



**HAL**  
open science

# Modélisation des émissions d'oxydes d'azote du moteur Diesel : application au contrôle des véhicules hybrides et à l'estimation des émissions polluantes en conditions réelles de trafic

Laurent Thibault

► **To cite this version:**

Laurent Thibault. Modélisation des émissions d'oxydes d'azote du moteur Diesel : application au contrôle des véhicules hybrides et à l'estimation des émissions polluantes en conditions réelles de trafic. Optimisation et contrôle [math.OC]. Sorbonne Université, 2023. Français. NNT : 2023SORUS267 . tel-04266830

**HAL Id: tel-04266830**

**<https://theses.hal.science/tel-04266830>**

Submitted on 31 Oct 2023

**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.



École doctorale Sciences mécaniques, acoustique, électronique et robotique de Paris

Modélisation des émissions d'oxydes d'azote  
du moteur Diesel : Application au contrôle des  
véhicules hybrides et à l'estimation des  
émissions polluantes en conditions réelles de  
trafic

Laurent Thibault

28 avril 2023

12/01/2023

# Dossier de validation des acquis de l'expérience pour l'obtention d'un doctorat

Ecole doctorale Sciences mécaniques, acoustique,  
électronique et robotique de Paris

Laurent THIBAULT

Accompagnatrice scientifique : Florence OSSART

# Table des matières

1.	REMERCIEMENTS .....	3
2.	CONTEXTE ET MOTIVATION DE LA DEMANDE .....	4
3.	CURRICULUM VITAE.....	6
4.	RETOUR REFLEXIF SUR LE PARCOURS DE CHERCHEUR.....	8
6.	RETOUR D'EXPERIENCE DE RECHERCHE .....	12



# 1. Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Gilles Corde, Yann Creff et Antonio Sciarretta pour leurs encouragements et leur support sans lesquels je n'aurais pas eu le courage de me lancer dans cette aventure, ni de la poursuivre. Merci à toutes les personnes qui ont contribué à ces travaux, notamment aux collègues du département Contrôle Signal et Système à IFP Énergies Nouvelles. Merci à Jauffrey de m'avoir soutenu dans la poursuite de ce projet.

Je tiens à remercier vivement Florence Ossart de m'avoir grandement aidé à structurer ce manuscrit et à concrétiser ce doctorat.

Je souhaite également remercier Messieurs Sébastien Delprat et Alan Keromnes qui ont accepté d'être les rapporteurs de cette thèse.

Un grand merci à toutes les personnes d'IFPEN avec lesquelles j'ai travaillé

pendant toutes ces années : Thomas, Fabien, Fabrice, Frédéric, Alexandre, Benoît, Giovanni, Guillaume, Philippe, Luc, Mimmo, Olivier, Sol, Mohamed, Samir...

Enfin, j'ai une pensée pour ma famille, dont le soutien m'a grandement aidé. Merci en particulier à Élodie pour sa compréhension et tout ce qu'elle m'apporte chaque jour.

## 2. Contexte et motivation de la demande

**Diplômé ingénieur de Supélec et de l'IFP School, j'ai travaillé plus de dix ans comme chercheur à IFP Energies Nouvelles, au sein de l'unité Contrôle, Signal et Système dans la Direction de recherche Sciences et Technologies du Numérique. Au cours de cette période, j'ai progressivement développé mes compétences de chercheur par la pratique, à la manière d'un doctorant. Je souhaite aujourd'hui mettre en adéquation mes diplômes avec mes compétences. C'est la raison pour laquelle je postule à l'obtention du doctorat dans le cadre de la Validation des Acquis de l'Expérience auprès de Sorbonne Université. Ce document présente ma demande et mon projet professionnel.**

Ma demande de VAE doctorale repose sur des motivations professionnelles et personnelles. Sur le plan professionnel, ce titre m'aiderait à sécuriser ma participation aux activités de recherche. Je pense tout d'abord à l'encadrement des thèses ou de post-doctorats. J'y contribue déjà dans la pratique mais le titre de docteur est une condition sine qua non à IFPEN pour en être le promoteur officiel. Je pense également aux montages de projets de recherche et de partenariats scientifiques pour lesquels le titre de docteur est un atout renforçant la crédibilité des dossiers. Aujourd'hui, la visibilité et la reconnaissance de mes compétences de recherche est limitée aux chercheurs ayant déjà eu l'occasion de travailler avec moi, ce qui freine le développement de ma carrière et de mes projets. L'obtention du titre de docteur serait pour moi un moyen de garantir un emploi dans le monde de la recherche. En effet, si j'évoluais demain vers un nouvel environnement professionnel dans lequel je ne serais plus en lien avec mes collègues ou partenaires actuels, je risquerais de devoir redémarrer mon parcours de zéro pour faire reconnaître mes compétences de chercheur. Cela serait encore plus vrai en cas de mobilité à l'étranger, où le doctorat est un prérequis souvent essentiel à l'attribution de missions de recherche.

Sur le plan personnel, la VAE doctorale serait l'aboutissement d'une montée en compétence incrémentale dans le domaine de la recherche. Je suis particulièrement motivé à l'idée de reprendre l'ensemble de mes travaux, pour faire une synthèse et une analyse de mon parcours avec le recul que j'ai acquis au fil des années. J'ai d'ailleurs commencé cet exercice en rédigeant une première version de manuscrit de thèse, réunissant dans un seul document plus de dix années de recherche. Cet exercice de rédaction m'a permis de porter un regard neuf et éclairé sur d'anciens travaux qui prennent un sens nouveau au regard de mes expériences plus récentes. Cette première version formera peut-être une base de travail utile pour ma VAE. En me demandant de prendre du recul sur mon parcours, sa rédaction m'aura de toute façon aidé à être en mesure de le présenter de manière claire et concise. Pour cet accompagnement, si mon choix se tourne aujourd'hui vers Sorbonne Université, c'est le résultat d'un cheminement personnel. Avant d'envoyer une seule demande à Sorbonne Université, j'ai contacté différentes universités pour me renseigner sur les différents processus de VAE doctorale. J'ai été séduit par le cadre clair et bien défini proposé par Sorbonne Université. Il m'a semblé que Sorbonne Université avait un recul important sur l'accompagnement d'une VAE doctorale, alors que le processus est encore visiblement nouveau pour certaines universités. J'ai par exemple échangé avec le directeur de l'école doctorale STIC (Paris Saclay) qui a accueilli positivement ma démarche mais m'a confié qu'aucune VAE doctorale n'avait encore été menée dans son ED.

Cette VAE doctorale représente un défi pour moi, avec de nombreuses inconnues et incertitudes. Il me semble essentiel d'être bien accompagné et évalué pour orienter mes efforts et mon travail dans la bonne direction et espérer parvenir à un résultat satisfaisant. Le choix de Sorbonne Université a également été conforté par le retour d'expérience très positif d'un collègue d'IFPEN, Stéphane Raux, qui a réalisé en 2013 sa VAE Doctorale en Génie des Procédés à l'Université Pierre et Marie Curie. Son

témoignage m'a conforté sur le fait que Sorbonne Université présente le recul nécessaire et la maîtrise des enjeux de la VAE doctorale. C'est pourquoi j'ai décidé d'y postuler.

L'Ecole Doctorale Sciences Mécaniques, Acoustique, Electronique et Robotique de Paris (SMAER) correspondrait particulièrement bien à mes axes de recherche, portant sur des domaines d'application pluridisciplinaires (sciences et technologies de l'information et de la communication, mathématiques appliquées et gestion de l'énergie). En effet, mes activités de recherche ont porté sur le contrôle et l'optimisation des systèmes de transport pour réduire les nuisances environnementales et les consommations énergétiques. J'ai tout d'abord travaillé sur le développement de lois de gestion d'énergie pour les véhicules hybrides, couplant des modélisations physiques à des approches de contrôle optimal. Ensuite, j'ai développé des stratégies d'aide à la conduite pour les véhicules électriques, en exploitant des techniques d'optimisation et de la théorie des graphes. Enfin, j'ai travaillé sur l'exploitation de données massives GPS pour estimer les émissions polluantes d'une flotte de véhicule, en couplant des approches de classification à la modélisation système. Il me semble que ces travaux de modélisation, de contrôle, d'optimisation et d'intelligence artificielle correspondent bien aux thématiques de SMAER.

Pour la suite de ma carrière, j'aimerais exercer des fonctions dans lesquelles je pourrai conserver une forte composante de recherche, tout en gardant un lien avec le transfert technologique des innovations. Ma première expérience dans l'encadrement d'une équipe ne me donne pas envie d'évoluer vers plus de management humain au détriment des activités techniques. D'une part j'ai pu constater qu'encadrer une équipe tend à requérir de consacrer la majorité de son temps et de son énergie à la minorité des personnes et des projets les plus en difficultés. D'autre part je trouve que la résolution des problèmes de management d'équipe ou de projet est bien moins épanouissante que la résolution des problématiques scientifiques et techniques. Mon poste idéal me permettrait de garder la forte autonomie du chercheur tout en ayant l'opportunité de travailler sur des innovations qui, en cas de résultat concluant, ont un impact réel concret. J'imagine par exemple me tourner vers des fonctions d'expertise scientifique ou de pilotage de l'activité de R&D au sein d'une entité ayant vocation à développer des innovations et à les porter sur un marché. En effet, je ressens l'envie de confronter toute mon expérience de recherche aux problématiques d'une entreprise pour lui apporter des innovations. Conceptualiser les besoins et problématiques d'une entité pour lui proposer des démarches inédites pour les résoudre serait pour moi un défi passionnant. Dans ce cadre, le doctorat permettrait de lever toute ambiguïté sur le poste et les activités auxquelles j'aspire. Je suis un chercheur et j'entends le rester. Le fait que mon profil soit clairement orienté recherche avec le doctorat est décisif pour évoluer dans d'autres sphères que celles des instituts de recherche, sans me voir confier un rôle d'ingénieur. Le doctorat faciliterait également ma participation à des activités d'expertise et de formations académiques qui m'intéressent grandement. J'ai déjà eu l'occasion de participer en tant que modérateur (chairman) à des sessions techniques lors des congrès scientifiques, d'évaluer des sujets de stages de recherche en tant qu'expert indépendant extérieur, d'animer des formations académiques à des élèves ingénieurs d'IFP School. Ces expériences ont révélé chez moi une appétence pour les activités d'expertise et la formation académique. Toutefois, aujourd'hui en raison de mon profil, les sollicitations que je reçois sur ce type d'activités sont limitées à mes connaissances directes qui ont déjà travaillé avec moi et connaissent mes compétences de chercheur. Le doctorat, reconnaissance à portée internationale, me faciliterait l'accès à d'autres missions d'expertise scientifique. A 34 ans, je suis encore au début de ma carrière et à moyen, voire long terme, j'aimerais être membre d'instances d'évaluation et d'orientation des établissements scientifiques (conseil scientifique, comité national), intervenir dans des missions d'expertise ou être membre de jury de concours ou thèses.

Depuis dix années, je me suis formé au métier de chercheur. Aujourd'hui, mes compétences en la matière sont reconnues uniquement par les personnes avec lesquelles je travaille et par celles qui lisent mes publications. Je souhaiterais maintenant mettre en adéquation mes diplômes avec mes compétences, pour que demain, mon profil de chercheur soit reconnu de manière plus universelle. Je sollicite donc aujourd'hui Sorbonne Université pour effectuer ma VAE doctorale avec des motivations professionnelles et personnelles. Le doctorat constituerait une marque de reconnaissance forte de mes compétences de chercheur sur le plan professionnel, me permettant ainsi de sécuriser un emploi dans le monde de la recherche. Sur un plan plus personnel, l'obtention du doctorat par la VAE serait l'aboutissement d'une montée en compétence incrémentale sur le métier de chercheur.

## 3. Curriculum Vitae

### EXPÉRIENCES PROFESSIONNELLES

---

J'ai travaillé dix ans comme chercheur à IFP Énergies Nouvelles, un établissement public et institut de recherche dans les domaines de l'énergie, du transport et de l'environnement. J'y travaillais dans le Département Contrôle, Signal et Système (30 chercheurs), rattaché à la Direction de Recherche Mathématiques Appliquées. Depuis deux ans, je suis responsable de la Recherche et Développement dans une PME spécialisée dans la mesure et la modélisation du trafic routier et de ses impacts à partir des données issues des véhicules connectés.

**depuis 2021** **Responsable Recherche et Développement – Autoroutes Trafic, filiale Vinci**

- Pilotage de la démarche de recherche et développement
- Réalisation de démonstrateur sur les nouveaux produits
- Montage et encadrement de projet de recherche collaboratifs
- Objectifs : mesurer la mobilité et ses impacts à l'aide des données massives issues des terminaux connectés. Redressement et croisement des données. Estimation d'indicateurs d'impact à des fins d'aide à la décision

**2015-2021** **Chef de Projet de recherche – Département Contrôle, Signal et Système, IFP Energies Nouvelles**

- Pilotage de la démarche de recherche et développement, d'études et prospective sur la thématique véhicule connecté
- Valorisation et dissémination des résultats
  - Montage de partenariats avec des industriels
  - Présentation auprès des tutelles et financeurs
  - Présentation auprès de médias grand public
  - Rédaction de publications scientifiques et de brevets
  - Encadrement de projets de fin d'étude (cycle ingénieur)
- Recherche de financements, réponse à des appels à projet de recherche
- Montage et Pilotage de projets de recherche (H2020, Ademe...)
- Encadrement et suivi d'une équipe pluridisciplinaire d'une quinzaine de docteurs et d'ingénieurs. Suivi de stagiaires
- Animation d'un groupe de travail visant à diffuser et à partager les démarches et les résultats sur la thématique véhicule connecté

2011- **Chercheur – Département Contrôle, Signal et Système**

2021 **IFP Energies Nouvelles**

- Mission principale : Formulation de modèles théoriques et d’algorithmes de contrôle et d’estimation pour réduire l’empreinte énergétique et environnementale des véhicules
- Publication et présentation de communications scientifiques : 7 articles de journaux, 15 articles de congrès et 11 brevets
  - Expertise et relecture de nombreux articles scientifiques
  - Rédaction d’articles grand public pour « The Conversation »
- Axes de recherche principaux :
  - Lois de gestion d’énergie embarquée pour les véhicules hybrides basés sur la théorie de la commande optimale
  - Estimation des émissions polluantes d’une flotte de véhicules à partir de données GPS (modélisation physique et classification)
  - Algorithmes d’aide à la conduite pour véhicules électriques basés sur la théorie des graphes et des techniques d’optimisation
- Mise en œuvre de la démarche de recherche de la formalisation théorique du problème à la validation expérimentale
  - Étude bibliographique de l’état de l’art. Consultation d’expert techniques combustion et procédés. Collecte et analyse de données d’essai pour caractériser le système étudié
  - Formulation d’un modèle théorique et de lois de contrôle et implémentation en algorithmes (Matlab). Confrontation à des contrôleurs « état-de-l’art » en simulation
  - Validation expérimentale au banc moteur et véhicule : élaboration du plan de test, suivi des essais, dépouillement
  - Animation d’une session technique comme chairman lors de la conférence internationale « Intelligent Transport System »
  - Intégration et promotion des algorithmes dans une application smartphone grand public de sensibilisation (30 000 utilisateurs)

2009- **Apprenti-Chercheur – Département Contrôle et Système, IFPEN**

2011

- Lois de gestion d’énergie pour véhicule hybride Diesel

2013- **Enseignements dispensés à IFP School**

2018

- Préparation et encadrement de travaux dirigés à des élèves
- Participation à des jurys d’évaluations (examens oraux)

## FORMATION INITIALE

---

2009-2010	Ingénieur IFP School (ENSPM), cycle Énergie et Motorisations
2007-2009	Ingénieur Supélec (Gif-sur-Yvette)
2005-2007	Classes Préparatoires aux Grandes Écoles
2005	Baccalauréat S mention Très Bien

## 4. Retour réflexif sur le parcours de chercheur

**Aujourd'hui, travailler dans le domaine de la recherche et de l'innovation sur la thématique des véhicules intelligents et connectés me semble naturel et évident. Imaginer que j'aurais pu travailler sur un autre métier ou une autre thématique me semble difficile à imaginer. Pourtant, ce choix d'orientation était loin d'être évident lorsque j'étais étudiant. Le parcours personnel et professionnel qui m'y a conduit a été incrémental et progressif. Ce document vise à présenter cette progression et à analyser les grandes étapes de ce parcours professionnel et personnel avec mon regard actuel.**

Depuis très longtemps, j'éprouve une curiosité et une attirance pour les objets technologiques : enfant, je passai des heures à démonter et à transformer mes jouets électroniques ; à 18 ans, je me lançai dans la restauration d'une voiture ancienne. Bon élève, mes professeurs m'ont encouragé à me diriger vers des classes préparatoires scientifiques au terme desquelles j'ai intégré une école d'ingénieur. D'un point de vue personnel, ce choix d'orientation était motivé par deux composantes : un intérêt pour les nouvelles technologies et un attrait pour la dimension créative du métier d'ingénieur. En effet, dès l'adolescence, des expériences de « jobs d'été » ont révélé chez moi une certaine aversion pour l'exécution stricte de tâches répétitives. Ma plus grande source de motivation se trouve dans les temps de réflexion et de créativité. Cependant, avant d'entrer en école d'ingénieur, la différence fondamentale entre l'ingénierie et la recherche restait très vague pour moi. Cette méconnaissance s'explique probablement en partie par le milieu social dont je suis issu. Ayant grandi dans une famille plutôt ouvrière, avec une mère au foyer et un père cheminot, je connaissais très mal les cursus universitaires. À l'époque, ma vision du monde de la recherche était encore naïve, voire caricaturale : des personnes isolées effectuant des travaux obscurs dans des laboratoires. Or, il était important pour moi que mes actions puissent contribuer à répondre à des besoins ou des problématiques réelles. C'est en raison de ces préjugés et de ce manque d'information que je me suis orienté vers une formation d'ingénieur sans m'intéresser aux cursus universitaires.

C'est entre 2009 et 2011, au cours des deux dernières années de ma formation d'ingénieur, que j'ai découvert, de l'intérieur, le monde de la recherche.

En effet, pour réaliser mon apprentissage de 24 mois, j'ai choisi un poste de chercheur, étant captivé par la description des missions proposées. J'ai alors décliné deux offres de poste chez des industriels sur des sujets d'ingénierie au profit d'un sujet de recherche à IFPEN. Pourtant, mon projet professionnel initial visait plutôt à rejoindre un constructeur automobile, comme Renault qui me proposait un poste en apprentissage.

C'est la comparaison des missions techniques des sujets d'apprentissage qui m'étaient proposés, qui a tout changé pour moi. En effet, le choix a été évident à la lecture du sujet d'apprentissage d'IFPEN, et en discutant du travail attendu avec l'encadrant. Ce sujet, portant sur la gestion d'énergie des véhicules hybrides, m'a tout de suite captivé, car il offrait une vision globale sur l'ensemble des systèmes du véhicule. En effet, ce sujet visait à utiliser le degré de liberté apporté par l'hybridation pour minimiser la consommation de carburant et les émissions polluantes. Il nécessitait de formaliser des modèles théoriques, puis des algorithmes, mettant en équation la demande de couple à la roue du conducteur en fonction de la vitesse et de l'accélération du véhicule, puis à calculer à chaque instant

la répartition optimale de couple entre le moteur thermique et le moteur électrique pour la satisfaire tout en minimisant les émissions polluantes et la consommation de carburant. Cette mission m'attirait par la vision globale du système qu'elle impliquait : elle nécessitait notamment de mettre en équation la dynamique longitudinale du véhicule, le fonctionnement des chaînes de traction thermiques et électriques, et même la combustion pour estimer la consommation de carburant et les émissions polluantes.

Inversement, le sujet qui m'était proposé par Renault me paraissait trop étroit et limité. Il portait sur la calibration d'un algorithme de diagnostic embarqué pour un système de dépollution des gaz d'échappement donné. La mission proposée, beaucoup plus linéaire, car prévisible, ne m'attirait pas vraiment en comparaison du sujet qui allait jusqu'à la formulation et remise en question des problématiques étudiées.

Enfin, au cours des entretiens techniques, j'ai perçu que le sujet d'IFPEN offrait un champ des possibles plus large dans la proposition de solutions et une autonomie plus vaste que les sujets proposés par les industriels.

