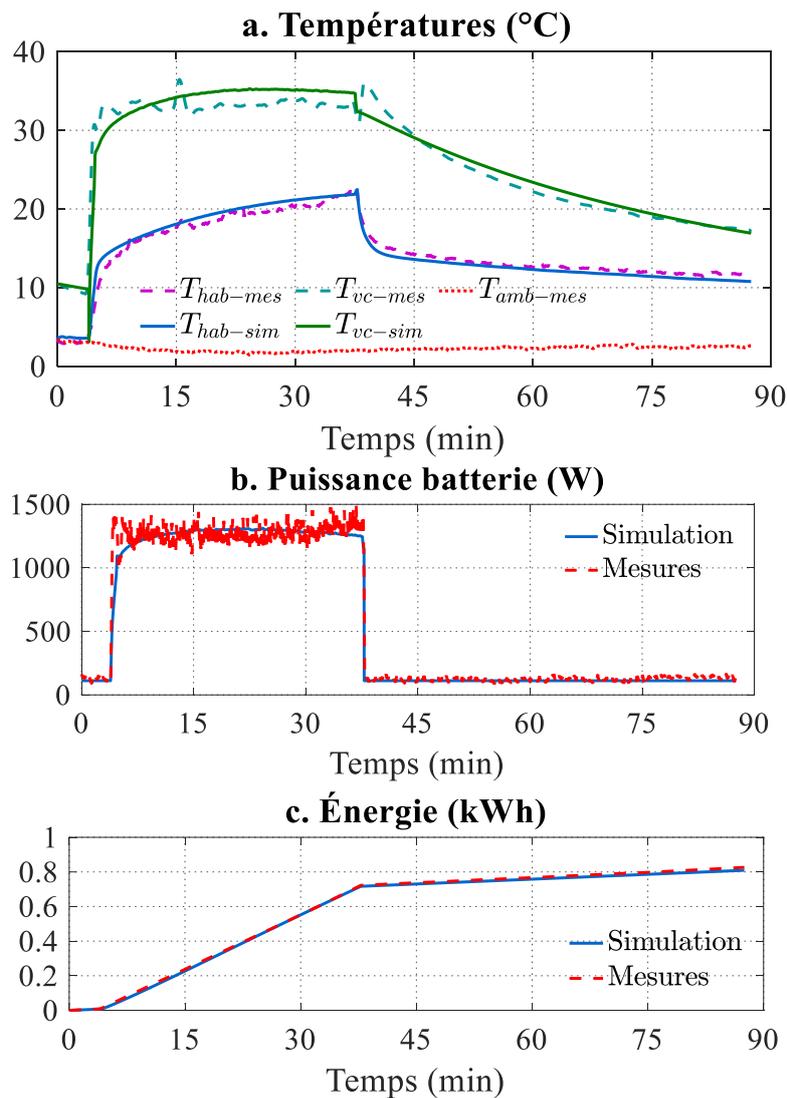


Fig. II.34 : Résultats de validation du modèle CVCA en mode chauffage.

II.4 Simulation du système interconnecté

L'objectif de cette sous-partie est d'interconnecter les différents modèles, afin de construire l'outil de simulation ciblé.

II.4.1 Interconnexion des sous-systèmes et validation traction-confort

Après avoir vérifié la validité des différents modèles théoriquement et/ou expérimentalement, ils sont interconnectés. La Fig. II.35 montre la REM simplifiée de l'interconnexion de modèles. Pour cette interconnexion, un pictogramme supplémentaire est ajouté : un aiguilleur. Ce pictogramme sert à représenter le choix entre le modèle de la chaîne de traction et celui du chargeur. En effet, la voiture ne peut pas être branchée au chargeur et conduite en même temps. Une image de la REM complète se trouve dans l'Annexe J.

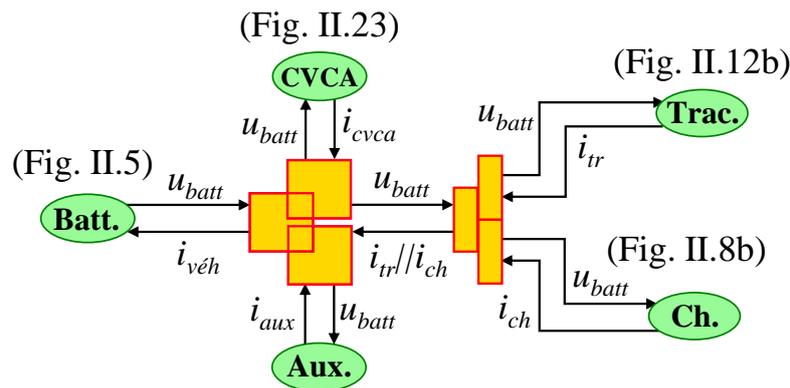


Fig. II.35 : REM simplifiée de l'interconnexion de modèles.

Un dernier test de validation a été réalisé pour valider l'interconnexion des sous-systèmes de traction et de confort. Ce test a été réalisé lors d'une matinée d'hiver ($T_{amb} \approx -5$ °C), avec un ciel clair (Fig. II.36). Dans ce test, un parcours a été réalisé avec le chauffage allumé. Le profil de vitesse a été enregistré avec un capteur GPS. Les données de tension et courant du pack de batteries ont été extraites du réseau CAN du véhicule. Les données de température ambiante et de l'habitacle, ainsi que la température, humidité relative et débit massique des sorties d'air ont été enregistrées. Le rayonnement solaire au moment du test était de ~ 100 W/m². Le même scénario est simulé en utilisant le profil de vitesse, la température ambiante et le débit massique d'air comme entrées.



Fig. II.36 : Test de l'interconnexion des sous-systèmes de traction et CVCA en mode chauffage.

La Fig. II.37 montre les résultats de validation. Les températures simulées et mesurées évoluent de façon similaire (Fig. II.37b). L'erreur absolue maximale pour la température d'habitacle est de 3,7 °C, et l'erreur RMS de 1,17 °C. La Fig. II.37c montre que l'humidité relative simulée et mesurée évoluent aussi de la même manière. Encore, l'écart en régime permanent est dû à la plage de fonctionnement de l'enregistreur d'humidité : de 5% à 95%. La Fig. II.37d montre que la puissance simulée correspond aussi aux mesures. Finalement, les évolutions simulée et mesurée de l'énergie consommée sont aussi similaires (Fig. II.37e).

L'erreur sur la consommation totale d'énergie est de 2,7%. Donc, l'interconnexion des sous-systèmes de traction et confort est aussi validée de façon globale.

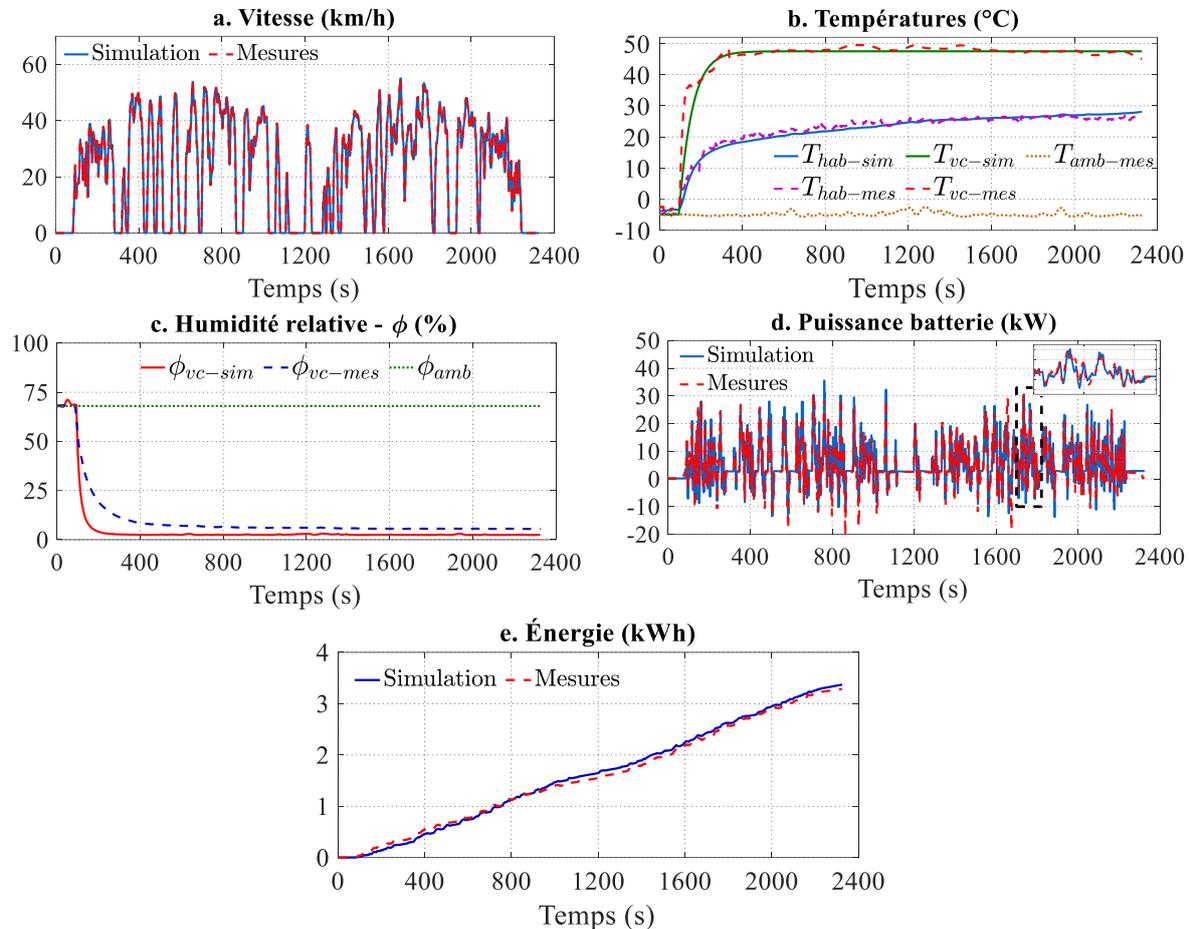


Fig. II.37 : Résultats de validation de l'interconnexion des sous-systèmes de traction et CVCA.

II.4.2 L'outil de simulation

L'outil de simulation est construit sur le logiciel MATLAB & Simulink®. Son interface est présentée dans la Fig. II.38. Afin d'augmenter la flexibilité de l'outil, des panneaux ont été ajoutés pour définir les différentes conditions de simulation :

- Traction : définit le nombre de passagers et le profil de vitesse (sur une liste de profils enregistrés).
- Recharge : définit la recharge (ou décharge) du pack de batteries jusqu'à un *SoC* souhaité, ainsi que la puissance du chargeur (2,3 kW, 3,7 kW, 6,6 kW ou 7,4 kW).
- CVCA : définit la température souhaitée dans l'habitacle, le débit massique d'air et le choix entre recirculation d'air ou pas.
- Chauffage de batterie : définit si l'on veut chauffer la batterie durant la recharge et/ou la conduite, ainsi que la température de batterie souhaitée.

- Préchauffage : définit si l'on veut préchauffer l'habitacle et/ou la batterie, ainsi que le temps de préchauffage.

Le reste des conditions de simulation (ex. conditions ambiantes, conditions initiales, paramètres du véhicule, etc.) sont définies dans un fichier d'initialisation. De plus, le pas de calcul minimal (si tous les sous-systèmes sont considérés) est de 0,3 secondes.

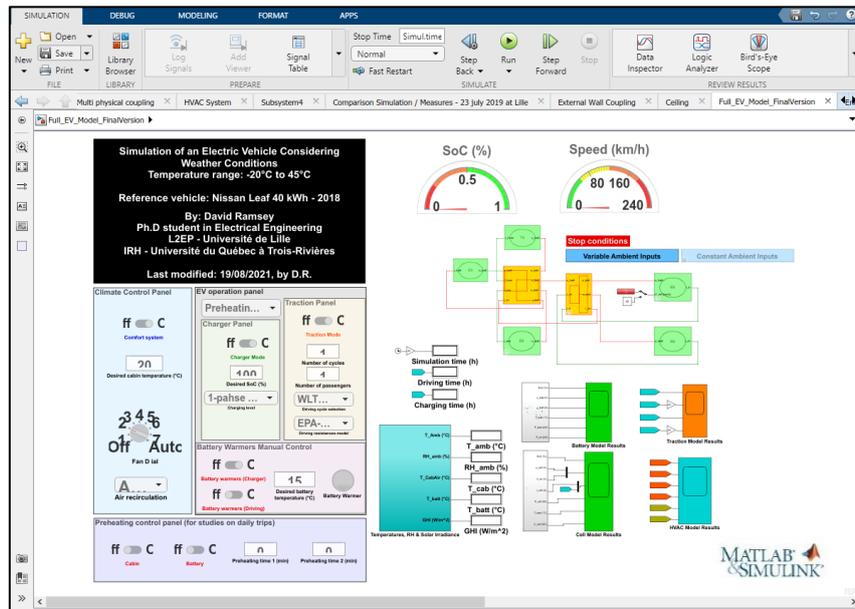


Fig. II.38 : Interface de l'outil de simulation.

Bien que l'interface montre la REM simplifiée de l'interconnexion des sous-systèmes, à l'intérieur de chaque pictogramme se trouve la REM du sous-système correspondant. Ainsi, la Fig. II.39 montre la simulation avec la REM complète.

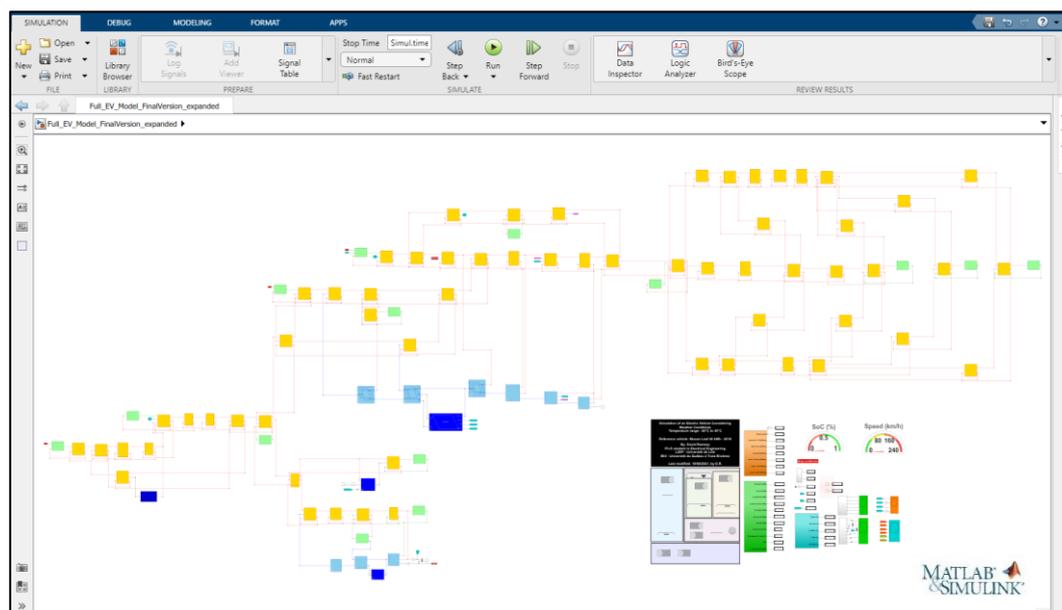


Fig. II.39 : Simulation d'un véhicule électrique et son environnement.

II.5 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, les sous-systèmes de stockage, traction et confort ont été modélisés et organisés avec la REM. La validité des différents modèles a été vérifiée de façon expérimentale ou théorique. Finalement, les sous-systèmes ont été interconnectés pour la construction d'un outil de simulation flexible d'un VE.

Le modèle électrothermique du pack de batteries est basé sur une résistance interne équivalente, qui varie en fonction de la température du pack et du *SoC*. La partie thermique du modèle considère une inertie équivalente du pack, la chaleur générée par la résistance interne, l'échange de chaleur avec l'air ambiant et un chauffage de batteries réglable. Des perspectives à ce modèle seraient la réalisation des tests de caractérisation à plusieurs températures, et la modélisation d'un système de refroidissement pour le fonctionnement aux hautes températures.

Un modèle statique décrit le chargeur de batteries comme un convertisseur AC/DC réglable. La stratégie adoptée est la CC-CV. Les temps de recharge simulés ont été vérifiés avec ceux annoncés pour la Renault Zoé 2018. Une perspective de ce modèle serait la réalisation des tests expérimentaux pour étudier les pertes durant la recharge.

Un modèle quasi-statique, basé sur des travaux précédents, décrit la chaîne de traction. Cette thèse ajoute la considération de certaines conditions ambiantes dans l'estimation des forces de résistance à l'avancement, ainsi qu'une stratégie de freinage qui considère la température de la batterie et la répartition d'efforts de freinage entre les deux essieux du véhicule.

Le modèle d'habitacle considère les effets du rayonnement solaire, et les échanges de chaleur entre l'air de l'habitacle, les surfaces du véhicule, l'air ambiant et le ciel. De plus, un modèle (et commande) du sous-système CVCA, avec une pompe à chaleur réversible et un chauffage électrique, régule la température de l'habitacle.

Cette thèse considère un modèle statique pour la pompe à chaleur. Les limitations aux basses températures sont considérées avec des résultats expérimentaux publiés par [Kim12]. Une perspective serait donc de développer (et valider) un modèle et la commande d'un système de PàC pour VEs. Cela permettrait de considérer des phénomènes négligés dans cette thèse (ex. le mode déshumidification), ainsi que l'étude des systèmes de gestion thermique intégrés : avec plusieurs boucles de liquide réfrigérant. Une deuxième perspective serait la validation expérimentale du modèle dans des conditions de froid extrême (ex. $T_{amb} < -15$ °C).

Tous ces modèles ont été organisés et interconnectés avec une approche systémique, fonctionnelle et causale à l'aide de la REM. En effet, les règles de ce formalisme permettent la

détermination systématique des variables d'entrée et de sortie de chaque modèle. Ainsi, leurs interconnexions et le développement des structures de commande deviennent assez intuitifs.

La validation des modèles des différents sous-systèmes a été réalisée de façon théorique ou expérimentale. Les tests expérimentaux ont été réalisés sur une voiture commerciale : la Renault Zoé 2018. Ainsi, ces validations ont été réalisées de façon globale. Les tests expérimentaux ont permis de valider les modèles sur une plage de -5 °C à 30 °C . Il faut remarquer que malgré les différents niveaux de complexité et le nombre des modèles interconnectés, les résultats de validation montrent une bonne précision pour les estimations de consommation d'énergie. En effet, il n'est pas forcément nécessaire d'avoir des modèles très précis de tous les composants pour arriver à des résultats énergétiques corrects. Pourtant, il faut que les modèles des sous-systèmes critiques soient intégrés pour pouvoir étudier correctement la consommation d'énergie sous différents scénarios.

Les validations ont représenté un défi important dans cette thèse en raison du nombre de modèles impliqués et des matériels disponibles. Le fait de travailler sur un véhicule commercial signifie une limitation sur l'accès à certains composants (ex. du pack de batterie), ainsi que sur le nombre et l'emplacement des capteurs. De plus, les tests sur le sous-système de confort ont une difficulté supplémentaire intrinsèque, car les conditions ambiantes nécessaires pour les validations ne sont pas disponibles tous les jours.

Finalement, l'outil de simulation développé peut servir à la réalisation d'études énergétiques des véhicules électriques sous différents scénarios et conditions climatiques. Cela est mise en évidence dans le chapitre suivant.

Chapitre III : Consommation d'énergie des VEs sous différentes conditions climatiques

L'objectif de ce chapitre est la réalisation de trois études énergétiques à l'aide de l'outil de simulation développé. Ainsi, la pertinence et la flexibilité de l'outil sont mises en évidence. La première étude vise à estimer l'impact de la température ambiante, l'humidité relative et les conditions du ciel sur la consommation d'énergie de chaque sous-système. La deuxième étude concerne la variation annuelle de la consommation d'énergie. Finalement, la dernière étude vise à quantifier les avantages énergétiques du préchauffage. Pour toutes ces études, le VE considéré est la Renault Zoé 2018.

Sommaire du chapitre

III.1	Quantification de l'impact énergétique des conditions ambiantes	80
III.1.1	Impact de la température ambiante	80
III.1.2	Impact de l'humidité relative	85
III.1.3	Impact des conditions du ciel.....	90
III.1.4	Bilan de l'étude	93
III.2	Variation de la consommation d'énergie avec les conditions climatiques et le type de profil de vitesse	94
III.2.1	Contribution de chaque sous-système à la consommation totale.....	94
III.2.2	Variation annuelle de la consommation d'énergie.....	97
III.2.3	Variation de la consommation d'énergie par région d'utilisation	100
III.2.4	Bilan de l'étude	101
III.3	Consommation d'énergie en considérant le préchauffage	102
III.3.1	Concept du préchauffage	102
III.3.2	Description de l'étude	103
III.3.3	Compromis entre la consommation totale d'énergie et l'autonomie	104
III.3.4	Bilan de l'étude	106
III.4	Conclusion du chapitre	107

III.1 Quantification de l'impact énergétique des conditions ambiantes

Cette sous-partie vise à étudier l'impact de certains facteurs ambiants sur la consommation d'énergie de chaque sous-système. Pour ce faire, l'outil de simulation est utilisé pour estimer la consommation d'énergie en variant les conditions ambiantes (une variation à la fois). Ainsi, l'impact de la température ambiante est d'abord étudié. Ensuite, l'impact de l'humidité relative ; puis, celui des conditions du ciel.

Pour cette étude, le cycle de vitesse normalisé WLTC¹⁸ Classe 3 (Fig. III.1) est utilisé dans toutes les simulations. Ce cycle est aussi utilisé par les constructeurs pour déterminer l'autonomie de leurs VEs, en suivant les réglementations actuelles. De plus, toutes les simulations considèrent 1 passager, 1 heure de conduite, une température souhaitée dans l'habitacle de 20 °C, une vitesse d'air soufflé v_{sf} de ~ 4 m/s, et une température initiale de la batterie égale à celle de l'air ambiant.

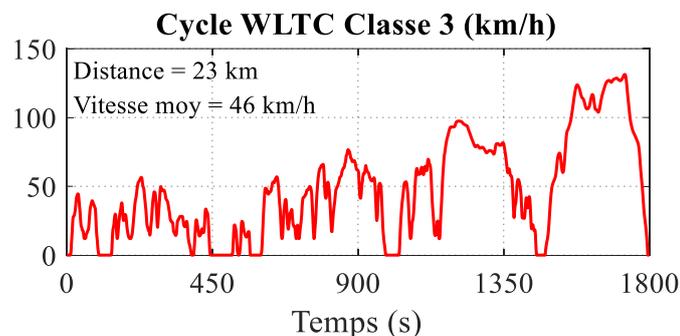


Fig. III.1 : Cycle de vitesse WLTC Classe 3.

III.1.1 Impact de la température ambiante

La première partie de cette étude concerne l'impact de la température ambiante sur la consommation d'énergie de chaque sous-système. Pour ce faire, la consommation d'énergie est estimée en variant la température ambiante de -20 °C à +40 °C en incréments de 10 °C. Pour toutes les simulations, la température ambiante est considérée constante, l'humidité relative est négligée ($\phi = 0\%$) et le ciel est considéré totalement couvert.

Impact sur le sous-système de traction

La Fig. III.2 montre les résultats de simulation pour l'estimation de la consommation d'énergie du sous-système de traction. Pour ce sous-système, l'impact de la température ambiante est lié à la densité de l'air et à la traînée aérodynamique (voir Fig. I.7). La densité de l'air augmente aux basses températures. De ce fait, la puissance nécessaire pour la traction

¹⁸ WLTC : Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Cycles.

augmente aussi. Au contraire, la densité de l'air (et la puissance nécessaire) décroît avec une augmentation de la température ambiante.

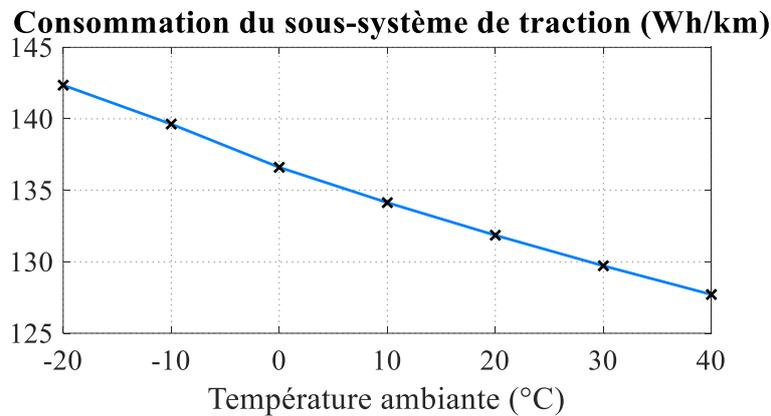


Fig. III.2 : Consommation d'énergie du sous-système de traction à différentes températures.

Impact sur le sous-système CVCA

La Fig. III.3 montre les résultats pour l'estimation de la consommation d'énergie du sous-système CVCA. Sur ce sous-système, l'impact est intuitif : plus la température ambiante s'éloigne de celle souhaitée dans l'habitacle (20 °C), et plus l'énergie nécessaire au confort thermique augmente. Quand la température ambiante est de 20 °C, le sous-système de confort n'est pas utilisé.

De plus, en analysant la plage entre 0 °C et 40 °C, un impact plus important en mode chauffage est remarqué. Ceci est car la recirculation d'air est considérée lors du fonctionnement en mode climatisation. Ainsi, ce mode demande moins d'énergie. En mode chauffage, seulement de l'air frais est considéré, afin d'éviter la formation de buée sur les vitres.

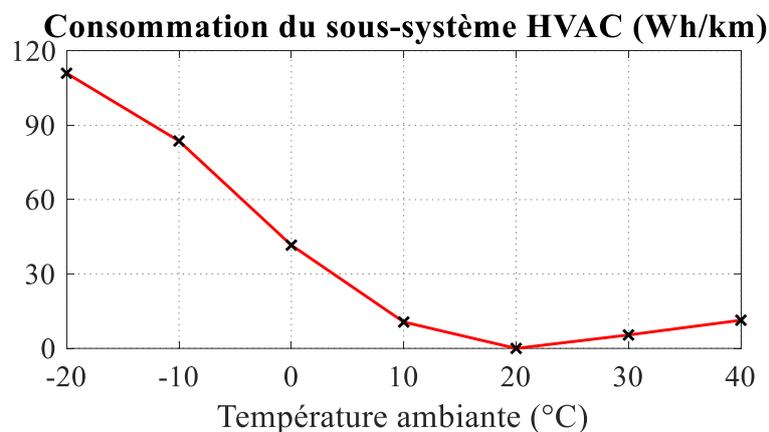


Fig. III.3 : Consommation d'énergie du sous-système CVCA à différentes températures.