Finalement, avec le recul d'aujourd'hui, je prends conscience que c'est en choisissant ce sujet d'apprentissage que j'ai abandonné une orientation vers le métier d'ingénieur pour me diriger vers celui de chercheur. La découverte et la montée en compétence sur le métier de chercheur s'est ensuite fait par la pratique, de manière progressive et naturelle. Je me suis senti à l'aise et épanoui dans ces activités. D'un point de vue technique, mon sujet d'apprentissage a marqué les débuts des travaux sur la gestion de l'énergie des véhicules hybrides orientée sur la réduction des émissions polluantes au sein de l'unité de recherche Contrôle, Signal et Système. Sur ce sujet, j'ai eu la grande chance de pouvoir travailler directement auprès de chercheurs expérimentés et reconnus, notamment Antonio Sciarretta, référence dans le domaine académique de l'optimisation énergétique des véhicules. À l'issue de mon apprentissage, deux propositions m'ont été faites par mon équipe de recherche : m'embaucher en tant que chercheur permanent ou poursuivre en doctorat. Je n'ai pas choisi de poursuivre en thèse à l'époque pour plusieurs raisons. Tout d'abord, je terminais déjà ma sixième année d'étude postbac (avec le double diplôme), et je n'avais pas envie de refuser la sécurité de l'emploi offerte par un contrat à durée indéterminée, dans une période marquée par plusieurs crises économiques. Surtout, c'était l'opportunité de poursuivre en tant que chercheur permanent dans la même équipe ; je pouvais continuer à faire ce que j'aimais avec des personnes que j'appréciais tout en entrant dans la vie active de façon pérenne.

À l'issue de cet apprentissage, j'ai donc été embauché en tant que chercheur au sein de cette même équipe. J'ai pu poursuivre les travaux déjà initiés, notamment sur la gestion énergétique des véhicules hybrides sur de nouveaux projets à la portée plus large, impliquant des partenaires dont Renault comme intégrateur des algorithmes développés.

Au fil des années, j'ai pris goût aux activités de recherche en même temps que je les découvrais et les apprenais. J'ai travaillé sur des projets passionnants qui m'ont donné l'occasion de mettre à contribution mes compétences en informatique, automatique et algorithmique acquises à Supélec et mes compétences d'ingénieur motoriste acquises à l'IFP School notamment pour développer des algorithmes de contrôle et d'estimation des variables internes du moteur pour les calculateurs embarqués des véhicules. Au début, ces activités consistaient principalement à étudier, pour les résoudre, des problématiques scientifiques définies avec la supervision de collègues plus expérimentés.

J'ai beaucoup apprécié la grande autonomie du travail de recherche. Je la trouve responsabilisante et motivante. Elle implique de construire de manière critique sa propre démarche en apportant un aspect novateur bien au-delà des simples consignes de son responsable hiérarchique. Il faut parvenir à avancer et à obtenir des résultats, souvent de manière très incrémentale. Pour réussir, il est indispensable de savoir où l'on veut aller et de définir une feuille de route révisée régulièrement. Ces débuts ont pour moi été passionnants et exigeants puisque j'ai intégré une équipe composée de nombreux docteurs. Il a fallu combler des retards sur certains sujets comme la capacité à formaliser ses travaux dans une publication scientifique. La rédaction de mes premiers articles a été un apprentissage marquant pour moi. Je m'attendais à un simple travail de mise en forme des recherches déjà effectuées. En tentant de mettre bout à bout mon travail dans le plan classique d'un article scientifique, j'ai découvert l'existence de lacunes dans ma démarche de chercheur. Elles consistaient alors en une connaissance de l'état de l'art trop limitée car réalisée en tout début de projet et non actualisée par la suite. Par ailleurs, la définition des objectifs globaux visés ou encore la formulation théorique du problème étudié étaient parfois incomplètes ou imprécises. Cet apprentissage s'est révélé difficile parce qu'il s'agissait de travaux dont les résultats avaient été reconnus comme satisfaisants. J'ai découvert que rédiger une publication nécessitait un travail de fond afin de maîtriser l'ensemble des tenants et des aboutissants du propos. J'ai donc appris, par la pratique, la nécessité de réaliser continuellement un travail complet : réfléchir en permanence aux objectifs macroscopiques, étudier régulièrement l'état de l'art, synthétiser au fur et à mesure les résultats clés, expliquer de manière claire et précise le protocole suivi. Au fil des années, je suis parvenu à intégrer ces éléments plus précocement dans ma démarche de recherche, au lieu d'attendre la fin du projet comme initialement. Je pense que cela a contribué à améliorer la qualité de mes travaux et publications.

Progressivement, j'ai évolué vers des fonctions de pilotage et de construction de projets de recherche. Depuis 2015, j'encadre une équipe d'une quinzaine de docteurs et d'ingénieurs, en tant que chef de projets de recherche. J'y gagne en autonomie dans l'orientation des travaux de recherche, de la définition des problématiques au choix des méthodes. L'abstraction des travaux et la définition des feuilles de route au moment de la conception des nombreux projets que j'ai pu réaliser me passionnent.

Ces dix années de recherche ont révélé chez moi un goût pour les sujets de recherche appliquée, nécessitant de conceptualiser un problème réel et de concevoir des approches théoriques nouvelles pour tenter de lui apporter une solution. J'ai beaucoup apprécié de travailler sur des projets de recherche en lien direct avec un système réel ou intégrant une phase de validation expérimentale des approches proposées. J'ai également aimé le travail en collaboration avec des experts métiers pour identifier les phénomènes physiques clés à prendre en compte dans la formulation des hypothèses nécessaires au développement d'un modèle théorique de simulation ou de contrôle. Pour illustrer mon propos, voici l'exemple de mes travaux sur la conception d'algorithmes d'optimisation de la gestion de l'énergie pour les véhicules hybrides, démarrés lors de mon apprentissage. Sur ce sujet, les trois riches années de travaux théoriques « sur table » n'auraient pas pu autant me satisfaire sans l'implémentation et la validation de ces algorithmes sur un véhicule réel. Cependant, la phase d'expérimentation seule n'aurait pas pu me satisfaire seule non plus, étant donné que les essais au banc moteur et véhicule sont souvent la répétition de tâches à faible valeur ajoutée avec des aléas très fréquents. Ces expériences de validation expérimentale m'ont conforté dans le choix de m'orienter vers la recherche. J'y ai collaboré avec des ingénieurs d'essai ou des ingénieurs systèmes et l'aperçu que j'ai eu de leur métier, certes subjectif et partiel, ne m'a pas attiré. D'une part, je l'ai trouvé peu



stimulant car limité à l'application de concepts et solutions existantes déjà éprouvées, avec un faible niveau d'incertitude. D'autre part, j'ai trouvé que leur métier pouvait tendre vers la spécialisation technique au détriment de la vision globale du projet et des problématiques, étant donné que celles-ci n'étaient quasiment jamais remises en question.

Personnellement, c'est la recherche appliquée au domaine du contrôle et de la modélisation des systèmes qui me motive pleinement. Elle consiste à devoir faire des allers-retours permanents entre l'inconnu et le réel, entre la théorie et la pratique. Elle nécessite en effet une capacité d'abstraction pour conceptualiser le système étudié, le problème à résoudre et la solution à concevoir, sans avoir a priori de certitude sur leur faisabilité. Elle nécessite également de se confronter à la réalité, c'est-à-dire à des contraintes (comme la précision d'un capteur ou d'un actionneur) ou des limites (comme la précision d'un modèle) qui forcent à réévaluer et améliorer la modélisation du système ou la formalisation de la solution. À mes yeux, ces deux dimensions prennent tout leur sens ensemble. Au cours de mes expériences, j'ai eu la chance d'aborder une multitude de systèmes et de problèmes de contrôle ou d'estimation différents. En complément de la gestion d'énergie des hybrides, j'ai par exemple travaillé sur l'optimisation énergétique de la recharge des véhicules électriques, sur le pilotage des actionneurs de la boucle d'air d'un moteur essence, sur un calculateur d'itinéraire ou encore sur une application mobile d'aide à la conduite. Tous ces travaux ont néanmoins une finalité commune : la réduction des consommations énergétiques et des émissions polluantes.

Pour moi, cette diversité est une grande chance et je trouve toujours très intéressant le moment où en début de projet, je suis amené à rencontrer des experts métiers du système étudié (ingénieurs motoristes, chimistes par exemple) pour essayer de définir ensemble quelles hypothèses appliquer pour formuler un modèle théorique pertinent. Cela n'est souvent pas simple, car un modèle orienté contrôle ou estimation temps réel est souvent relativement macroscopique, pour des raisons de temps de calcul ou de disponibilités des capteurs. En conséquence, un important travail de formulation et de test des hypothèses est parfois nécessaire. En effet il est courant que pour l'expert métier du système considéré, tous les phénomènes sont à prendre en compte et que rien ne soit négligeable. Cependant, cela est rarement possible dans la réalisation d'un algorithme de contrôle qui doit piloter les actionneurs en temps réel à partir d'un nombre de capteurs restreint. Pour y parvenir, j'ai souvent eu recours à des contrôleurs « Model-based », c'est-à-dire incluant un modèle du système à piloter. Pour ces modélisations, j'ai souvent privilégié l'utilisation d'approches « boîte-blanche » s'appuyant sur les lois de la physique du système aux modélisations empiriques. J'ai ensuite utilisé ces modèles pour résoudre différents problèmes de contrôle et d'observation et notamment :

- Le calcul de trajectoires de commande optimale, à l'aide d'approches d'optimisation hors-ligne, comme la programmation dynamique ou le principe du minimum de Pontriaguine, appliqué à la gestion énergétique des véhicules hybrides ;
- Le calcul d'itinéraires routiers optimaux entre deux points à l'aide d'algorithmes de calcul du plus court chemin comme Dijkstra ou Bellman-Ford en modélisant le réseau routier par un graphe orienté et en utilisant des outils comme le graphe adjoint.

Enfin j'ai porté beaucoup d'attention à la dissémination et la valorisation des résultats que ce soit d'un point de vue académique, via des publications, des présentations ou des formations ou d'un point de vue industriel avec le montage de partenariats notamment avec des industriels. Je pense que cet intérêt fort pour le transfert technologique des recherches est lié à ma formation initiale d'ingénieur. En effet il est pour moi essentiel que les résultats d'un travail de recherche puissent ensuite être

transférables dans le monde réel. Dans le domaine du contrôle et de la simulation numérique, il existe en effet un fort risque pour le chercheur à travailler dans une bulle totalement coupée du monde réelle. En effet bien souvent dans des projets de recherches, le même chercheur va développer à la fois le contrôleur et le modèle de simulation utilisé pour la validation. Dès lors, il est tout à fait possible d'obtenir des résultats convaincants mais sur un système ou avec des hypothèses impossibles à reproduire dans le monde réel. Un second type de problème concerne les données d'entrées.

Bien souvent dans le monde de la recherche (et notamment en simulation) il est facile d'accéder à des mesures de certaines quantités physiques qu'il est impossible d'obtenir dans la vraie vie, soit parce que le capteur n'existe pas, soit parce que son coût est prohibitif. C'est la raison pour laquelle un chercheur dans le domaine du contrôle et de la simulation doit selon moi, se confronter périodiquement au monde réel, en testant ses travaux sur des moyens expérimentaux et en étant en contact fréquent avec des ingénieurs du domaine. De mon côté j'ai beaucoup appris en testant mes algorithmes de contrôle moteur au banc. C'est une expérience forte qui m'a beaucoup marquée. Frustrante car en situation expérimentale, rien ne se passe réellement comme prévu et l'analyse des essais doit bien souvent être faite en ajoutant de nouvelles hypothèses pour tenir compte des aléas expérimentaux. Gratifiante car voir un algorithme que l'on a développé permettre de réduire la consommation de carburant d'un véhicule réel est pour moi un aboutissement et représente bien plus qu'un résultat de simulation. Exigeante car les essais sont souvent limités en nombre et en durée et il faut bien souvent s'adapter et revoir son travail pendant la période de mise à disposition des moyens d'essais en complément de la supervision des essais et de leur dépouillement.

**Ces expériences m'ont permis de prendre du recul sur le métier d'ingénieur et sur celui de chercheur, et sur ce que j'aime faire. Travailler sur des problématiques ouvertes, qui sollicitent ma créativité, c'est ce qui me motive quand je me lève le matin. Je prends plaisir à étudier des sujets dont la formulation du problème peut elle-même être remise en cause, dont la faisabilité s'avère incertaine et la recherche de solution itérative. À l'inverse, j'ai pu constater que j'ai tendance à m'ennuyer rapidement sur des sujets « linéaires » pour lesquels il suffit de formuler et suivre un plan préétabli, et ce même quand le domaine d'application m'intéresse. Mon souhait est donc aujourd'hui de poursuivre ma carrière dans le monde de la recherche. Dans ce contexte, l'obtention du doctorat me semble être une étape importante pour m'aider à y parvenir.**

## 5. Retour d'expérience de recherche

Modélisation des émissions d'oxydes d'azote  
du moteur Diesel : Application au contrôle des  
véhicules hybrides et à l'estimation des  
émissions polluantes en conditions réelles de  
trafic

Laurent Thibault

28 avril 2023

# Table des matières

Table des figures	19
Liste des tableaux	20
Liste des Acronymes	21
<b>1 Introduction</b>	<b>22</b>
<b>2 Lois de gestion d'énergie réduisant les émissions polluantes des véhicules hybrides Diesel</b>	<b>24</b>
2.1 Introduction et problématique . . . . .	24
2.2 Description du système . . . . .	25
2.2.1 Véhicule sans post-traitement NO <sub>x</sub> (Euro 5) . . . . .	26
2.2.2 Véhicule avec post-traitement NO <sub>x</sub> (Euro 6) . . . . .	27
2.3 État de l'art et contributions principales . . . . .	29
2.4 Optimisation sous hypothèses quasi-statiques . . . . .	33
2.4.1 Problème de commande optimale . . . . .	34
2.4.2 Modélisation du système . . . . .	36
2.4.3 Résolution sur cycle connu a priori . . . . .	39
2.4.3.1 Méthode . . . . .	39
2.4.3.2 Calibration des lois de commande . . . . .	39
2.4.3.3 Validation . . . . .	43
2.4.4 Commande en temps réel . . . . .	53
2.4.4.1 Méthode . . . . .	53
2.4.4.2 Zoom sur cycle FTP . . . . .	55
2.4.4.3 Validation sur cycles aléatoires . . . . .	58
2.5 Prise en compte des régimes transitoires du moteur . . . . .	64
2.5.1 Principe de l'hybridation pendant les transitoires . . . . .	64
2.5.2 Modélisation des dynamiques de la boucle d'air . . . . .	70
2.5.3 Reformulation du problème de commande optimale . . . . .	72
2.5.4 Stratégie heuristique proposée . . . . .	72

2.6	Résultats . . . . .	75
2.6.1	Validation expérimentale des lois de commande . . . . .	76
2.6.1.1	Hybridation classique ("full hybrid") . . . . .	77
2.6.1.2	Hybridation légère ("mild hybrid") . . . . .	81
2.6.2	Étude sur le dimensionnement du niveau d'hybridation . . . . .	88
2.7	Conclusions . . . . .	101
<b>3</b>	<b>Estimation des émissions de NO<sub>x</sub> et de la consommation d'énergie d'un véhicule à partir de son signal GPS</b>	<b>104</b>
3.1	Introduction . . . . .	104
3.2	Problématique . . . . .	105
3.3	État de l'art . . . . .	109
3.4	Chaîne de calcul des émissions polluantes . . . . .	110
3.4.1	Analyse des données d'entrée . . . . .	112
3.4.2	Modèle du véhicule . . . . .	114
3.4.3	Modèle de consommation de carburant . . . . .	116
3.4.4	Modèle des émissions en sortie du moteur . . . . .	118
3.4.5	Modèle de la ligne d'échappement . . . . .	122
3.5	Résultats . . . . .	124
3.5.1	Validation expérimentale des modèles . . . . .	124
3.5.2	Comparaison avec des modèles de l'état de l'art . . . . .	128
3.5.3	Impact des conditions de conduite . . . . .	136
3.6	Conclusions . . . . .	137
<b>4</b>	<b>Conclusions</b>	<b>139</b>
4.1	Synthèse des contributions . . . . .	139
4.2	Extensions et travaux futurs . . . . .	141
	<b>Liste des Publications</b>	<b>143</b>
	<b>Résumé de la thèse</b>	<b>155</b>

# Table des figures

2.1	Schéma de l'architecture hybride parallèle. . . . .	26
2.2	Schéma de la boucle d'air du moteur Diesel . . . . .	27
2.3	Vue d'ensemble du véhicule utilitaire léger hybride étudié . . .	28
2.4	Schéma de la ligne d'échappement du moteur Diesel . . . . .	29
2.5	Problème de commande optimale. . . . .	34
2.6	Modélisations quasi-statiques utilisées par les LGE . . . . .	37
2.7	Comparaison entre les résultats obtenus avec les simulations HOT (bleu), SiL (vert) et HiL (rouge) (NEDC) . . . . .	42
2.8	Influence du paramètre $k_{fc/NO_x}$ et du niveau d'hybridation sur les émissions et la consommation (cycle FTP). . . . .	44
2.9	Influence du paramètre $k_{fc/NO_x}$ et du niveau d'hybridation sur les émissions et la consommation (cycle NEDC). . . . .	45
2.10	Points de fonctionnement du moteur thermique pour $k_{fc/NO_x} =$ 0 (rouge) et 0,65 (bleu) sur la cartographie de consommation spécifique [kg/kW.s] (cycle NEDC). . . . .	46
2.11	Points de fonctionnement du moteur thermique pour $k_{fc/NO_x} =$ 0 (rouge) et 0,65 (bleu) sur la cartographie de NOx spécifique [kg/kW.s] (cycle NEDC). . . . .	47
2.12	Comparaison entre les LGE visant à réduire la consommation (rouge) et les NOx (pointillé noir) pour un NEDC. . . . .	50
2.13	Résultats expérimentaux sur le cycle de conduite NEDC. . . .	52
2.14	Exemple de calibration de la régulation du SOC . . . . .	55
2.15	Etat de charge batterie et arrêt/redémarrage du moteur ther- mique entre les LGE hors ligne et en ligne (FTP). . . . .	56
2.16	Points de fonctionnement du moteur thermique sur la fonction de coût des Lois de gestion de l'énergie (LGE) pour la stratégie hors-ligne (à gauche) et la stratégie en ligne (à droite) (FTP). .	57
2.17	Couple moteur thermique (en bleu) et électrique (en rouge) pour les LGE hors-ligne (en haut) et en ligne (en bas) (FTP). .	58
2.18	Cycles de conduite générés (urbains, routiers et péri-urbains). .	60
2.19	Caractéristiques des cycles de conduite générés. . . . .	60

2.20	Consommation de carburant et $\text{NO}_x$ sur 50 cycles générés pour les cas thermique seul, hybride en ligne et hors-ligne. . . . .	62
2.21	Consommation et Oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) sur 50 cycles générés. Différence relative entre les LGE en ligne et hors-ligne. . . . .	63
2.22	Émissions de $\text{NO}_x$ au cours d'un transitoire de couple et dynamique du taux de gaz brûlés à l'admission (mesure au banc moteur). . . . .	65
2.23	Simulation de transitoires de couple pour différentes valeurs du gradient de couple. De haut en bas : couple du moteur, consigne du taux de gaz brûlés et émission de $\text{NO}_x$ en sortie du moteur. . . . .	68
2.24	Structure des LGE proposées en deux étapes successives. . . . .	69
2.25	Comparaison entre les émissions de $\text{NO}_x$ estimées par le modèle et mesurées au banc moteur sur cycle WLTC. . . . .	71
2.26	Comparaison entre les taux de gaz brûlés estimées par le modèle et mesurées au banc moteur sur cycle WLTC. . . . .	71
2.27	Principe de la stratégie heuristique transitoire. . . . .	73
2.28	Calcul de la valeur cible de $\text{NO}_x$ sur un transitoire. . . . .	74
2.29	Comparaison des LGE proposées (3) avec l'état de l'art : LGE (1) et (2) (WLTC). . . . .	80
2.30	Comparaison entre le véhicule conventionnel (A) en noir et l'hybride légère (B) avec les LGE (3) en rouge . . . . .	84
2.31	Comparaison des répartitions de puissance choisies par les LGE (en bleu : puissance thermique, en vert : puissance électrique (WLTC)) . . . . .	85
2.32	Comparaison entre les LGE proposées (3) et l'état de l'art (1). . . . .	86
2.33	Température de la ligne d'échappement : Comparaison entre l'hybride avec les LGE (3) et le véhicule conventionnel (A). . . . .	87
2.34	Impact du niveau d'hybridation sur les $\text{NO}_x$ et la consommation pour $k_{fc/\text{NO}_x} = 0$ (Artemis Urbain) . . . . .	89
2.35	Répartition du couple moteur pour $k_{fc/\text{NO}_x} = 0$ . . . . .	90
2.36	Impact du niveau d'hybridation sur les émissions polluantes et la consommation de carburant $k_{fc/\text{NO}_x} = 100\%$ . . . . .	91
2.37	Répartition du couple moteur pour $k_{fc/\text{NO}_x} = 100\%$ . . . . .	92
2.38	Impact du niveau d'hybridation sur la consommation et les $\text{NO}_x$ pour $k_{fc/\text{NO}_x} = 50\%$ . . . . .	93
2.39	Impact du niveau d'hybridation sur la consommation équivalente . . . . .	94
2.40	Interaction entre $k_{fc/\text{NO}_x}$ et le niveau d'hybridation (FTP) . . . . .	95
2.41	Impact de $k_{fc/\text{NO}_x}$ et du niveau d'hybridation (FTP) . . . . .	96
2.42	Impact de $k_{fc/\text{NO}_x}$ et du niveau d'hybridation (NEDC) . . . . .	96
2.43	Impact de $k_{fc/\text{NO}_x}$ et du niveau d'hybridation (Artemis Urbain) . . . . .	97

2.44	Balayage de $k_{fc/NO_x}$ et du niveau d'hybridation (WLTC) . . . . .	98
2.45	Impact de $k_{fc/NO_x}$ sur l'évolution de SoC (NEDC) . . . . .	99
2.46	Amplitude d'utilisation de la batterie (FTP 30kW) . . . . .	99
2.47	Temps total d'activation du moteur thermique (FTP 30kW) . . . . .	100
2.48	Méthodologie proposée pour le dimensionnement du niveau d'hybridation tenant compte de la gestion énergétique . . . . .	101
3.1	Comparaison des émissions polluantes de différents conduc- teurs pour un même itinéraire et un même véhicule. . . . .	106
3.2	Mesures d'accélération moyenne pour différents styles de conduite en environnement urbain. . . . .	107
3.3	Schéma de la chaîne de calcul des émissions polluantes. . . . .	111
3.4	Comparaison des signaux de vitesses GPS et CAN. . . . .	113
3.5	Comparaison des signaux d'accélération GPS et CAN. . . . .	113
3.6	Cartographie de consommation carburant [g/kWh] et erreur de modélisation. . . . .	117
3.7	Modélisation de Gärtner (état de l'art) des $NO_x$ en sortie du moteur en fonction du régime et du couple moyen effectif. . . . .	119
3.8	Modélisation proposée des $NO_x$ en sortie du moteur en fonc- tion du régime et du couple moyen effectif. . . . .	119
3.9	Comparaison des modèles simplifié et complet. . . . .	121
3.10	Schéma de la ligne d'échappement du moteur Diesel . . . . .	123
3.11	Décomposition élémentaire d'une ligne d'échappement Euro 6. . . . .	123
3.12	Comparaison des émissions de $CO_2$ et $NO_x$ entre le modèle proposé et la référence expérimentale PEMS. . . . .	127
3.13	Validation expérimentale du modèle (zoom). . . . .	128
3.14	Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribu- tion et la mesure PEMS en urbain (VW Golf). . . . .	129
3.15	Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribu- tion et la mesure en extra-urbain (VW Golf). . . . .	130
3.16	Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribu- tion et la mesure en urbain (Citroën C4). . . . .	131
3.17	Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribu- tion et la mesure en extra-urbain (Citroën C4). . . . .	132
3.18	Estimation des $NO_x$ à l'aide du modèle proposé alimenté par une trace GPS de Geco air. . . . .	133
3.19	Mesure des $NO_x$ à l'échappement (système PEMS). . . . .	134
3.20	Estimation des $NO_x$ à l'aide du modèle macroscopique (état de l'art) utilisant la vitesse moyenne mesurée. . . . .	134



3.21	Comparaison des erreurs entre l'approche proposée et l'état de l'art sur des segments de 300 m (à gauche) et sur tout le trajet à droite (Euro 6). . . . .	135
3.22	Représentation des points de fonctionnement de deux conducteurs ayant des émissions de NO <sub>x</sub> particulièrement faibles. . .	137

# Liste des tableaux

2.1	Principales caractéristiques des véhicules étudiés . . . . .	43
2.2	Résultats expérimentaux sur le cycle New European Driving Cycle (NEDC) . . . . .	48
2.3	Consommation de carburant et émissions de NO <sub>x</sub> (cycle FTP). . . . .	56
2.4	Émissions de NO <sub>x</sub> sur 100 cycles aléatoires. . . . .	61
2.5	Consommation de carburant sur 100 cycles aléatoires. . . . .	61
2.6	Estimation de la contribution des phénomènes transitoires sur les émissions totales de NO <sub>x</sub> et sur la consommation (NEDC et FTP). . . . .	67
2.7	Description des différentes LGE étudiées . . . . .	75
2.8	Gains liés à l'hybridation pour les différentes LGE (Full Hybrid WLTC) . . . . .	78
2.9	Comparaison des performances mesurées (Mild Hybrid WLTC). . . . .	82
2.10	Gains de l'hybridation $\Delta_{FC}$ et $\Delta_{NOx}$ : Variations de la consommation et des émissions entre l'hybride et le conventionnel (WLTC). . . . .	102
3.1	Corrélation entre les signaux du GPS et du bus CAN. . . . .	114
3.2	Données expérimentales sur lesquels les modèles ont été validés. . . . .	125

# Liste des Acronymes

<b>BGR</b>	Taux de gaz brûlés à l'admission . . . . .	118
<b>CO</b>	Monoxyde de carbone . . . . .	29
<b>CO<sub>2</sub></b>	Dioxyde de carbone . . . . .	22
<b>DOC</b>	Catalyseur d'oxydation Diesel . . . . .	30
<b>DPF</b>	Filtre à particule Diesel . . . . .	122
<b>ECMS</b>	Equivalent Consumption Minimization Strategy . . . . .	32
<b>EGR</b>	Recirculation des Gaz Brûlés . . . . .	27
<b>FTP</b>	Federal Test Procedure . . . . .	54
<b>GPS</b>	Global Positioning System . . . . .	108
<b>HC</b>	Hydrocarbures Imbrûlés . . . . .	29
<b>HiL</b>	Hardware-in-the-Loop . . . . .	41
<b>LGE</b>	Lois de gestion de l'énergie . . . . .	16
<b>LNT</b>	Piège à NOx . . . . .	30
<b>PM</b>	Particulate Matter . . . . .	22
<b>NEDC</b>	New European Driving Cycle . . . . .	20
<b>NO</b>	Monoxyde d'azote . . . . .	124
<b>NO<sub>2</sub></b>	Dioxyde d'azote . . . . .	124
<b>NO<sub>x</sub></b>	Oxydes d'azote . . . . .	17
<b>O<sub>2</sub></b>	Dioxygène . . . . .	124
<b>PEMS</b>	Portable Emissions Measurement Systems . . . . .	105
<b>PMI</b>	Pression Moyenne Indiquée . . . . .	116
<b>PMP</b>	Principe du Minimum de Pontryaguine . . . . .	30
<b>SCR</b>	Selective Catalyst Reduction . . . . .	29
<b>SiL</b>	Software-in-the-Loop . . . . .	40
<b>SoC</b>	Etat de charge batterie . . . . .	54
<b>TWC</b>	Three Ways Catalyst . . . . .	122
<b>WLTC</b>	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycles . . . . .	77

# Chapitre 1

## Introduction

Selon l'Agence Européenne de l'Environnement, 9 personnes sur 10 respirent un air contenant des niveaux élevés de polluants. Elle estime également que respectivement 72 000 et 403 000 décès prématurés en Europe chaque année sont liés à des émissions excessives de  $\text{NO}_x$  et de particules fines (Particulate Matter (PM)). Selon la même agence, le secteur du transport routier est le principal contributeur aux émissions totales de  $\text{NO}_x$  et le second contributeur aux émissions de  $\text{PM}_{2,5}$  en Europe. En outre, l'exposition aux concentrations critiques de  $\text{NO}_x$  et de PM concerne une grande partie de la population des villes. Le transport est par ailleurs une source importante de gaz à effets de serre (par exemple Dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ )), qui conduit à un réchauffement climatique anthropique irréversible. Les scientifiques pensent que les changements climatiques et les coûts des dommages pourraient être catastrophiques à long terme. Ces mises en garde soulignent la nécessité d'intensifier les efforts de sensibilisation à l'environnement de la part du secteur des transports. Elles rendent impératif le suivi de la relation entre les transports et l'environnement. La principale contribution de ces travaux est de proposer des lois de gestion d'énergie permettant de minimiser les émissions polluantes ainsi que la consommation de carburant en tirant parti du degré de liberté apporté par l'hybridation. Ces stratégies sont appliquées au cas des véhicules hybride Diesel. L'hybridation Diesel est un enjeu majeur, en particulier pour les véhicules utilitaires légers. Ces derniers parcourent des distances importantes et l'hybridation représente un moyen prometteur de diminuer la consommation de carburant, les émissions de gaz à effet de serre, ainsi que les émissions polluantes [1]. Encore faut-il parvenir à réduire simultanément ces trois variables. En effet, l'utilisation de LGE issues de l'état de l'art (développées initialement pour les véhicules hybride essence) entraîne une augmentation significative des émissions d'oxydes d'azote mesurées. Il est essentiel de considérer les émissions de polluants atmosphériques dans les

lois de gestion d'énergie. En effet, les points de fonctionnement des moteurs à haut rendement ont tendance à être situés à des charges élevées, synonymes d'émissions élevées de  $\text{NO}_x$ . En outre, lors d'une phase de fonctionnement totalement électrique, la température du système de post-traitement, situé dans la ligne d'échappement, chute parce que le moteur est arrêté. C'est pourquoi le post-traitement peut être désactivé lorsque le moteur est remis en marche, ce qui entraîne une hausse notable des émissions. **Les lois de gestion d'énergie proposées permettent de réduire considérablement les émissions  $\text{NO}_x$  tout en conservant des gains sur la consommation de carburant proches du potentiel maximal atteignable.** Trois types de véhicules différents sont étudiés : hybridation légère ("Mild Hybrid"), hybridation classique ("Full Hybrid") avec et sans post-traitement  $\text{NO}_x$ . Les lois de gestion d'énergie présentées montrent des gains significatifs dans trois cas dans des conditions expérimentales et notamment sur un véhicule utilitaire proche de la série.

**Estimation des émissions polluantes en usage réel à l'aide de véhicules connectés** Même sans électrification, il est possible de réduire les émissions des véhicules. En effet, les émissions réelles des véhicules dépendent à la fois de la technologie du véhicule et des conditions de conduite. En raison du coût des dispositifs de mesure à l'échappement, des études à grande échelle sont impossibles. C'est pourquoi, on sait peu de choses sur l'impact des conditions réelles sur les émissions. Ces conditions de conduite ne dépendent pas seulement de l'infrastructure et des normes routières, elles dépendent également du comportement du conducteur. En effet, le niveau d'émission de polluants est fortement lié au comportement de conduite, indépendamment du véhicule et de ses technologies. Cette sensibilité est beaucoup plus élevée que pour la consommation de carburant. Pour un même itinéraire, et avec la même voiture, le niveau des émissions polluantes peut être triplé entre deux conducteurs, selon leur façon de conduire [2]. Une contribution de cette thèse est de coupler un modèle microscopique avec le profil de vitesse réel pour estimer les émissions polluantes sur route. Cependant, il est impossible d'utiliser les modèles microscopiques existants pour un déploiement automatisé à grande échelle, car les paramètres d'entrée de ces modèles ne sont pas disponibles pour tous les véhicules. L'approche de modélisation doit être choisie en fonction des données disponibles pour chaque véhicule. C'est la raison principale pour laquelle il était nécessaire de développer de nouveaux modèles microscopiques, adaptés à l'estimation des émissions réelles d'un grand parc de véhicules.

# Chapitre 2

## Lois de gestion d'énergie réduisant les émissions polluantes des véhicules hybrides Diesel

### 2.1 Introduction et problématique

Pour parvenir à réduire les impacts environnementaux du transport routier, l'hybridation représente une piste prometteuse, encore faut-il que les algorithmes de contrôle moteur embarqués tiennent bien compte des émissions polluantes en complément des émissions de  $\text{CO}_2$  et de la consommation énergétique.

Les Lois de Gestion d'Énergie (LGE) sont des stratégies de contrôle embarquées qui pilotent la répartition d'énergie entre le moteur thermique et la machine électrique. Sur un véhicule hybride, la présence de deux moteurs apporte un degré de liberté pour satisfaire la demande de puissance du conducteur. En effet, il existe un ensemble de répartitions possibles de l'énergie thermique et électrique satisfaisant la demande du conducteur, c'est-à-dire le cycle de conduite. Les LGE sont les lois de contrôle qui pilotent cette répartition, grâce au degré de liberté apporté par l'hybridation, pour optimiser la consommation de carburant et les émissions polluantes. Les véhicules hybrides considérés dans ces travaux sont non rechargeables, la batterie est donc rechargée soit directement par le moteur thermique, soit durant les phases de freinage régénératif. L'état de charge batterie est une variable d'état importante du système dont la dynamique doit être considérée dans le contrôleur.

Les véhicules hybrides Diesel permettent d'atteindre de faibles niveaux de

consommation de carburant, bénéficiant notamment de l'efficacité élevée du moteur à allumage par compression. Toutefois, dans le cas de l'hybride Diesel, il est essentiel de tenir compte également des émissions d'oxydes d'azote dans ces stratégies. En effet, des LGE limitées à la minimisation de la consommation de carburant pourraient conduire à une augmentation importante des émissions de  $\text{NO}_x$  (33% par rapport à la référence avec moteur thermique seul, selon [3]), avec un impact fort sur la qualité de l'air et un dépassement des valeurs réglementaires. Cette thèse propose une adaptation des stratégies LGE de l'état de l'art au cas de l'hybride Diesel pour minimiser, simultanément, la consommation de carburant et les émissions de polluants atmosphériques.

## 2.2 Description du système

**Dans ces travaux, les lois de commande sont développées et testées pour des véhicules utilitaires légers à moteur Diesel avec une hybridation à architecture parallèle.**

Dans le détail, deux véhicules seront considérés. Le premier est un monospace intégrant un moteur de norme Euro 5 (produit de 2011 à 2015). Le second est un utilitaire intégrant un moteur de norme Euro 6b (produit de 2016 à 2018).

Plusieurs niveaux d'hybridation sont simulés pour les deux véhicules.

Dans ces travaux, l'architecture hybride considérée est de type parallèle, comme illustré sur la figure 2.1. Dans cette architecture, le nœud d'hybridation est mécanique, c'est-à-dire que le couple de chaque machine s'additionne pour alimenter le même essieu. Le régime de rotation de la machine électrique est directement proportionnel à celui de la roue, puisque celle-ci est positionnée en aval de la boîte de vitesses.

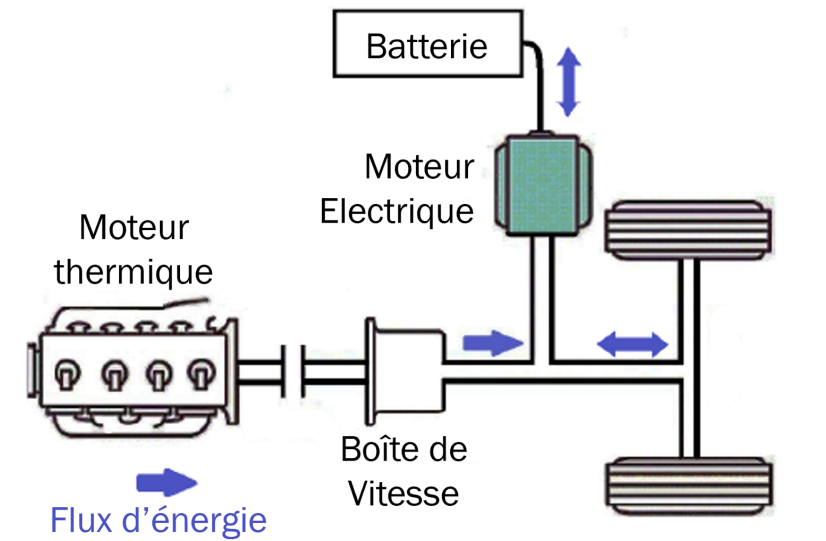


FIGURE 2.1 : Schéma de l'architecture hybride parallèle.

Trois architectures de véhicules seront étudiées :

- (A) : Véhicule conventionnel avec un moteur Diesel seul, utilisé comme référence pour calculer les gains liés à l'hybridation ;
- (B) : Hybridation légère ("Mild Hybrid") avec une machine électrique d'une puissance de 10 kW post-transmission dans une architecture parallèle comme illustré sur la figure 2.1. Le mode de propulsion 100 % électrique n'est pas autorisé en raison du niveau d'hybridation insuffisant. La capacité de la batterie est limitée (300 Wh) et la puissance maximale de la machine électrique à 10 kW ;
- (C) : Hybridation classique ("Full Hybrid") avec la même architecture que (B) mais un niveau d'hybridation accru (capacité de la batterie et la puissance du moteur augmentées), autorisant les phases de propulsion 100 % électrique. Plusieurs dimensionnements ont été étudiés avec des puissances de machine électrique allant de 14 kW à 50 kW.

### 2.2.1 Véhicule sans post-traitement $\text{NO}_x$ (Euro 5)

La première application véhicule considérée est un véhicule utilitaire léger d'une masse de 1.7 tonne.

Le moteur thermique utilisé est de type 4 cylindres Diesel suralimenté développant 70 kW à 4 000 tr/min pour une cylindrée d'1.6 L.



Comme tous les moteurs Diesel modernes, ce moteur a un système Recirculation des Gaz Brûlés (EGR) pour réduire les émissions d'oxyde d'azote. L'EGR, comme illustré sur la figure 2.2 consiste à injecter à l'admission des gaz brûlés pour les mélanger aux "gaz frais" de l'air ambiant. L'EGR permet de diminuer les émissions de  $\text{NO}_x$  à la source en :

- Réduisant la concentration en oxygène à l'admission, qui est un réactif dans la réaction de formation des  $\text{NO}_x$  ;
- Abaisant la température maximale de combustion, les gaz brûlés ayant une capacité thermique massique supérieure aux gaz frais.

L'EGR étant un moyen efficace de réduire les  $\text{NO}_x$ , son utilisation a été généralisée sur les moteurs Diesel modernes.

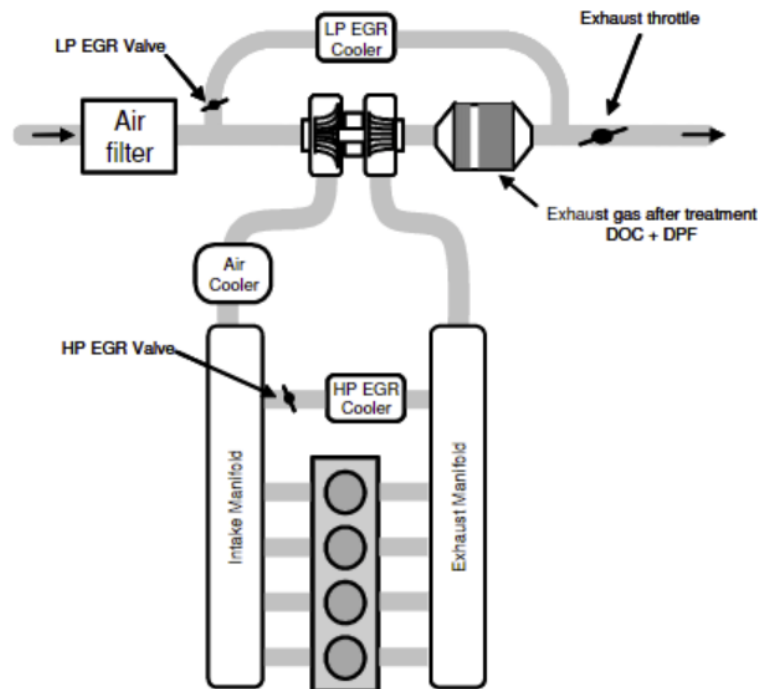


FIGURE 2.2 : Schéma de la boucle d'air du moteur Diesel

## 2.2.2 Véhicule avec post-traitement $\text{NO}_x$ (Euro 6)

Le second véhicule considéré dans ces travaux est un véhicule utilitaire léger. Les véhicules utilitaires parcourent en moyenne de plus grandes distances que les véhicules particuliers. L'utilisation de moteurs Diesel est généralisée pour

ces véhicules. La figure 2.3 donne une vue d'ensemble de ce véhicule, dans sa version hybridation légère. La version hybridation étendue conserve la même architecture avec des composants électriques dont le dimensionnement a été revu à la hausse. La masse du véhicule varie en fonction des différents niveaux d'hybridation et profils de mission entre 1400 kg et 2700 kg.