En outre, la Fig. III.4 et la Fig. III.5 montrent l'évolution de la température de l'habitacle et les profils de puissance thermique correspondants à différentes températures ambiantes. Il faut

noter qu'à très basse température, la température de l'habitacle monte d'abord très rapidement. Puis, elle prend bien plus de temps pour terminer de monter, sans pouvoir finalement arriver à la température souhaitée. La partie initiale de l'évolution de T_{hab} est rapide car, en plus de faire rentrer de l'air chaud venant du sous-système CVCA, la ventilation fait aussi sortir l'air froid initialement dans l'habitacle. Ensuite, le reste de la montée de T_{hab} est limitée à la capacité du sous-système CVCA. Dans cette étude, la pompe à chaleur arrête de fonctionner à $T_{amb} \approx -15\text{ °C}$ (voir Fig. II.22) et le chauffage électrique a une puissance maximale de 5 kW. Ainsi, lorsque la puissance de chauffage maximale est atteinte, le sous-système CVCA rentre en état de saturation, ce qui limite aussi l'évolution de la température de l'habitacle. En outre, la légère augmentation de la température de l'habitacle à 20 °C (sans confort thermique) est due à la chaleur produite par le passager.

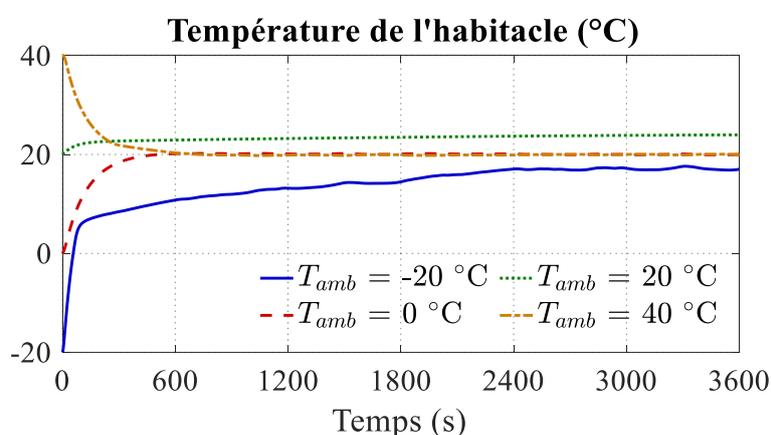


Fig. III.4 : Évolution de la température de l'habitacle à différentes températures ambiantes.

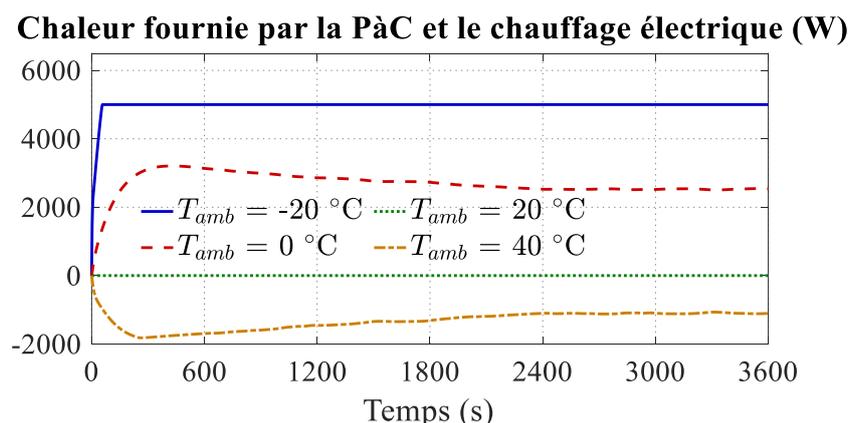


Fig. III.5 : Chaleur fournie (ou absorbée) par les convertisseurs électrothermiques considérés.

Impact sur les auxiliaires

La Fig. III.6 montre les résultats pour l'estimation de la consommation d'énergie des auxiliaires. Il faut remarquer que les auxiliaires ne sont pas directement impactés par la

température ambiante. Pourtant, leur consommation d'énergie augmente en relation avec les besoins des autres sous-systèmes.

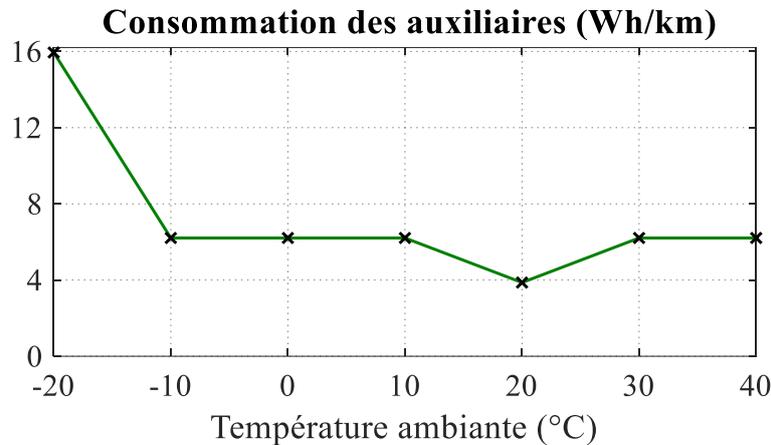


Fig. III.6 : Consommation d'énergie des auxiliaires à différentes températures.

Dans cette étude, la puissance demandée par auxiliaires de traction est considérée constante. Ainsi, l'augmentation de la consommation d'énergie entre -10 °C et 40 °C est due à l'utilisation du ventilateur du sous-système CVCA (qui n'est pas utilisé à 20 °C). De plus, l'augmentation à -20 °C est due à l'utilisation du chauffage de batteries. Ce dernier s'allume si la température du pack T_{batt} est inférieure à -17 °C, et s'éteint lorsque $T_{batt} = -10$ °C.

Impact sur le pack de batteries

La Fig. III.7 montre les résultats pour l'estimation des pertes dans le pack de batteries. Dans cette étude, la température initiale du pack est considérée égale à celle de l'air ambiant. Les résultats montrent que les pertes augmentent aux basses températures, en raison de l'augmentation de la résistance interne (voir Fig. II.6a). Au contraire, les pertes sont légèrement réduites aux hautes températures, car la résistance interne est aussi réduite.

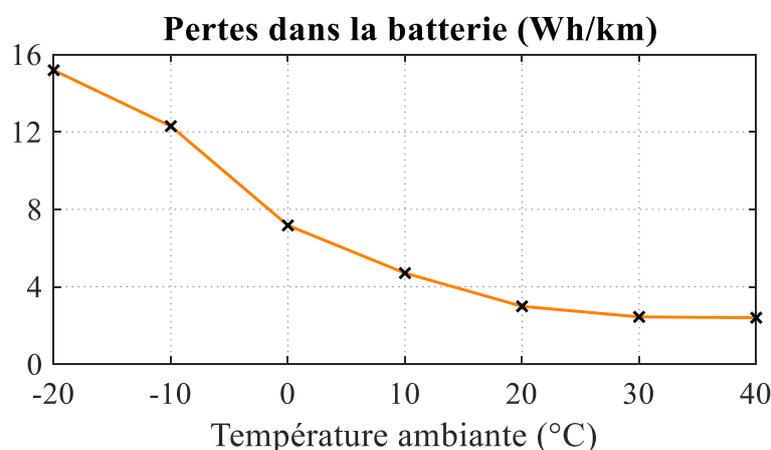


Fig. III.7 : Pertes dans la batterie à différentes températures ambiantes (avec $T_{batt0} = T_{amb}$).

En outre, la Fig. III.8 montre l'évolution de la température du pack de batteries à différentes températures ambiantes. Encore, l'impact le plus important est remarqué à très basse température. Pour le cas avec $T_{amb} = -20\text{ °C}$, la température du pack augmente rapidement au début (jusqu'à $T_{batt} \approx -10\text{ °C}$), en raison de l'utilisation du chauffage de batteries. Ensuite, la température du pack continue à augmenter en raison de l'auto-échauffement. Dans ce cas, la variation totale de la température est estimée à $\sim 22\text{ °C}$. Pour le cas avec $T_{amb} = 0\text{ °C}$, la variation estimée de la température du pack est de $\sim 6\text{ °C}$. Pour les cas à 20 °C et 40 °C , la variation est encore plus faible : de $\sim 2\text{ °C}$.

En effet, la variation de la température du pack de batterie durant la conduite dépend de sa résistance interne R_{int} et du courant total demandé i_{batt} . Ces deux paramètres augmentent aux basses températures ambiantes¹⁹. Ainsi, l'auto-échauffement du pack est bien plus important aux basses températures.

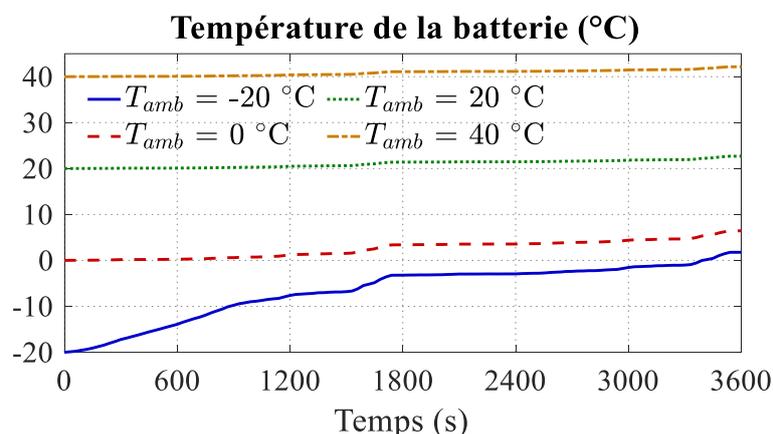


Fig. III.8 : Évolution de la température de la batterie à différentes températures ambiantes.

La Fig. III.9 montre la variation de la résistance interne R_{int} durant la conduite à différentes températures ambiantes. Puisque la valeur de R_{int} dépend de la température de la batterie, les variations de R_{int} et de T_{batt} sont directement liées. Ainsi, la variation la plus importante de la résistance interne est aussi à très basse température ($T_{amb} = -20\text{ °C}$). Pour les autres cas, la variation est plus faible.

Finalement, il faut noter que l'augmentation de la résistance interne agit sur elle-même :

- La résistance interne augmente aux basses températures de batterie.
- L'augmentation de R_{int} représente une augmentation de pertes.
- L'augmentation de pertes représente plus d'auto-échauffement.

¹⁹ Pour un même cycle de vitesse, le courant augmente selon les demandes des sous-systèmes de traction et de confort (Fig. III.2 et Fig. III.3).

- Plus d'auto-échauffement représente une augmentation de la température de la batterie.
- Une augmentation de T_{batt} représente une réduction de la résistance interne.

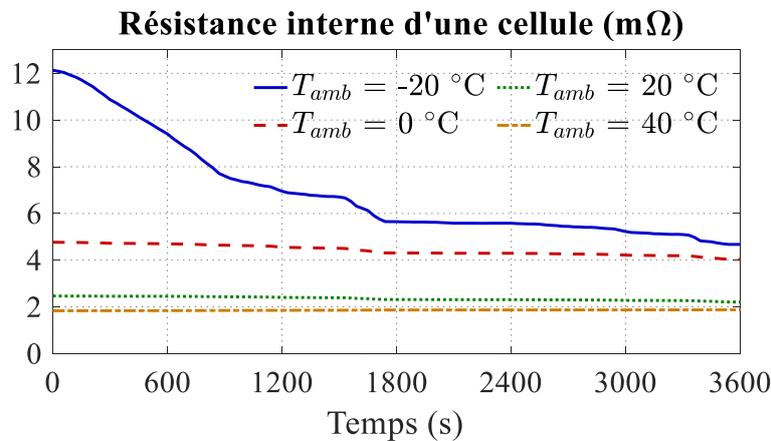


Fig. III.9 : Évolution de la résistance interne d'une cellule à différentes températures ambiantes.

III.1.2 Impact de l'humidité relative

La deuxième partie de cette étude concerne l'impact de l'humidité relative sur la consommation d'énergie des sous-systèmes de traction et de confort. Pour ce faire, la consommation d'énergie est estimée en variant l'humidité relative. Pour toutes les simulations, les températures et humidités ambiantes sont considérées constantes, et le ciel est considéré totalement couvert.

Impact sur le sous-système de traction

L'impact de l'humidité relative sur le sous-système de traction est aussi lié à la densité de l'air. Comme montré dans la Fig. I.7, la densité de l'air sec et saturé (100% d'humidité) est quasiment la même en hiver. Cependant, en été, une augmentation de l'humidité représente une réduction de la densité de l'air. Ainsi, l'impact de l'humidité relative sur le sous-système de traction correspond à une réduction de la consommation d'énergie en été.

Pour mettre cela en évidence, la consommation du sous-système de traction a été estimée à différentes températures ambiantes (constantes) pour deux cas : 0% et 85% d'humidité relative (ϕ). L'étude considère le cycle WLTC Classe 3, 1 passager et 1 heure de conduite. Les résultats de simulation sont montrés sur la Fig. III.10. En effet, l'impact de l'humidité sur ce sous-système peut être complètement négligé en hiver. En été, il y a une petite réduction de la consommation d'énergie.

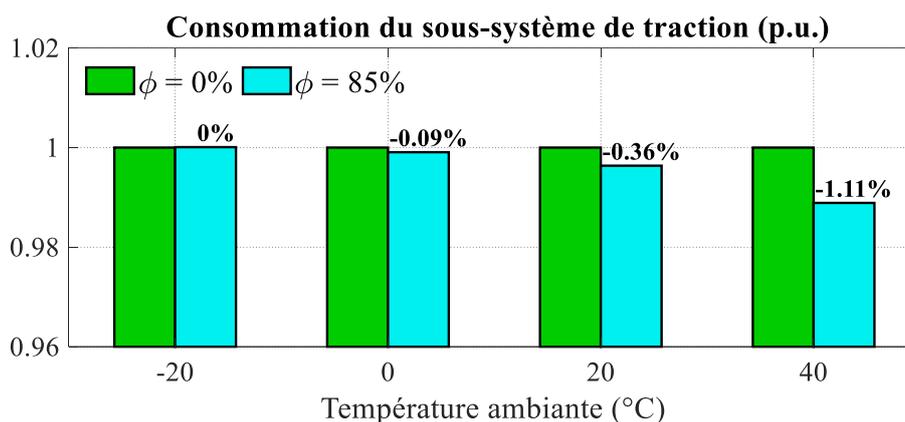


Fig. III.10 : Impact de l'humidité relative sur le sous-système de traction.

Impact sur le sous-système CVCA

Pour le sous-système CVCA, l'impact de l'humidité est important en mode climatisation. L'air ambiant est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau (cf. Annexe E). Ainsi, la chaleur liée à un flux d'air humide \dot{Q}_{ah} inclue une partie correspondant à l'air sec \dot{Q}_{as} et une autre partie correspondant à la vapeur d'eau \dot{Q}_v (III.1). Le flux de chaleur de l'air sec \dot{Q}_{as} dépend du débit massique d'air sec \dot{m}_{as} , de sa capacité calorifique massique c_{p-as} et de sa température T (III.2). De même, le flux de chaleur lié à la vapeur d'eau \dot{Q}_v dépend du débit massique d'air sec \dot{m}_{as} , de l'humidité absolue ω^{20} , de sa capacité calorifique massique c_{p-v} et de la température T (III.3).

$$\dot{Q}_{ah} = \dot{Q}_{as} + \dot{Q}_v \quad (III.1)$$

$$\dot{Q}_{as} = \dot{m}_{as} c_{p-as} (T - 273,15) \quad (III.2)$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{as} \omega [2,5e6 + c_{p-v} (T - 273,15)] \quad (III.3)$$

Lors du fonctionnement en mode climatisation en été, la pompe à chaleur doit absorber la chaleur de l'air sec \dot{Q}_{as} et de la vapeur d'eau \dot{Q}_v . Ainsi, le plus de vapeur d'eau contenue dans le mélange d'air, le plus d'effort de refroidissement que la PàC doit réaliser. Cela se traduit par une augmentation de la consommation d'énergie du sous-système CVCA. D'autre part, en hiver (à $T_{amb} < 0$ °C), l'air ne peut pas contenir beaucoup de vapeur d'eau. Ceci est car la quantité de vapeur d'eau que l'air peut contenir dépend de sa température. La Fig. III.11 montre l'humidité absolue en saturation ($\phi = 100\%$) de l'air humide en fonction de sa température, à pression atmosphérique [ASHRAE17]. En effet, l'impact de l'humidité peut être négligé en hiver.

²⁰ Les humidités absolues ω et relatives ϕ sont directement liées (cf. Annexe E). L'humidité relative est normalement utilisée pour parler des conditions ambiantes. L'humidité absolue est utilisée dans les modélisations.

Finalement, entre saisons ($0\text{ °C} < T_{amb} < 20\text{ °C}$), l'on pourrait avoir besoin de chauffer et de déshumidifier l'air en même temps. Dans ce mode de fonctionnement, la pompe à chaleur refroidit d'abord l'air pour enlever le plus de vapeur d'eau possible (voir Fig. E.2), puis le réchauffe avant de le jeter vers l'habitable. L'analyse de ce mode de fonctionnement requiert un modèle plus détaillé de la pompe à chaleur, et il n'est pas considéré dans cette thèse. Ainsi, l'impact de l'humidité sur le sous-système CVCA est analysé pour des scénarios d'été, en mode climatisation.

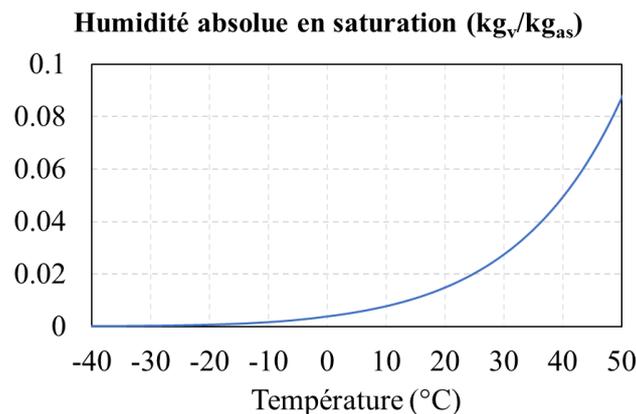


Fig. III.11 : Humidité absolue maximale (à $\phi=100\%$) de l'air au niveau de la mer.

L'impact de l'humidité sur la consommation d'énergie dépend aussi du taux de recirculation β (voir équations II.55–II.57). En recirculant complètement l'air, la masse de vapeur d'eau initiale se condenserait dans le volume de contrôle, et seulement la vapeur d'eau générée par les passagers serait considérée a posteriori. Pourtant, si l'on considère juste de l'air frais, il faudrait évacuer la chaleur \dot{Q}_v liée à la vapeur d'eau dans l'air ambiant durant tout le trajet. Ainsi, l'impact de l'humidité sur la consommation d'énergie du sous-système CVCA augmenterait considérablement si l'on ne tenait compte que de l'air frais ($\beta=0$). De même, l'impact de l'humidité pourrait être complètement négligé si l'on considère la recirculation totale ($\beta=1$).

L'objectif de cette partie de l'étude est de quantifier l'impact de l'humidité sur la consommation d'énergie pour un scénario d'été. Les consommations d'énergie du sous-système CVCA et du système complet sont estimées pour quatre valeurs constantes d'humidité relative : 0, 25%, 50% et 85%, ainsi que pour trois taux de recirculation : $\beta=0$, $\beta=0,5$ et $\beta=1$. De plus, une température ambiante constante de 35 °C, une température souhaitée dans l'habitable de 20 °C, un ciel couvert, 1 heure de conduite et 1 passager sont considérés.

La Fig. III.12 montre les résultats de simulation. Pour le cas avec $\beta=0$ (que de l'air frais), on constate l'impact majeur (jusqu'à 165%) de l'humidité ambiante sur la consommation d'énergie du sous-système de confort. Néanmoins, cet impact est bien réduit au niveau du système complet. Pour le cycle de vitesse et la température ambiante considérée (35 °C), la consommation du sous-système CVCA est bien inférieure à celle du sous-système de traction (voir Fig. III.2 et Fig. III.3). En effet, l'impact d'un facteur ambiant sur la consommation d'un sous-système particulier n'est pas forcément proportionnel au niveau du système complet. Pourtant, l'impact sur le système complet reste très conséquent : jusqu'à 18%.

Bien que le deuxième cas (avec $\beta=0,5$) montre une réduction de l'impact de l'humidité, il est toujours assez important. Le troisième cas montre qu'avec la recirculation totale ($\beta=1$), l'impact de l'humidité sur le sous-système CVCA devient nul. Sur le système complet, il y a même une réduction de la consommation, liée à la réduction de la densité de l'air (Fig. III.10).

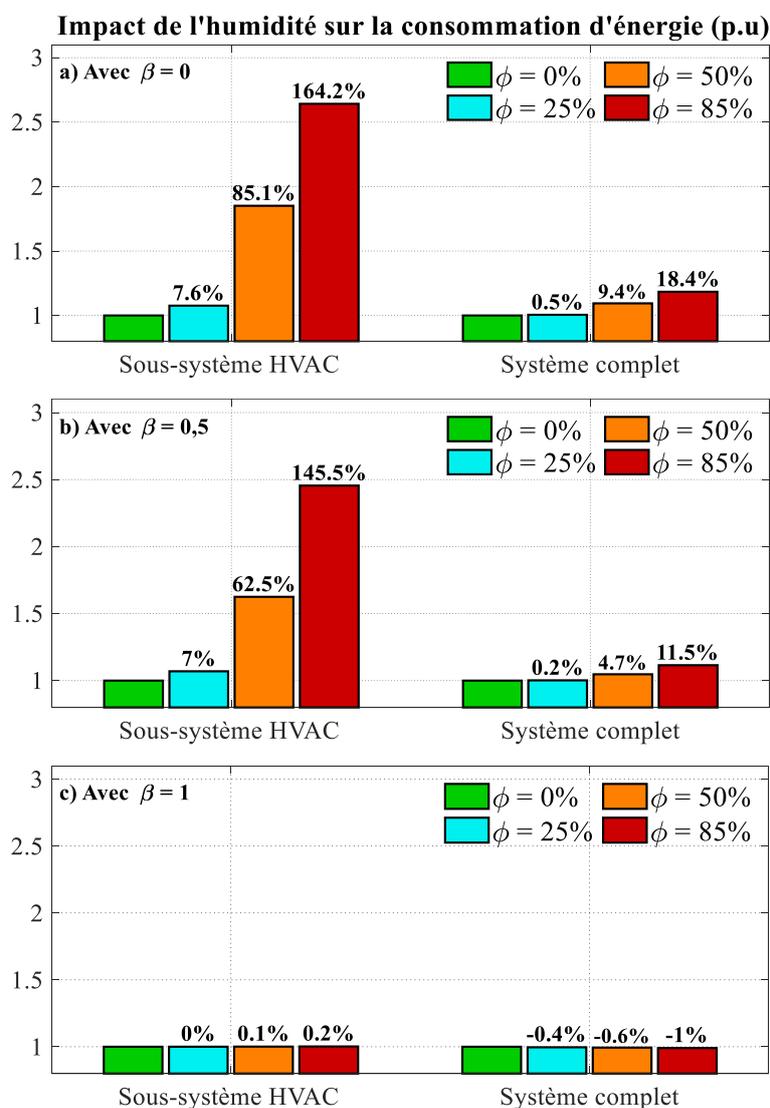


Fig. III.12 : Consommation d'énergie pour différentes valeurs d'humidité relative en été.

Ces résultats montrent que l'impact de l'humidité ambiante sur la consommation d'énergie dépend très fortement du taux de recirculation. De plus, même si seulement de l'air sec était considéré, la recirculation d'air représenterait toujours une réduction de l'énergie nécessaire pour climatiser l'habitable. C'est pourquoi elle est conseillée pour les systèmes de climatisation²¹. D'autre part, l'impact de l'humidité peut bien être négligé en hiver (Fig. III.11). Ainsi, de façon globale, l'impact de l'humidité sur la consommation peut être considéré faible si la recirculation d'air est utilisée lors du fonctionnement en mode climatisation.

Outre l'impact énergétique, il faut remarquer que la recirculation d'air peut aussi exercer une influence sur l'évolution de la température de l'habitable. Si seulement de l'air frais était considéré, la chaleur à absorber pourrait être si grande que la pompe à chaleur travaillerait à sa capacité maximale. Dans cette étude, une puissance de climatisation maximale $\dot{Q}_{p\grave{a}c}$ de 5,6 kW est considérée²². Ainsi, la température de l'habitable prendrait plus de temps pour atteindre la valeur souhaitée. La Fig. III.13 met cela en évidence : pour le cas avec $\beta=0$, la température de l'habitable n'atteint pas sa référence, et la PàC fonctionne à capacité maximale.

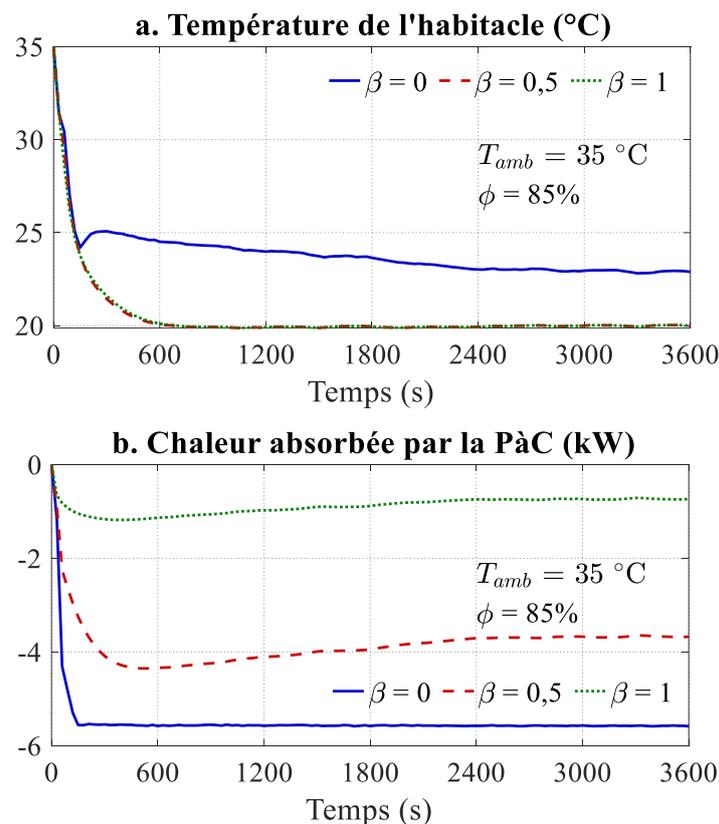


Fig. III.13 : Climatisation de l'habitable pour différents taux de recirculation.