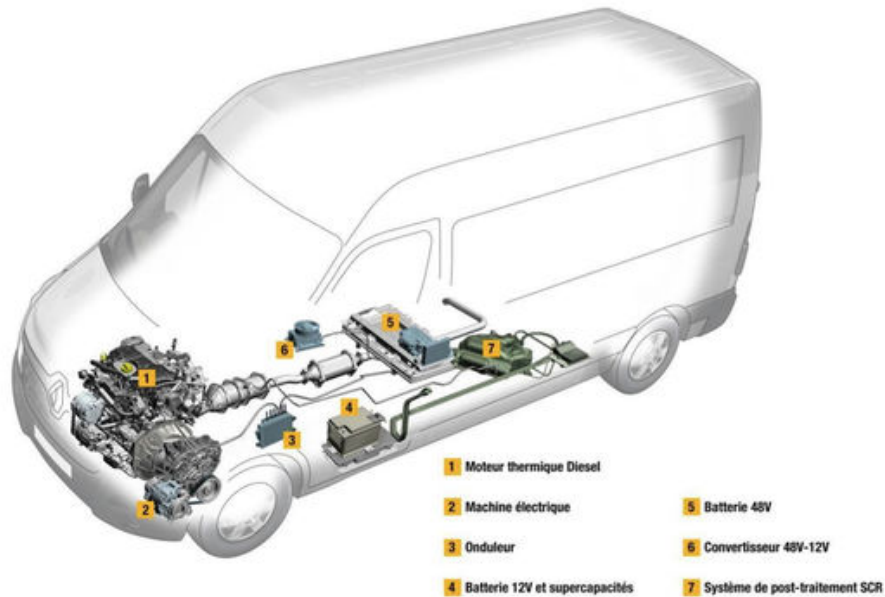


FIGURE 2.3 : Vue d'ensemble du véhicule utilitaire léger hybride étudié

Le moteur thermique utilisé est de type quatre cylindres Diesel suralimenté développant 165 kW pour une cylindrée de 2.3 L. Plus de détails sur ce moteur sont disponibles sur [4, 5]. Ce moteur est équipé d'un circuit EGR, comme décrit dans la section précédente.

En plus d'une réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  à la source, ce moteur est équipé d'un système de post-traitement additionnel, visant à réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  par des réactions chimiques dans la ligne d'échappement.

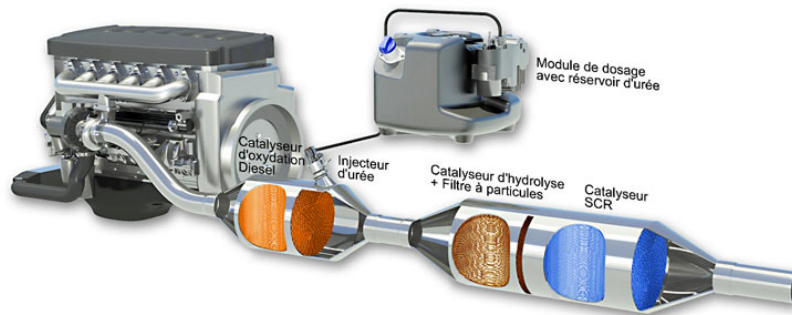


FIGURE 2.4 : Schéma de la ligne d'échappement du moteur Diesel

Ce système, appelé Selective Catalyst Reduction (SCR) et illustré sur la figure 2.4, nécessite d'injecter un réactif, l'urée, qui va réagir avec les  $\text{NO}_x$  pour les réduire en diazote. Ce type de post-traitement a depuis été généralisé sur les moteurs Diesel.

## 2.3 État de l'art et contributions principales

Les véhicules hybrides les plus courants embarquent un moteur thermique à essence et une machine électrique. Les émissions des principaux polluants atmosphériques du moteur à essence ( $\text{NO}_x$ , Hydrocarbures Imbrûlés (HC) et Monoxyde de carbone (CO)) sont traitées par un système de post-traitement situé dans la ligne d'échappement, appelé catalyseur à trois voies. Ce système est peu coûteux et passif, donc facile à intégrer et à maintenir. Une fois qu'il est activé, c'est-à-dire dès qu'il atteint une température minimale, il présente une efficacité significative et il n'y a de ce fait pas d'enjeu fort à réduire les émissions polluantes dans ce cas. Pour le véhicule hybride essence, l'amélioration de l'efficacité énergétique est l'objectif principal des LGE. Ainsi, elles se concentrent sur l'économie de carburant et ne tiennent pas compte des émissions de polluants atmosphériques [6].

Inversement, dans le cas des véhicules hybrides avec un moteur Diesel, comme notamment sur les véhicules utilitaires, les émissions de  $\text{NO}_x$  doivent également être considérées, parce que les zones de fonctionnement d'efficacité maximale, situées à des niveaux de charge élevés, sont aussi les zones d'émissions maximales de  $\text{NO}_x$ . De plus, en raison du fonctionnement en mélange

pauvre, il est impossible d'utiliser la technologie de catalyse à trois voies issue de l'essence en Diesel. Si les émissions de HC et CO sont bien traitées efficacement par le catalyseur d'oxydation (Catalyseur d'oxydation Diesel (DOC)), la réduction des NO<sub>x</sub> demeure une forte problématique. Des systèmes de post-traitement existent (SCR et Piège à NO<sub>x</sub> (LNT)), mais ils sont coûteux et demandent d'injecter à l'échappement des additifs (urée) en quantité proportionnelle aux émissions de NO<sub>x</sub> à réduire. Ces systèmes, bien que plus coûteux, ne permettent pas d'atteindre la même efficacité de conversion que les systèmes de catalyse à trois voies des moteurs essence. Il est donc essentiel de réduire les émissions de NO<sub>x</sub> à la source, c'est-à-dire en sortie du moteur. En conséquence, la supervision énergétique doit être adaptée pour favoriser l'utilisation du moteur Diesel dans des zones de fonctionnement permettant de trouver un compromis entre les émissions NO<sub>x</sub> et le rendement. Jusqu'ici, ce sujet a été étudié dans la littérature principalement en simulation. On peut notamment citer des approches heuristiques [7] tenant compte de la consommation de carburant pondérée avec les quatre principaux polluants atmosphériques (NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO). D'autres stratégies heuristiques sont proposées [8], ainsi que des techniques basées sur la programmation dynamique [9, 10, 11, 12]. Les résultats de ces publications, obtenus en simulation, montrent qu'une réduction significative de NO<sub>x</sub> est possible au prix d'une légère hausse de la consommation de carburant par rapport à une optimisation de la consommation de carburant seule. Ces publications confirment la faisabilité d'intégrer les contraintes d'émissions polluantes dans les LGE, qu'elles soient heuristiques ou fondées sur des modèles.

Cependant, ces publications supposent le cycle de conduite connu a priori ou n'étudient pas les performances des stratégies proposées sur des profils de conduite non utilisés pour calibrer la stratégie. Il s'agit pourtant d'un point essentiel et contraignant pour la formulation et la calibration des LGE. En effet, l'état de charge de la batterie doit rester dans une plage finie fonction de la capacité de la batterie, ce qui nécessite la mise en place d'un contrôleur en ligne si le cycle de conduite n'est pas connu a priori.

La première contribution de ce travail consiste à proposer des LGE adaptées au moteur Diesel minimisant, en temps réel et sans connaissance a priori du cycle de conduite, un compromis réglable entre la consommation de carburant et les émissions de NO<sub>x</sub>. Ces LGE sont fondées sur l'approche "ECMS" (Equivalent Consumption Minimization Strategy) déjà proposée dans la littérature [13, 14, 15, 16, 17, 18, 19] et basée sur le Principe du Minimum de Pontryaguine (PMP). Cette approche a déjà été appliquée avec succès au cas de l'hybride essence [20, 21] avec une optimisation limitée à la consommation de carburant. L'adaptation de cette stratégie au cas Diesel implique de

mettre en œuvre en temps réel une optimisation bi-objectif considérant les émissions de  $\text{NO}_x$  en complément de la consommation de carburant. Or ces deux critères tendent à présenter des minima dans différentes zones pouvant être disjointes.

Durant les transitoires de couple, le moteur Diesel produit des émissions supplémentaires par rapport aux niveaux mesurés en régime permanent. Ces surémissions sont dues au temps de réponse du système de recirculation des gaz brûlés appelé EGR. En effet, sur les moteurs Diesel, on réinjecte à l'admission des gaz brûlés afin de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  par réduction de la concentration en oxygène et diminution de la température maximale de combustion. Encore faut-il que ces gaz soient disponibles à l'échappement, ce qui n'est pas toujours le cas, notamment en phase transitoire ou sur des reprises d'injection consécutives à des changements de rapport par exemple. Les surémissions transitoires de  $\text{NO}_x$  représentent une partie importante des émissions totales en conditions réelles de conduite. La réduction de la part transitoire des  $\text{NO}_x$  peut être obtenue en améliorant encore l'architecture du système d'air (circuit EGR plus court, combinaison de systèmes EGR haute et basse pression, recirculation interne des gaz brûlés utilisant le pilotage actif de la distribution, etc.). Il est également possible d'ajouter une stratégie de contrôle de la combustion pour adapter les paramètres d'injection en fonction du retard du système d'air.

Dans le cas d'un véhicule hybride, une autre approche est possible en tirant parti du degré de liberté supplémentaire fourni par la présence de deux moteurs. L'idée est d'utiliser la machine électrique pour accompagner le moteur à combustion interne durant les phases transitoires entraînant des surémissions de  $\text{NO}_x$ . Prenons l'exemple d'une accélération du véhicule sur laquelle survient un changement de rapport de boîte de vitesses. Durant ce dernier, l'injection est coupée. Lorsqu'elle reprend, le système de recirculation des gaz brûlés n'est plus efficace, car l'échappement ne contient que des gaz frais. Sans stratégie dédiée, le moteur thermique aura tendance à être utilisé directement sur un point de couple élevé (pour satisfaire la demande d'accélération du conducteur) entraînant un pic transitoire de  $\text{NO}_x$ . Pour l'éviter, la stratégie proposée consiste à positionner le moteur thermique sur un point de couple plus réduit, le temps que le système EGR soit de nouveau effectif et à utiliser la machine électrique pour compenser le couple manquant. Quelques travaux préliminaires de ce type ont déjà été proposés dans la littérature [22, 23], sous la forme de contrôleurs heuristiques spécifiques.

La seconde contribution ici proposée consiste à tenir compte des dynamiques de la boucle d'air et de leur effet sur les émissions de  $\text{NO}_x$  dans

une stratégie de contrôle optimal. Cela est nécessaire, en particulier pour les architectures hybrides légères, amenées à être largement diffusées. En effet, dans ce cas où la puissance de la machine électrique et la capacité de la batterie sont limitées, le modèle quasi-statique des  $\text{NO}_x$  utilisé dans l'approche Equivalent Consumption Minimization Strategy (ECMS) n'est pas adapté. En effet, sur les hybridations étendues, les LGE ont suffisamment de puissance et d'énergie pour décorrélérer les points de fonctionnement des moteurs de la demande à la roue. Elles ont alors tendance à n'utiliser le moteur thermique que sur quelques points de fonctionnements optimaux, ce qui réduit très fortement les phases transitoires, et donc l'impact du temps de réponse du système EGR sur les  $\text{NO}_x$ .

Inversement, sur les hybridations légères, si le cycle de conduite est dynamique, les points de fonctionnement du moteur thermique le seront également. Or le modèle de  $\text{NO}_x$  utilisé dans l'approche ECMS n'est pas adapté puisqu'il suppose un temps de réponse immédiat du système EGR et néglige de ce fait les surémissions transitoires.

Lorsque le niveau d'hybridation est faible, il est essentiel de tenir compte des émissions supplémentaires dues aux transitoires du couple moteur et à la dynamique de la boucle d'air. En effet, dans le cas d'un hybride léger, le niveau d'hybridation ne permet pas de déplacer les points de fonctionnement du moteur vers sa zone de fonctionnement optimale assez longtemps. Cela est dû aux limites de la puissance de la machine électrique et de la capacité de la batterie. Il s'agit d'une forte limitation compte tenu de la diffusion future probablement massive des véhicules "Mild Hybrid", moins coûteux, sur le marché.

La troisième contribution concerne l'évaluation fine de la robustesse des stratégies proposées avec la mise en place d'un générateur aléatoire de profil de mission. Ce dernier génère des cycles de conduite aléatoires représentatifs à l'aide d'un modèle stochastique utilisant les chaînes de Markov issu de la littérature [11, 24].

Sur un véhicule hybride, les points de fonctionnement des moteurs ne sont pas directement choisis par le conducteur, mais par les LGE. La quatrième contribution de ces travaux est l'étude de l'interaction existant entre les LGE et le dimensionnement optimal des composants électriques. Compte tenu du coût et du poids importants de ces composants, et en particulier de la batterie, trouver un dimensionnement optimal est une question clé. Des travaux de la littérature se sont déjà intéressés à cette double optimisation, soit en considérant uniquement la capacité de la batterie [25] ou en intégrant aussi la puissance de la machine électrique [26]. Des chercheurs ont également pro-

posé une méthodologie pour trouver le rapport d'hybridation optimal, défini comme le rapport entre la puissance du moteur thermique et de la machine électrique [27]. Mais, ces études ont été réalisées pour des véhicules hybrides à essence et les LGE ne prennent pas en compte les émissions polluantes, ce qui change profondément les points de fonctionnement choisis et l'impact sur le dimensionnement. Les conclusions obtenues sont donc très différentes. Dans ce travail, une étude de simulation est menée pour évaluer l'impact de l'introduction des émissions polluantes dans les LGE sur le dimensionnement optimal du niveau d'hybridation. Il s'agit d'un sujet important puisque les LGE tenant compte des émissions de  $\text{NO}_x$  ont tendance à moins déplacer les points de fonctionnement du moteur thermique (par rapport au véhicule conventionnel). Elles peuvent ainsi être efficaces avec une hybridation plus réduite.

Les LGE proposées sont intégrées dans un calculateur embarqué d'un véhicule de série et sont validées expérimentalement. Cela permet d'étudier et d'évaluer l'impact des interactions avec les stratégies d'agrément de conduite qui tendent à rajouter des contraintes sur les choix de l'optimisation.

## 2.4 Optimisation sous hypothèses quasi-statiques

Dans un premier temps, les phénomènes dynamiques de la boucle d'air du moteur thermique seront négligés, ce qui revient à supposer qu'à un point de fonctionnement (régime, couple) correspond un niveau d'émissions de  $\text{NO}_x$  en sortie du moteur. Les limites de cette hypothèse concernent le système EGR, qui présente une dynamique non négligeable et peut entraîner des surémissions dans certaines phases, comme détaillé par la suite.

## 2.4.1 Problème de commande optimale

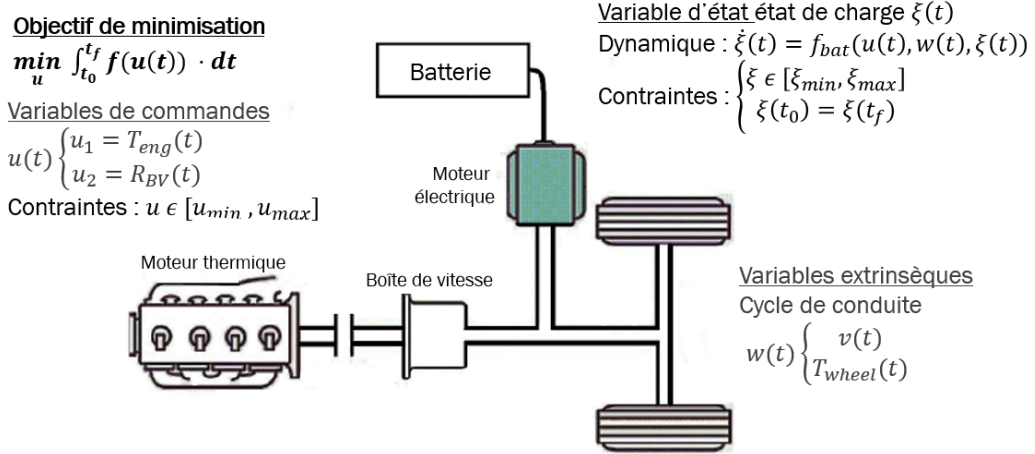


FIGURE 2.5 : Problème de commande optimale.

Comme illustré sur la figure 2.5, le problème de commande optimale consiste à calculer à chaque instant les points de fonctionnement (régime et couple) des moteurs thermiques et électriques pour minimiser la consommation de carburant et les émissions polluantes sur l'ensemble du trajet. La demande de couple à la roue  $T_{wheel}(t)$  et la vitesse du véhicule  $v(t)$  sont imposées par le conducteur. Dans un premier temps, nous supposons le cycle de conduite connu à l'avance (optimisation hors-ligne). Dans un second temps, nous étudierons le cas de l'optimisation en ligne et ces deux variables seront vues comme des perturbations, comme dans l'usage réel, où le profil de mission n'est pas connu à l'avance.

Selon l'architecture du véhicule représentée sur la figure 2.1, la demande de couple à la roue,  $T_{wheel}$  est liée au couple du moteur thermique,  $T_{eng}^{QS}$  à celui de la machine électrique  $T_{mot}^{QS}$  et au rapport engagé de la boîte de vitesses  $R_{BV}(t)$  par la relation suivante (en négligeant le rendement de la boîte de vitesse) :

$$T_{wheel}(t) = R_1 \cdot T_{mot}^{QS}(t) + R_{BV}(t) \cdot T_{eng}^{QS}(t) \quad (2.1)$$

où  $R_1$  est le rapport de démultiplication entre la roue et le rotor de la machine électrique.  $R_{BV}$  est le rapport de démultiplication de la boîte de vitesses qui dépend du numéro de la vitesse engagée  $k_{BV}(t)$  qui peut prendre une valeur discrète comprise entre 0 et  $n$  où  $n$  est le nombre de vitesses de la boîte. Il suffit donc de déterminer la consigne de couple du moteur thermique et le rapport de boîte de vitesses pour en déduire le couple de la machine électrique. Ces



deux degrés de liberté seront les commandes du système :

$$\begin{cases} u_1 = T_{eng}^{QS}(t) \\ u_2 = k_{BV}(t) \end{cases} \quad (2.2)$$

Avec les contraintes opérationnelles suivantes :  $u_1(t)$  est compris entre le couple minimal du moteur thermique  $T_{eng}^{min}$  et le couple maximal  $T_{eng}^{max}$ . De son côté,  $u_2(t) \in \{0, \dots, n\}$  avec  $n$  le nombre total de vitesses de la transmission. Le régime de rotation du moteur thermique  $\omega_{eng}$  est indirectement contrôlé par le rapport engagé de la boîte de vitesses :

$$\omega_{eng}(t) = \frac{v(t)}{R_{BV}(u_2(t)) \cdot R_{tire}} \quad (2.3)$$

où  $R_{BV}$  est le coefficient de démultiplication du rapport de boîte engagé. Le régime de rotation de la machine électrique  $\omega_{mot}$  est directement proportionnel à la vitesse du véhicule :

$$\omega_{mot}(t) = \frac{\omega_{wheel}}{R_1} = \frac{\omega_{wheel}}{R_1} = \frac{v(t)}{R_1 \cdot R_{tire}} \quad (2.4)$$

avec  $R_{tire}$  le rayon de la roue.

Les commandes  $u_1$  et  $u_2$  vont être utilisés pour minimiser un compromis réglable entre la consommation de carburant et des émissions polluantes sur l'ensemble du trajet défini par la relation suivante :

$$J(u_1, u_2) = \int_{t_0}^{t_f} f(u_1, u_2, t) dt \quad (2.5)$$

où  $f(u_1, u_2, t)$  est une somme pondérée réglable entre la consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  définie comme suit :

$$f(u_1, u_2, t) = \left(1 - k_{fc/\text{NO}_x}\right) \cdot \dot{m}_f(u_1, u_2) + k_{fc/\text{NO}_x} \cdot \dot{m}_{\text{NO}_x TP}(u_1, u_2, t) \quad (2.6)$$

où  $k_{fc/\text{NO}_x}$  est un paramètre réglable qui permet d'ajuster le compromis entre  $\dot{m}_f$ , la consommation de carburant (supposée quasi-statique), et  $\dot{m}_{\text{NO}_x TP}$ , les émissions de  $\text{NO}_x$  à l'échappement (qui dépendent en plus des commandes, de la température du post-traitement, et donc du temps).