²¹ En hiver, la recirculation d'air aide à la formation de buée sur les fenêtres. C'est pourquoi elle est déconseillée.

²² Une deuxième limitation considérée dans cette étude est une température minimale du volume de contrôle (T_{vc}) de 3 °C, afin d'éviter la formation de glace sur l'évaporateur.

Une perspective de cette étude serait la considération du mode déshumidification. Sous certaines conditions de fonctionnement, il peut être nécessaire de réduire le plus possible l'humidité. Dans ce cas, le sous-système CVCA sur-refroidit d'abord l'air, afin de condenser le plus de vapeur d'eau possible ; puis, le réchauffe encore pour atteindre une température de confort pour les passagers. Pour étudier ce mode de fonctionnement, il faudrait un modèle (et commande) plus détaillé de la pompe à chaleur.

III.1.3 Impact des conditions du ciel

Les conditions du ciel impactent la consommation d'énergie du sous-système CVCA. Deux types de conditions du ciel sont considérés : complètement clair et complètement nuageux. Lors d'un ciel clair, le rayonnement solaire transmis par les fenêtres fait augmenter la température des masses internes T_{mi} du véhicule. Ensuite, les masses internes émettent du rayonnement infrarouge (en fonction de T_{mi}), lequel n'est pas transmis par les fenêtres. Ainsi, l'énergie thermique liée au rayonnement solaire absorbé reste contenue à l'intérieur du véhicule (effet de serre) [Dadour11], [Çengel17]. Éventuellement, les échanges de chaleur par convection font augmenter la température de l'air dans l'habitacle T_{hab} .

Les effets du rayonnement solaire sont contraires en été et en hiver. En effet, le rayonnement solaire représente une charge thermique pour la climatisation en été. En hiver, il peut contribuer au chauffage de l'habitacle.

D'autre part, l'échange de chaleur avec le ciel a un effet contraire à celui du rayonnement solaire. La température effective d'un ciel clair peut être bien inférieure à la température ambiante [Algarni15]. Par conséquent, l'échange de chaleur avec le ciel pourrait atténuer l'impact du rayonnement solaire. Pour un ciel nuageux, la température effective du ciel est similaire à celle de l'air ambiant [Algarni15]. Donc, son impact devient très faible.

L'objectif de cette étude est de quantifier l'impact d'un ciel clair et nuageux sur la consommation d'énergie pour un scénario d'été et un scénario d'hiver. Contrairement aux études précédentes, l'impact des conditions du ciel dépend de l'heure du parcours, dû à la variation du vecteur solaire et à l'effet de serre dans la voiture. Or, le reste des conditions ambiantes varient aussi durant une journée. Ainsi, des données réelles de conditions ambiantes (température ambiante et du ciel, humidité relative, et rayonnement) sont utilisées pour étudier une journée entière par saison. Ces données ont été obtenues du [WRMC19]. De plus, deux parcours sont considérés : le matin à 07h00 et l'après-midi à 17h00. Ceci représente des trajets journaliers domicile-travail. Tous les cas considèrent 1 passager, 1 heure de conduite, une

température souhaitée de 20 °C dans l’habitable et pas de préconditionnement. Les effets thermiques sur la batterie sont négligés. Par rapport au taux de recirculation, $\beta=0,9$ est choisi en été pour assurer un minimum d’air frais. En hiver, $\beta=0$ pour éviter la formation de buée sur les fenêtres.

L’étude commence en considérant une journée d’été avec un ciel clair. La Fig. III.14 montre les conditions du ciel et ambiantes pour la journée considérée, ainsi que l’évolution de la température de l’habitable et la consommation d’énergie. La Fig. III.14b montre qu’avant le lever et après le coucher du soleil, la température de l’habitable suit étroitement la température ambiante. Pendant la journée, la température de l’habitable augmente considérablement, en raison du rayonnement solaire. Cette figure montre aussi que pour le parcours du matin, la différence entre les températures d’habitable initiale et souhaitée est très faible (~1 °C). Cependant, pour le parcours de l’après-midi, cette différence est bien plus importante (~28 °C). Ces différences se reflètent également dans l’estimation de la consommation d’énergie.

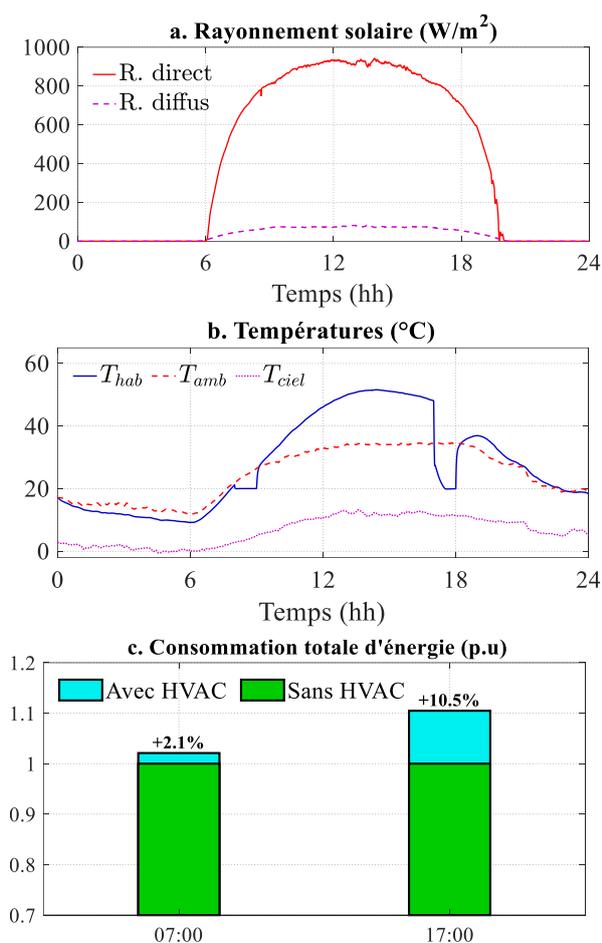


Fig. III.14 : Consommation d’énergie d’un VE dans une journée d’été ensoleillée.

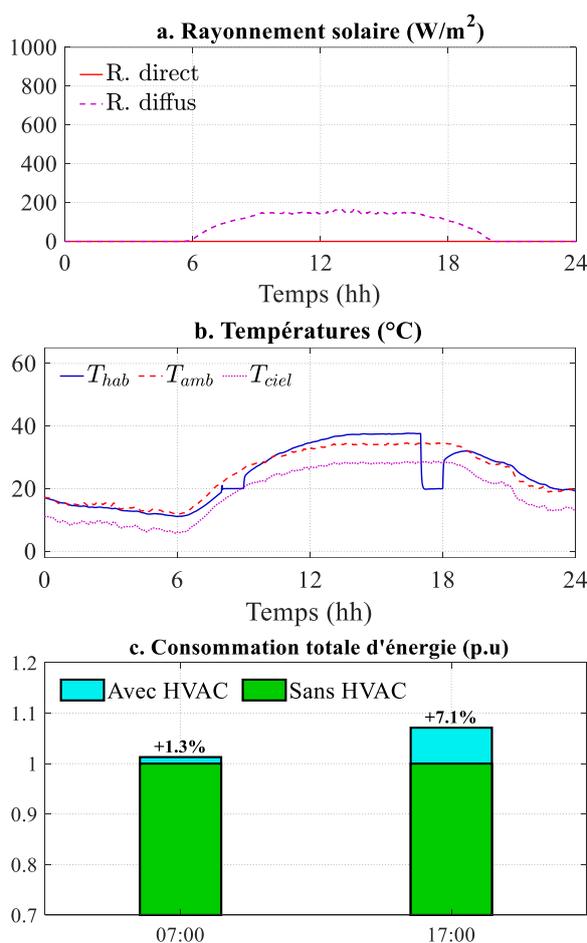


Fig. III.15 : Consommation d’énergie d’un VE dans une journée d’été nuageuse.

La Fig. III.14c montre la comparaison entre la consommation totale d'énergie estimée avec et sans climatisation pour les deux parcours. Les résultats montrent que pour le trajet du matin, la consommation d'énergie supplémentaire de la climatisation est faible : 2,1%. Cependant, pour le trajet de l'après-midi, la climatisation représente une augmentation de 10,5% de la consommation totale d'énergie. En effet, le trajet de l'après-midi implique une augmentation de la température initiale de l'habitacle, une augmentation de la température ambiante et une augmentation de la charge solaire.

La Fig. III.15 montre les résultats pour le même scénario, mais en utilisant les conditions du ciel d'une journée d'été complètement nuageuse. La Fig. III.15b montre qu'avec un ciel nuageux, la température de l'habitacle suit la température ambiante tout au long de la journée. En ce qui concerne les résultats énergétiques (Fig. III.15c), le sous-système CVCA représente une augmentation de 1,3% pour le trajet du matin et de 7,1% pour le trajet de l'après-midi. La diminution de la consommation totale d'énergie par rapport au cas précédent (-3% pour le trajet de l'après-midi), montre également les bénéfices énergétiques de stationner le véhicule à l'ombre lors d'une journée ensoleillée.

L'étude est répétée en considérant une journée d'hiver ($T_{amb} \approx -10$ °C). La Fig. III.16 montre les résultats avec un ciel clair. Pour ce cas, la température initiale de l'habitacle est inférieure à celle de l'air ambiant pour le parcours du matin et supérieur pour le parcours de l'après-midi (Fig. III.16b). Cela est car durant la nuit, l'échange de chaleur par radiation avec un ciel clair refroidit plus la voiture. Durant la journée, le rayonnement solaire la réchauffe. Les résultats énergétiques (Fig. III.16c) traduisent ces phénomènes à une réduction estimée de la consommation d'énergie de 10% pour le trajet de l'après-midi, par rapport à celui du matin.

La Fig. III.17 montre les résultats pour le même scénario, mais en utilisant les conditions du ciel d'une journée d'hiver complètement nuageuse. La Fig. III.17b montre encore que la température de l'habitacle suit celle de l'air ambiant durant la journée. Les résultats énergétiques (Fig. III.17c) montrent une réduction de la consommation (de 6%) pour le trajet de l'après-midi.

Finalement, en comparant la Fig. III.16c avec la Fig. III.17c, on remarque une faible différence énergétique entre les journées claires et ensoleillées en hiver. Cependant, cette différence pourrait augmenter lors des journées encore plus froides (ex. $T_{amb} < -20$ °C). En effet, le rayonnement solaire pour différentes journées ensoleillées reste assez similaire, tandis que les températures ambiantes et du ciel peuvent continuer à diminuer considérablement.

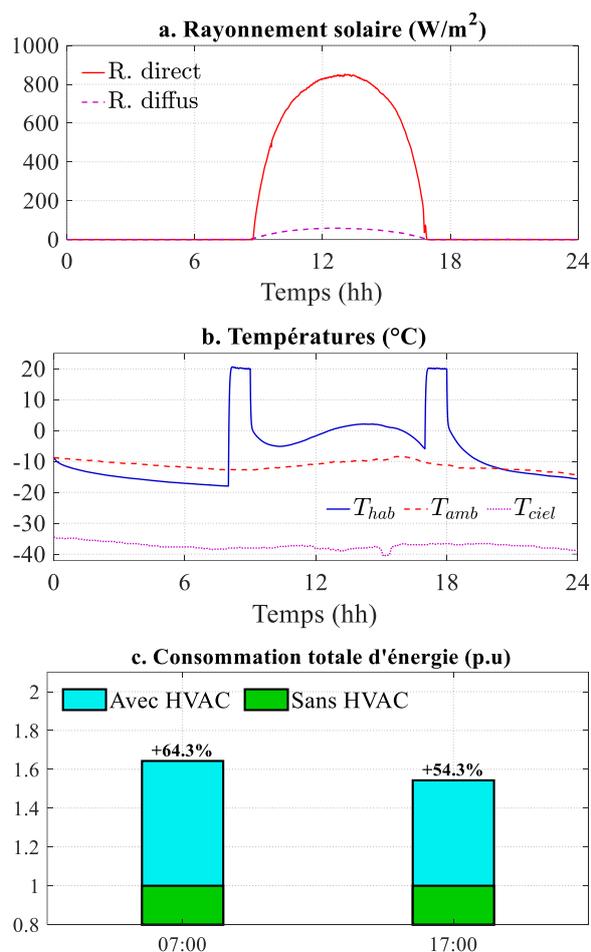


Fig. III.16 : Consommation d'énergie d'un VE dans une journée d'hiver ensoleillée.

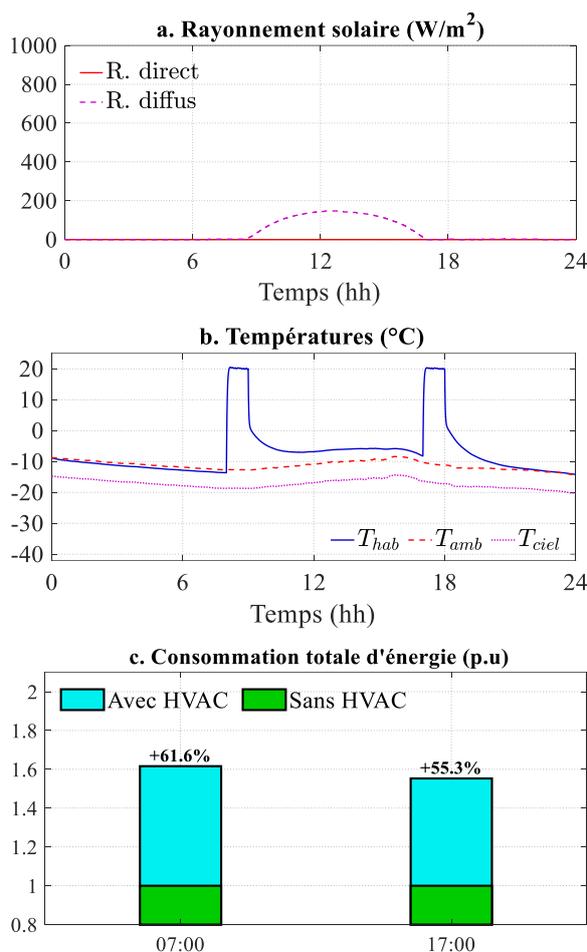


Fig. III.17 : Consommation d'énergie d'un VE dans une journée d'hiver nuageuse.

III.1.4 Bilan de l'étude

Dans cette sous-partie, l'outil de simulation développé a été utilisé pour étudier l'impact individuel de la température ambiante, de l'humidité relative et des conditions du ciel sur la consommation d'énergie de chaque sous-système d'un VE.

La température est le facteur ambiant qui a le plus d'influence sur la consommation d'énergie d'un VE. En effet, la consommation du système de traction, de confort et des auxiliaires, ainsi que les pertes dans la batterie augmentent aux basses températures. De même, les très basses températures peuvent limiter le temps de montée de la température de l'habitacle, ce qui a un impact sur le confort des passagers.

L'humidité relative a un impact quasiment négligeable sur le sous-système de traction. Sur celui de confort, l'humidité peut avoir un impact en été. Cet impact dépend fortement du taux

de recirculation. En recirculant 100% de l'air dans l'habitacle, l'impact de l'humidité pourrait être négligé. En hiver, l'humidité peut être complètement négligée.

Les conditions du ciel agissent juste sur le sous-système de confort, et leur impact dépend de l'heure de la journée. Lors d'un ciel clair, le rayonnement solaire a un effet chauffant sur l'habitacle, tandis que l'échange de chaleur avec le ciel a un effet refroidissant. Ainsi, l'impact d'un ciel clair est contraire en été et en hiver. En été, un trajet l'après-midi consomme plus d'énergie qu'un trajet matinal en raison du rayonnement solaire. En hiver, l'inverse se passe : un trajet l'après-midi consomme moins d'énergie. En été et en hiver, la consommation d'énergie avec un ciel couvert diminue par rapport à celle avec un ciel clair.

III.2 Variation de la consommation d'énergie avec les conditions climatiques et le type de profil de vitesse

L'étude précédente a analysé l'impact des conditions ambiantes considérées sur chaque sous-système d'un VE. Cette sous-partie vise à étudier l'impact des conditions ambiantes sur le système complet. Ainsi, la contribution de chaque sous-système à la consommation totale d'énergie est d'abord estimée. Ensuite, des données réelles de conditions ambiantes pour la ville de Régina (Canada) sur toute une année sont utilisées pour étudier la variation annuelle de la consommation d'énergie. Cette ville est choisie en raison de sa large variation de température ambiante durant l'année. Finalement, les conditions ambiantes moyennes mensuelles de quatre climats différents sont utilisées pour estimer la consommation d'énergie en fonction de la région d'utilisation.

III.2.1 Contribution de chaque sous-système à la consommation totale

Cette étude vise à estimer la contribution de chaque sous-système à la consommation totale d'énergie. Cette contribution varie selon le type de conduite. Ainsi, les trois types de profils de vitesse classiques sont étudiés : urbain, extra-urbain et autoroute. Le cycle extra-urbain est le WLTC Classe 3, montré dans la Fig. III.1. De plus, la Fig. III.18 montre les deux autres cycles utilisés : l'Artémis urbain (normalisé) et un cycle autoroute enregistré à Lille.

De plus, les 7 scénarios montrés dans le Tableau III.1 sont étudiés. Pour tous les scénarios, la température souhaitée dans l'habitacle est de 20 °C, la vitesse d'air soufflé v_{sf} est de ~ 4 m/s, et le préchauffage n'est pas considéré. Donc, les températures initiales de l'habitacle et de la batterie sont égales à celle de l'air ambiant (considérée constante). De plus, pour les scénarios d'été (avec un ciel clair), un rayonnement global de 800 W/m² est considéré, et l'effet de serre

dans la voiture est négligé. Un taux de recirculation (β) de 0,9 est considéré en été. Pour les scénarios d'hiver, la recirculation est négligée. Finalement, le temps de conduite pour tous les cas est toujours de 1 heure et 1 seul passager est considéré.

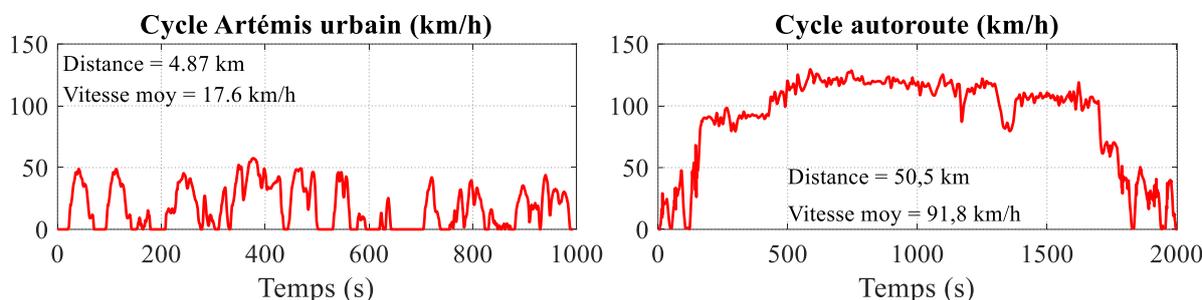


Fig. III.18 : Profils de vitesse urbain et autoroute considérés.

Tableau III.1 : Conditions ambiantes (constantes) considérées.

Scénario	Température	Humidité relative	Conditions du ciel
Sc. 1	-20 °C	50%	Couvert
Sc. 2	-10 °C	50%	Couvert
Sc. 3	0 °C	50%	Couvert
Sc. 4	10 °C	50%	Couvert
Sc. 5	20 °C	Pas de CVCA	
Sc. 6	30 °C	50%	Dégagé
Sc. 7	40 °C	50%	Dégagé

La Fig. III.19 montre les résultats de simulation pour la distribution de la consommation d'énergie par sous-système pour chaque scénario. Comme prévu, la consommation d'énergie minimale est pour le scénario 5 : $T_{amb} = 20$ °C, sans confort thermique. Ce scénario est pris comme référence. Au fur et à mesure que les conditions changent, le besoin de confort thermique et la consommation d'énergie augmentent en conséquence.

Ces résultats montrent que le profil urbain est le plus impacté par les conditions climatiques. De plus, ils montrent que le besoin de confort thermique est le principal responsable pour cet impact. Pour les scénarios de froid extrême, le sous-système CVCA devient même le consommateur principal d'énergie.

Ces résultats permettent aussi d'étudier la relation inverse entre la consommation d'énergie des sous-systèmes de traction et de confort. Les cycles urbains, caractérisés par de faibles vitesses, requièrent relativement peu d'énergie pour la traction. Par conséquent, l'augmentation de la consommation (en Wh) due au confort thermique sur des distances relativement courtes (en km) devient très importante. Avec les cycles extra-urbains et autoroutes, la puissance demandée pour la traction et la distance parcourue augmentent (en considérant le même temps de parcours). Donc, la contribution du sous-système CVCA (en Wh/km) diminue, et celle du

sous-système de traction augmente. Ce concept est résumé sur le Tableau III.2, en utilisant les résultats pour le scénario 2 ($T_{amb} = -10\text{ °C}$). En effet, la consommation d'énergie du sous-système de traction augmente du cycle urbain vers l'autoroute, tandis que celle du sous-système CVCA diminue.

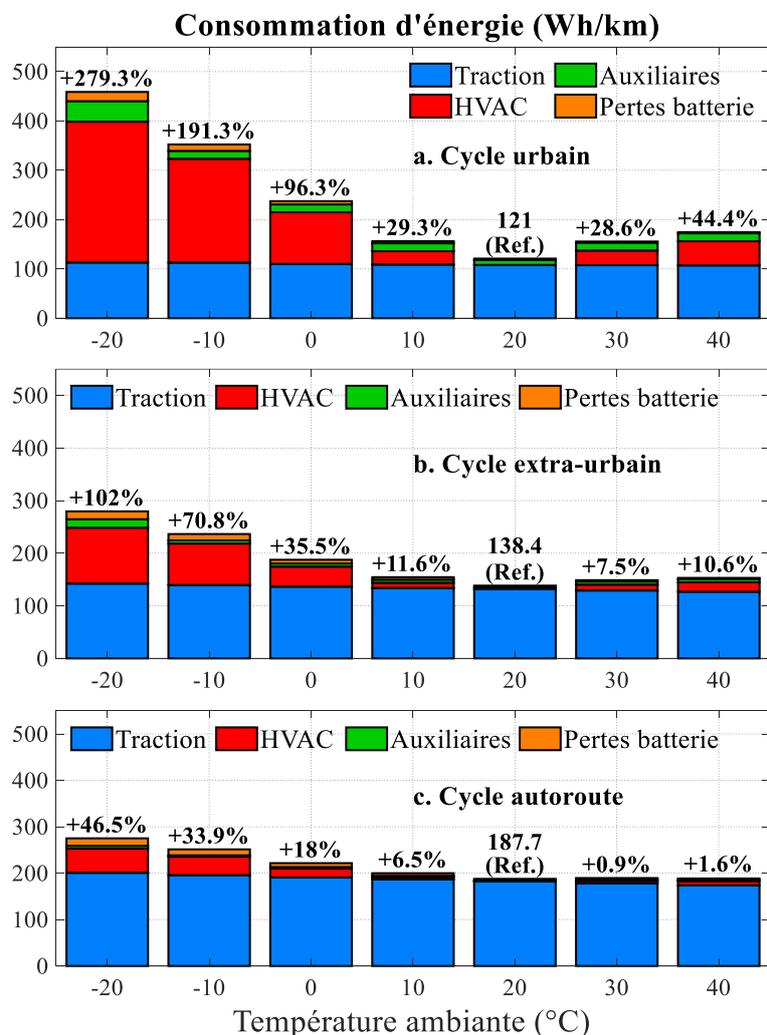


Fig. III.19 : Distribution de la consommation d'énergie par sous-système.

Tableau III.2. Consommation d'énergie des sous-systèmes de traction et de confort.

Pour 1 heure de trajet :	Urbain		Extra-urbain		Autoroute
Distance (km)	18,0	<	46,5	<	94,9
Énergie de traction (Wh)	2 040	<	6 490	<	18 590
Énergie CVCA (Wh)	3 800	≈	3 660	≈	3 770
Consommation de traction (Wh/km)	112,87	<	139,62	<	195,79
Consommation CVCA (Wh/km)	210,36	>	78,80	>	39,73

Ainsi, l'on peut conclure que l'impact du sous-système CVCA sur la consommation globale d'énergie dépend non seulement des conditions climatiques, mais aussi de la vitesse moyenne

du cycle de conduite. À mesure que la vitesse moyenne augmente, l'impact du sous-système CVCA diminue.

Cette conclusion permet d'analyser différemment l'impact du style de conduite. Classiquement, un style de conduite passif, avec des accélérations douces et des faibles vitesses, est considéré plus économe. Néanmoins, lorsque le besoin du confort thermique devient important, un temps de parcours plus court (et donc des vitesses plus hautes) peut s'avérer meilleur d'un point de vue énergétique.

Finalement, les résultats de la Fig. III.19 montrent aussi que les pertes dans la batterie et la consommation des auxiliaires deviennent importantes juste aux très basses températures. Les pertes dans la batterie sont dues à l'augmentation de la résistance interne. L'augmentation de la consommation des auxiliaires à -20 °C (surtout pour les cycles urbain) est due à l'utilisation du chauffage de batteries (voir Fig. III.6).

III.2.2 Variation annuelle de la consommation d'énergie

L'étude précédente a montré que l'impact énergétique des conditions ambiantes dépend du type de profil de vitesse. Pour ce faire, des scénarios théoriques, avec des conditions ambiantes constantes, ont été utilisés. Maintenant, la variation annuelle de la consommation d'énergie est estimée en utilisant des données réelles pour la température ambiante, l'humidité relative et les conditions du ciel pour la ville de Regina (Canada). Dans cette ville, la température ambiante varie de -30 °C à $+30\text{ °C}$ durant l'année (Fig. III.20). Ainsi, une simulation est réalisée pour chaque jour d'une année, à la même heure (11h00) et pour chaque profil de vitesse considéré précédemment (Fig. III.1 et Fig. III.18).

Pour chaque profil de vitesse, la consommation d'énergie est estimée pour deux cas : le sous-système de traction seul et le système complet. Dans les deux cas, la température souhaitée dans l'habitacle est de 20 °C , sauf lorsque la température ambiante est entre 18 °C et 23 °C (pas besoin de confort thermique). De plus, le temps de conduite pour tous les cas est de 1 heure, afin d'assurer une consommation similaire du sous-système de confort. Toutes les simulations considèrent 1 passager. Finalement, un taux de recirculation de 0,9 est considéré en été, afin d'assurer un minimum d'air frais. En hiver, seulement de l'air frais est considéré.

Dans cette étude, le préconditionnement et l'effet de serre dans la voiture ne sont pas considérés. Ainsi, la température initiale de l'habitacle est égale à celle de l'air ambiant. Pour la batterie, la température initiale est aussi égale à celle de l'air ambiant, jusqu'à -18 °C . Sinon,

la température initiale de la batterie est de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ceci est car les courbes de R_{int} utilisées dans le modèle vont jusqu'à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (voir Fig. II.6a).

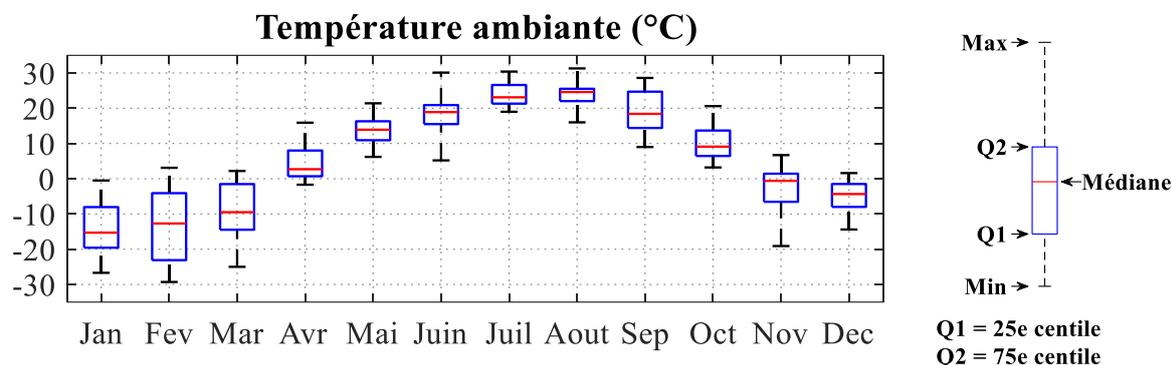


Fig. III.20 : Variation mensuelle de la température ambiante à Régina (CA).

La Fig. III.21 montre les résultats des simulations. Tout d'abord, on voit que la consommation d'énergie reste quasiment constante si seulement le sous-système de traction est considéré. Dans ce cas, la consommation d'énergie dépend juste du profil de vitesse. Pour le profil autoroute, l'augmentation aux basses températures est due à la densité de l'air et à la traînée aérodynamique.

D'autre part, une large variation de la consommation est obtenue en considérant le système complet. De plus, on voit encore que l'impact des conditions ambiantes est bien plus important sur les cycles urbains. Pour ce type de profil, l'estimation de la consommation d'énergie varie de 121 Wh/km à $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, jusqu'à 455 Wh/km à très basse température : une augmentation de 276% . Au contraire, le profil autoroute est le moins impacté par les conditions ambiantes, avec une augmentation de la consommation de 51% . Ces résultats sont cohérents avec ceux de l'étude précédente (Fig. III.19).

En effet, la consommation du sous-système de traction dépend de la distance parcourue, et celle du sous-système de confort (et du reste des auxiliaires) dépend du temps d'utilisation. Or, les profils urbains sont caractérisés par des courtes distances et de nombreux arrêts (ex. feux rouges, les STOP, passage piétons, etc.). Cela signifie que le sous-système de confort et les autres auxiliaires continuent de consommer de l'énergie lorsque la voiture est à l'arrêt. Cela se traduit par une augmentation de la consommation. Ces résultats montrent aussi la nécessité de tenir en compte les conditions ambiantes dans les études énergétiques des VEs.

La Fig. III.22 montre la variation mensuelle de la consommation d'énergie, mais en considérant l'ensemble des trois cycles et le système complet. Les résultats montrent le grand contraste de la consommation entre novembre et mars (les mois froids), et entre avril et octobre.

Selon le profil de conduite, la consommation d'énergie estimée varie entre 164 et 455 Wh/km en hiver. En été, elle varie juste de 120 à 200 Wh/km.

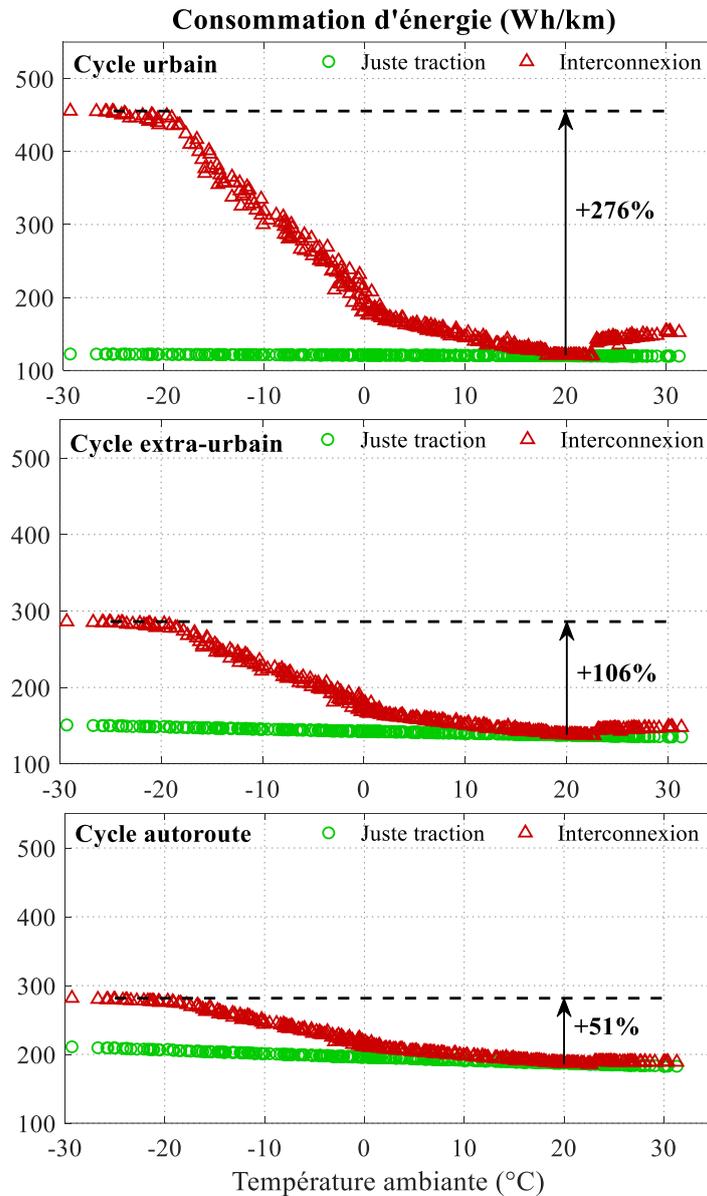


Fig. III.21 : Variation annuelle de la consommation d'énergie selon la température ambiante.

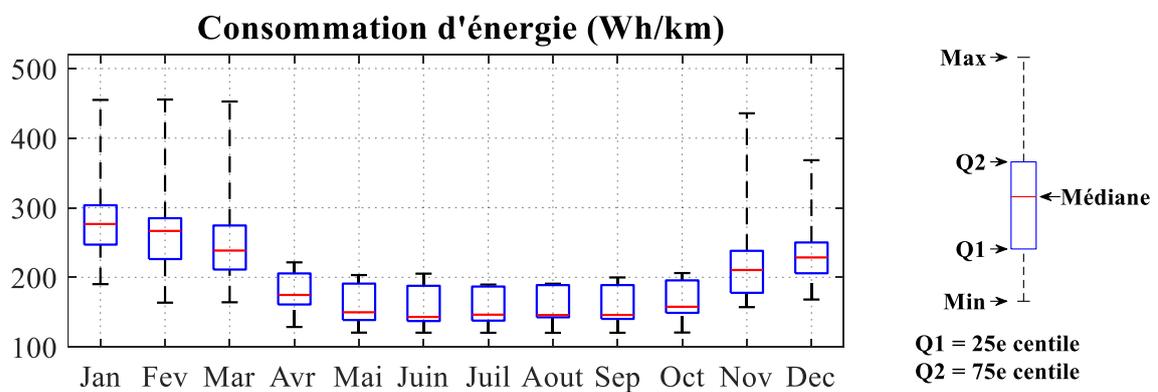


Fig. III.22 : Variation mensuelle de la consommation d'énergie à Régina (CA).

Finalement, la Fig. III.23 montre l'estimation de la variation de l'autonomie en fonction de la température ambiante pour le cycle normalisé WLTC Classe 3 (Fig. III.1), en considérant une décharge complète (SoC minimal = 10%). Les résultats montrent que l'autonomie varie de 307 km²³ en été à 149 km lors du froid extrême, ce qui représente une réduction de 52%.

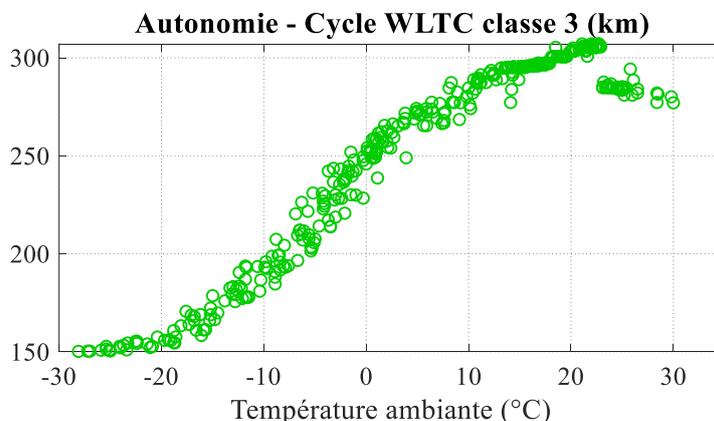


Fig. III.23 : Variation de l'autonomie pour Régina (CA).

III.2.3 Variation de la consommation d'énergie par région d'utilisation

La dernière partie de cette étude est une comparaison de la consommation d'énergie dans différentes régions d'utilisation. Pour ce faire, les climats de Trois-Rivières (continental humide), Lille (tempéré océanique), Dubaï (chaud aride) et Hanoï (subtropical humide) sont considérés. La Fig. III.24 montre les températures moyennes mensuelles maximales, minimales et quotidiennes, ainsi que l'humidité relative pour chaque site [WWO20].

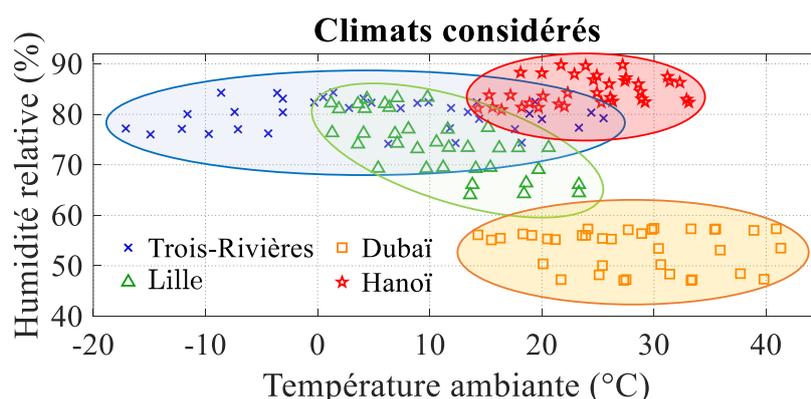


Fig. III.24 : Températures et humidités relatives mensuelles moyennes des sites considérés.

Pour cette étude, une simulation est réalisée pour chaque profil de vitesse étudié (Fig. III.1 et Fig. III.18) et pour chaque point de condition ambiante montré dans la Fig. III.24. Un ciel couvert est considéré pour les scénarios d'hiver et un ciel clair, avec 800 W/m² de rayonnement

²³ L'autonomie annoncée par le constructeur de la Renault Zoé est de 300 km pour un cycle WLTC Classe 3.

global, pour les scénarios d'été. De plus, un taux de recirculation (β) de 0,9 est considéré en été ; en hiver, $\beta=0$. Toutes les simulations considèrent 1 passager, une température souhaitée dans l'habitacle de 20 °C et pas de préconditionnement. Le temps de conduite est de 1 heure.

La Fig. III.25 montre que la consommation d'énergie d'un VE varie très peu entre Lille, Dubaï et Hanoi. Pour Trois-Rivières, la variation est cohérente avec les résultats présentés dans les études précédentes. En effet, ce sont les très basses températures qui impactent le plus la consommation d'énergie d'un véhicule électrique. De plus, une consommation similaire à Dubaï et à Hanoi vérifie un faible impact de l'humidité relative sur la consommation globale (en considérant un taux de recirculation élevé). Finalement, l'augmentation de la consommation d'énergie avec les profils urbains est remarquable sur les 4 sites. Ceci est illustré par les points de résultats du cycle urbain qui surpassent ceux de l'extra-urbain.

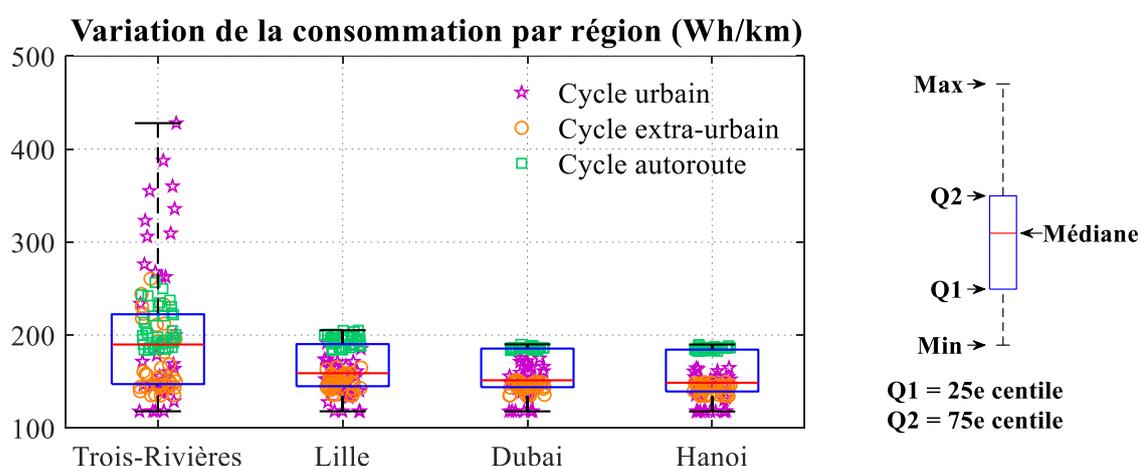


Fig. III.25 : Variation de la consommation d'énergie par région d'utilisation.

III.2.4 Bilan de l'étude

Dans cette étude, la contribution de chaque sous-système à la consommation totale d'énergie a été quantifiée pour trois profils de conduite. De même, la variation de la consommation totale d'énergie durant une année a été étudiée en utilisant des données réelles des conditions ambiantes pour un climat canadien. Finalement, la variation de la consommation d'énergie par région d'utilisation a été estimée.

Le sous-système de confort est le plus influant sur la variation de la consommation totale d'énergie. Les résultats montrent que l'impact du confort thermique dépend fortement du type de profil de conduite. Les cycles urbains sont les plus impactés. Pour ces cycles, le sous-système CVCA peut même devenir le consommateur principal d'énergie lors du froid extrême.

Les résultats avec des données réelles pour les conditions ambiantes montrent une variation annuelle estimée de la consommation d'énergie de jusqu'à ~276 % dans un climat canadien.

Finalement, l'outil de simulation a été utilisé pour comparer la variation de la consommation d'énergie avec les climats de Trois-Rivières (continental humide), de Lille (océanique tempéré), de Dubaï (désertique chaud) et de Hanoï (subtropical humide). Les résultats montrent une variation annuelle de la consommation assez similaire à Lille, Dubaï et Hanoï, comparées à celle de Trois-Rivières.

III.3 Consommation d'énergie en considérant le préchauffage

La dernière étude réalisée dans cette thèse vise à quantifier l'impact énergétique du préchauffage. Le préchauffage est une stratégie qui sert à améliorer le confort thermique, réduire l'énergie demandée à la batterie et limiter sa dégradation en hiver [Nerling16], [Lajunen20]. Dans cette sous-partie, le concept du préchauffage est d'abord expliqué. Puis, les conditions de l'étude sont définies et les résultats sont présentés.

III.3.1 Concept du préchauffage

L'asservissement d'une variable (ex. une température) est divisé en deux phases : un état transitoire et un état permanent. Comme illustré sur la Fig. III.26, le préchauffage (PC) de l'habitacle consiste à utiliser le réseau électrique (via le chargeur de batteries) pour fournir la puissance nécessaire pendant la phase transitoire. Ensuite, la batterie fournit la puissance nécessaire durant l'état permanent. Pour la batterie, le concept de préchauffage est le même. Cependant, il n'est généralement pas nécessaire de réguler sa température pendant la conduite, en raison de l'auto-échauffement dû aux pertes internes et à l'isolation thermique du pack.

L'énergie fournie par le réseau lors du préchauffage représente une réduction de l'énergie de la batterie utilisée pour le chauffage. Cela se traduirait par une augmentation de l'autonomie en hiver. Les avantages de cette stratégie dépendent des conditions ambiantes, du type de profil de conduite, du temps de préchauffage et de la puissance maximale du chargeur de batterie. Dans cette étude, l'outil de simulation est utilisé pour étudier le compromis entre l'augmentation de la consommation totale d'énergie et de l'autonomie.

Outre l'aspect énergétique, le préchauffage de l'habitacle peut bien améliorer le confort thermique à très basse température, où la phase transitoire peut prendre plusieurs minutes. Concernant la batterie, le préchauffage aide à réduire sa dégradation, à diminuer sa résistance interne (voir Fig. II.6a) et à améliorer la récupération d'énergie au freinage (voir Fig. II.14).

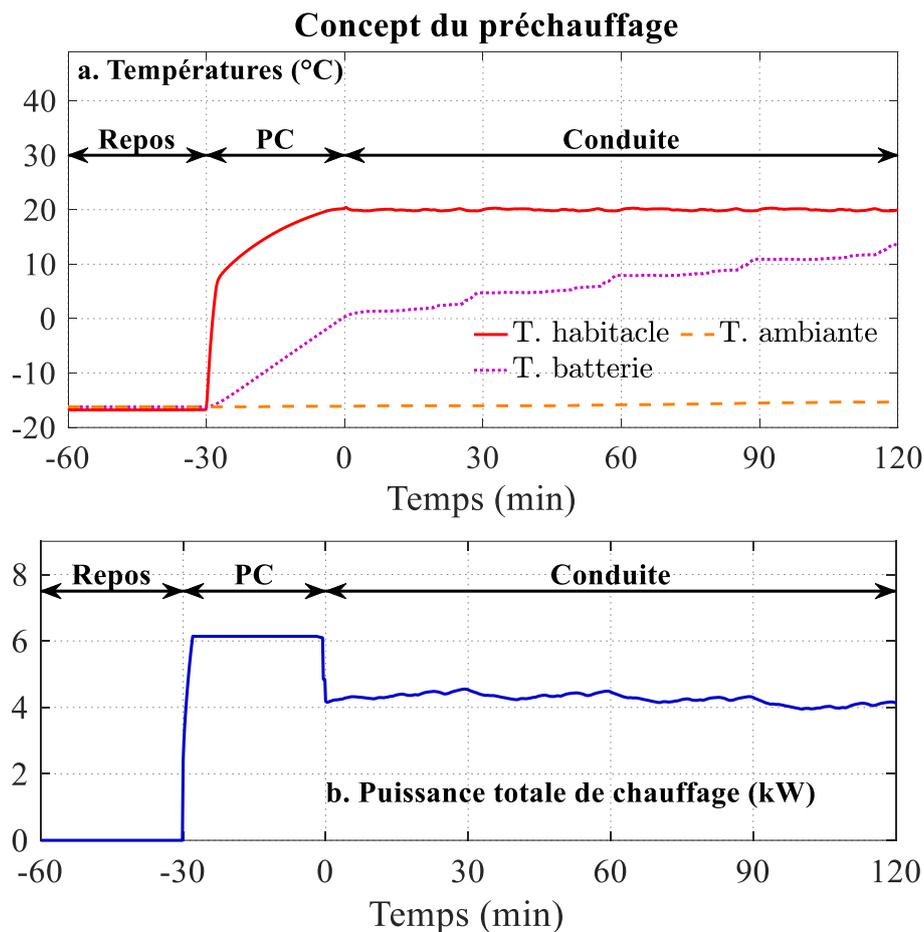


Fig. III.26 : Exemple d'un préchauffage de 30 minutes.

III.3.2 Description de l'étude

L'étude consiste à estimer la consommation d'énergie avec et sans préchauffage dans plusieurs scénarios d'hiver. Pour ce faire, le cycle de conduite WLTC Classe 3 (Fig. III.1) est utilisé comme vitesse de référence. De plus, deux cas sont étudiés. Le premier considère la conduite jusqu'à l'épuisement de la batterie et le second considère seulement 1 heure de conduite. Dans les deux cas, 30 minutes de préchauffage sont envisagées. Ainsi, l'impact du préchauffage pour des trajets longs et courts est étudié.

Pendant le préchauffage, le chauffage de batterie et le sous-système CVCA sont alimentés par le chargeur de batterie. La puissance maximale du chargeur considérée est de 6,6 kW, celle du chauffage de batteries est de 2 kW et celle du chauffage électrique est de 5 kW. Les performances de la pompe à chaleur varient selon la température ambiante (voir Fig. II.22). Pour toutes les simulations, un seul passager est considéré. De plus, l'habitacle est préchauffé jusqu'à 20 °C et la batterie jusqu'à 5 °C (seulement si la température ambiante est inférieure à

5 °C). La voiture est considérée être garée en extérieur avant la conduite. Ainsi, toutes les températures initiales sont considérées égales à celle de l'air ambiant.

Enfin, tous les cas considèrent que la batterie est complètement chargée avant le préchauffage. Ceci est pour négliger le fait qu'elle pourrait aussi être rechargée pendant cette période. Ainsi, seulement la consommation d'énergie liée au chauffage est quantifiée durant le préchauffage.

III.3.3 Compromis entre la consommation totale d'énergie et l'autonomie

La première partie de l'étude considère 30 minutes de préchauffage, puis un roulage jusqu'à l'épuisement de la batterie. Des données réelles des conditions ambiantes pour la ville de Regina (Canada) [WRMC19] sont encore utilisées comme entrée. Pourtant, seulement les journées avec une température ambiante inférieure à 20 °C sont considérées. Toutes les simulations commencent à 07h00, le préchauffage commence à 7h30 et la conduite à 8h00.

La Fig. III.27 montre les résultats de simulation pour l'augmentation de la consommation totale d'énergie et l'autonomie avec le préchauffage. Les résultats montrent que l'augmentation de l'autonomie est initialement proportionnelle à celle de la consommation d'énergie. En effet, l'énergie supplémentaire fournie par le chargeur représente de l'énergie de la batterie utilisée pour la conduite, qui aurait autrement été utilisée pour le chauffage. Ainsi, pour une puissance de chargeur et un temps de préchauffage donné, les kilomètres gagnés ne dépendraient que de la consommation d'énergie du cycle de conduite (qui dépend des conditions ambiantes) (III.4).

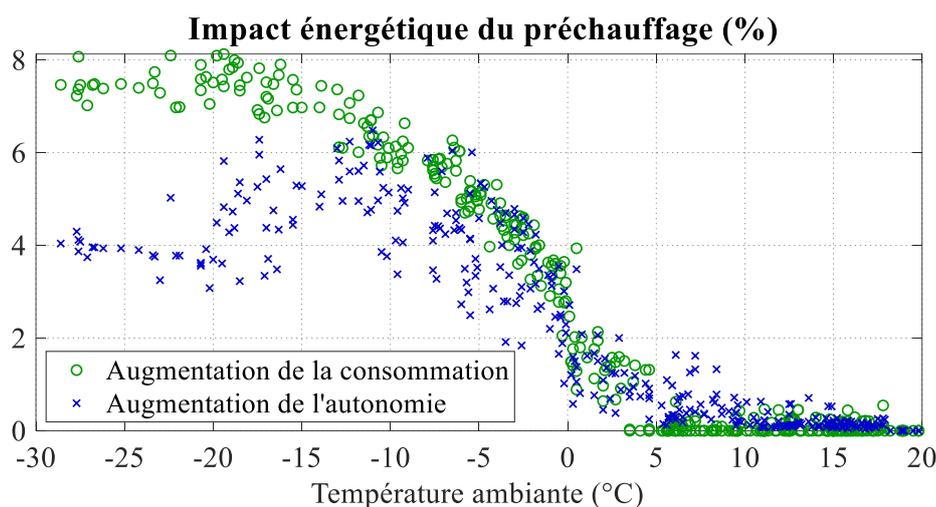


Fig. III.27 : Augmentation de la consommation d'énergie et de l'autonomie.

$$km_{\text{gagnés}} = \frac{\text{Énergie du préchauffage (Wh)}}{\text{Consommation du cycle (Wh/km)}} \quad (\text{III.4})$$

Néanmoins, il y a aussi une limite sur les kilomètres gagnés avec le préchauffage. Ceci est d'abord lié aux capacités maximales des sous-systèmes impliqués. Dans cette étude, l'autonomie augmente avec le préchauffage jusqu'à ce que la température ambiante se rapproche de -15 °C . À ce stade, la pompe à chaleur cesse de fonctionner et toute la chaleur est générée uniquement par le chauffage électrique. De plus, une limite d'augmentation de la consommation d'énergie est atteinte aux alentours de -20 °C . À ce stade, le chargeur de batterie fonctionne toujours à sa capacité maximale pendant le préchauffage. Ainsi, l'état permanent n'est pas atteint avant de conduire (voir Fig. III.26). En effet, dans les cas extrêmes, la température de l'habitacle peut ne pas atteindre la valeur souhaitée de 20 °C (même pendant la conduite), car la puissance maximale considérée du chauffage électrique (5 kW) n'est pas suffisante.