Le choix des variables d'état à considérer est liée aux dynamiques du système étudié qui sont généralement liées à des phénomènes mécaniques, électriques, thermiques ou électrochimiques. Dans le contexte des LGE, le véhicule hybride peut être modélisé de manière quasi-statique, avec comme

seule variable d'état l'état de charge batterie  $\xi(t)$  [28]. La première contrainte sur l'état de charge batterie est une contrainte opérationnelle :

$$\xi(t) \in [\xi_{min}, \xi_{max}] \quad (2.7)$$

La seconde est une contrainte d'état. En effet, la capacité de la batterie n'étant pas infinie, il est nécessaire d'ajouter une condition sur l'état de charge final :

$$\xi(t_f) = \xi_{ref} \quad (2.8)$$

Dans le cas où  $\xi_{ref}$  est proche de la valeur initiale  $\xi(t_0)$ , on parle de "charge sustaining". Si  $\xi_{ref}$  est proche de la valeur minimale admissible, on parle de "charge depleting". Ce second cas est généralement rencontré sur un hybride rechargeable de type "Plug-in".

Le fait de disposer d'un bilan batterie nul sur un cycle sera également utile dans cette étude afin de comparer les performances des LGE de manière équitable. En effet, la consommation de carburant et les émissions polluantes sont croissantes en fonction de l'état de charge final à l'issue du trajet et il est donc essentiel de comparer leurs performances avec un même bilan énergétique batterie.

La dynamique de la température du post-traitement et du moteur sont négligés ici. En effet, l'ajout d'une seconde variable d'état dans la fonction Hamiltonien n'améliore pas les résultats et complexifie de manière significative l'implémentation en ligne [29].

Le problème de commande optimale est résolu à l'aide du Principe du Minimum de Pontryaguine. La commande optimale est calculée en minimisant à chaque instant la fonction de coût Hamiltonienne suivante :

$$\begin{aligned} (u_1(t), u_2(t)) &= \underset{H}{\operatorname{argmin}}(u_1, u_2, \xi, t) \\ H(u_1, u_2, \xi, t) &= f(u_1, u_2, t) + \lambda(t) \cdot \dot{\xi}(u_1, u_2, \xi, t) \end{aligned} \quad (2.9)$$

où  $\lambda$ , appelé multiplicateur de Lagrange, est la variable adjointe à l'état  $\xi$ . Sa dynamique s'écrit :

$$\frac{d\lambda}{dt} = -\frac{\partial H}{\partial \xi}(u_1, u_2, \lambda, t) = -\frac{\partial f}{\partial \xi}(u_1, u_2, t) - \lambda(t) \cdot \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial \xi}(u_1, u_2, t) \quad (2.10)$$

Le calcul de  $\lambda$  est détaillé dans les Sections 2.4.3 et 2.4.4.

## 2.4.2 Modélisation du système

Une modélisation physique du système est utilisée pour calculer la consommation de carburant instantanée, le débit massique de  $\text{NO}_x$  et la dynamique de l'état de charge de la batterie :

**Modélisation du moteur thermique** La consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  en sortie du moteur sont estimées à l'aide de cartographies quasi-statiques obtenues expérimentalement et illustrées sur la figure 2.6a. Cette relation s'écrit :

$$\begin{cases} \dot{m}_f = \psi_1(\omega_{eng}, T_{eng}^{QS}) \\ \dot{m}_{\text{NO}_x\text{EO}} = \psi_2(\omega_{eng}, T_{eng}^{QS}) \end{cases} \quad (2.11)$$

Cette modélisation permet une bonne précision avec des niveaux d'erreur de l'ordre de 5 % [30] pour la consommation de carburant. La précision de la modélisation quasi-statique pour l'estimation des  $\text{NO}_x$  dépend du profil de mission. La précision diminue lorsque le profil de mission est plus dynamique, c'est-à-dire lorsque l'amplitude et l'occurrence des transitoires de couple du moteur thermique augmente.

Pour un profil de vitesse ayant une faible dynamique, autrement dit de longues phases à vitesse stabilisée, l'erreur est relativement réduite (15 %). Mais, elle peut augmenter jusqu'à 40 % lorsque les variations du profil de vitesse à suivre augmentent (en intensité et en fréquence) [30]. En conséquence, plus le niveau d'hybridation sera faible et plus l'erreur liée à la modélisation quasi-statique sera importante et le recours à une stratégie transitoire essentiel. En effet, pour un même profil de mission (trajet), un niveau d'hybridation élevé permet de décorrélérer les points de fonctionnement du moteur thermique de la demande à la roue. Le moteur thermique est alors utilisé sur ses zones de fonctionnement optimales en régime relativement permanent. Dans le cas d'une hybridation légère, les points de fonctionnement du moteur thermique varient avec la demande à la roue. Si le profil de conduite présente des transitoires importants, la prise en compte des dynamiques dans la modélisation des  $\text{NO}_x$  de la LGE sera essentielle.

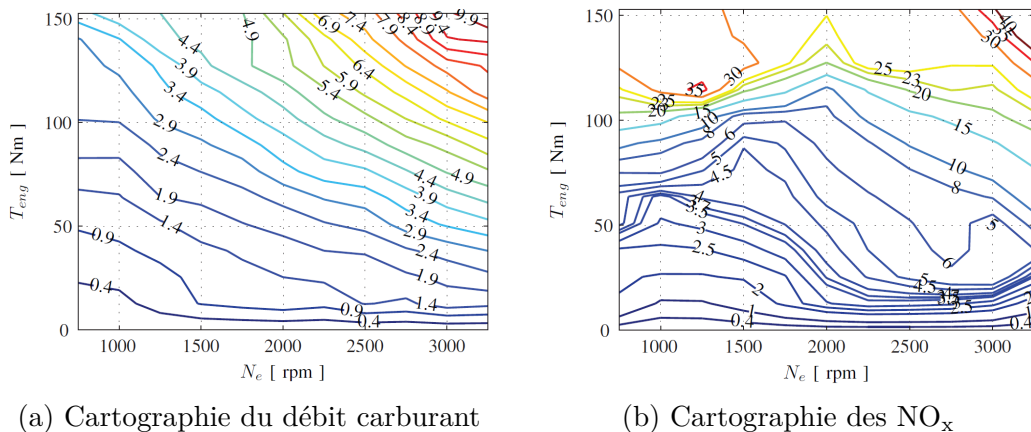


FIGURE 2.6 : Modélisations quasi-statiques utilisées par les LGE

**Modélisation de la ligne d'échappement** Sur les moteurs modernes, la ligne d'échappement inclus un système dédié à la dépollution des gaz d'échappement, appelé post-traitement. Les émissions de  $\text{NO}_x$  à l'échappement sont estimées par la relation suivante :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x\text{TP}}(u_1, u_2, t) = \dot{m}_{\text{NO}_x\text{EO}}(u_1, u_2) \cdot \eta_{\text{AT}}(T_{\text{AT}}(t)) \quad (2.12)$$

La relation entre l'efficacité du post-traitement et sa température est obtenue expérimentalement. La température du post-traitement  $T_{\text{AT}}$  est mesurée à l'aide d'un capteur systématiquement présent sur les véhicules pour d'autres besoins. Dans ces travaux, la température du système n'est pas considérée comme une deuxième variable d'état. Des travaux ultérieurs [29] ont étudié l'ajout de cette seconde variable d'état. D'une part, ils ont conclu que les lois de gestion mono-état permettaient d'atteindre des résultats très proches des stratégies à deux états. D'autre part, ils ont montré que celles-ci étaient difficilement utilisables en pratique en raison de la difficulté d'initialiser correctement les deux multiplicateurs de Lagrange, même si le cycle de conduite est connu à l'avance. Il est intéressant de noter que des auteurs ayant étudié la prise en compte de la température de la batterie comme second état sont également arrivés à des conclusions similaires [31].

**Modélisation de la batterie** L'état du système est l'état de charge  $\xi(u_1, u_2, \xi)$ . Sa dynamique s'écrit :

$$\dot{\xi}(u_1, u_2, \xi) = -\frac{I_{\text{bat}}(u_1, u_2, \xi)}{C_{\text{nom}}} \quad (2.13)$$

Le courant de la batterie est calculé à l'aide d'un « modèle pile », consistant à modéliser la batterie par un circuit équivalent composé d'une résistance interne et une source de tension en série et fonction de  $\xi$  :

$$I_{\text{bat}} = \frac{OCV(\xi)}{2 \cdot DCR(\xi)} - \sqrt{\frac{OCV^2(\xi)}{4 \cdot DCR^2(\xi)} - \frac{P_{\text{elec}}(u_1, u_2, t)}{DCR(\xi)}} \quad (2.14)$$

où  $OCV$  et  $DCR$  sont respectivement la tension à vide de la batterie et sa résistance interne, toutes deux fonctions de l'état de charge.

**Modélisation de la machine électrique** Le calcul de la puissance électrique de la machine électrique s'écrit :

$$P_{\text{elec}}(u_1, u_2, t) = f_{\text{ME}}(u_1, u_2, t) \quad (2.15)$$

où  $f_{ME}$  est une cartographie tenant compte de l'efficacité de la machine électrique et de l'onduleur.  $f_{ME}$  dépend à la fois du régime de rotation  $\omega_{mot}$ , fonction du temps et du couple  $T_{mot}$ , fonction de  $u_1$  et  $u_2$ , d'après la relation 2.1.

### 2.4.3 Résolution sur cycle connu a priori

#### 2.4.3.1 Méthode

Selon les équations 2.10 et 2.6, la dynamique du multiplicateur de Lagrange s'obtient par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \frac{d\lambda}{dt} = & - \left( k_{fc/NO_x} - 1 \right) \cdot \frac{\partial \dot{m}_f}{\partial \xi} (u_1, u_2, t) \\ & - k_{fc/NO_x} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{NO_xTP}}{\partial \xi} (u_1, u_2, t) - \lambda(t) \cdot \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial \xi} (u_1, u_2, t) \end{aligned} \quad (2.16)$$

Or les deux premiers termes de l'équation 2.16 sont nuls, car la consommation de carburant et les émissions de  $NO_x$  ne dépendent pas directement de l'état de charge batterie. Le troisième terme de cette équation peut également être supposé nul [32], en négligeant l'effet de l'état de charge de la batterie sur la charge et la décharge effective de la batterie. Cela revient à supposer que les paramètres de la batterie (résistance interne et tension à vide) ne dépendent pas sensiblement de l'état de charge. Cette hypothèse simplificatrice, partagée dans la littérature, est valide tant que l'état de charge reste dans une plage de variation étroite. Grâce à cette hypothèse,  $\lambda(t)$  est supposé constant, ce qui permet de prouver l'existence de la solution optimale [33] et de simplifier l'implémentation en ligne. On en déduit que la répartition de puissance optimale est obtenue en prenant un multiplicateur de Lagrange constant  $\lambda_0$  dans l'équation 2.9.

Conformément à la formulation du problème, la valeur  $\lambda_0$  est choisie pour que l'état de charge final de la batterie soit égal à sa valeur initiale, ce qui implique le cycle de conduite à connaître a priori. Elle est généralement calculée à l'aide d'un algorithme de dichotomie. De toute évidence, cette optimisation hors ligne ne peut pas être appliquée dans des conditions de conduite réelles. Néanmoins, elle est utile, car elle permet d'évaluer la consommation de carburant et les émissions de  $NO_x$  optimales, qui représentent le potentiel maximal de gain théorique lié à une hybridation.

#### 2.4.3.2 Calibration des lois de commande

La méthode de calibration des LGE utilisée est inspirée de celle décrite dans [20] pour régler les paramètres des LGE. Cette méthode vise à réduire le

nombre d'essais nécessaires, coûteux et chronophages. Elle s'appuie sur une chaîne d'outils logiciels d'une complexité croissante permettant de préparer l'intégration des LGE sur véhicule. La méthode comporte plusieurs étapes pour calibrer les LGE en amont de leur intégration sur véhicule :

- Étape 1 Calibration en simulation "HOT" : Dans un premier temps, les LGE sont couplées à un premier niveau de modèle simplifié, développé en Simulink, équivalent à celui qu'elles intègrent pour l'optimisation. Cet outil, appelé HOT (Hybrid Optimization Tool) se calibre facilement et permet de donner une idée du potentiel de performances apporté par l'hybridation. Il modélise la consommation de carburant et les émissions polluantes par des cartographies quasi-statiques. La dynamique du véhicule, la machine électrique et la batterie sont modélisés avec des hypothèses semblables à celles faites dans les LGE. Cet outil permet de régler les différents paramètres des LGE comme le compromis réglable entre  $\text{NO}_x$  et  $\text{CO}_2$  paramètre  $k_{fc/\text{NO}_x}$ . Cet outil présente un temps de calcul rapide et peut être utilisé pour faire des balayages rapides des paramètres de calibration.

Il peut également être utilisé pour dimensionner la puissance de la machine électrique et la capacité de la batterie. Sur cet outil, un ensemble de cycles de conduite sont simulés.

À ce stade, pour évaluer les performances potentielles du groupe motopropulseur considéré, un état-adjoint  $\lambda = \lambda_{opt,HOT}$  est choisi pour respecter la contrainte sur la valeur finale de l'état de charge. Il est obtenu par dichotomie.

Ensuite, l'état-adjoint est adapté en ligne, comme décrit dans la section 2.4.4 et un premier jeu de paramètres du régulateur est calibré. Deux critères doivent être respectés : la valeur moyenne de l'état de charge batterie doit être centrée sur l'intervalle utile de fonctionnement de la batterie et l'état de charge batterie ne doit pas atteindre les bornes de cet intervalle. Le cycle de conduite choisi, de préférence très long, doit être le plus représentatif des conditions de conduites réelles.

- Étape 2 "Software-in-the-Loop (SiL)" : cette étape de "Software-in-the-Loop" consiste à coupler les LGE avec un simulateur plus complexe du moteur et du véhicule développé dans la plate-forme AMESim. Le modèle moteur est un modèle de moteur multidimensionnel à haute fréquence [34]. Il comprend des modèles de combustion et d'émissions polluantes, calibrés avec des données expérimentales. Ainsi, ce modèle représente les principaux phénomènes physiques et peut prédire les émissions de  $\text{NO}_x$ . La valeur initiale de l'état adjoint obtenu à l'étape 1 est légèrement adapté puisque la dynamique du modèle peut introduire

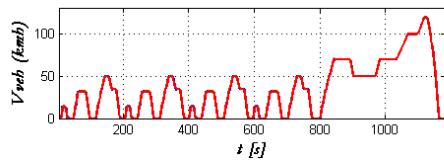
une certaine dérive de la trajectoire optimale. Cette adaptation, également réalisée par dichotomie, est grandement simplifiée en initialisant avec la valeur obtenue à l'étape 1.

Ensuite, la calibration du régulateur en ligne est également testée avec ce modèle plus fin, puis adaptée si nécessaire ;

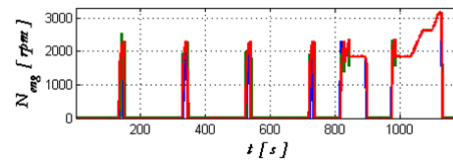
- Étape 3 "HiL" : Ensuite, un banc d'essai de type "Hardware in the Loop" est utilisé pour préparer la campagne d'essais sur véhicule. Ce moyen d'essai consiste à garder l'ensemble des outils de modélisation de l'étape précédente, en remplaçant le moteur thermique par un moteur réel. Une génératrice haute dynamique permet de simuler la dynamique du véhicule en imposant un couple résistant au vilebrequin. Il est ainsi possible de mesurer la consommation de carburant et les émissions polluantes. Un modèle de conducteur est utilisé pour suivre le profil de vitesse du cycle de conduite en fonction de la production réelle de couple du moteur thermique. Les modèles sont couplés en temps réel au système physique. Un tel outil de test est capable de représenter expérimentalement diverses architectures hybrides, grâce à l'utilisation du concept de matériel en boucle (HiL). Dans notre cas, il sera utilisé pour tester les architectures Stop & Start, Mild et Full Hybrid décrites ci-dessus. Plus de détails sur ce banc d'essai avancé peuvent être trouvés dans la littérature [35]. Les modèles utilisés en temps réel sur le banc d'essai Hardware-in-the-Loop (HiL) sont les mêmes que ceux utilisés dans les plateformes SiL, la seule différence est qu'ils sont utilisés en temps réel (et non en temps accéléré).

Afin de permettre de comparer les émissions polluantes et la consommation de carburant cumulées de deux lois de gestion d'énergie différentes, il est nécessaire que leur bilan batterie soit le même. Pour cette raison, l'ensemble des résultats présentés dans ce manuscrit correspondent au cas à bilan batterie nul en réalisant deux tirs : l'un à bilan batterie légèrement positif et l'autre à bilan batterie légèrement négatif et en interpolant linéairement la consommation de carburant et les émissions polluantes.

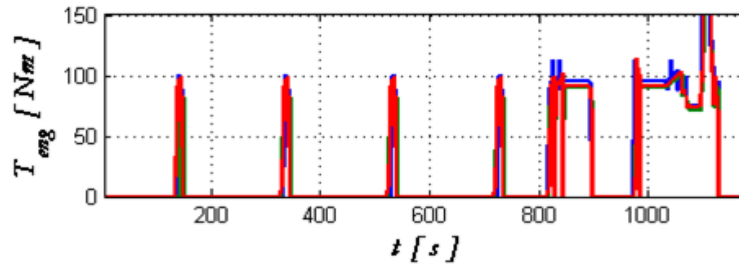
La figure 2.7c permet de comparer les résultats obtenus pour les trois étapes de l'architecture du véhicule (C) avec le paramètre de pondération  $k_{fc/NO_x} = 0,5$  sur le cycle de conduite NEDC qui était le cycle de référence au moment de ces travaux (d'autres cycles plus récents seront traités par la suite). Le multiplicateur de Lagrange  $\lambda$  obtenu à partir de l'étape 1 (quasi statique) a été légèrement ajusté pour tenir compte de la dynamique supplémentaire (aux étapes 2 et 3).



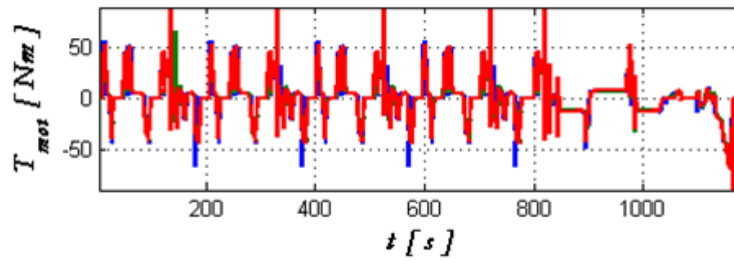
(a) Vitesse véhicule



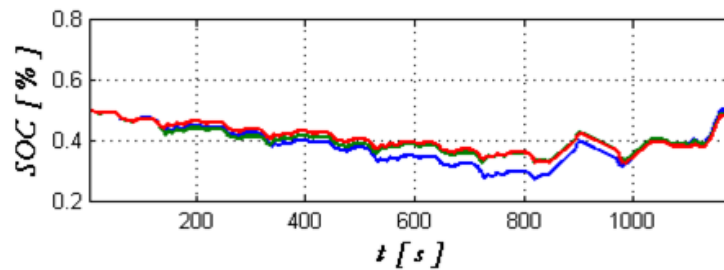
(b) Régime moteur thermique



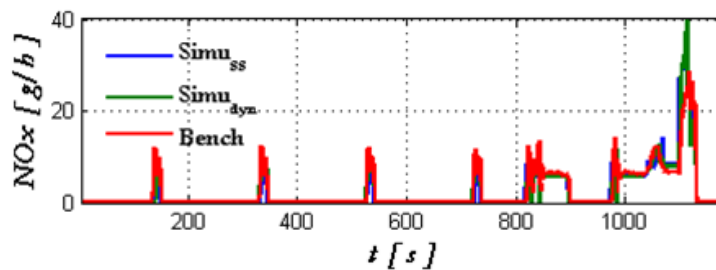
(c) Couple moteur thermique



(d) Couple machine électrique



(e) SoC batterie



(f) Émissions de  $\text{NO}_x$

FIGURE 2.7 : Comparaison entre les résultats obtenus avec les simulations HOT (bleu), SiL (vert) et HiL (rouge) (NEDC)



On observe une bonne cohérence entre les différentes étapes de simulation et la validation expérimentale. En conséquence, la simulation permet bien de réduire le nombre d'essais nécessaires à la calibration de la loi de commande. La loi de commande sur cycle inconnu à l'avance sera introduite à la section 2.4.4.