La deuxième limite de l'autonomie gagnée avec le préchauffage est liée au temps de préchauffage. Une fois que l'état permanent de la température de l'habitacle et de la batterie est atteint, un temps de préchauffage plus long signifierait une consommation d'énergie accrue, mais pas nécessairement une autonomie accrue. La même chose se produirait à des températures ambiantes extrêmement basses si la capacité maximale du chargeur (ou du sous-système de chauffage) n'est pas suffisante pour atteindre l'état permanent des températures.

La deuxième partie de cette étude considère 30 minutes de préchauffage, puis 1 heure de trajet. Pour ce cas, 3 températures ambiantes constantes sont étudiées : -20 °C , -10 °C et 0 °C . Ces scénarios pourraient représenter des déplacements domicile-travail en hiver. La Fig. III.28 montre les résultats de la variation de la consommation totale d'énergie avec préchauffage, ainsi que sa distribution.

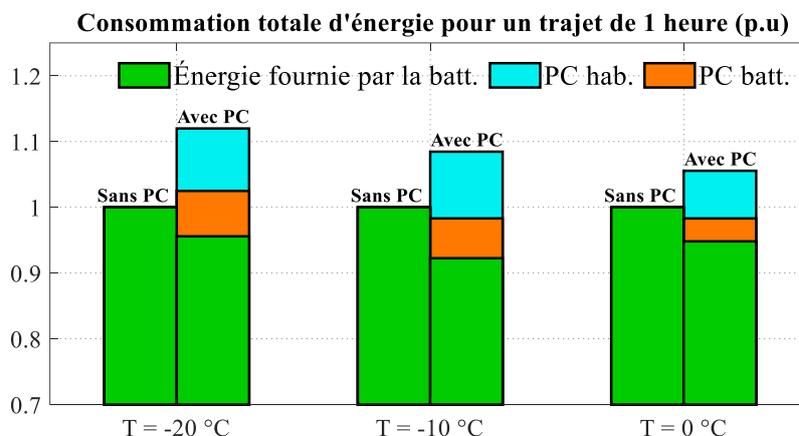


Fig. III.28 : Consommation d'énergie avec et sans préchauffage pour un trajet court.

Comme prévu, les résultats avec préchauffage montrent une augmentation de la consommation totale d'énergie (demandée du réseau), et une diminution de l'énergie tirée de la batterie pendant la conduite. Pour la température la plus basse considérée, une réduction d'environ ~5% de l'énergie tirée de la batterie représente une augmentation de ~12% de la consommation totale d'énergie.

D'un point de vue énergétique, le préchauffage représente un compromis entre l'augmentation du *SoC* de la batterie à la fin d'un trajet et la consommation d'énergie du réseau. Cependant, sur plusieurs trajets courts, la demande continue d'énergie supplémentaire pour préchauffer dépasserait largement les avantages de la réduction de la consommation pendant la conduite. Enfin, le préchauffage n'a aucun avantage énergétique si le véhicule est déconnecté du chargeur.

III.3.4 Bilan de l'étude

Dans cette sous-partie, le compromis entre la consommation totale d'énergie (fournie par le réseau électrique) et celle tirée de la batterie durant un trajet est étudié. Les résultats pour une décharge complète de la batterie montrent une augmentation proportionnelle de la consommation totale et de l'autonomie, jusqu'à ce que les sous-systèmes concernés atteignent leurs capacités maximales. Lorsque cela se produit, les avantages du préchauffage commencent à diminuer. D'autre part, les résultats pour un trajet court montrent que l'augmentation de la consommation totale d'énergie surpasse les avantages énergétiques du préchauffage.

Dans cette étude, un temps de préchauffage constant de 30 minutes et une puissance de chargeur maximale de 6,6 kW sont considérés à titre de comparaison. Ainsi, les résultats présentés varieraient en fonction de différentes considérations. De même, l'impact du sous-système CVCA sur la consommation d'énergie dépend fortement du cycle de conduite, notamment sur des profils urbains (Fig. III.21). Donc, les résultats présentés varieraient également en considérant différents cycles de conduite.

Outre l'aspect énergétique, le préchauffage peut largement améliorer le confort thermique des passagers et les performances des batteries Li-ion. En fait, étant donné que la batterie est le composant le plus coûteux d'un VE, un aspect important du préchauffage est de réduire sa dégradation à basse température. Dans ce cadre, une perspective serait la comparaison entre le coût du préchauffage et celui de la dégradation de la batterie.

Enfin, comme le préchauffage représente un compromis entre les avantages mentionnés et la consommation totale d'énergie, une étude sur le temps de préchauffage optimal pour

différentes températures ambiantes et différents profils de conduite pourrait aider à maximiser ses avantages.

III.4 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, l'outil de simulation développé est utilisé pour la réalisation de trois études énergétiques. La première étude a été l'estimation de l'impact de la température ambiante, l'humidité relative et les conditions du ciel sur la consommation d'énergie de chaque sous-système d'un VE. Les résultats montrent que ce sont les basses températures ambiantes qui ont le plus d'influence sur la consommation d'énergie. L'impact de l'humidité relative est remarquable juste en été, et il devient faible si un taux de recirculation élevé est utilisé. Par rapport aux conditions du ciel, les effets du rayonnement solaire et de la température du ciel sont contraires. Ainsi, leur impact varie d'un scénario à un autre.

La deuxième étude a été l'estimation de l'impact énergétique de conditions ambiantes sur le système complet. Les résultats montrent que c'est le sous-système CVCA en hiver (mode chauffage) le plus influent sur l'augmentation de la consommation d'énergie. De plus, ce sont les cycles de vitesse urbains les plus impactés. Pour ce type de cycle, une variation annuelle de la consommation d'énergie de 276% a été estimée. Pour un cycle extra-urbain, la variation estimée a été de 106%. Pour un cycle autoroute, la variation estimée a été de 51%. Il faut remarquer que des alternatives de chauffage (ex. sièges chauffants) pourraient réduire la consommation d'énergie, en agissant directement sur la sensation des passagers, au lieu de chauffer l'air de l'habitacle.

La dernière étude a été l'estimation des avantages du préchauffage en hiver pour un long trajet (estimation de l'autonomie) et pour un trajet court. Les résultats montrent que l'augmentation de l'autonomie avec préchauffage dépend des capacités de fonctionnement maximales du chargeur de batterie et du sous-système de chauffage. De plus, d'un point de vue énergétique, la consommation supplémentaire dépasse fortement les avantages du préchauffage pour les trajets courts. Étant donné les avantages non-énergétiques du préchauffage (c.-à-d. le confort de passagers et le soin de la batterie), une perspective serait l'estimation du temps de préchauffage optimal.

Il faut remarquer que l'outil de simulation développé a été validé entre -5 °C et 30 °C. Pourtant, les études présentées dans ce chapitre considèrent une plage totale de -30 °C à 40 °C. Ainsi, la validité de l'outil a été extrapolée pour la réalisation de ces études. De ce fait, une perspective importante serait la vérification des résultats après une validation par grand froid.

Conclusion Générale

Bilan

Les véhicules électriques représentent une solution pour réduire les émissions des gaz à effet de serre dues au secteur du transport. Le fait qu'ils ne produisent pas de pollution locale est un grand avantage par rapport aux véhicules conventionnels, surtout dans des régions avec un mix énergétique décarbonisé. Classiquement, l'autonomie, les longs temps de recharge et le coût à l'achat ont représenté des contraintes au développement des VE dans le marché automobile. Bien que les autonomies soient en augmentation, leur forte variabilité avec les conditions climatiques peut toujours représenter une contrainte à leur adoption, notamment dans des régions froides.

En hiver, les basses températures de fonctionnement réduisent l'énergie disponible dans les batteries Li-ion, des routes plus difficiles demandent plus de puissance pour la traction, et le chauffage est nécessaire pour le confort thermique. Les effets combinés de ces conditions peuvent réduire considérablement l'autonomie des véhicules électriques. Par ailleurs, les conditions d'été ont aussi un impact sur la consommation d'énergie, surtout pour le confort thermique. Pourtant, cet impact est bien moins conséquent que celui des conditions hivernales.

L'impact des conditions ambiantes est différent pour chaque sous-système. De plus, les facteurs ambiants n'ont pas toujours les mêmes effets : certains sont opposés, d'autres s'additionnent. Dans ce cadre, un outil de simulation basé sur une approche systémique peut servir à étudier la consommation d'énergie de VEs, tout en considérant les interactions dynamiques entre chaque sous-système et avec l'environnement. Cependant, le développement d'un tel outil est un défi en raison de la taille et du caractère multi-physique du système.

L'objectif principal de cette thèse a été de développer un outil de simulation flexible d'un VE dans son environnement. L'outil permet la réalisation d'études sur les performances énergétiques de ces véhicules dans diverses conditions climatiques. De plus, il prend en compte les interactions entre sous-systèmes et avec l'environnement, et permet une étude indépendante de certains facteurs. Pour arriver à cet objectif, des modèles multi-physiques, décrivant les différents sous-systèmes d'un VE, ont été organisés et interconnectés avec une approche systémique et fonctionnelle à l'aide de la REM. Ainsi, une interconnexion causale de modèles a été assurée, et le développement des structures de commande a été réalisé systématiquement.

L'outil de simulation développé inclut l'interconnexion d'un modèle électrothermique d'un pack de batteries Li-ion, d'un modèle électrique du chargeur de batteries, d'un modèle

électromécanique de la chaîne de traction, d'un modèle thermique de l'habitacle et d'un modèle thermo-fluidique du sous-système CVCA.

La validité des modèles des différents sous-systèmes, ainsi que de l'ensemble interconnecté, a été vérifiée soit de façon théorique, soit de façon expérimentale par des essais un véhicule réel. Ces essais ont été réalisés sous différentes conditions ambiantes. Ainsi, la plage de validation expérimentale est de -5 °C à 30 °C . Cette plage de validité serait cependant à étendre, notamment à plus basse température.

Après avoir développé l'outil de simulation, son applicabilité a été mise en évidence avec la réalisation de trois études énergétiques. La première étude a été la quantification de l'impact énergétique individuel des certaines conditions ambiantes sur chaque sous-système d'un VE. Les résultats montrent que ce sont les basses températures ambiantes qui ont le plus d'influence sur la consommation d'énergie. L'impact de l'humidité relative est remarquable juste en été, et il devient faible si un taux de recirculation élevé est utilisé. Par rapport aux conditions du ciel, les effets du rayonnement solaire et de la température du ciel sont contraires. Ainsi, leur impact varie d'un scénario à un autre.

La deuxième étude a été l'estimation de l'impact énergétique de conditions ambiantes sur le système complet. Les résultats montrent que c'est le sous-système CVCA en hiver (mode chauffage) le plus influent sur l'augmentation de la consommation d'énergie. De plus, ce sont les cycles de vitesse urbains les plus impactés. Pour ce type de cycle, une variation annuelle de la consommation d'énergie de 276% a été estimée.

La dernière étude a été l'estimation des avantages du préchauffage en hiver pour un long trajet (estimation de l'autonomie) et pour un trajet court. Les résultats montrent que l'augmentation de l'autonomie avec préchauffage dépend des capacités de fonctionnement maximales des sous-systèmes concernés. Pour les trajets courts, la consommation d'énergie supplémentaire dépasse les avantages énergétiques du préchauffage. Néanmoins, les avantages non énergétiques du préchauffage (ex. confort des passagers et vie utile de la batterie) devraient aussi être considérés.

Perspectives

Le modèle du pack de batteries considéré est basé sur une représentation de circuit équivalent, composé d'une source de tension parfaite et d'une résistance série équivalente (variante avec la température et le *SoC*). Les valeurs de cette résistance ont été obtenues de façon théorique. Ainsi, une première perspective serait la réalisation de tests de caractérisation

à plusieurs températures, afin d'obtenir les paramètres du modèle de façon expérimentale. De même, cette thèse considère seulement des cellules de batterie neuves. Une autre perspective serait donc la prise en compte du vieillissement, en incluant l'état de santé *SoH* dans les modèles (s'il est disponible).

Dans cette thèse, l'interaction entre les pneus et la chaussée a été prise en compte en utilisant des coefficients globaux de résistance à l'avancement k_{roll} , selon le type et l'état de la route. Cependant, la force de résistance au roulement peut augmenter en hiver en raison des basses températures de pneus (augmentation des déformations, voir Fig. I.6) et des phénomènes de glissement (qui pourraient agir aussi sur le freinage régénératif). Ainsi, une étude approfondie de ce sujet pourrait s'avérer pertinente.

Le sous-système CVCA considéré dans cette thèse utilise un modèle statique de la pompe à chaleur et se concentre juste sur le confort thermique des passagers. Pourtant, la PàC est un sous-système complexe en lui-même, avec plusieurs fonctionnalités non adressées (ex. mode déshumidification, possibilité d'une gestion thermique intégrée, autres). De ce fait, une perspective pertinente serait le développement, la validation et l'intégration d'un modèle plus détaillé d'une pompe à chaleur.

Le modèle interconnecté développé dans cette thèse est fonctionnel entre -30 °C et 45 °C (en considérant une température minimale de la batterie de -20 °C). Cependant, il a été validé entre -5 °C et 30 °C . Bien que les modèles mathématiques devraient rester inchangés, une validation expérimentale du modèle interconnecté à des températures extrêmes est aussi une perspective majeure.

Les modèles thermiques utilisés dans cette thèse sont basés sur l'approche de paramètres localisés : les gradients de température dans les volumes des corps sont négligés. La variabilité de styles de conduite des conducteurs est aussi négligée : des profils de vitesse (normalisés ou pré-enregistrés) ont été utilisés. Les effets de certaines conditions météorologiques (ex. pluie, neige, vent, brouillard, etc.) ont aussi été négligés dans cette étude. Donc, une autre perspective serait la prise en compte de ces incertitudes au moyen de méthodes stochastiques.

Dans le cadre du programme CUMIN, les modèles développés peuvent être adaptés à la Nissan Leaf 2018 que le L2EP a acquis vers la fin de cette thèse. Ainsi, une validation sur un autre véhicule électrique peut être réalisée. De même, une borne de recharge instrumentée sera installée au L2EP. Cette borne peut servir à valider expérimentalement le modèle du chargeur, ainsi qu'à la réalisation d'études sur des différentes stratégies de recharge.

Dans le cadre du LAI eCAMPUS (et encore de CUMIN), l'outil de simulation peut servir à réaliser des études sur la consommation d'énergie quotidienne (trajets domicile-travail) des usagers des campus pour l'été et l'hiver. Pour ce faire, des trajets typiques à Lille et à Trois-Rivières devraient être enregistrés. Ce type d'étude pourrait contribuer aux études technoéconomiques sur le déploiement des bornes de recharge sur les campus, ainsi que sur leur gestion et utilisation. De plus, le modèle du sous-système de confort (avec son environnement) peut être facilement adaptable à d'autres véhicules similaires. Ainsi, cette thèse peut aussi contribuer aux études énergétiques futures sur d'autres types des véhicules électrifiés (ex. véhicules à pile à combustible).

Finalement, plusieurs études énergétiques peuvent être envisagées à l'aide de l'outil de simulation développé. Quelques exemples seraient :

- Étude sur la fréquence et/ou l'heure de recharge en considérant des trajets domicile-travail pour l'été et l'hiver. Des aspects financiers pourraient aussi être considérés.
- Étude sur le temps de recharge à différentes températures de batterie, ainsi que les stratégies de gestion thermique.
- Étude sur l'évolution de la température de la batterie durant la conduite pour différents profils de vitesse, ainsi que son impact sur la récupération d'énergie au freinage.
- Étude sur la variation de la consommation d'énergie du sous-système CVCA en variant la température souhaitée dans l'habitacle.
- Étude sur l'impact du débit massique d'air soufflé sur l'évolution de la température de l'habitacle et sur la consommation du sous-système CVCA.

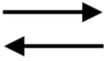
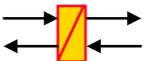
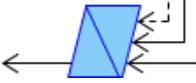
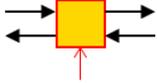
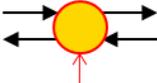
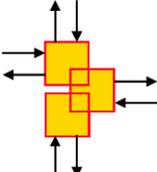
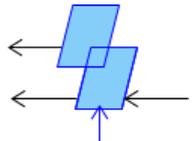
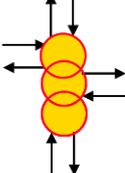
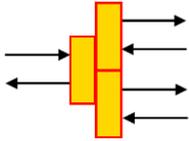
Nomenclature

BTMS	Battery Thermal Management System - Système de Gestion Thermique de Batteries
CB	Chauffage de batteries
CC-CV	Constant Current – Constant Voltage (stratégie de recharge)
COP	Coefficient de Performance
CTP	Coefficient de Température Positif
CUMIN	Campus Universitaire à Mobilité Innovante et Neutre en Carbone
CVCA	Chauffage, Ventilation et Conditionnement d’Air
eCAMPUS	électromobilité pour CAMPUS d’Universités Soutenables
EE	Entraînement Électrique
GES	Gaz à Effet de Serre
IEA	International Energy Agency
IRH	Institut de Recherche sur l’Hydrogène
L2EP	Laboratoire d’Électrotechnique et d’Électronique de Puissance
LAI	Laboratoire Associé Internationale
OCV	Open-Circuit Voltage - Tension de Circuit Ouvert
PàC	Pompe à Chaleur
PV	Panneaux Photovoltaïques
REM	Représentation Énergétique Macroscopique
SEI	Solid Electrolyte Interphase - Interface électrode-électrolyte
SoC	State of Charge - État de charge de la batterie
TM	Transmission Mécanique
UQTR	Université du Québec à Trois-Rivières
VC	Volume de Contrôle
VE	Véhicule Électrique
VH	Véhicule Hybride
WLTC	Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Cycles
WLTP	Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Procedure

Annexes

Annexe A – Éléments de la REM

Cette annexe est bâtie à partir de [Bouscayrol12].

	<p>Élément source (Source d'énergie)</p>		<p>Variables d'action et de réaction</p>
	<p>Élément d'accumulation (Stockage d'énergie)</p>		<p>Inversion indirecte (Commande en boucle fermée)</p>
	<p>Élément de conversion mono-domaine</p>		<p>Inversion directe (Commande en boucle ouverte)</p>
	<p>Élément de conversion multi-domaine</p>		
	<p>Élément de couplage mono-domaine (Distribution d'énergie)</p>		<p>Inversion d'un couplage (Critère énergétique)</p>
	<p>Élément de couplage multi-domaine (Distribution d'énergie)</p>		
	<p>Aiguillage (Sélection de modèles)</p>		<p>Stratégie de gestion d'énergie</p>

Annexe B – Représentation des flux thermiques avec la REM

Le transfert de chaleur \dot{Q} représente le taux auquel l'énergie thermique est transférée d'un corps à un autre en raison d'une différence de température. Ce transfert se fait toujours d'un milieu à haute température (T_h) vers un milieu à basse température (T_b). Le transfert de chaleur peut se produire par trois mécanismes : conduction, convection et rayonnement thermique [Çengel15b].

Dans la REM, le produit des variables d'action et de réaction doit toujours produire une puissance. Étant donné que la variable \dot{Q} décrit déjà une puissance thermique, le modèle classique est modifié pour l'adapter au formalisme REM. Dans ce but, la propriété entropie S est utilisée. Cette approche a déjà été considérée par [Boulon09], [Horrein15] et [Herwig18]. L'entropie peut être considérée comme une mesure du niveau de désordre moléculaire d'un système [Çengel15a]. Ainsi, un système à haute température a une entropie plus élevée qu'un système à basse température.

Au cours d'un processus de transfert de chaleur, l'entropie du système à haute température S_h diminue, tandis que celle du système à basse température S_b augmente. A la fin du processus, la variation nette d'entropie sera positive, c'est-à-dire que de l'entropie a été créée. Ceci est la 2ème loi de la thermodynamique [Çengel15a], [Lallemand16].

Donc, le flux d'entropie net \dot{S} d'un corps peut être exprimé en fonction de sa température T et du transfert de chaleur net à ses frontières \dot{Q} .

$$\dot{S} = \frac{\dot{Q}}{T} \quad (\text{B.1})$$

De plus, l'évolution de la température du corps peut être exprimée en fonction de sa capacité thermique C et du flux net d'entropie \dot{S} .

$$\frac{1}{T} \frac{dT}{dt} = \frac{1}{C} \dot{S}_{net}, \quad \text{avec } \dot{S}_{net} = \sum \dot{S}_{entrant} - \sum \dot{S}_{sortant} \quad (\text{B.2})$$

Système fermé (pas de flux massique)

La Fig. B.1 montre la REM d'un processus de transfert de chaleur entre 2 systèmes fermés à des températures T_h et T_b . Ces 2 corps sont séparés par une résistance thermique R_{th} , qui représente le mécanisme de transfert de chaleur (conduction, convection ou radiation). Dans la REM, chaque corps est considéré comme un élément d'accumulation imposant sa température.

Vu que le flux de chaleur \dot{Q} qui sort du corps chaud est le même qui rentre dans le corps froid :

$$\begin{cases} \dot{S}_h = \frac{\dot{Q}}{T_h} \\ \dot{S}_b = \frac{\dot{Q}}{T_b} \end{cases} \quad (B.3)$$

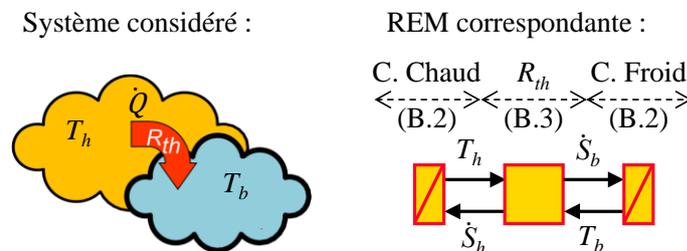


Fig. B.1 : REM d'un processus de transfert de chaleur entre 2 systèmes fermés.

Système ouvert (à pression constante)

La Fig. B.2 montre la REM du même système étudié précédemment, mais avec un débit massique qui traverse le corps froid. Dans cette étude, la pression et le volume des corps sont considérés constants. Donc, la masse totale du corps froid ne change pas.

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sor} = \dot{m} \quad (B.4)$$

La puissance liée à un débit massique peut être décrite par le produit du débit \dot{m} et l'enthalpie massique h du fluide [Çengel15a].

$$\dot{Q}_{mass} = \dot{m}h \quad (B.5)$$

Dans cette thèse, le fluide étudié est l'air humide. La puissance liée est décrite par le débit massique d'air sec \dot{m}_{as} et l'enthalpie massique h de l'air humide. Cette enthalpie dépend de celle de l'air sec h_{as} et de l'air humide h_g , ainsi que de l'humidité absolue ω (cf. Annexe E).

$$h = h_{as} + \omega h_g \text{ [J/kg}_{gas}] \quad (B.6)$$

Or, l'enthalpie de l'air humide peut aussi être exprimée en fonction de la température T , de l'humidité absolue ω , et des capacités thermiques massiques à pression constante de l'air sec c_{p-as} et de la vapeur d'eau c_{p-v} . Plus de détails dans [ASHRAE17].

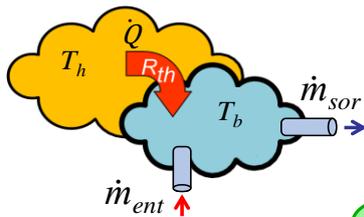
$$h = c_{p-as}(T-273,15) + \omega (2,5e6 + c_{p-v}(T-273,15)) \text{ [J/kg}_{gas}] \quad (B.7)$$

Finalement, les flux d'entropie associés au débit massique \dot{S}_m peuvent être obtenus avec B.7, B.5 et B.1, ce qui donne :

$$\dot{S}_m = \frac{\dot{m}h}{T} \tag{B.8}$$

Dans cette représentation, on considère que le débit massique \dot{m} est imposé au système. De même, on considère que le débit massique sort avec une température T_b et une humidité absolue ω_b . L'enthalpie massique h_{sor} est donc obtenue de B7.

Système considéré :



REM correspondante :

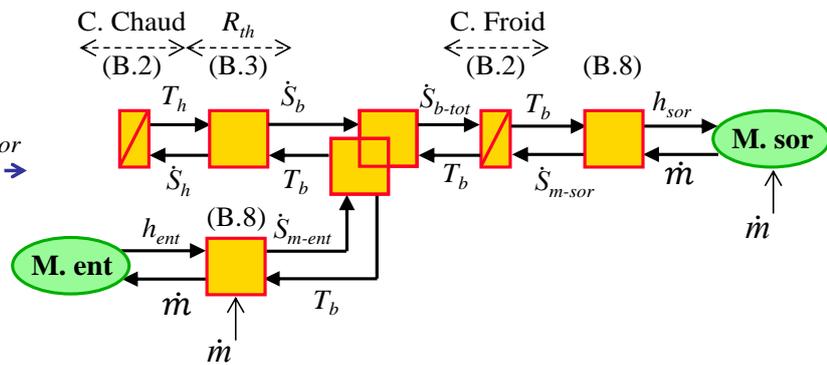


Fig. B.2 : REM d'un processus de transfert de chaleur avec un système ouvert.

Annexe C – Paramètres principaux des véhicules de référence

Le Tableau C.1 montre les paramètres principaux des véhicules de référence de cette thèse : la Renault Zoé 2018 (voiture utilisée pour des tests de validation) et la Nissan Leaf 2018.

Tableau C.1. Paramètres principaux des véhicules étudiés [Nissan18a], [Renault18], [PushEVs18], [LGChem18], [EVDB20].