### 2.4.3.3 Validation

Cette section présente la validation des lois de commandes proposées en simulation et dans des conditions expérimentales. Elle contribue à d'étudier et de valider la prise en compte des émissions polluantes dans les LGE sur un premier cas assez simple. Dans cette section, les lois de commande sont validées sur la première application véhicule de norme Euro 5. Ce véhicule est décrit dans la section 2.2.1. Cette norme s'imposait aux moteurs des véhicules neufs vendus de 2011 à 2015. Ces derniers n'étaient généralement pas pourvus d'un système de post-traitement des  $\text{NO}_x$ .

Cette section permet par ailleurs de décrire la méthode de calibration les LGE et en particulier le compromis réglable entre  $\text{NO}_x$  et  $\text{CO}_2$ . C'est la raison pour laquelle un balayage du paramètre  $k_{fc/\text{NO}_x}$  est effectué pour étudier l'influence de ce paramètre et le fixer. Trois niveaux d'hybridation sont comparés avec des puissances maximales électriques de 14 kW, 20 kW et 30 kW. La capacité de la batterie est par ailleurs ajustée et une masse supplémentaire est ajoutée au poids total du véhicule tel que décrit dans le tableau 2.1. Il s'agit du moteur et du véhicule décrits dans la section 2.2.1. La puissance du moteur thermique est donc constante et elle vaut 70 kW.

Type de véhicule	Masse [kg]	Puissance mot. élec. (kW)	Capacité batterie [kWh]
(A) Conventionnel	1470	-	-
(A) Stop & Start	1470	-	-
(C) Full Hybrid	1580	14	2.02
(C) Full Hybrid	1630	20	2.88
(C) Full Hybrid	1715	30	4.32

TABLEAU 2.1 : Principales caractéristiques des véhicules étudiés

Les résultats des cas hybrides sont comparés à la référence (A) ("tout thermique") avec et sans système Stop & Start. Pour chaque cas, le multiplicateur de Lagrange  $\lambda$  est calculé selon la méthode décrite ci-dessous.

**Validation en simulation** Les résultats de simulation sont présentés sur les figures 2.8 et 2.9 pour les cycles de conduite FTP et NEDC. Ces simulations sont effectuées pour différents réglages du paramètre  $k_{fc/NO_x}$ , allant de l'optimisation de la consommation de carburant seule à l'optimisation des  $NO_x$  seuls. Les variations de la consommation de carburant ("FC") et des émissions de  $NO_x$  sont représentées en absolu ((a) et (c)) et en relatif ((b) et (d)) par rapport à la stratégie optimisant la consommation seule ( $k_{fc/NO_x} = 0$ ).

Le paramètre de pondération  $k_{fc/NO_x}$  ira de 0 à 0,65 (c.-à-d. du minimum de consommation carburant au minimum d'émissions  $NO_x$ ). Au-delà de 0.65, il est impossible de trouver une valeur du multiplicateur de Lagrange assurant un état de charge batterie final égal à l'état de charge initial. Cela peut s'expliquer par la non convexité de l'Hamiltonien.

Dans l'ensemble des simulations réalisées, la capacité batterie retenue s'est avérée suffisante pour que la trajectoire optimale de l'état de charge batterie soit réalisée.

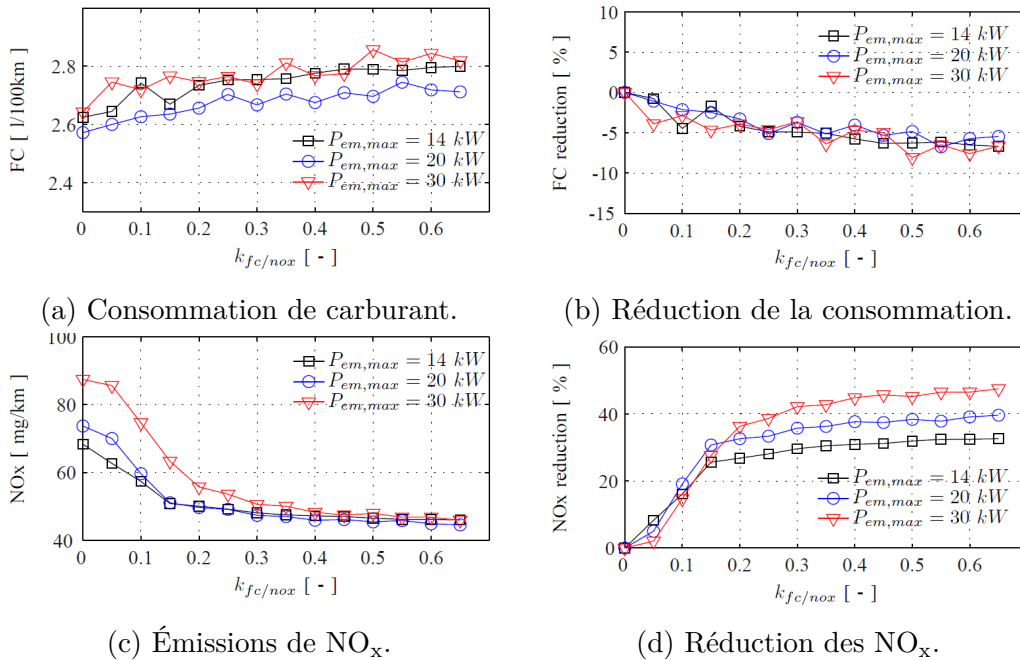


FIGURE 2.8 : Influence du paramètre  $k_{fc/NO_x}$  et du niveau d'hybridation sur les émissions et la consommation (cycle FTP).

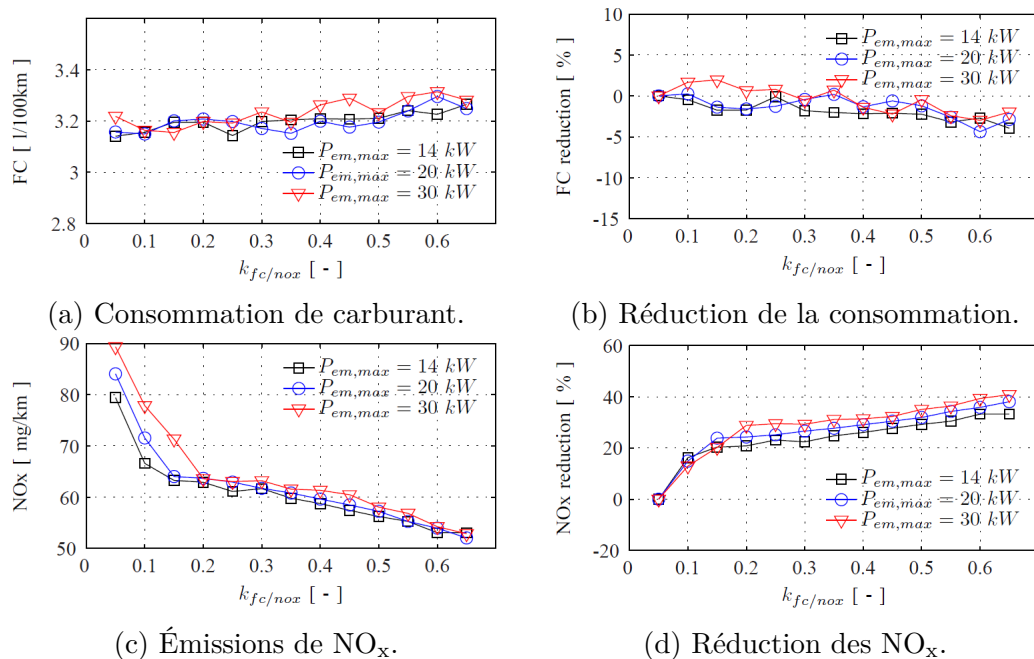


FIGURE 2.9 : Influence du paramètre  $k_{fc/NO_x}$  et du niveau d'hybridation sur les émissions et la consommation (cycle NEDC).

On observe que les lois de commande permettent d'atteindre les résultats attendus puisque les émissions de NO<sub>x</sub> et la consommation de carburant évoluent bien de manière cohérente avec le paramètre de réglage  $k_{fc/NO_x}$ . On observe également une chute importante des NO<sub>x</sub> lorsqu'elles sont considérées dans la stratégie, alors que la consommation de carburant varie de manière plus linéaire et modérée.

**Ces résultats montrent que la prise en compte des NO<sub>x</sub> dans les LGE permet de réduire significativement ces émissions polluantes (40 %), tout en augmentant la consommation de carburant de manière très limitée (moins de 5 %).**

On remarque également que l'augmentation de la puissance de la machine électrique (et donc du niveau d'hybridation) n'apporte pas toujours de gains sur les émissions et la consommation de carburant. Ce point fait l'objet d'une étude spécifique entre les interactions entre le dimensionnement du niveau d'hybridation et les choix des LGE, présentée dans la section 2.6.2.

Les figures 2.10 et 2.11 représentent les points de fonctionnement choisis par les LGE sur les cartographies de consommation de carburant et de NO<sub>x</sub>.

Il s'agit du cas 30 kW et du cycle NEDC. Les points rouges correspondent aux LGE optimisant uniquement la consommation de carburant. Les points bleus correspondent à celles qui tiennent aussi compte des émissions de  $\text{NO}_x$  ( $k_{fc/\text{NO}_x} = 0.65$ ).

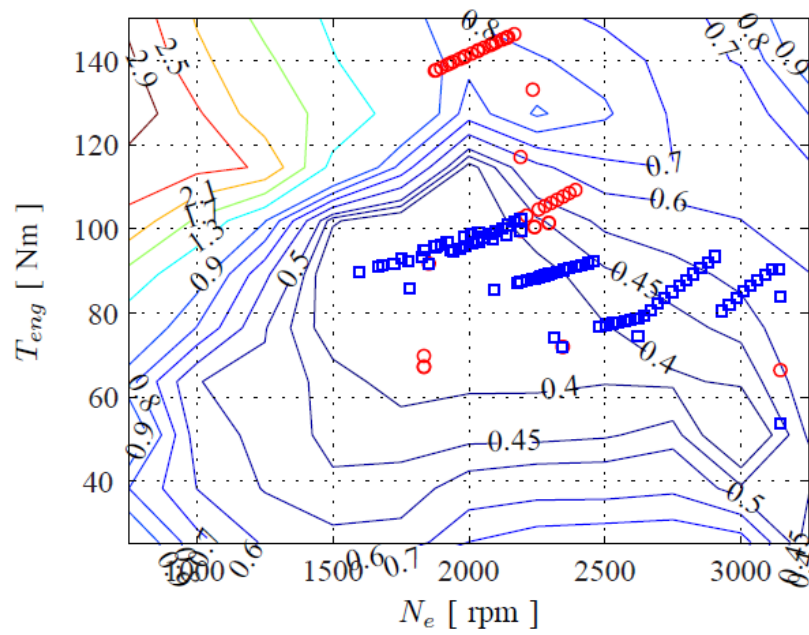


FIGURE 2.10 : Points de fonctionnement du moteur thermique pour  $k_{fc/\text{NO}_x} = 0$  (rouge) et 0,65 (bleu) sur la cartographie de consommation spécifique [kg/kW.s] (cycle NEDC).

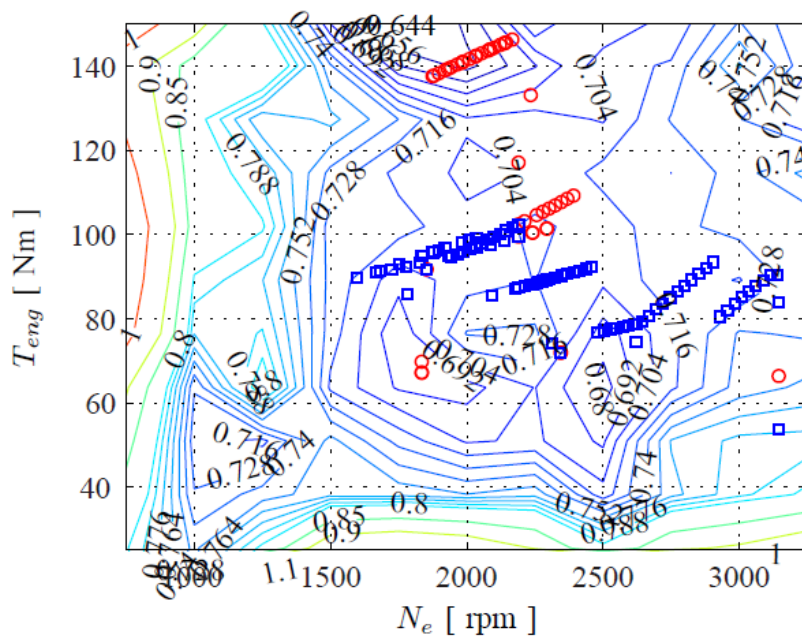


FIGURE 2.11 : Points de fonctionnement du moteur thermique pour  $k_{fc/NO_x} = 0$  (rouge) et 0,65 (bleu) sur la cartographie de  $NO_x$  spécifique [kg/kW.s] (cycle NEDC).

On observe que dans le cas optimisant exclusivement la consommation de carburant ( $k_{fc/NO_x} = 0$ , en rouge), le moteur Diesel est principalement utilisé à des charges élevées, synonymes d'efficacité élevée, mais également de  $NO_x$  élevées. Dans le cas d'optimisation mixte ( $k_{fc/NO_x} = 0.65$ , en bleu), les points de fonctionnement sélectionnés sont situés à charge moyenne. Cette zone de la cartographie du moteur représente un bon compromis entre les émissions de  $NO_x$  et la consommation de carburant.

**Validation expérimentale** Cette section présente les premiers résultats expérimentaux obtenus sur banc moteur HiL. Quatre configurations véhicules ont été comparées :

- Véhicule (A) : Référence "tout thermique" sans système Stop & Start ;
- Véhicule (A) : Référence "tout thermique" avec système Stop & Start : permet d'évaluer les gains liés à la suppression des phases de ralenti ;
- Véhicule (C) : Full Hybrid 20 kW avec LGE mixte orientée plutôt consommation de carburant  $k_{fc/NO_x} = 0, 20$  ;

- Véhicule (C) : Full Hybrid 20 kW avec LGE mixte orientée plutôt  $\text{NO}_x$   
 $k_{fc/\text{NO}_x} = 0,5$ .

Les résultats des essais sont présentés dans le tableau 2.2. Ils sont obtenus à bilan batterie nul, c'est-à-dire que l'état de charge batterie final est égal à sa valeur initiale. Puisque dans cette section le cycle de conduite est connu à l'avance, on prépare les essais en simulation et ajuste la calibration de la stratégie pour parvenir à un bilan batterie nul. En pratique, celui-ci n'est jamais exactement nul et l'on cherche à réaliser deux essais suffisamment proches du bilan batterie nul, l'un avec un écart d'état de charge légèrement positif, l'autre avec un écart légèrement négatif. On en déduit un intervalle dans lequel se trouve la consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  à bilan batterie nul. Une interpolation est même possible, mais doit être interprétée avec précaution puisque les émissions de  $\text{NO}_x$  n'évoluent pas forcément linéairement avec l'état de charge batterie.

Véhicule	A	A	C	C
Masse (kg)	1470	1470	1630	1630
Stop & Start	-	Oui	Oui	Oui
Puissance Moteur élec.	-	-	20 kW	20 kW
$k_{fc/\text{NO}_x}$ (LGE)	-	-	0.2	0.5
Conso. [l/100km]	4.5	4.16	3.43	3.5
$\text{NO}_x$ [mg/km]	109	100	82	67
HC [mg/km]	120	111	20	27

TABLEAU 2.2 : Résultats expérimentaux sur le cycle NEDC

On observe que :

- le système Stop & Start apporte une réduction de la consommation de carburant de l'ordre de 8 % et des  $\text{NO}_x$  de 9 %. Ce résultat est très dépendant de la durée des phases de ralenti du cycle de conduite considéré ;
- la LGE la plus orientée sur la consommation de carburant ( $k_{fc/\text{NO}_x} = 0,2$ ) permet bien d'obtenir la plus faible consommation de carburant, avec une réduction de 24 % par rapport à la référence "tout thermique" sans Stop & Start ;
- la LGE avec  $k_{fc/\text{NO}_x} = 0,5$  permet bien d'obtenir les émissions de  $\text{NO}_x$  les plus faibles avec une baisse de 39 % par rapport à la référence, tout

en conservant la majeure partie des gains sur la consommation (22 % contre 24 %).

La figure 2.12 représente les valeurs instantanées de certaines grandeurs mesurées lors des essais. Les résultats sont obtenus pour l'architecture C (Full Hybrid) sur le cycle de conduite NEDC. Deux réglages des LGE sont comparés : l'un privilégiant la réduction de la consommation de carburant, l'autre les émissions de  $\text{NO}_x$ .

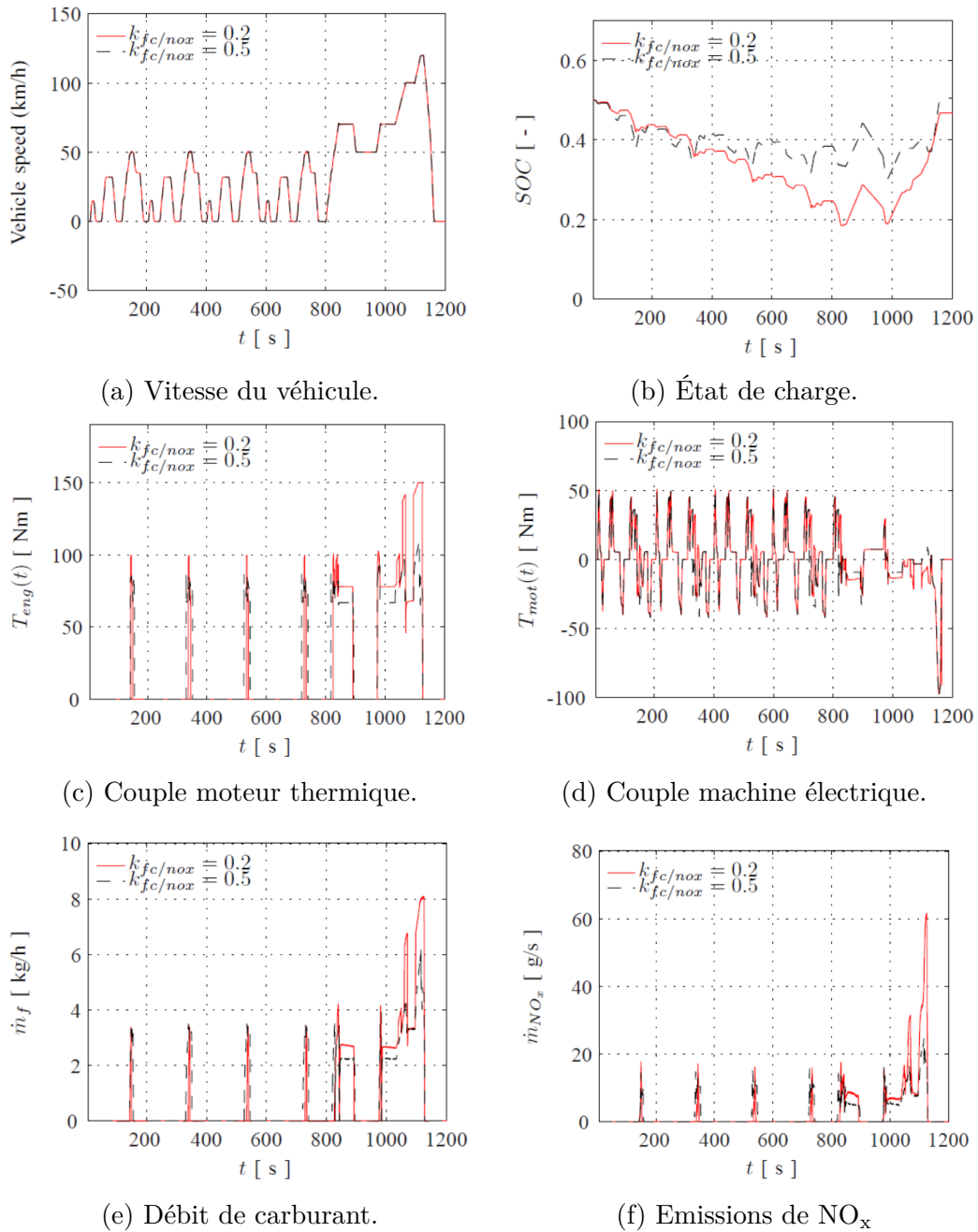


FIGURE 2.12 : Comparaison entre les LGE visant à réduire la consommation (rouge) et les  $\text{NO}_x$  (pointillé noir) pour un NEDC.

On observe que les périodes d'allumage du moteur thermique sont globalement semblables entre les deux cas. Pour optimiser la consommation de



carburant, la machine électrique est principalement utilisée pour la traction pendant la partie urbaine du cycle, tandis que le moteur Diesel est principalement utilisé à des charges élevées pendant la partie extra-urbaine pour recharger la batterie. La différence apparaît surtout dans la dernière partie (extra-urbaine) du cycle de conduite où la stratégie axée consommation choisit des points de fonctionnement relativement chargés (autour de 150 Nm), conduisant à une hausse drastique des  $\text{NO}_x$ . On remarque également que la plage des variations de l'état de charge batterie est réduite de moitié dans le cas privilégiant les  $\text{NO}_x$ , en noir. Cela s'explique, car le comportement est moins "binaire" que dans le cas de la stratégie axée consommation puisque les points de fonctionnement sont situés à des niveaux de charge (et donc de puissance) intermédiaire.

On observe également que le bilan batterie de la LGE la plus orientée sur la consommation de carburant ( $k_{fc/\text{NO}_x} = 0,2$ ) est légèrement négatif (-4%), ce qui veut dire qu'elle a bénéficié d'un peu d'énergie gratuite par rapport à l'autre LGE et aux références non hybridées. En conséquence, ces scores de consommation et de  $\text{NO}_x$  sont légèrement sous-estimés, sans que cela soit significatif.

Les figures 2.13b, 2.13c et 2.13d représentent les points de fonctionnement du moteur thermique pour le véhicule conventionnel et pour les hybrides optimisant la consommation et les  $\text{NO}_x$ .

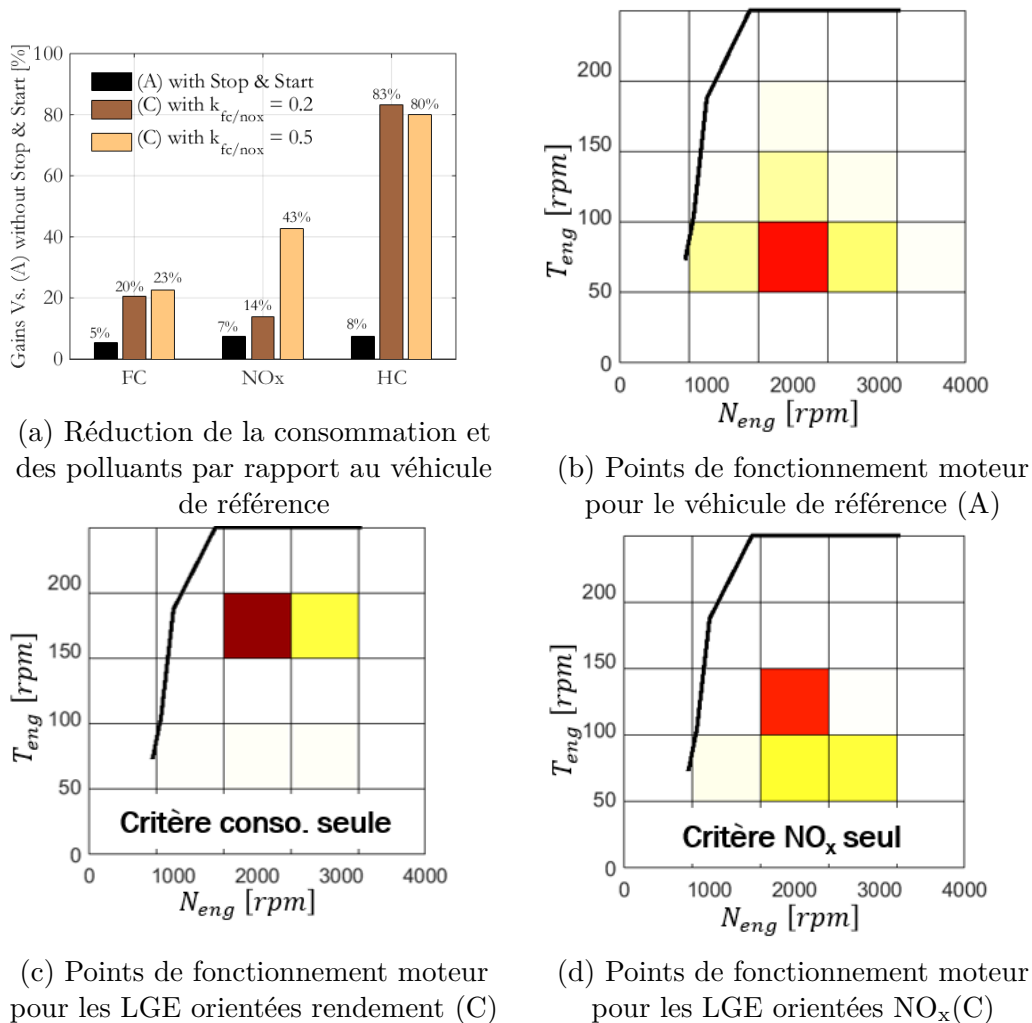


FIGURE 2.13 : Résultats expérimentaux sur le cycle de conduite NEDC.

La comparaison des points de fonctionnement choisis est particulièrement intéressante puisque les LGE optimisant les NO<sub>x</sub> choisissent d'utiliser le moteur thermique sur des points plus chargés que dans le cas de référence. Cela s'explique, car le rendement  $\eta$  est meilleur, en raison d'une part relative plus faible des pertes par frottement qui dépendent du régime, mais varient peu en fonction du couple. Cependant, ces LGE n'utilisent pas le moteur thermique sur des points aussi chargés que dans le cas optimisant la consommation. Cela s'explique probablement parce que ces points sont situés dans une zone de fonctionnement où la recirculation des gaz brûlés doit être limitée pour ne pas trop augmenter la durée de la combustion. Cela confirme les résultats de simulation représentés sur les figures 2.10 et 2.11.

## 2.4.4 Commande en temps réel

### 2.4.4.1 Méthode

Les stratégies optimales précédemment présentées nécessitent une connaissance a priori du cycle de conduite (profil de vitesse et pente du véhicule) qu'il est impossible d'obtenir parfaitement en conditions réelles.

Cette section présente l'ECMS [36, 19], une loi de gestion de l'énergie heuristique, applicable en temps-réel, et partiellement basée sur la théorie du contrôle optimal présentée dans la section 2.4.1.

L'ECMS consiste à considérer la batterie (énergie électrique) comme un réservoir de carburant auxiliaire. La commande (répartition de couple entre les deux moteurs) est calculée de manière à minimiser à chaque instant une somme entre la consommation de carburant et une consommation équivalente de la batterie, définie par la variation de son énergie (état de charge) pondérée par un facteur de pondération  $\lambda$ , appelé aussi facteur d'équivalence :

$$\dot{m}_f(u_1, u_2, t) + \lambda(t) \cdot \dot{\xi}(u_1, u_2, \xi) \quad (2.17)$$

Dans notre cas, pour tenir compte des émissions polluantes, l'ECMS est adapté sur le même principe que pour le cas optimal et cette fonction à minimiser devient :

$$(1 - k_{fc/NO_x}) \cdot \dot{m}_f(u_1, u_2, t) + k_{fc/NO_x} \cdot \dot{m}_{NO_x TP}(u_1, u_2, t) + \lambda(t) \cdot \dot{\xi}(u_1, u_2, \xi) \quad (2.18)$$

Cette grandeur est minimisée à chaque instant. Elle présente de forte similitude avec les équations 2.9 et 2.13 dans lesquelles  $\lambda$  est l'état adjoint associé à l'état de charge de la batterie. Dans cette formule  $\lambda$  agit comme un poids sur le prix de l'énergie électrique : plus il est grand, plus elle est coûteuse et plus l'énergie thermique sera privilégiée (et inversement).

L'avantage de cette stratégie réside dans le fait qu'elle ne dépend que d'un seul paramètre dont il suffit de connaître la valeur initiale et la dynamique. Comme évoqué précédemment, la trajectoire optimale est obtenue pour une valeur de  $\lambda$  constante et permettant d'obtenir un bilan batterie nul sur le cycle de conduite.

Cependant, en conditions de conduite réelles, il n'est pas possible de calculer a priori cette valeur de  $\lambda$  car le cycle n'est pas parfaitement connu. Pour surmonter ces incertitudes, l'ECMS consiste à faire varier  $\lambda$  à chaque instant et à s'en servir pour établir une régulation en boucle fermée : (pour plus de détails, voir [21]) :

$$\lambda(t) = \lambda_{SP} + K_p(\xi_{ref} - \xi(t)) \quad (2.19)$$

où  $\lambda_{SP}$  et  $K_p$  sont calibrés pour contrôler l'état de charge batterie. La calibration de ces paramètres est présentée dans la section 2.4.4.3. Cette relation permet de réguler l'état de charge de la batterie. En effet, lorsque celui-ci diminue,  $\lambda(t)$  va augmenter, favorisant l'utilisation du mode thermique jusqu'à recharger la batterie. Dans cette thèse, une simple correction proportionnelle a été utilisée pour cet asservissement, mais dans la littérature des régulations plus complexes ont été proposées [37, 38]. L'absence d'une correction intégrale peut s'expliquer par le fait qu'ici l'erreur statique n'est pas vraiment une problématique : on ne cherche pas à asservir précisément l'état de charge de la batterie au centre de la plage admissible, mais plutôt à empêcher d'atteindre les bornes de cette plage.

Même si la stratégie en ligne n'est pas une stratégie de contrôle optimal, son comportement en est proche, tant que le Etat de charge batterie (SoC) reste autour de la valeur cible  $\xi_{ref}$ . Ce paramètre est directement donné par les spécifications de la batterie et dans le cas à l'étude, sa valeur est de 50 % (les limites inférieures et supérieures du SoC étant de 25% et 75%).  $\lambda_{SP}$  et  $K_p$  permettent de contrôler l'amplitude des variations du SoC. Ces paramètres sont réglés sur une séquence de cycles de conduite représentatifs de nombreuses conditions de conduite.

La figure 2.14 représente la trajectoire de l'état de charge batterie pour un cycle de conduite long et trois réglages différents des LGE. Le cycle de conduite est composé d'un NEDC, suivi d'un Federal Test Procedure (FTP). Cette figure vise à illustrer l'impact des paramètres du régulateur en ligne. Les trois réglages sont les suivants :

- 1) En pointillé noir, la calibration choisie. La valeur de  $\lambda_{SP}$  a été obtenue en calculant la moyenne de la valeur optimale sur un ensemble de cinq cycles de conduite (bilan batterie nul).  $K_p$  a été choisi pour contrôler la trajectoire de l'état de charge batterie dans sa plage utile sur ces cinq cycles ;
- 2) En trait plein bleu, la valeur de  $\lambda_{SP}$  a été augmentée ;
- 3) En trait plein rouge, la valeur de  $K_p$  a été augmentée.

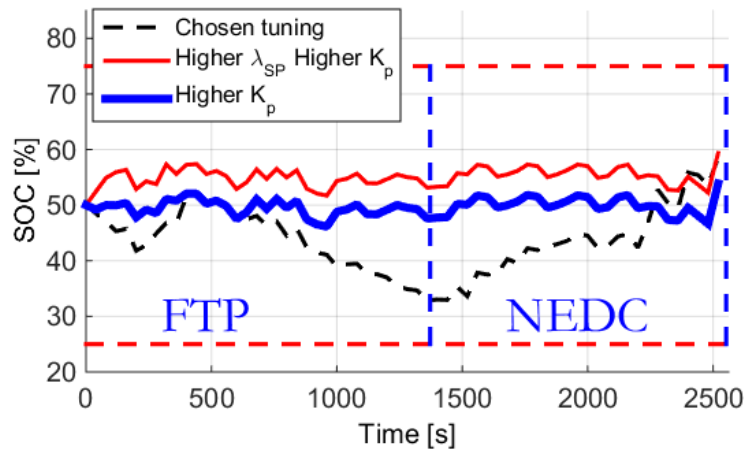


FIGURE 2.14 : Exemple de calibration de la régulation du SOC

Comme l'illustre la figure 2.14 (pour seulement FTP et NEDC),  $\lambda_{SP}$  fixe la valeur moyenne SoC et  $K_p$  définit l'ampleur de son écart.  $\lambda_{SP}$  doit être choisi tel que la moyenne SoC corresponde à la valeur cible. Le gain proportionnel  $K_p$  doit être fixé aussi bas que possible, et sera inversement proportionnel à la capacité de la batterie. Une calibration trop élevée du  $K_p$  augmente la consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  parce que les points de fonctionnement du moteur s'écartent de leur trajectoire optimale. Dans l'exemple de la figure 2.14, le réglage retenu est celui se référant à la courbe pointillée.

**Remarque :** L'asservissement présenté dans cette section ne permet pas de garantir que les bornes de l'état de charge batterie ne seront jamais atteintes. Il permet d'obtenir que dans la majorité des cas de vie, elles ne le soient pas. C'est la raison pour laquelle les LGE intègre également un second dispositif de régulation venant interdire tout couple positif de la machine électrique en dessous de la borne inférieure de l'état de charge et tout couple négatif au-dessus de la borne supérieure. Si la loi de commande est correctement calibrée et le dimensionnement de la batterie normalement réalisé, ce dispositif de sécurité ne se déclenche que dans des cas exceptionnels.

#### 2.4.4.2 Zoom sur cycle FTP

Cette section illustre les différences de comportements entre les LGE hors-ligne et en ligne sur le cycle FTP. Le tableau 2.3 présente la consommation

de carburant et les  $\text{NO}_x$  sur un cycle de conduite spécifique, à savoir le FTP.

	Conso. (l/100 km)	Gain Conso. / Reference (%)	NOx emissions (mg/km)	Gain NOx / Reference (%)
Ref.	4.58	-	178	-
LGE hors-ligne	2.78	39	65	64
LGE en ligne	3.03	34	92	48

TABLEAU 2.3 : Consommation de carburant et émissions de  $\text{NO}_x$  (cycle FTP).

L'adaptation en temps-réel des LGE entraîne une légère hausse de la consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  par rapport au cas optimal hors-ligne (cycle connu a priori). L'adaptation en temps réel des LGE permet toutefois de conserver la majorité des gains liés à l'hybridation.

La figure 2.15 permet de comparer les points de fonctionnement choisis par les LGE entre le cas où le cycle de conduite est connu a priori (hors-ligne, figure du haut) et dans le cas contraire qui correspond à un roulage réel (en ligne, figure du bas).

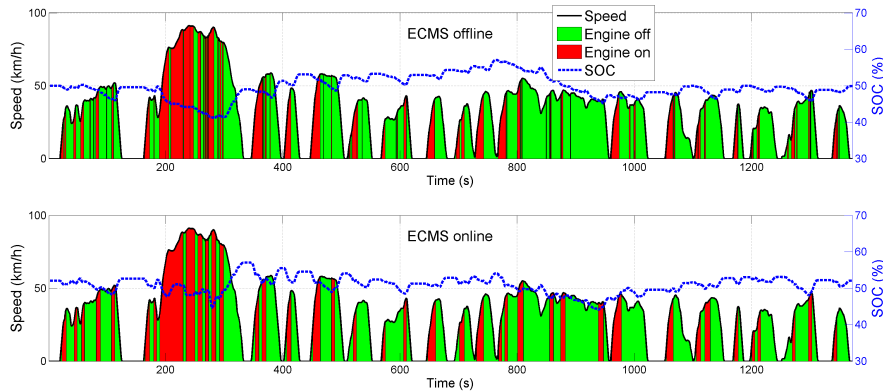


FIGURE 2.15 : Etat de charge batterie et arrêt/redémarrage du moteur thermique entre les LGE hors ligne et en ligne (FTP).

Dans le cas de l'adaptation en ligne des LGE, on peut remarquer que la plage de variation du SoC est plus centrée. On observe cependant qu'à

l'exception des moments où l'état de charge s'écarte de sa valeur cible, le comportement des deux LGE est très proche.

Les figures 2.17 et 2.16 représentent les points de fonctionnement choisis par les LGE dans les cas hors-ligne et en ligne. L'arrière-plan de la figure 2.16 représente la fonction coût utilisée dans les LGE

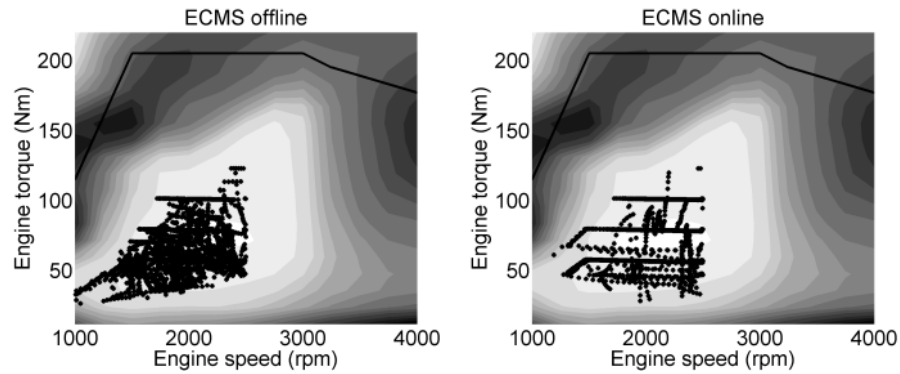


FIGURE 2.16 : Points de fonctionnement du moteur thermique sur la fonction de coût des LGE pour la stratégie hors-ligne (à gauche) et la stratégie en ligne (à droite) (FTP).

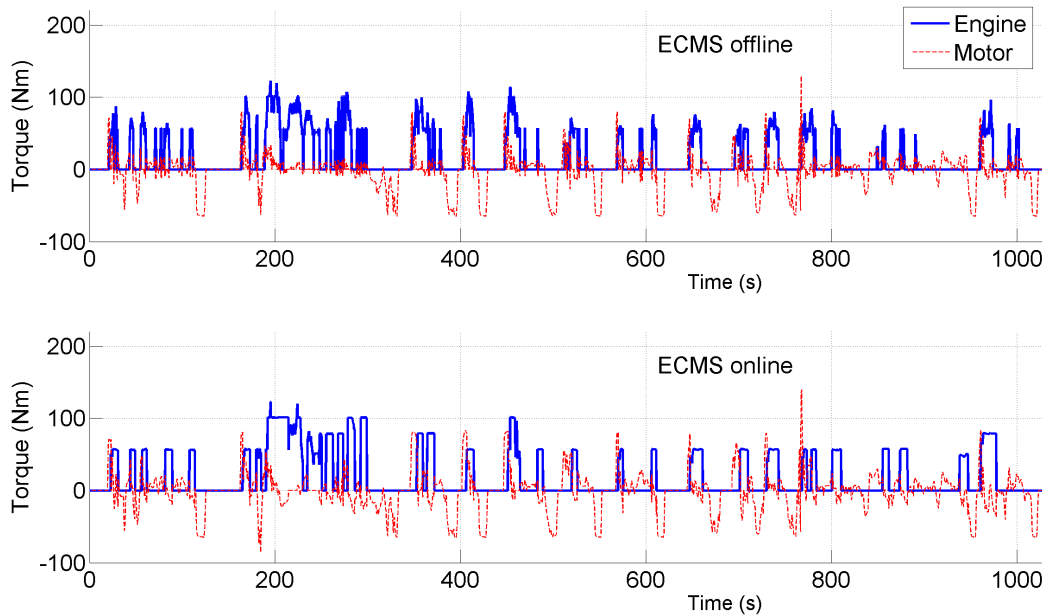


FIGURE 2.17 : Couple moteur thermique (en bleu) et électrique (en rouge) pour les LGE hors-ligne (en haut) et en ligne (en bas) (FTP).

Ces figures confirment que, même lorsque l’adaptation en ligne est activée, le moteur thermique est toujours utilisé dans la même plage de fonctionnement. En effet, les points de fonctionnement du moteur, tant pour les LGE hors-ligne qu’en ligne, sont rassemblés dans la même zone de fonctionnement relativement étroite qui correspond à la plage optimale. Cela explique pourquoi les résultats sont si proches entre les stratégies hors ligne et en ligne.

#### 2.4.4.3 Validation sur cycles aléatoires

L’objectif de cette section est d’étudier les performances et la robustesse des LGE sur un large panel de conditions de conduite. Pour ce faire, les LGE sont testées sur une centaine de cycles générés de manière stochastique. Pour chaque cycle, les résultats en ligne et hors ligne (optimaux) sont comparés.

Il s’agit du moteur et du véhicule décrits dans la section 2.2.1. Dans cette section, le cycle de conduite n’est plus connu a priori et la gestion d’énergie est donc réalisée en ligne, au fur et à mesure du roulage comme dans des conditions réelles.



Les performances et la robustesse des LGE sont testées sur des cycles de conduite représentatifs des conditions réelles. Une modélisation stochastique des conditions de conduite est utilisée pour générer de nombreux cycles aléatoires. Elle permet de valider la stratégie de contrôle sur de nombreuses conditions de conduite.