Paramètre	Symbole	Nissan Leaf 2018	Renault Zoé 2018
Énergie embarquée	E_{batt}	40 kWh	41 kWh
Autonomie (WLTP mixte)	-	270 km	300 km
Chimie des cellules	-	Li-ion NMC	Li-ion NMC
Nombre total de cellules	N_{tot}	192	192
Nombre de cellules en série	N_s	96	96
Nombre de branches en parallèle	N_p	2	2
Format de cellules	-	Pouch	Pouch
Volume d'une cellule	Vol_{cell}	446 cm ³	467 cm ³
Masse d'une cellule	M_{cell}	914 g	965 g
Densité d'énergie (masse)	$\rho_{e/m}$	225 Wh/kg	245 Wh/kg
Densité d'énergie (volume)	$\rho_{e/vol}$	460 Wh/l	507 Wh/l
Tension nominale d'une cellule	V_{cell}	3,65 V	3,60 V
Capacité nominale d'une cellule	C_{nom}	56,3 Ah	65,6 Ah
Capacité maximale d'une cellule	C_{max}	57,48 Ah	66.98 Ah
Courant de décharge maximale (10s)	i_{max}	~3C	2,76C
Puissance de traction maximale	\dot{W}_{tr-max}	110 kW	65 kW
Masse avec 1 passager	$M_{véh}$	1580 kg	1555 kg
Rendement moyen de la chaîne de traction (estimé)	η_{tr}	82 %	82 %
Coefficient aérodynamique AC_x	-	0,70	0,75
Volume de l'habitacle	$Vol_{véh}$	2,62 m ³	2,50 m ³ (estimé)

Annexe D - Schémas électriques équivalents d'une batterie

Les schémas de circuits équivalents sont largement utilisés pour la modélisation de batteries, car ils représentent un bon compromis entre précision et simplicité. Ces modèles sont construits à partir d'une combinaison des sources de tension, résistances et condensateurs [Jiang15]. La structure la plus simple (utilisée dans cette thèse) est composée d'une source de tension et d'une résistance en série équivalente. Afin d'augmenter la précision, une ou plusieurs branches RC (résistance-condensateur en parallèle) peuvent être ajoutées pour considérer les dynamiques de polarisation de la batterie. La représentation de Thévenin, considère une branche RC . L'objectif de cette annexe est de décrire ces 2 schémas équivalents.

La Fig. D.1 montre les 2 schémas équivalents. Les 2 représentations sont composées d'une source de tension à vide (OCV) V_{oc} , une résistance ohmique R_0 et une résistance de polarisation R_p . De plus, la représentation de Thévenin inclut un condensateur C_p pour considérer les dynamiques de polarisation.



Fig. D.1. Schémas équivalents d'une batterie. a) Structure simple R_{int} . b) Thévenin.

Pour bien étudier ces 2 schémas, il est nécessaire de comprendre la dynamique de la réponse en tension d'une batterie devant un pulse de courant (Fig. D.2). Cette réponse en tension peut être divisée en 2 phases : une phase instantanée et une phase lente.

La résistance ohmique R_0 dépend de la composition de la batterie : matériel de l'électrode, séparateur, etc. Cette résistance peut être obtenue de la première phase de la réponse en tension à un pulse de courant I_{pulse} (D.1) (Fig. D.2).

$$R_0 = \frac{\Delta V_0}{I_{pulse}} \quad (D.1)$$

La résistance et capacitance de polarisation R_p et C_p sont obtenues de la seconde phase de la réponse en tension. Premièrement, la différence de tension ΔV_{rc} est obtenue des valeurs mesurées de ΔV_0 et ΔV_p (D.2). Puis, R_p est obtenue de ΔV_{rc} et I_{pulse} (D.3).

$$\Delta V_{rc} = \Delta V_p - \Delta V_0 \quad (D.2)$$

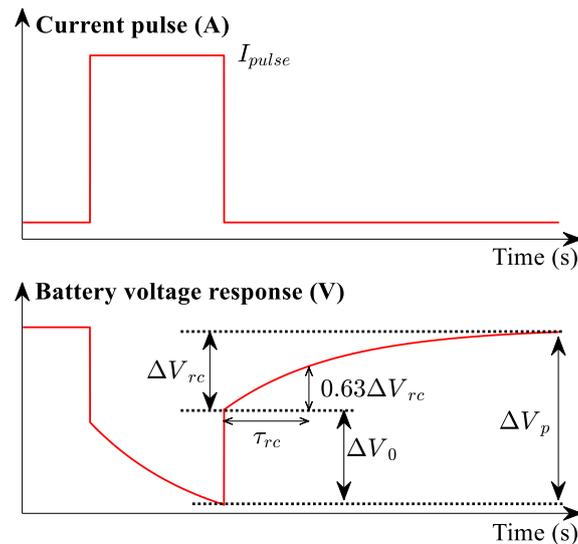


Fig. D.2. Schémas équivalents d'une batterie. a) Structure simple R_{int} . b) Thévenin.

$$R_p = \frac{\Delta V_{rc}}{I_{pulse}} \quad (D.3)$$

La capacitance C_p est obtenue à partir de la valeur mesurée de la constante de temps τ_{rc} et de R_p (D.4). Cette constante de temps est la différence entre le temps à la fin du pulse de courant, et le temps à 63% de ΔV_{rc} .

$$C_p = \frac{\tau_{rc}}{R_p} \quad (D.4)$$

Pour la structure simple, la valeur de la résistance interne équivalente R_{int} est la somme de R_0 et de R_p (D.5).

$$R_{int} = R_0 + R_p \quad (D.5)$$

Finalement, pour la structure simple, la tension en sortie u_b est fonction de V_{oc} , la résistance interne R_{int} et le courant de la batterie i_b (D.6). Pour la structure de Thévenin, u_b est fonction de V_{oc} , R_0 , R_p , C_p , et du courant i_b (D.7).

$$u_b = V_{oc} - R_{int} i_b \quad (D.6)$$

$$\begin{cases} u_b = V_{oc} - R_0 i_b - u_{rc} \\ u_{rc} = \frac{1}{C_p} \int \left(i_b - \frac{u_{rc}}{R_p} \right) dt \end{cases} \quad (D.7)$$

La méthode pour l'obtention des différents paramètres à partir des tests de caractérisation (à 20 °C) est décrite dans [German20] et [Ramsey20]. De plus, une comparaison entre la précision des 2 approches est présentée dans [Ramsey20].

Annexe E – Obtention des humidités absolues du sous-système CVCA

L'objectif de cette annexe est de présenter les modèles mathématiques utilisés pour décrire l'évolution de l'humidité dans l'habitable et le système CVCA. Il est important de considérer l'humidité dans les systèmes CVCA, car elle peut représenter une charge latente importante lors du fonctionnement en mode climatisation [Çengel15a], [ASHRAE 17]. À partir des équations présentées ci-dessous, les humidités absolues ω utilisées dans les modèles du système CVCA sont obtenues.

Tout d'abord, il faut définir certaines variables :

Masse d'air humide (m^{tot}) : la masse totale d'air humide m^{tot} est un mélange d'air sec m^{as} et de vapeur d'eau m^v .

$$m^{tot} = m^{as} + m^v \quad (E.1)$$

Humidité relative (ϕ) : rapport de masse de vapeur d'eau m^v dans l'air sur la masse maximale de vapeur m_g que l'air peut contenir à une température T .

$$\phi = \frac{m^v}{m_g} \quad (E.2)$$

Humidité spécifique (γ) : rapport de masse de vapeur d'eau m^v sur la masse totale d'air humide m^{tot} .

$$\gamma = \frac{m^v}{m^{tot}} \quad (E.3)$$

Humidité absolue (ω) : rapport de masse de vapeur d'eau m^v sur la masse d'air sec m^{as} .

$$\omega = \frac{m^v}{m^{as}} \quad (E.4)$$

$$\omega = \frac{\gamma}{1-\gamma} \quad (E.5)$$

$$\omega = \frac{0,622\phi P_g}{P-\phi P_g} \quad (E.6)$$

Dans l'équation E.6, P représente la pression totale du mélange d'air. Dans cette étude, P est considéré constant et égal à la pression atmosphérique au niveau de la mer. De plus, P_g représente la pression de saturation de l'eau à la température du mélange T [Çengel15a].

$$P_g = P_{sat @ T} \quad (E.7)$$

Bilan de masse d'air humide dans l'habitacle

La Fig. E.1 montre le schéma du système. La masse totale d'air humide dans l'habitacle m_{hab}^{tot} évolue en fonction du débit de masse entrante \dot{m}_{sf-ent}^{tot} , sortant \dot{m}_{rec}^{tot} et \dot{m}_{sor}^{tot} et du débit de vapeur d'eau produit par les passagers \dot{m}_{pass}^v . Dans cette étude, la condensation d'eau dans l'habitacle quand l'air est saturé est négligée.

$$\frac{d}{dt} m_{hab}^{tot} = \dot{m}_{sf-ent}^{tot} + \dot{m}_{pass}^v - \dot{m}_{rec}^{tot} - \dot{m}_{sor}^{tot} \quad (E.8)$$

$$m_{hab}^{tot}(t) = m_{hab}^{tot}(t_0) + \int_{t_0}^t (\dot{m}_{sf-ent}^{tot} + \dot{m}_{pass}^v - \dot{m}_{rec}^{tot} - \dot{m}_{sor}^{tot}) dt \quad (E.9)$$

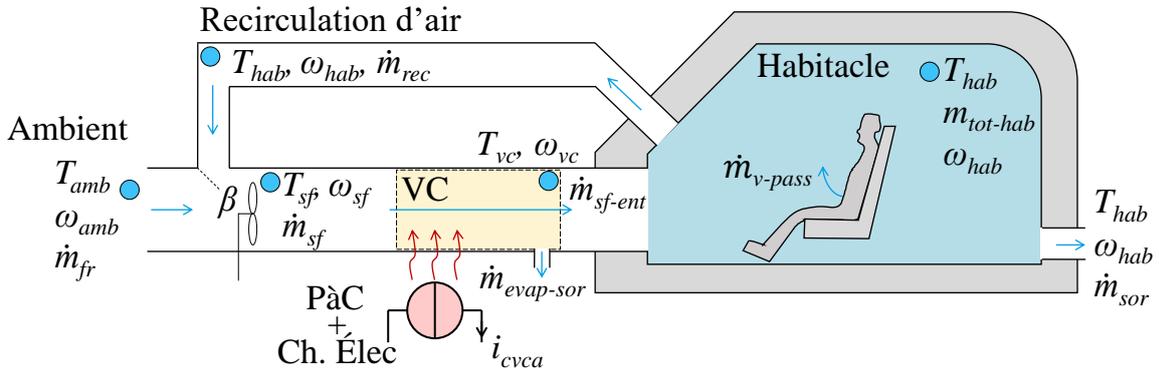


Fig. E.1 : Schéma du système CVCA.

Bilan de masse de vapeur d'eau l'habitacle

La masse de vapeur d'eau dans l'habitacle m_{hab}^v peut être décrite par la masse d'air humide et l'humidité spécifique dans l'habitacle m_{hab}^{tot} et γ_{hab} (E.3).

$$m_{hab}^v(t) = m_{hab}^{tot}(t) \gamma_{hab}(t) \quad (E.10)$$

Donc, la variation de m_{hab}^v est obtenue en dérivant E.10.

$$\frac{d}{dt} m_{hab}^v = \gamma_{hab} \frac{d}{dt} m_{hab}^{tot} + m_{hab}^{tot} \frac{d}{dt} \gamma_{hab} \quad (E.11)$$

Or, la variation de m_{hab}^v peut aussi être décrite par un bilan de masse de vapeur d'eau dans l'habitacle.

$$\frac{d}{dt} m_{hab}^v = \dot{m}_{sf-ent}^{tot} \gamma_{vc} + \dot{m}_{pass}^v - \gamma_{hab} (\dot{m}_{rec}^{tot} + \dot{m}_{sor}^{tot}) \quad (E.12)$$

Ensuite, en utilisant les équations E.8, E.11 et E.12, la variation de l'humidité spécifique de l'habitacle γ_{hab} peut être obtenue.

$$\frac{d}{dt} \gamma_{hab} = \frac{1}{m_{hab}^{tot}(t)} [\dot{m}_{sf-ent}^{tot} (\gamma_{vc} - \gamma_{hab}) + \dot{m}_{pass}^v (1 - \gamma_{hab})] \quad (E.13)$$

Finalement, l'humidité absolue dans l'habitable $\omega_{hab}(t)$ est déduite avec l'équation E.5 après avoir intégré l'équation E.13.

Bilan des masses dans le mélange d'air frais et recirculé

Le premier bilan de masse à réaliser dans le circuit de ventilation est lors du mélange des débits d'air frais \dot{m}_{fr}^{tot} et d'air recirculé \dot{m}_{rec}^{tot} .

$$\dot{m}_{sf-ent}^{tot} = \dot{m}_{fr}^{tot} + \dot{m}_{rec}^{tot} \quad (E.14)$$

De même, l'humidité absolue du mélange d'air ω_{sf} est obtenue à partir de celles de l'habitable ω_{hab} et de l'air ambiant ω_{amb} , ainsi que du taux de recirculation β .

$$\omega_{sf} = \beta \omega_{hab} + (1 - \beta) \omega_{amb} \quad (E.15)$$

Bilan des masses dans le volume de contrôle

Lors du mode climatisation en été, la pompe à chaleur refroidit l'air dans le volume de contrôle. Quand la température de l'air humide diminue, la masse maximale de vapeur d'eau qu'il peut contenir diminue aussi. Donc, l'air humide se sature ($\phi = 1$) et la vapeur d'eau qui se condense sort du système sous forme liquide. Un exemple de ce phénomène est montré dans la Fig. E.2, à l'aide d'un diagramme psychrométrique [Çengel15a]. De ce fait, le débit d'air qui rentre dans l'habitable \dot{m}_{sf-ent}^{tot} est la différence entre le débit d'air soufflé \dot{m}_{sf}^{tot} et d'eau évacuée $\dot{m}_{\text{évac-sor}}^v$.

$$\dot{m}_{sf-ent}^{tot} = \dot{m}_{sf}^{tot} - \dot{m}_{\text{évac-sor}}^v \quad (E.16)$$

Le débit d'eau évacué est obtenu du débit d'air sec soufflé \dot{m}_{sf}^{as} et de la différence entre les humidités absolues du mélange d'air ω_{sf} et celle du volume de contrôle ω_{vc} .

$$\dot{m}_{\text{évac-sor}}^v = \dot{m}_{sf}^{as} (\omega_{sf} - \omega_{vc}) \quad (E.17)$$

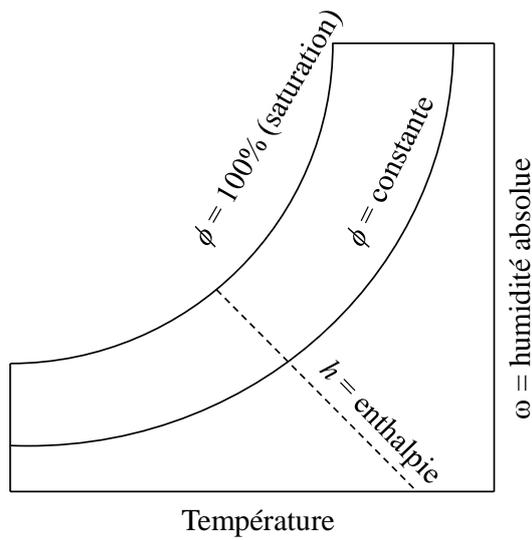
L'humidité absolue du volume de contrôle ω_{vc} est égale à celle du mélange d'air ω_{sf} quand il n'y a pas de condensation d'eau. Dans le cas contraire, il peut être obtenu à partir de E.6 en considérant la pression atmosphérique et $\phi = 1$. La pression P_g est obtenue des abaques pour l'eau saturée en utilisant la température T_{vc} [Çengel15a], [ASHRAE17].

$$\begin{cases} \omega_{vc} = \omega_{sf} & \text{Si } \phi < 1 \\ \omega_{vc} = \frac{0,622 P_g @ T_{vc}}{101325 - P_g @ T_{vc}} & \text{Si } \phi = 1 \end{cases} \quad (E.18)$$

Finalement, l'humidité absolue de l'air ambiant ω_{amb} est obtenue avec l'équation E.6 et en utilisant l'humidité relative ambiante ϕ_{amb} , la pression atmosphérique et la valeur de pression

P_g à la température ambiante T_{amb} . Ainsi, les valeurs des humidités absolues ω_{cab} , ω_{sf} , ω_{amb} et ω_{vc} , utilisés dans le modèle du système CVCA, ont été déduites.

a. Description simplifiée d'un diagramme psychrométrique



b. Exemple d'un phénomène de condensation d'eau dans un volume de contrôle refroidi

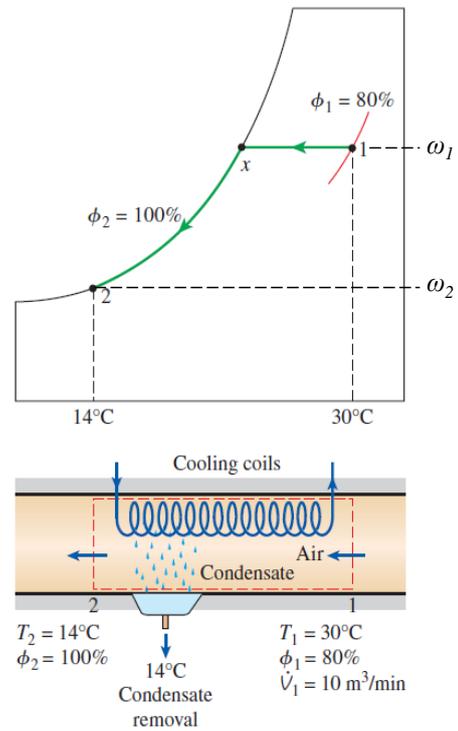


Fig. E.2 : Exemple d'un processus de condensation d'eau dans un système CVCA [Çengel15a].

(a) Diagramme psychrométrique. (b) Processus de condensation.

Annexe F – Coefficient de résistance au roulement en fonction de la route

Les conditions générales de la route peuvent être considérées en variant la valeur du coefficient k_{roll} (équation II.20) selon le type de route et son état. Ce coefficient peut être exprimé en fonction de 2 autres : μ_0 et μ_1 [Jazar17]. Le terme μ_0 dépend de l'état de la route (Tableau F.1). Le coefficient μ_1 est considéré constant et égal à $7 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$.

Tableau F.1 : Valeur de μ_0 su différentes conditions de la route [Jazar17].

État de la route et de la chaussée	μ_0
Très bon béton	0,008 - 0,01
Très bon tarmac	0,01 - 0,0125
Béton moyen	0,01 - 0,015
Très bon revêtement	0,015
Très bon macadam	0,013 - 0,016
Tarmac moyen	0,018
Béton en mauvais état	0,02
Bon pavage en blocs	0,02
Macadam moyen	0,018 - 0,023
Tarmac en mauvais état	0,023
Macadam poussiéreux	0,023 - 0,028
Bon pavage en pierre	0,033 - 0,055
Bon pavage naturel	0,045
Pavé de pierre en mauvais état	0,085
Neige peu profonde (5 cm)	0,025
Neige épaisse (10 cm)	0,037
Route naturelle non entretenue	0,08 - 0,16
Sable	0,15 - 0,3

Annexe G – Validation de la chaîne de traction d’une Nissan Leaf 2018

L’objectif de cette annexe est de présenter la validation du modèle de la chaîne de traction sur une Nissan Leaf 2018 (Fig. E.1). Le modèle de cette chaîne est le même décrit dans le Chapitre II et validé sur une Renault Zoé. Tous les paramètres du modèle ont été changés pour ceux de la Nissan Leaf.

Le test de validation sur la Nissan Leaf consiste à réaliser un parcours et à enregistrer le profil de vitesse avec un capteur GPS. De plus, les données de tension et de courant du pack de batteries sont extraites des réseaux CAN du véhicule. Ensuite, le profil de vitesse enregistré est utilisé comme entrée de référence dans la simulation du sous-système de traction. La Fig. F.2 montre la comparaison entre les résultats simulés et mesurés.

Les résultats de simulation évoluent de la même façon que les mesures. L’erreur relative sur la consommation totale d’énergie est de 2,03%. Donc, la précision du modèle est aussi validée de façon globale sur la Nissan Leaf 2018.



Fig. G.1 : Nissan Leaf 2018 utilisée pour validation du modèle de sous-système de traction

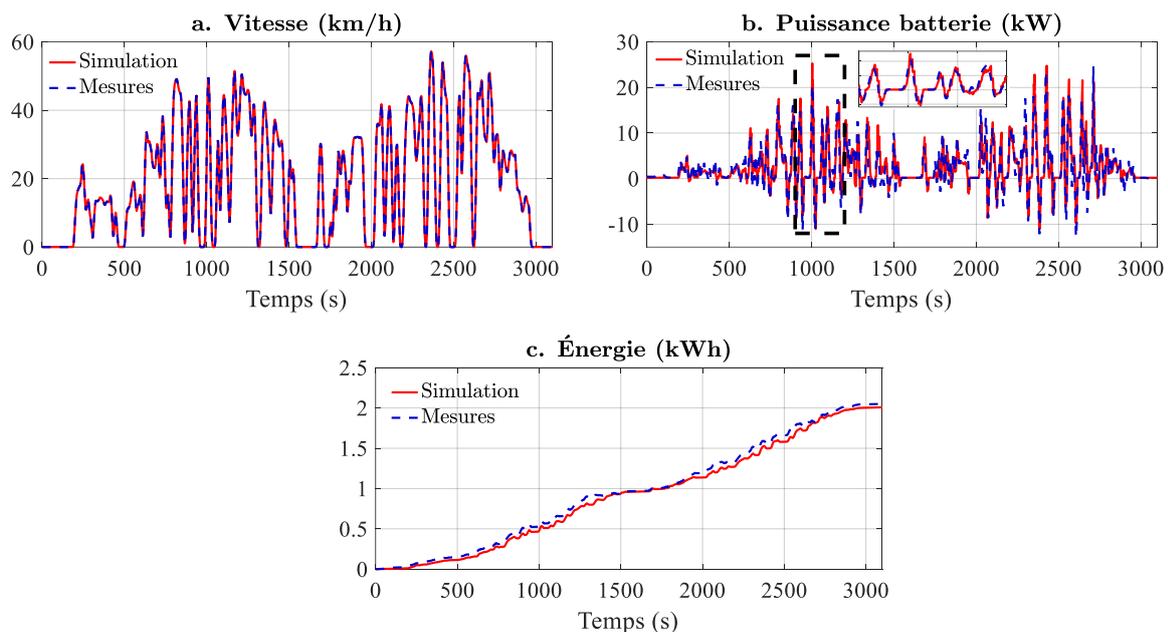


Fig. G.1 : Nissan Leaf 2018 utilisée pour validation du modèle de sous-système de traction

Annexe H – Modèle du rayonnement et vecteur solaire

L'objectif de cette annexe est de présenter les modèles utilisés pour l'obtention du vecteur solaire sur chaque surface d'un véhicule, ainsi que la valeur théorique du rayonnement.

Rayonnement solaire lors d'un ciel clair

La longueur d'onde du rayonnement solaire est comprise entre 0,3 et 3 μm . Il est donc considéré comme du rayonnement à ondes courtes [Duffie13], [Çengel17]. Ce rayonnement représente un gain d'énergie pour les surfaces externes du véhicule, ainsi que pour les masses internes [Torregrosa15]. Les ondes courtes peuvent être transmises par les fenêtres et absorbées par les masses internes, ce qui fait monter leur température T_{mi} . Ensuite, les masses internes émettent du rayonnement infrarouge (c.-à-d. à ondes longues), en fonction du T_{mi} . Ce rayonnement infrarouge n'est pas transmis par les fenêtres. Ainsi, l'énergie thermique liée au rayonnement solaire absorbé reste contenue à l'intérieur du véhicule (effet de serre) [Dadour11], [Çengel17].

Le rayonnement solaire incident sur une surface G (W/m^2) comporte deux composantes : l'irradiance direct G_b et la diffuse G_d (Fig. H.1). La composante directe (mesurée perpendiculairement aux rayons solaires) représente le rayonnement solaire reçu directement du soleil. La composante diffuse représente le rayonnement solaire incident sur une surface horizontale, après qu'il a été diffusé par l'atmosphère. La somme des deux composantes, incidentes sur une surface horizontale G_H , est connue sous le nom d'irradiance globale horizontale (IGH). L'irradiance solaire peut être obtenue soit par des mesures, soit par des estimations théoriques (pour un ciel complètement clair).

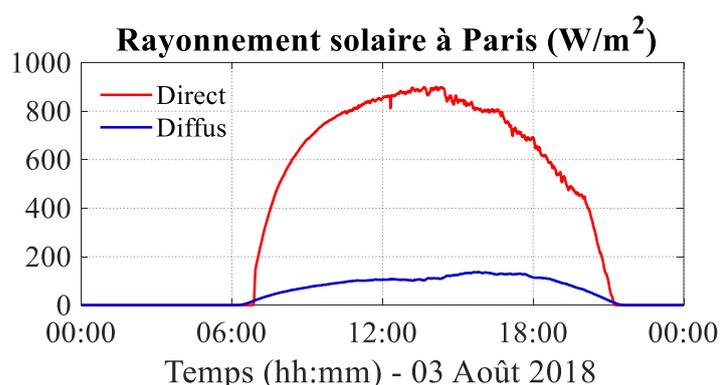


Fig. H.1 : Composantes directe et diffuse du rayonnement solaire [WRMC19].

Dans l'approche théorique, la composante directe G_b est fonction de la constante solaire G_{sc} et de la transmittance directe de l'atmosphère τ_b . Cette transmittance dépend de l'angle zénithal θ_z , qui représente la position du soleil dans le ciel, et de l'altitude A du site (H.1) [Duffie13].

$$\begin{cases} G_b = G_{on} \tau_b \\ \tau_b = a_0 + a_1 \exp\left(\frac{-k}{\cos \theta_z}\right) \\ G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365}\right) \end{cases} \quad \text{avec } G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2 \text{ et } \{a_0, a_1, k\} = f(A) \quad (\text{H.1})$$

Dans H.1, les coefficients a_0 , a_1 , et k sont fonction de l'altitude A et du type de climat de la région étudiée. De plus, n représente le n ième jour de l'année. Plus de détails dans [Duffie13].

De même, la composant diffuse G_d est fonction de θ_z et de la transmittance diffuse τ_d , qui peut être obtenue à partir de corrélations avec τ_b (H.2) [Duffie13].

$$\begin{cases} G_d = G_{on} \tau_d \cos \theta_z \\ \tau_d = 0.271 - 0.294 \tau_b \end{cases} \quad (\text{H.2})$$

En considérant un ciel clair isotrope, le rayonnement incident sur une surface G_i dépend de G_b , G_d , de l'angle zénithal θ_z , de l'angle d'incidence sur la surface θ , de l'angle d'inclinaison de la surface Σ , et de la réflectance au sol ρ_g (H.3) [Duffie13].

$$\begin{cases} G_i = G_b \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} + G_d \left(\frac{1 + \cos \Sigma}{2}\right) + G_H \rho_g \left(\frac{1 - \cos \Sigma}{2}\right) \\ G_H = G_b \cos \theta_z + G_d \end{cases} \quad (\text{H.3})$$

L'angle d'incidence θ représente l'angle entre le rayonnement direct sur une surface et la normale de cette surface. Cet angle, ainsi que l'angle zénithal θ_z , dépendent du jour de l'année, de l'heure, et de l'inclinaison, orientation et coordonnées de la surface. Le Tableau H.1 décrit les différents variables et angles utilisés pour obtenir le vecteur solaire [Duffie13], [ASHRAE17]. La Fig. H.2 montre les différents angles solaires [ASHRAE17].

L'angle d'incidence θ est fonction de l'angle d'hauteur solaire β , de l'angle azimut surface-soleil γ et de l'angle d'inclinaison de la surface Σ (H.4) [ASHRAE17].

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \Sigma + \sin \beta \cos \Sigma \quad (\text{H.4})$$

L'angle d'hauteur solaire β est fonction de la latitude du site L , de l'angle de déclinaison solaire δ , et de l'angle horaire H (H.5) [ASHRAE17].

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta \quad (\text{H.5})$$

L'angle zénithal θ_z est le complément de l'angle d'hauteur solaire β (H.6) (Fig. H.2).

$$\theta_z = 90^\circ - \beta \quad (\text{H.6})$$

La déclinaison solaire δ dépend du jour de l'année n (H.7) [ASHRAE17].

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{n+284}{365}\right) \quad (\text{H.7})$$

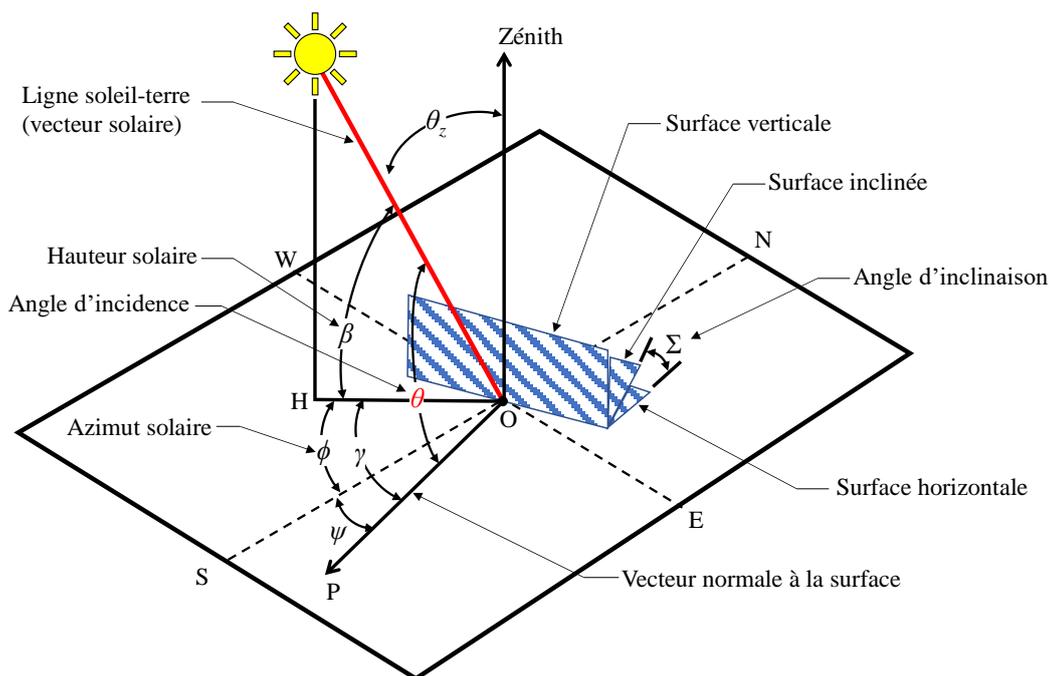


Fig. H.2 : Angles solaires [ASHRAE17].

Tableau. H.1 : Angles et variables utilisés pour obtenir le vecteur entre le soleil et une surface.

Angle/variable	Définition	Fonction de :
θ	Angle d'incidence	$\theta = f(\beta, \gamma, \Sigma)$
θ_z	Angle zénithal (incidence sur une surface horizontale)	$\theta_z = f(\beta)$
β	Angle d'hauteur solaire	$\beta = f(L, \delta, H)$
γ	Angle azimut surface-soleil	$\gamma = f(\phi, \psi)$
Σ	Angle d'inclinaison de la surface	-
ϕ	Angle azimut solaire	$\phi = f(H, \delta, \beta, L)$
ψ	Angle azimut d'une surface	$\psi = f(\text{orientation})$
H	Angle horaire	$H = f(\text{AST})$
δ	Angle de déclinaison solaire	$\delta = f(n)$
L	Latitude (°N, négative dans l'hémisphère sud)	$L = f(\text{site})$
n	Jour de l'année (1 pour le 01 janvier, 215 pour le 03 aout, etc.)	$n = f(\text{date})$
AST	Heure solaire apparente en heures décimales	$AST = f(LST, ET, LON, LSM)$
LST	Heure standard locale en heures décimales	$LST = f(\text{site})$
ET	Équation du temps en minutes	$ET = f(n)$
LSM	Longitude du méridien de l'heure standard locale (° E de Greenwich, négatif dans l'hémisphère ouest)	$LSM = f(\text{site})$
LON	Longitude du site (°E de Greenwich)	$LON = f(\text{site})$
TZ	Fuseau horaire (heures d'avance sur UTC)	$TZ = f(\text{site})$
DST	Heure d'été (+1 si 1h en avance, -1 si 1h en retard, etc.)	$DST = f(\text{site}, \text{date})$

L'angle horaire H dépend de l'heure solaire apparente AST (H.8) [ASHRAE17].

$$H=15(AST-12) \tag{H.8}$$

L'heure solaire apparente AST dépend de l'heure standard locale LST , de la longitude du méridien de l'heure standard locale LSM , de l'équation du temps ET et de la longitude du site LON (H.9) [ASHRAE17].

$$AST=LST+\frac{ET}{60}+\frac{LON-LSM}{15} \tag{H.9}$$

La longitude du méridien de l'heure standard locale LSM dépend du fuseau horaire du site (H.10) [ASHRAE17].

$$LSM = 15 TZ \tag{H.10}$$

L'équation du temps ET dépend du jour de l'année n (H.11) [ASHRAE17].

$$\begin{cases} ET=2,2918[0,0075+0,1868 \cos(\alpha) -3,2077 \sin(\alpha) -1,4615 \cos(2\alpha) -4,089 \sin(2\alpha)] \\ \alpha=360\frac{n-1}{365} \end{cases} \tag{H.11}$$

L'angle azimut surface-soleil γ dépend de l'angle azimut solaire ϕ et de l'angle azimut ψ de la surface d'incidence (H.12) [ASHRAE17].

$$\gamma = \phi-\psi \tag{H.12}$$

L'angle azimut solaire ϕ dépend de l'angle horaire H , de l'angle de déclinaison δ , et de l'angle d'hauteur solaire β (H.13) [ASHRAE17].

$$\sin \phi = \frac{\sin H \cos \delta}{\cos \beta} \tag{H.13}$$

L'angle azimut de la surface d'incidence ψ dépend de l'orientation de la surface (Tableau H.2), (Fig. H.3) (H.14 – H.16) [ASHRAE17].

Tableau. H.2 : Orientation et angle azimut de l'avant du véhicule référencé vers le sud.

Orientation du véhicule	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
ψ_{avant}	180°	-135°	-90°	-45°	0	45°	90°	135°

$$\psi_{côté droite} = \psi_{avant} + 90^\circ \tag{H.14}$$

$$\psi_{côté gauche} = \psi_{avant} - 90^\circ \tag{H.15}$$

$$\psi_{arrière} = \psi_{avant} - 180^\circ \tag{H.16}$$

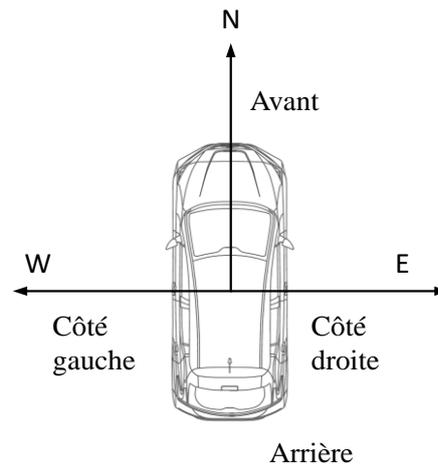


Fig. H.3 : Orientation des surfaces du véhicule.

Dans l’outil de simulation, un profil d’orientation obtenu avec un enregistreur GPS lors d’un test de conduite peut être mis comme entrée. Sinon, une orientation constante est utilisée.

Le Tableau H.3 montre les angles d’inclinaison Σ des différentes surfaces du véhicule.

Tableau. H.3 : Angles d’inclinaison des différentes surfaces du véhicule.

Surface	Angle Σ
Toit	0°
Pare-brise	30°
Fenêtre arrière	30°
Fenêtres latérales	70°

Finalement, la Fig. H.4 montre une comparaison entre mesures et simulation pour le rayonnement solaire incident sur une surface horizontale le 03 août à Paris. Le résultat montre que les composants directs et diffus du rayonnement obtenu avec le modèle théorique évoluent d’une façon similaire aux mesures.

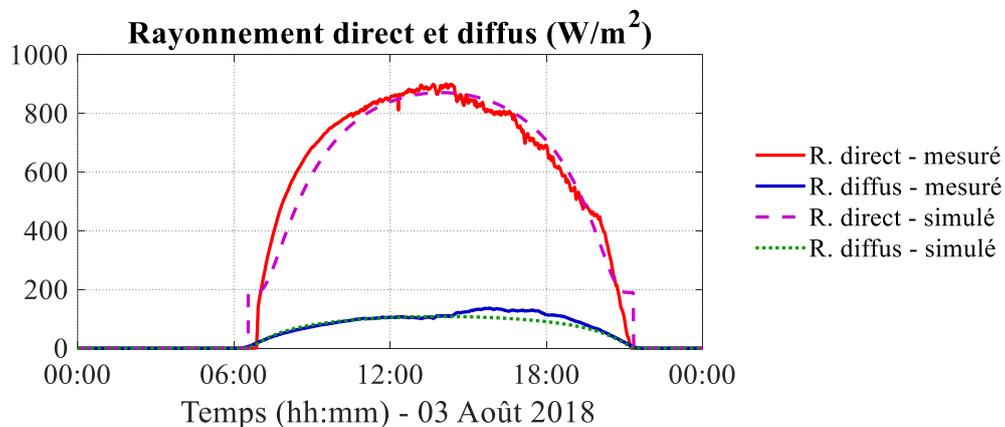


Fig. H.4 : Vérification du modèle théorique de rayonnement solaire. Les mesures correspondent à Paris, le 03 août 2018 [WRMC19].

Annexe I – Estimation de la température effective du ciel

L'objectif de cette annexe est de présenter les corrélations utilisées pour estimer la température effective du ciel clair. Ces corrélations ont été obtenues d'une étude bibliographique publiée par [Algarni15].

Dans les modèles thermiques développés dans cette thèse, un échange de chaleur par radiation entre les surfaces externes du véhicule et le ciel est pris en compte [Marcos14], [Torregrosa15]. Pour cela, il est nécessaire d'estimer la température effective du ciel T_{ciel} . Plusieurs facteurs influencent cette température, notamment, la température ambiante, la température du point de rosée et la couverture nuageuse [Algarni15]. Dans cette étude, la couverture nuageuse est négligée. Donc, seulement des ciels complètement clairs ou complètement nuageux sont considérés.

Pour un ciel complètement clair, la température T_{ciel} varie en fonction de l'émissivité du ciel ε_{ciel} et de la température ambiante T_{amb} (I.1), selon une corrélation publiée par [Centeno82].

$$T_{ciel} = (\varepsilon_{ciel})^{0,25} T_{amb} \quad (I.1)$$

L'émissivité du ciel ε_{ciel} dépend de la température du point de rosée T_{pr} (I.2), selon une corrélation publiée par [Berger84].

$$\varepsilon_{ciel} = 0,752 + 0,0048 T_{pr} \quad (I.2)$$

La température du point de rosée T_{pr} dépend de la température et de l'humidité ambiante T_{amb} et ϕ_{amb} (I.3), selon une corrélation publiée par [Lawrence05].

$$T_{pr} = T_{amb} - \frac{(100 - \phi)}{5} \quad (I.3)$$

D'autre part, pour un ciel complètement nuageux, la température du ciel T_{ciel} est considérée légèrement inférieure à la température ambiante T_{amb} selon une des corrélations présentées dans [Algarni15] (I.4).

$$T_{ciel} \approx T_{amb} - 6 \quad (I.4)$$

Finalement, la température du ciel peut aussi être déduite des mesures du rayonnement descendant à ondes longues, obtenues du [WRMC19]. La Fig. I.1 montre une comparaison entre les températures du ciel clair estimées et déduites à partir des mesures.

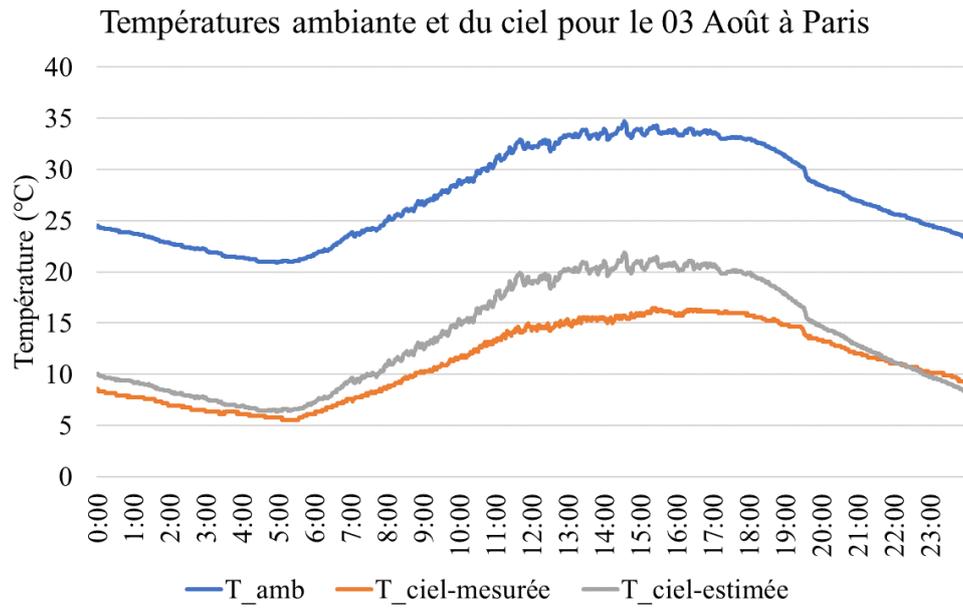


Fig. I.1 : Comparaison entre la température du ciel clair estimée et mesurée. Les mesures correspondent à Paris, le 03 août 2018 [WRMC19].

Annexe J – REM du système interconnecté

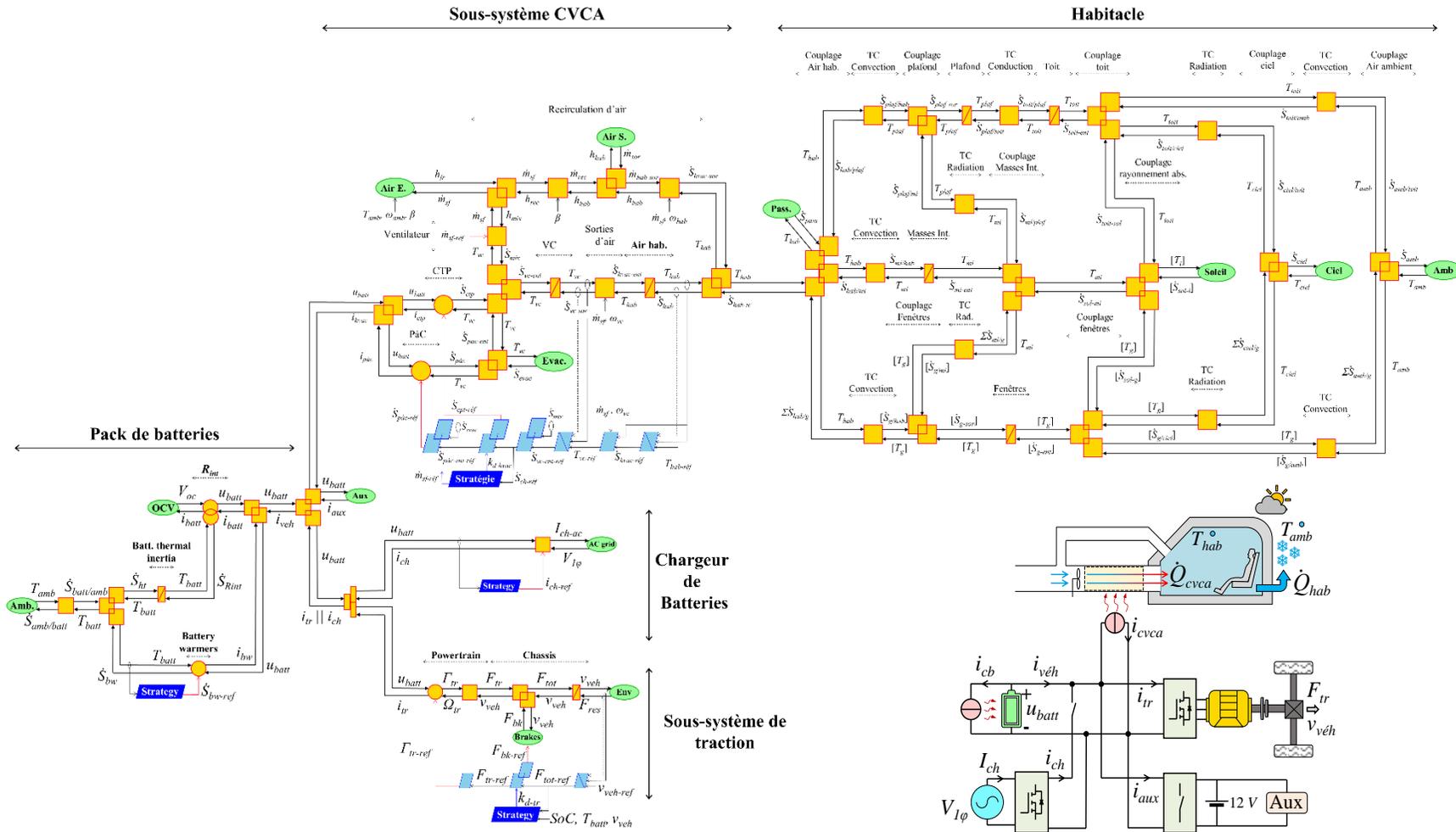


Fig. J.1 : REM complète du système interconnecté

Références

A

- [Algarni15] S. Algarni and D. Nutter, "Survey of Sky Effective Temperature Models Applicable to Building Envelope Radiant Heat Transfer," *ASHRAE Transactions*, vol. 121, no. 2, pp. 351-363, 2015.
- [Allègre10] A-L. Allègre, A. Bouscayrol, P. Delarue, P. Barrade, E. Chattot and S. El-Fassi, "Energy Storage System With Supercapacitor for an Innovative Subway," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 57, no. 12, pp. 4001-4012, 2010.
- [Allen14] M. Allen, "How do extremely cold temperatures affect the range of an electric car?," Fleetcarma, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.greencarreports.com>. Consulté le 08-Sep-2020.
- [Amelie18] D. Amelie, J. Augustine, K. Behrens, et al. , "Baseline Surface Radiation Network (BSRN): structure and data description (1992-2017)," *Earth System Science Data*, vol. 10, no. 3, pp. 1491-1501, 2018.
- [Arora18] S. Arora, "Selection of Thermal Management System for Modular Battery Packs of Electric Vehicles: A Review of Existing and Emerging Technologies," *Journal of Power Sources*, vol. 400, pp. 621 - 640, 2018.
- [ASHRAE17] ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) Handbook - Fundamentals, Atlanta, GA, USA, 2017.
- [Astier12] S. Astier, A. Bouscayrol, X. Roboam, "Systemic design methodologies for electrical energy systems: analysis, synthesis and management, Chapter I: Introduction to systemic design," ISTE (UK) and John Wiley & Sons (USA), 2012.

B

- [Banerjee14] S. Banerjee, "Mathematical Modeling: Models, Analysis & Applications, 1st ed.," Boca Raton, Florida, US: CRC Press, 2014.
- [Barlow09] T. Barlow, S. Latham, I. McCrae, and P. Boutler, "A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions," *TRL Limited*, UK, 2009
- [Berger84] X. Berger, D. Buriot, and F. Garnier, "About the equivalent radiative temperature for clear skies," *Solar Energy*, vol. 32, no. 6, pp. 725–733, 1984.

- [BNEF21] BloombergNEF – Transport & Environnement, “Hitting the EV Inflection Point: Electric vehicle price parity and phasing out combustion vehicle sales in Europe,” Bloomberg Finance L.P., May 2021.
- [Boulon09] L. Boulon, “Modélisation multiphysique des éléments de stockage et de conversion d’énergie pour les véhicules électriques hybrides. Approche systémique pour la gestion d’énergie,” Thèse de doctorat à l’Université de Franche-Comté, France, 2009
- [Boulon11] L. Boulon, D. Hissel, A. Bouscayrol, M. C. Pera, P. Delarue, “From modelling to control of a PEM Fuel Cell using Energetic Macroscopic Representation”, *IEEE transactions on Industrial Electronics*, vol. 57, no. 6, pp. 1882-1891, June 2010
- [Bouscayrol00] A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J. P. Hautier, F. Meibody-Tabar and M. Pietrzak-David, "Multimachine Multiconverter System: application for electromechanical drives," *European Physics Journal - Applied Physics*, vol. 10, no. 2, pp. 131 - 147, May 2000.
- [Bouscayrol05] A. Bouscayrol, R. Schoenfeld, G. Dauphin-Tanguy, G. H. Geitner, X. Guillaud, A. Pennamen and J. P. Hautier, "Different energetic descriptions for electromechanical systems," in *European Power Electronics and Applications*, Dresden, Germany, 2005.
- [Bouscayrol09] A. Bouscayrol, X. Guillaud, P. Delarue, and B. Lemaire-Semail, "Energetic macroscopic representation and inversion-based control illustrated on a wind-energy-conversion system using hardware-in-the-loop simulation," *IEEE Trans. On Industrial Electronics*, vol. 56, no. 12, pp. 4826-4835, 2009.
- [Bouscayrol12] A. Bouscayrol, J. P. Hautier and B. Lemaire Semail, "Graphic formalisms for the control of multi-physical energetic system: COG and EMR," in *Systemic Design Methodologies for Electrical Energy Systems - Analysis, Synthesis and Management*, ISTE & Wiley, 2012.
- [Brèque17] F. Brèque, et M. Nemer, "Cabin Thermal Needs: Modeling and Assumption Analysis," in *Proceedings of the 12th International Modelica Conference*, Prague, Czech Republic, 2017.

C

- [Çengel15a] Y. Çengel, and M. Boles, “Thermodynamics: An Engineering Approach, 8th ed., New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [Çengel15b] Y. Çengel, and A. Ghajar, “Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications 5th ed.”, New York: McGraw-Hill Education, 2015.

- [Çengel17] Y. Çengel, J. Cimbala, and R. Turner, “Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, 5th ed.”, New York: McGraw-Hill Education, 2017
- [Centeno82] M. Centeno, “New formulae for the equivalent night sky emissivity,” *Solar Energy* 28(6):489–98.
- [Chan09] C. C. Chan, Y. S. Wong, A. Bouscayrol, and K. Chen, “Powering Sustainable Mobility: Roadmaps of Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles,” *Proc. IEEE*, vol. 97, no. 4, pp. 603-607, April 2009.
- [Chan10] C. C. Chan, A. Bouscayrol and K. Chen, "Electric, Hybrid, and Fuel-Cell Vehicles: Architectures and Modeling," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 59, no. 2, pp. 589-598, 2010.
- [Chau16] K.T. Chau, “Energy Systems for Electric and Hybrid Vehicles,” *The Institution of Engineering and Technology (IET)*, London, UK, 2016.
- [Chen08] K. Chen, A. Bouscayrol, W. Lhomme, “Energetic Macroscopic Representation and Inversion-based control: Application to an Electric Vehicle with an electrical differential,” *Journal of Asian Electric Vehicles*, vol. 6, no. 1, pp. 1097-1102, 2008.
- [Chowdhury18] S. Chowdhury, L. Leitzel, M. Zima, M. Santacesaria et al., "Total Thermal Management of Battery Electric Vehicles (BEVs)," in *SAE CO₂ Reduction for Transportation Systems*, Turin, Italy, 2018.
- [CIRIAG16] CIRIAG, "Rapport Technique : Analyse du cycle de vie comparative des impacts environnementaux potentiels du véhicule électrique et du véhicule conventionnel dans un contexte d'utilisation québécois," Centre international de référence sur le cycle de vie des produits, procédés et services (CIRIAG), Montréal (Québec), Canada, 2016.
- [Crolla09] D. Crolla, *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*, Amsterdam: Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2009.
- [CUMIN17] A. Bouscayrol, E. Castex, P. Delarue, A. Desrevaux, O. Ferla, J. Frotey, R. Gernan, J. Klein, W. Lhomme and J. F. Sergent, "Campus of University with Mobility Based on Innovation and Carbon Neutral," in *IEEE VPPC'17*, Belfort, France, 2017.
- [CUMIN20] CUMIN Program, “CUMIN: Campus of University with Mobility based on Innovation and carbon Neutrality,” [En ligne]. Disponible sur : <https://cumin.univ-lille.fr>. [Visité le 14 05 2020]

D

- [Dadour11] I. R. Dadour, I. Almanjahie, N. D. Fowkes, G. Keady and K. Vijayan, "Temperature variations in a parked vehicle," *Forensic Science International*, vol. 207, no. 1-3, pp. 205-211, 2011.
- [Depature17a] C. Depature, W. Lhomme, P. Sicard, A. Bouscayrol, L. Boulon, "Real-time Backstepping control for fuel cell vehicle using supercapacitors", *IEEE transactions on Vehicular Technology*, Vol. 67, no. 1, January 2018, pp. 306-314
- [Dépature17b] C. Dépature, "Commande par Inversion d'un Véhicule à Pile à Combustible et Supercondensateurs," Thèse de doctorat en cotutelle entre l'Université de Lille et l'Université du Québec à Trois-Rivières, Trois-Rivières, Canada, 2017.
- [Desreveaux19] A. Desreveaux, A. Bouscayrol, R. Trigui, E. Castex and J. Klein, "Impact of the Velocity Profile on Energy Consumption of Electric Vehicles," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 68, no. 12, pp. 11420-11426, 2019.
- [Desreveaux20a] A. Desreveaux, "Impact de facteurs techniques sur la consommation énergétique de véhicules électriques," Thèse de doctorat à l'Université de Lille, Lille, France, 2020.
- [Desreveaux20b] A. Desreveaux, E. Hittenger, A. Bosucayrol, E. Castex, and G. M. Sirbu, "Techno-Economic Comparison of Total Cost of Ownership of Electric and Diesel Vehicles," *IEEE Access*, vol. 8, pp. 195752-195762, 2020.
- [Dinçer17] I. Dinçer, H. Hamut and N. Javani, *Thermal Management of Electric Vehicle Battery Systems*, Chichester, West Sussex, UK: John Wiley & Sons, Inc., 2017.
- [DS21] Dassault Systemes, "DYMOLA Systems Engineering: Multi-Engineering Modeling and Simulation based on Modelica and FMI," [En ligne]. Disponible sur : <https://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/>. [Visité le 12 04 2021].
- [Du17] S. Du, Y. Lai, L. Ai, Y. Cheng, Y. Tang and M. Jia, "An investigation of irreversible heat generation in lithium ion batteries based on a thermo-electrochemical coupling method," *Applied Thermal Engineering*, vol. 121, pp. 501-510, 2017.
- [Duffie13] J. Duffie and W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed., New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2013.

E

- [EC16] European Commission, "JRC Science for Policy Report: Review of in use factors affecting the fuel consumption and CO2 emissions of passenger cars," Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2016.
- [eCAMPUS20] A. Bouscayrol, L. Boulon, E. Castex and S. Miaux, "Electro-Mobility for CAMPus of Universities Based on Sustainability," in *IEEE VPPC'20*, Hanoi, Vietnam, 2020.
- [EEA18] European Environment Agency, "Electric vehicles from life cycle and circular economy perspective: Transport and Environment Reporting Mechanism (TERM) report," Luxembourg, 2018.
- [Ehsani18] M. Ehsani, Y. Gao, S. Longo et K. Ebrahimi, "*Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory and Design*, 3rd Ed.," Boca Raton, Florida, US: CRC Press, 2018.
- [Ejsmont15] J. Ejsmont, L. Sjögren, B. Swieczko-Zurek and G. Ronowski, "Influence of Road Wetness on Tire-Pavement Rolling Resistance," *Journal of Civil Engineering and Architecture*, vol. 9, pp. 1302-1310, 2015.
- [EVDB20] EV Database, "Renault Zoe ZE40 R110" [En ligne]. Disponible sur : <https://ev-database.org/car/1236/Renault-Zoe-ZE40-R110> [Visité le 26-02-2021]

F

- [Finlay12] J. Finlay and J. Massey, "Eco-campus: applying the ecocity model to develop green university and college campuses," *International Journal of Sustainability in Higher Education*, vol. 13, no. 2, pp. 150-165, 2012.
- [Fiori16] C. Fiori, K. Ahm and H. A. Rakha, "Power-based electric vehicle energy consumption model: Model development and validation," *Applied Energy*, vol. 168, pp. 257-268, 2016.
- [FC20] Free Online Interactive Psychrometric Chart, "FlyCarpet - Rapid System Modeling Software Platform" [En ligne]. Disponible sur : <http://www.flycarpet.net/en/PsyOnline> [Visité le 28-04-2021]

G

- [Gawthrop07] P. J. Gawthrop, and G. P. Bevan, "Bond Graph modeling, a tutorial introduction for control engineers", *IEEE Control Systems magazine*, Vol. 27, no. 2, pp. 24-45, April 2007.
- [German18] R. German, P. Delarue, et A. Bouscayrol, "Battery Pack Self-Heating During the Charging Process," *IEEE ICIT'18*, Lyon, France, 2018.
- [German20] R. German, S. Shili, A. Desreuveaux, A. Sari, P. Venet and A. Bouscayrol, "Dynamical Coupling of a Battery Electro-Thermal Model and the Traction Model of an EV for Driving Range Simulation," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 68, no. 1, pp. 328-337, 2020.
- [GM16] GM-Volt, " Battery thermal management - Actual measurements" [En ligne]. Disponible sur : <https://www.gm-volt.com/threads/battery-thermal-management-actual-measurements.84778/#post-1122410> [Visité le 24-02-2021]

H

- [Habib18] S. Habib, M. M. Khan, F. Abbas, L. Sang, M. U. Shahid and H. Tang, "A Comprehensive Study of Implemented International Standards, Technical Challenges, Impacts and Prospects for Electric Vehicles," *IEEE Access*, vol. 6, pp. 13866-13890, 2018.
- [Hannan17] M. A. Hannan, M. M. Hoque, A. Mohamed et A. Ayob, "Review of energy storage systems for electric vehicle applications: Issues and challenges," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 69, pp. 771-789, 2017.
- [Hayes18] J. Hayes and G. Abas Goodarzi, *Electric Powertrain: Energy Systems, Power Electronics and Drives for Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles*, Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2018.
- [Hautier04] J. P. Hautier and P. J. Barre, "The causal ordering graph—A tool for modeling and control law synthesis," *Stud. Inf. Control J.*, vol. 13, no. 4, pp. 265 - 283, 2004.
- [Heißing11] B. Heißing et M. Ersoy, "Driving Dynamics," in *Chassis Handbook*, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag, 2011, pp. 35 - 147.
- [Herwig18] H. Herwig, "How to Teach Heat Transfer More Systematically by Involving Entropy," *Entropy*, vol. 20, no. 791, 2018.

- [Horak17] J. Horak, I. Schmerold, K. Wimmer and G. Schauburger, "Cabin air temperature of parked vehicles in summer conditions: life-threatening environment for children and pets calculated by a dynamic model," *Theoretical and Applied Climatology*, vol. 130, no. 1-2, pp. 107-118, 2017.
- [Horrein15] L. Horrein, "Gestion d'Énergie Décomposée d'un Véhicule Hybride Intégrant les Aspects Thermiques Via la Représentation Énergétique Macroscopique," Thèse de doctorat à l'Université de Lille, France, 2015.
- [Horrein16] L. Horrein, A. Bouscayrol, W. Lhomme, C. Depature, "Impact of heating system on the range of an electric vehicle", *IEEE transactions on Vehicular Technology*, vol. 66, no. 6, October 2016, pp. 4668 – 4677, DOI: 10.1109/TVT.2016.2615095
- [Hu20] X. Hu, Y. Zheng, D. Howey, H. Perez, A. Foley, and M. Pecht, "Battery warm-up methodologies at subzero temperatures for automotive applications: Recent advances and perspectives," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 77, 2020.
- [Husar19] C. Husar, M. Grovu, C. Irima, A. Desreveaux, A. Bouscayrol, M. Ponchant and P. Magin, "Comparison of Energetic Macroscopic Representation and structural representation on EV simulation under Simcenter Amesim," in *IEEE VPPC'19*, Hanoi, Vietnam, 2019.

I

- [I4CE19] Commissariat général au développement durable, "Chiffres clés du climat - France, Europe et Monde," Institute for Climate Economics (I4CE), Paris, 2019.
- [IEA20] IEA, "Global EV Outlook 2020: Entering the decade of electric drive?" *International Energy Agency*, 2020.
- [Iwasaki94] I. Iwasaki and H. A. Simon, "Causality and model abstraction," *Artificial Intelligence*, vol. 67, pp. 143-194, 1994.

J

- [Jaguemont14] J. Jaguemont, L. Boulon, Y. Dube and D. Poudrier, "Low Temperature Discharge Cycle Tests for a Lithium Ion Cell," in *IEEE VPPC'14*, Coimbra, Portugal, 2014.
- [Jaguemont15] J. Jaguemont, "Gestion Thermique d'un Pack de Batteries Lithium-Ion en Conditions Hivernales Incluant le Vieillissement," Thèse de doctorat à l'Université du Québec à Trois-Rivières, Trois-Rivières. QC. Canada, 2015.

- [Jaguemont16a] J. Jaguemont, L. Boulon et Y. Dubé, "A Comprehensive Review of Lithium-ion Batteries Used in Hybrid and Electric Vehicles at Cold Temperature," *Applied Energy*, vol. 164, pp. 99 - 114, 2016.
- [Jaguemont16b] J. Jaguemont, L. Boulon, P. Venet, Y. Dubé and A. Sari, "Lithium-Ion Battery Aging Experiments at Subzero Temperatures and Model Development for Capacity Fade Estimation," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 65, no. 6, pp. 4328-4343, 2016.
- [Jaguemont16c] J. Jaguemont, L. Boulon, Y. Dubé and F. Martel, "Thermal Management of a Hybrid Electric Vehicle in Cold Weather," *IEEE Trans. on Energy Conversion*, vol. 31, no. 3, pp. 1110-1119, 2016
- [Jaguemont16d] J. Jaguemont, L. Boulon and Y. Dubé, "Characterisation and Modeling of a Hybrid-Electric-Vehicle Lithium-Ion Battery Pack at Low Temperatures," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 65, no. 1, pp. 1 - 14, 2016.
- [Jazar17] R. Jazar, "Vehicle Dynamics: Theory and Application, 3rd ed.," Gewerbestrasse, Switzerland, Springer International Publishing, 2017.
- [Jeffers15] M. A. Jeffers, L. Chaney and J. P. Rugh, "Climatic Control Load Reduction Strategies for Electric Drive Vehicles in Warm Weather," *SAE Technical Paper*, 2015.
- [Ji13a] Y. Ji, Y. Zhang et C-Y. Wang, "Li-Ion Cell Operation at Low Temperatures," *Journal of the Electrochemical Society*, vol. 160, no. 4, pp. A636 - A 649, 2013.
- [Ji13b] Y. Ji and C-Y, Wang, "Heating Strategies for Li-Ion Batteries Operated From Subzero Temperatures," *Electrochimica Acta*, vol. 107, pp. 664 - 674, 2013.
- [Jiang15] J. Jiang et C. Chang, "Fundamentals and Applications of Lithium-Ion Batteries in Electric Drive Vehicles, 1st ed.," Singapore: John Wiley & Sons, 2015.
- [Jow18] T. Jow, S. Delp, J. Allen, J-P. Jones and M. Smart, "Factors Limiting Li+ Charge Transfer Kinetics in Li-Ion Batteries," *Journal of Electrochemical Society*, vol. 65, no. 2, pp. A361-A367, 2018.
- [Johnson02] V. Johnson, «Battery performance models in ADVISOR,» *Journal of Power Sources*, vol. 110, pp. 321-329, 2002.

K

- [Kambly15] K. Kambly and T. H. Bradley, "Geographical and temporal differences in electric vehicle range due to cabin conditioning energy

consumption," *Journal of Power Sources*, vol. 275, no. 1, pp. 468-475, 2015.

- [Kim12] K. Y. Kim, S. C. Kim, and M. S. Kim, "Experimental Studies on the Heating Performance of the PTC Heater and Heat Pump Combined System in Fuel Cells and Electric Vehicles," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 13, no. 6, pp. 971-977, 2012.
- [Kim17] S. Kim, J. Lee and C. Lee, "Does Driving Range of Electric Vehicles Influence Electric Vehicle Adoption?," *Sustainability*, vol. 9, 2017.
- [Kim19] J. Kim, J. Oj and H. Lee, "Review on battery thermal management system for electric vehicles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, pp. 192-212, 2019.
- [Khoo14] Y. B. Khoo, C.-H. Wang, P. Paevere and A. Higgins, "Statistical modeling of Electric Vehicle electricity consumption in the Victorian EV Trial, Australia," *Transportation Research Part D*, vol. 32, pp. 263-277, 2014.

L

- [Lajunen18] A. Lajunen, Y. Yang and A. Emadi, "Recent Developments in Thermal Management of Electrified Powertrains," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 67, no. 12, pp. 11486-11499, 2018.
- [Lajunen20] A. Lajunen, Y. Yang et A. Emadi, «Review of Cabin Thermal Management for Electrified Passenger Vehicles,» *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 69, n° 16, pp. 6025-6040, 2020.
- [Lallemand16] A. Lallemand, "Thermodynamique appliquée – Deuxième principe. Entropie," *Techniques de l'Ingénieur – Ref. BE8007 V2*, 2016
- [Lawrence05] M. Lawrence, "The Relationship between Relative Humidity and the Dewpoint Temperature in Moist Air: A Simple Conversion and Applications," *Bulletin of the American Meteorological Society*, vol. 86, no. 2, pp. 225-234, 2005.
- [Lee13] JT. Lee, S. Kwon, Y. Lim, MS. Chon and D. Kim, "Effect of air-conditioning on driving range of electric vehicle for various driving modes," *SAE Technical Paper*, 2013.
- [Letrouvé10] T. Letrouvé, W. Lhomme, A. Bouscayrol, N. Dollinger, and F. Mercier, "Different models of a traction drive for an electric vehicle simulation," *IEEE VPPC'10*, Lille, France, 2010.
- [Letrouvé13a] T. Letrouvé, W. Lhomme, A. Bouscayrol, and N. Dollinger, "Control validation of Peugeot 3008 Hybrid4 vehicle using a reduced-scale

- power HIL simulation", *Journal of Electrical Engineering and Technology*, Vol. 8, no. 5, September 2013, pp. 1227-1233
- [Letrouvé13b] T. Letrouvé, "Structuration de la commande de la simulation au prototype d'un véhicule hybride double parallèle au travers de la REM," Thèse de doctorat à l'Université de Lille, Lille, France, 2013.
- [LGChem18] LG Chem, «Rechargeable Lithium Ion Battery E63,» 2018.
- [Lhomme14] W. Lhomme, P. Delarue, A. Bouscayrol and P. Barrade, "La REM, formalisme multiphysique de commande de systèmes énergétiques," *Techniques de l'ingénieur - Ref. D3066 VI*, 2014.
- [Lhomme17] W. Lhomme, A. Bouscayrol, S.A. Syed, S. Roy, F. Gailly, O. Pape, "Energy Savings of a Hybrid Truck using a Ravigneaux Gear Train", *IEEE transactions on Vehicular Technology*, vol. 66, no.10, October 2017, pp. 8682 – 8692, DOI: 10.1109/TVT.2017.2710378
- [Lin14] X. Lin, H. Perez, S. Mohan, J. Siegel, A. Stefanopoulou, Y. Ding and M. Castanier, "A lumped-parameter electro-thermal model for cylindrical batteries," *Journal of Power Sources*, vol. 257, pp. 1-11, 2014.
- [Lindgren16] J. Lindgren et P. D. Lund, «Effect of extreme temperatures on battery charging and performance of electric vehicles,» *Journal of Power Sources*, vol. 328, no. 11, pp. 37-45, 2016.
- [Liu16] Q. Liu Ch. Du, B. Shen, P. Zuo, X. Cheng, Y. Ma, G. Yin and Y. Gao, "Understanding undesirable anode lithium plating issues in lithium-ion batteries," *RSC Advances*, vol. 6, no. 91, pp. 88683-88700, 2016.
- [Liu17] H. Liu, Z. Wei et J. Zhao, "Thermal Issues About Li-Ion Batteries and Recent Progress in Battery Thermal Management Systems: A Review," *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 304 - 330, 2017.

M

- [Ma18] S. Ma, M. Jiang, P. Tao, C. Song, J. Wu, J. Wang, T. Deng and W. Shang, "Temperature effect and thermal impact in lithium-ion batteries: A review," *Progress in Natural Science: Materials International*, vol. 28, no. 6, pp. 653-666, 2018.
- [Marcos14] D. Marcos, F. Pino, C. Bordons and J. Guerra, "The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, pp. 646-656, 2014.

- [Mayet14] C. Mayet, L. Horrein, A. Bouscayrol, P. Delarue, J.-N. Verhille, E. Chattot and B. Lemaire-Semail, "Comparison of Different Models and Simulation Approaches for the Energetic Study of a Subway," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 63, no. 2, pp. 556-565, 2014.
- [Mayet16] C. Mayet, "Simulation Énergétique Flexible d'un Carrousel de Métros Basée sur la Représentation Énergétique Macroscopique", Thèse de doctorat à l'Université de Lille, France, 2016.
- [Mayet18] C. Mayet, A. Bouscayrol, P. Delaure, E. Chattot, and J.-N. Verhille, "Electro-Kinematical Simulation for Flexible Energetic Studies of Railway Systems," *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 65, no. 4, pp. 3592-3600, 2018.
- [MEGEVH21] Site web MEGEVH, [En ligne]. Disponible sur : <http://megevh.univ-lille1.fr>. [Visité le 23 09 2021]
- [Mellinger18] M. Mellinger, O. Van Vliet et H. Liimatainen, "Anxiety vs Reality—Sufficiency of Battery Electric Vehicles Range in Switzerland and Finland," *Transportation Research: Transport and Environment*, vol. 65, pp. 101 - 115, 2018.
- [MELCC18] Ministère de l'Environnement et de la Lutte contre les Changements Climatiques, "Inventaire québécois des émissions des gaz à effet de serre en 2016 et leur évolution depuis 1990," Direction générale de la réglementation carbone et des données d'émission, Gouvernement de Québec, Québec, 2018.
- [Musat10] R. Musat and E. Helerea, "Characteristics of the PTC Heater Used in Automotive HVAC Systems," *IFIP Advances in information and Communication Technology*, vol. 314, pp. 461-468, 2010.

N

- [Nerling16] J. Nerling, F. Schaller and O. Arnhold, "Thermal pre-conditioning of electric vehicles for range extension," *AutoTechReview*, vol. 5, no. 8, pp. 32-36, 2016.
- [Neubauer14] J. Neubauer and E. Wood, "Thru-life impacts of driver aggression, climate, cabin thermal management, and battery thermal management on battery electric vehicle utility," *Journal of Power Sources*, vol. 259, pp. 262-275, 2014.
- [Nissan18a] Nissan, «2018 Leaf - Fiche technique,» Nissan, 2018.
- [Nissan18b] Nissan, «Leaf Owner's Manual,» Nissan, 2018.

- [Noura18] N. Noura, I. Erradi, A. Desreveaux and A. Bouscayrol, "Comparison of the energy consumption of a diesel car and an electric car," in *IEEE VPPC'18*, Chicago, USA, 2018.
- [NRCAN14] Natural Resources Canada, "Learn the facts: Cold weather effects on fuel efficiency," Minister of Natural Resources Canada, 2014.

P

- [Pam20] A. Pam, "Méthodologie d'émulation pour le test de chaîne de puissance de véhicules électrifiés," Thèse de doctorat à l'Université de Lille, Lille, France, 2020.
- [Pam21] A. Pam, A. Bouscayrol, P. Fiani, and F. Faval, "Comparison of different models for energy management strategy design of a parallel hybrid electric vehicle: impact of the rotating masses," *IET Electrical Systems in Transportation*, vol. 11, no. 1, pp. 36-45, 2021.
- [Panda20] European Comision - Horizon 2020, "PANDA: Powerful Advanced N-level Digital Architecture for models of electrified vehicles and their components," [En ligne]. Disponible sur : www.project-panda.eu. [Visité le 09 12 2020].
- [Park18] M. H. Park and S. C. Kim, "Effects of geometric parameters and operating conditions on the performance of a high-voltage PTC heater for an electric vehicle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 143, pp. 1023-1033, 2018.
- [Peng16] Q. Peng and Q. Du, "Progress in Heat Pump Air Conditioning Systems for Electric Vehicles - A Review," *Energies*, vol. 9, no. 4, 2016.
- [PushEVs18] PushEVs, "2018 Nissan Leaf battery real specs" [En ligne]. Disponible sur : <https://pushevs.com/2018/01/29/2018-nissan-leaf-battery-real-specs/> [Visité le 23-02-2021]

Q

- [Qi14] Z. Qi, "Advances on air conditioning and heat pump systems in electric vehicles - A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 38, pp. 754-764, 2014.
- [Quiet20] Austrian Institute of Technology (AIT), "Quiet: QUalifying and Implementing a user-centric designed and EfficienT electric Vehicle," [En ligne]. Disponible sur : <https://www.quiet-project.eu>. [Visité le 09 12 2020].

R

- [Ramsey20] D. Ramsey, R. German, A. Bouscayrol and L. Boulon, "Comparison of equivalent circuit battery models for energetic studies on electric vehicles," in *IEEE VPPC'20*, Oviedo, Spain, 2020.
- [Rashid18] R. M. Rashid, "Thermal Management of Vehicle Interior Temperature for Improvement of Fuel Economy," Thèse de Master de l'Université de Windsor, Ontario, Canada, 2018.
- [Renault18] Renault, « Renault ZOE - Fiche technique,» Renault, 2018.
- [Reyes16] J. Delos Reyes, R. Parsons et R. Hoemsen, "Winter Happens: The Effect of Ambient Temperature on the Travel Range of Electric Vehicles," *IEEE Trans. on Veh. Tech.*, vol. 65, no. 6, pp. 4016 - 4022, June 2016.

S

- [Santhanagopalan08] S. Santhanagopalan, Q. Zhang, K. Kumaresan and R. White, "Parameter Estimation and Life Modeling of Lithium-Ion Cells," *Journal of the Electrochemical Society*, vol. 155, no. 4, pp. A345-A353, 2008.
- [Santhanagopalan13] S. Santhanagopalan, and G.-H. Kim, *Addressing the Impact of Temperature Extremes on Large Format Li-Ion Batteries for Vehicle Applications*, Lauderdale, Florida: NREL, 2013.
- [Shoop06] S. A. Shoop, P. W. Richmond and J. Lacombe, "Overview of cold regions mobility modeling at CRREL," *Journal of Terramechanics*, vol. 43, pp. 1-26, 2006.
- [Siemens21] Siemens, "Simcenter Amesim: Optimize system performance from early design stages," [En ligne]. Disponible sur : <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/simcenter-amesim.html>. [Visité le 12 04 2021].
- [Solano11] J. Solano-Martinez, D. Hissel, M.C. Pera, M. Amiet, "Practical control structure and energy management of a test-bed hybrid electric vehicle", *IEEE transactions on Vehicular Technology*, Vol. 60, no. 9, pp 4139-4152, 2011.

T

- [Thuez17] J-L Thuez, "Climatisation Automobile," *Techniques de l'Ingénieur - Ref. BE9785 V1*, 2017.

- [Torregrosa15] B. Torregrosa, F. Bjurling, J. Coberán, F. Di Sciullo and J. Payá, "Transient thermal model of a vehicle's cabin validated under variable ambient conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 75, pp. 45-53, 2015.

U

- [UNFCCC16] UNFCCC, "Rapport de la Conférence des Parties sur sa vingt et unième session, tenue à Paris du 30 novembre au 13 décembre 2015," United Nations Framework Convention on Climate Change, Paris, 2016.
- [UL14] Université de Lille, "Diagnostic des émissions de gaz à effet de serre - Lille 1," University of Lille, Lille, France, 2014.
- [USGCRP17] USGCRP, "Climate Science Special Report: Fourth National Climate Assessment, Volume I," U.S. Global Change Research Program, Washington DC, USA, 2017.

V

- [Verhille07] J. N. Verhille, "Représentation énergétique macroscopique du métro VAL 206 et structures de commande déduites par inversion ", Thèse de doctorat à l'Université de Lille, 2007.
- [VxEV20] European Comision - Horizon 2020, "Project Vision x-EV : Virtual Component and System Integration for Efficient Electrified Vehicle Development," [En ligne]. Disponible sur : <https://vision-xev.eu>. [Visité le 09 12 2020].

W

- [Wang12] Q. Wang, P. Ping, X. Zhao, G. Chu, J. Sun and C. Chen, "Thermal runaway caused fire and explosion of lithium ion battery," *Journal of Power Sources*, vol. 208, pp. 210-224, 2012.
- [Wipke99] K. B. Wipke, M. R. Cuddy, and S. D. Burch. Advisor 2.1: A user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach, *IEEE Trans. On Vehicular Technology*, Vol.48, Issue 6, pp. 1751-1761, 1999.
- [Woo17] JR. Woo, H. Choi and J. Ahn, "Well-to-wheel analysis of greenhouse gas emissions for electric vehicles based on electricity generation mix: A global perspective," *Transportation Research Part D*, vol. 51, pp. 340-350, 2017.

- [WRMC19] WRMC, "Baseline Surface Radiation Network," [En ligne]. Disponible sur : <https://bsrn.awi.de/>. [Visité le 23-02-2020]
- [Wu17a] X. Wu, Z. Chen y Z. Wang, «Analysis of Low Temperature Preheating Effect Based on Battery Temperature-Rise Model,» *Energies*, vol. 10, 2017.
- [Wu17b] J. Wu, F. Jiang, H. Song, C. Liu and B. Lu, "Analysis and validation of transient thermal model for automobile cabin," *Applied Thermal Engineering*, vol. 122, pp. 91-102, 2017.
- [WWO20] World Weather Online," [En ligne]. Disponible sur : <https://www.worldweatheronline.com>. [Visité le 15 07 2020].

X

- [Xu20] X. Xu, H. Aziz, H. Liu, M. Rodgers and R. Guensler, "A scalable energy modeling framework for electric vehicles in regional transportation networks," *Applied Energy*, vol. 269, p. 115095, 2020.

Y

- [Yan18] S. Yan, "The economic and environmental impacts of tax incentives for battery electric vehicles in Europe," *Energy Policy*, vol. 123, pp. 53-63, 2018.
- [Yoshio09] M. Yoshio, R. Brodd and A. Kozawa, *Lithium-Ion Batteries. Science and Technologies*, New York, USA: Springer, 2009.

Z

- [Zhang16] Q. Zhang, S. E. Li and K. Deng, *Automotive Air Conditioning: Optimization, Control and Diagnosis*, Cham: Springer International Publishing, 2016.
- [Zhang18a] Z. Zhang, J. Wang, X. Feng, L. Chang, Y. Chen and X. Wang, "The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 91, pp. 443-463, 2018.
- [Zhang18b] R. Zhang, B. Xia, B. Li, Y. Lai, W. Zheng, H. Wang, W. Wang y M. Wang, «Study on the Characteristics of a High Capacity Nickel Manganese Cobalt Oxide (NMC) Lithium-Ion Battery - An Experimental Investigation,» *Energies*, vol. 11, 2018.
- [Zhang20] J. Zhang, Z. Wang, P. Liu and Z. Zhang, "Energy consumption analysis and prediction of electric vehicles based on real-world driving data," *Applied Energy*, vol. 275, p. 115408, 2020.