De tels modèles d'accélération du véhicule ont été proposés dans la littérature (voir [11] et [24]). Ils sont tous basés sur des chaînes Markov. Une chaîne de Markov est un processus stochastique discret dirigé par la propriété de Markov qui postule que l'état suivant ne dépend que de l'état actuel et non du passé. L'accélération future ne dépend que de l'état actuel du véhicule défini par la vitesse et l'accélération actuelles. Les densités de probabilités modélisant l'accélération future sont calculées à partir d'une base de données de trajet.

Cette base de données est composée à la fois de cycles de conduite officiels (p. ex. NEDC, FTP, Artemis) et d'enregistrements de conduite en usage réel. Cette caractérisation de conduite permet de concevoir des cycles de conduite générés de manière stochastique. Ces cycles suivent la même représentation stochastique que ceux de la base de données.

La figure 2.18 présente trois exemples d'itinéraires générés aléatoirement. On peut remarquer que les trajectoires de vitesse sont radicalement différentes.

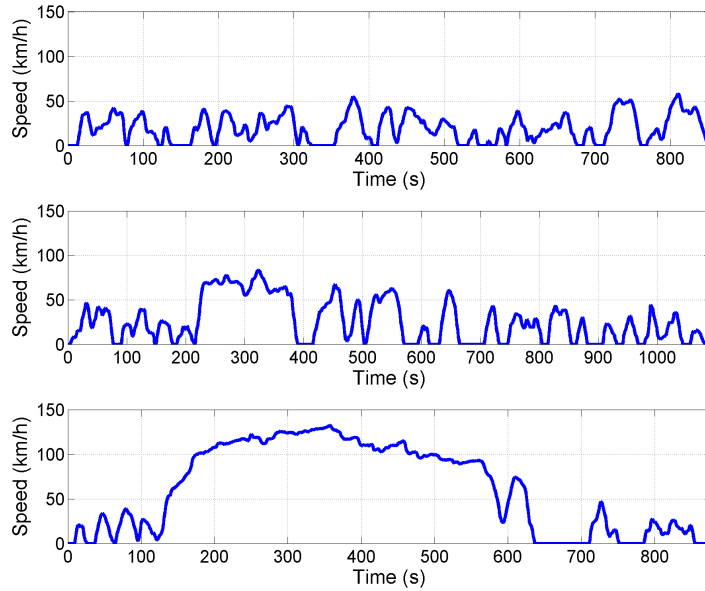


FIGURE 2.18 : Cycles de conduite générés (urbains, routiers et péri-urbains).

Cent cycles sont générés pour tester la robustesse de la stratégie de contrôle. La figure 2.19 illustre les caractéristiques en termes de vitesse, d'accélération, de durée et de distance des cent cycles générés aléatoirement.

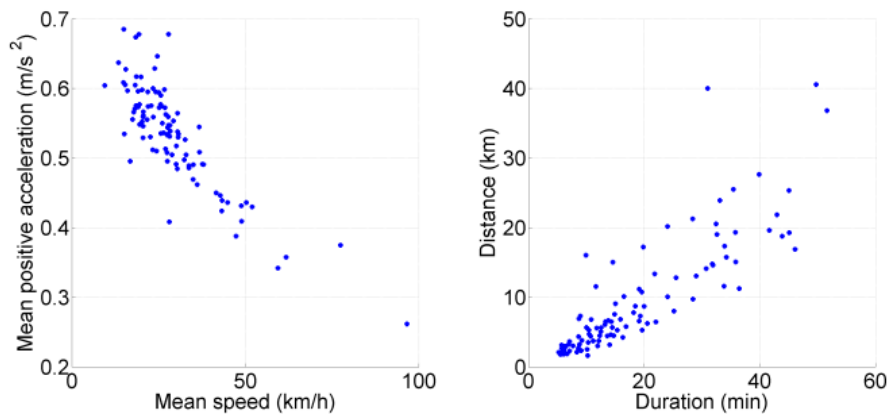


FIGURE 2.19 : Caractéristiques des cycles de conduite générés.

Pour chaque cycle de conduite, on compare la consommation de carburant et les émissions  $\text{NO}_x$  de trois cas : la référence non hybridée (A), les LGE

hors-ligne du véhicule Full Hybrid (C) (multiplicateur de Lagrange constant) et les LGE en ligne du véhicule Full Hybrid (C) avec un multiplicateur de Lagrange régulé et la prise en compte des contraintes d'agrément. La valeur du compromis réglable des LGE est ici fixée à  $k_{fc/NO_x} = 0.5$ .

Pour les cas hybrides, les résultats sont obtenus à bilan batterie nul pour chaque cycle, de sorte que les résultats peuvent être comparés équitablement. Dans le cas hors-ligne, le bilan batterie nul est obtenu à l'aide d'une dichotomie sur le multiplicateur de Lagrange. Dans le cas en ligne (pour lequel l'état-adjoint est régulé en fonction du SoC), le bilan batterie nul est obtenu à l'aide d'une dichotomie sur l'état de charge initial de la batterie.

Les tableaux 2.5 et 2.4 présentent les valeurs moyennes et les écarts-types de la consommation de carburant et des émissions de  $NO_x$ .

	Moyenne $NO_x$	Ecart-type $NO_x$	$NO_x$ Gain / (A)
(A) Ref. non hybride	304 mg/km	65 mg/km	-
(C) Hybride cycle connu	97 mg/km	24 mg/km	68%
(C) Hybride temps-réel	119 mg/km	34 mg/km	61%

TABLEAU 2.4 : Émissions de  $NO_x$  sur 100 cycles aléatoires.

	Moyenne Conso.	Ecart-type Conso.	Gain Conso. / (A)
(A) Ref. non hybride	5.4 L/100km	0.7 L/100km	-
(C) Hybride cycle connu	3.2 L/100km	0.5 L/100km	41%
(C) Hybride temps-réel	3.5 L/100km	0.5 L/100km	36%

TABLEAU 2.5 : Consommation de carburant sur 100 cycles aléatoires.

La comparaison entre les cas conventionnels (moteur thermique seul) et les cas hybrides montre que l'hybridation permet de réduire la consommation de carburant d'environ 40 % et les émissions de  $NO_x$  d'environ 60 %. Il est

intéressant de remarquer que l'écart type est significativement abaissé grâce à l'hybridation. Consommation de carburant et émissions polluantes sont donc moins sensibles aux conditions de conduite dans les cas hybrides.

Les résultats sont illustrés sur la figure 2.20 où la consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  sont représentées pour chacun des cinquante premiers cycles générés aléatoirement. Les barres grises correspondent aux scores des LGE optimales ("ECMS offline" dans la légende). Les barres blanches correspondent à l'excédent de consommation de carburant et d'émission de  $\text{NO}_x$  des LGE en temps réel ("ECMS online" dans la légende). Les barres noires correspondent à l'excédent de consommation de carburant et d'émission de  $\text{NO}_x$  de l'architecture (A) non hybridée ("Engine only").

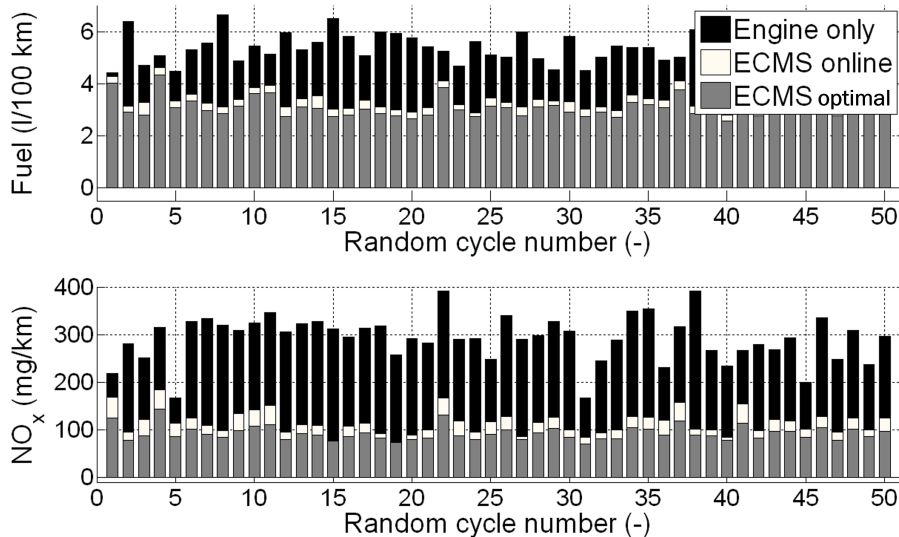


FIGURE 2.20 : Consommation de carburant et  $\text{NO}_x$  sur 50 cycles générés pour les cas thermique seul, hybride en ligne et hors-ligne.

Ces résultats sont illustrés sur la figure 2.20 où la consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  sont représentées pour chacun des cinquante premiers cycles générés aléatoirement. On observe que les scores des LGE en temps réel sont proches des valeurs optimales. La plupart des gains de l'hybridation sont donc conservés. On observe aussi que l'hybridation tend à réduire la sensibilité des scores au cycle de conduite puisque les consommations de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  sont moins dispersées.

La robustesse de la stratégie de contrôle en ligne est évaluée en comparant ses résultats avec la version hors-ligne qui est utilisée comme référence puisque ses résultats sont optimaux. La figure 2.21 montre la perte relative de performance de la stratégie en ligne par rapport à la stratégie hors-ligne. Celle-ci est due à la nécessité de réguler l'état de charge de la batterie lorsque les conditions de conduite ne sont pas connues à l'avance. En conséquence, la capacité de la batterie a un fort impact sur cette perte de performance. En effet, plus la batterie est grande, moins le régulateur en ligne doit être actif. Ici, la batterie est relativement petite (450 Wh), pour montrer que de forts gains sont possibles dans des conditions de conduite variées et représentatives. Une capacité batterie limitée est suffisante en raison de la zone optimale de fonctionnement du moteur située à moyenne charge pour ces LGE tenant compte des émissions polluantes et de la consommation.

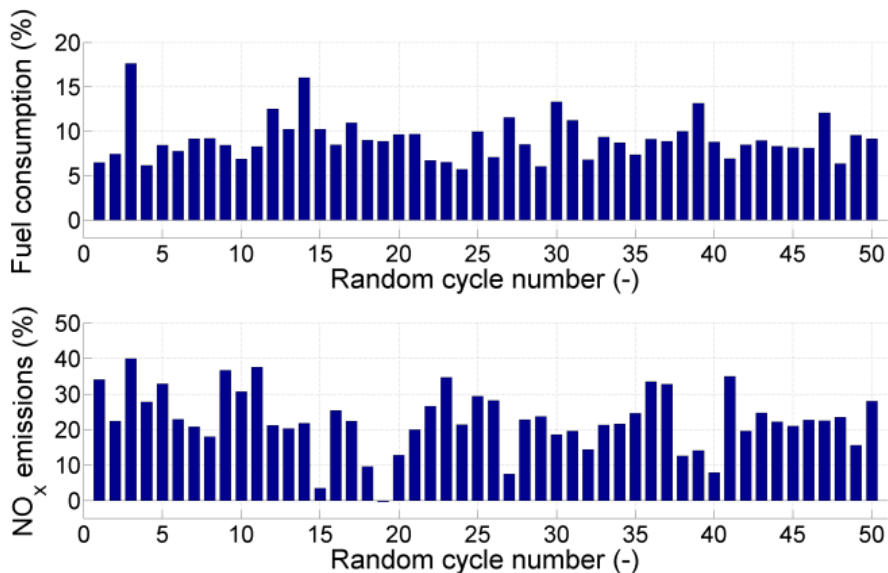


FIGURE 2.21 : Consommation et NO<sub>x</sub> sur 50 cycles générés. Différence relative entre les LGE en ligne et hors-ligne.

On observe une dégradation moyenne de 9 % de la consommation de carburant et de 22 % des émissions de NO<sub>x</sub> à la suite de la mise en place de l'adaptation temps réel des LGE. La majeure partie des gains liés à l'hybridation sont conservés.

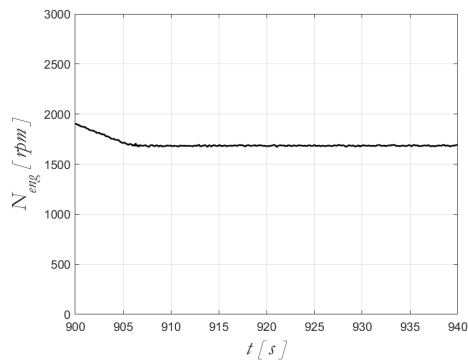
## 2.5 Prise en compte des régimes transitoires du moteur

### 2.5.1 Principe de l'hybridation pendant les transitoires

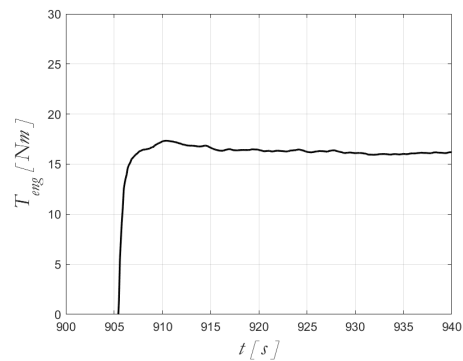
Cette section détaille l'approche de contrôle permettant de tenir compte des phénomènes dynamiques du moteur thermique.

L'objectif de cette loi de commande est d'utiliser la machine électrique pour diminuer la sollicitation du moteur thermique dans les phases où les gaz brûlés ne sont pas encore disponibles à l'admission. Elle choisit alors un point de fonctionnement moins chargé pour le moteur thermique, tout en assurant la demande de couple à la roue du conducteur à l'aide de la machine électrique.

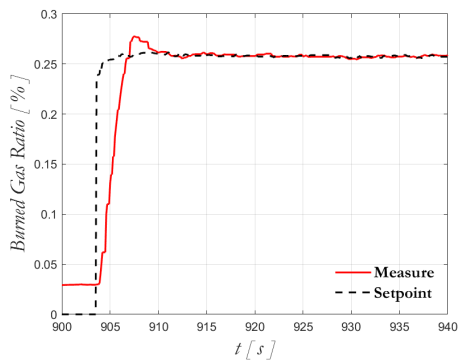
Cette loi de commande est un complément important des LGE présentées dans les sections précédentes. En effet, celles-ci sont basées sur une modélisation quasi-statique du moteur thermique. Elles choisissent les points de fonctionnement optimaux du moteur en termes d'émissions polluantes et de consommation de carburant, sans tenir compte des phénomènes dynamiques. Cela s'avère problématique, car des émissions supplémentaires de  $\text{NO}_x$  surviennent pendant les phases transitoires, comme illustré sur la figure 2.22. La figure 2.22 représente l'évolution temporelle des émissions de  $\text{NO}_x$  (d) et du taux de gaz brûlés à l'admission (c) durant un transitoire de couple (b) à iso régime du moteur thermique (a).



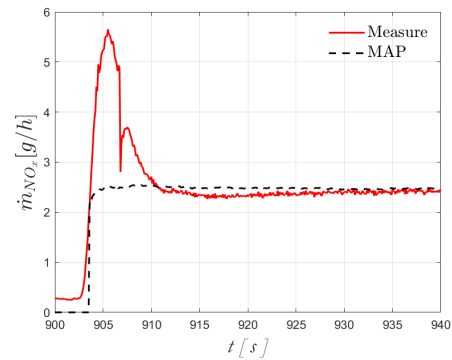
(a) Régime moteur thermique.



(b) Couple moteur thermique.



(c) Taux de gaz brûlés à l'admission



(d) Émissions de NO<sub>x</sub>

FIGURE 2.22 : Émissions de NO<sub>x</sub> au cours d'un transitoire de couple et dynamique du taux de gaz brûlés à l'admission (mesure au banc moteur).

On observe que le circuit EGR ne réagit pas de manière instantanée, puisque le taux de gaz brûlé à l'admission (trait plein rouge) met quelques secondes avant de converger vers sa valeur finale. Cette valeur finale, illustrée en trait pointillé noir ("setpoint"), est le résultat de la calibration du moteur. Elle dépend du régime, du couple et de la température d'eau pour gérer les démarrages à froid. En conséquence, pendant quelques secondes, la combustion a lieu avec une sous-réalisation du taux de gaz brûlés à l'admission qui sont remplacés par de l'air frais, entraînant des émissions supplémentaires par rapport à leur niveau en régime permanent (courbe "MAP" en pointillé noir obtenue par interpolation sur une cartographie régime-charge caractérisée expérimentalement).

**Remarque :** Les phases transitoires mentionnées dans cette section correspondent aux transitoires de couple du moteur thermique (et pas forcément aux transitoires de vitesse). Les deux sont liés, mais

il est important de préciser que les transitoires de couple sont le résultat du choix des LGE quasi-statiques et peuvent survenir à vitesse constante, car les LGE modifient leur choix en fonction de l'état de charge de la batterie. Enfin, il n'existe pas de relation directe entre l'amplitude d'un transitoire de vitesse et celle d'un transitoire de couple puisque les LGE quasi-statiques peuvent très bien choisir d'imposer un transitoire de couple très important (allumant directement le moteur à forte charge) en réponse à un faible transitoire de vitesse.

Les surémissions en régime transitoire de  $\text{NO}_x$  sont principalement dues au système de recirculation des gaz brûlés (appelé EGR) dont le fonctionnement est présenté dans la section 2.2.

Si la recirculation des gaz brûlés est un moyen efficace de réduire les  $\text{NO}_x$ , elle nécessite toutefois de disposer de gaz brûlés à l'échappement pour les envoyer à l'admission. Or en régime transitoire, cela peut s'avérer problématique : en effet, il est impossible de stocker ces gaz brûlés, pour des problèmes d'encrassement lorsque leur température diminue. En conséquence, lors de phases transitoires comme des passages de rapport de boîte de vitesses durant lesquels l'injection est coupée, la boucle EGR est vidangée et il est impossible d'utiliser l'EGR immédiatement à la reprise de l'injection. Ce problème apparaît également sur certains transitoires de couple. Ces surémissions de  $\text{NO}_x$  liées au transitoire peuvent avoir un impact significatif sur les émissions cumulées comme illustré sur le tableau 2.6.

Ce tableau représente pour deux cycles de conduite (NEDC et FTP), les émissions de  $\text{NO}_x$  et la consommation mesurées (colonne "Total") sur le moteur présenté en section 2.2. La colonne "QS" contient une estimation des émissions et de la consommation en fonctionnement quasi-statique, c'est-à-dire sans les surémissions et surconsommations transitoires. Elles sont calculées par interpolation sur des cartographies régime-coupe représentant les valeurs d'émission et de consommation en régime permanent. La colonne « Transit. » contient la part transitoire, c'est-à-dire la contribution relative des transitoires sur les valeurs totales de la consommation de carburant et des émissions de  $\text{NO}_x$ .



	Cycle de conduite					
	NEDC			FTP		
	Total	QS	Transit.	Total	QS	Transit.
NO <sub>x</sub>	109 mg/km	90 mg/km	15 %	170 mg/km	100 mg/km	42 %
Conso.	4.5 L/100km	4.3 L/100km	3 %	4.7 L/100km	4.4 L/100km	6 %

TABLEAU 2.6 : Estimation de la contribution des phénomènes transitoires sur les émissions totales de NO<sub>x</sub> et sur la consommation (NEDC et FTP).

On observe que les valeurs totales de la consommation de carburant sont très proches des estimations quasi-statiques. Tout d'abord, cela montre qu'une modélisation de la consommation de carburant à l'aide d'une cartographie régime-couple est bien adaptée. D'autre part, cela tend à indiquer que dans le cas de lois de gestion de l'énergie optimisant seulement la consommation de carburant, il est possible de négliger les phénomènes dynamiques dans la prise en compte du moteur thermique.

Au contraire, on observe une part transitoire plus importante pour les émissions de NO<sub>x</sub>. Cette contribution transitoire est d'autant plus forte que le cycle de conduite est dynamique : elle représente 42% des émissions totales sur le FTP au lieu de seulement 6% sur le cycle NEDC. Il est donc important de tenir compte de ces surémissions en régime transitoire dans le cas d'une Loi de Gestion de l'Énergie adaptée à l'hybride Diesel.

Remarque : les parts transitoires peuvent varier en fonction du type et de la longueur du circuit EGR utilisé.

La figure 2.23 représente les niveaux d'émissions de NO<sub>x</sub> sur un transitoire de zéro à 75 Nm réalisé pour différents gradients de couple (de 30 à 100 Nm/s). Ces résultats ont été obtenus en simulation à l'aide d'un modèle dynamique "12 gaz" réalisé à l'aide du logiciel "AMESIM".

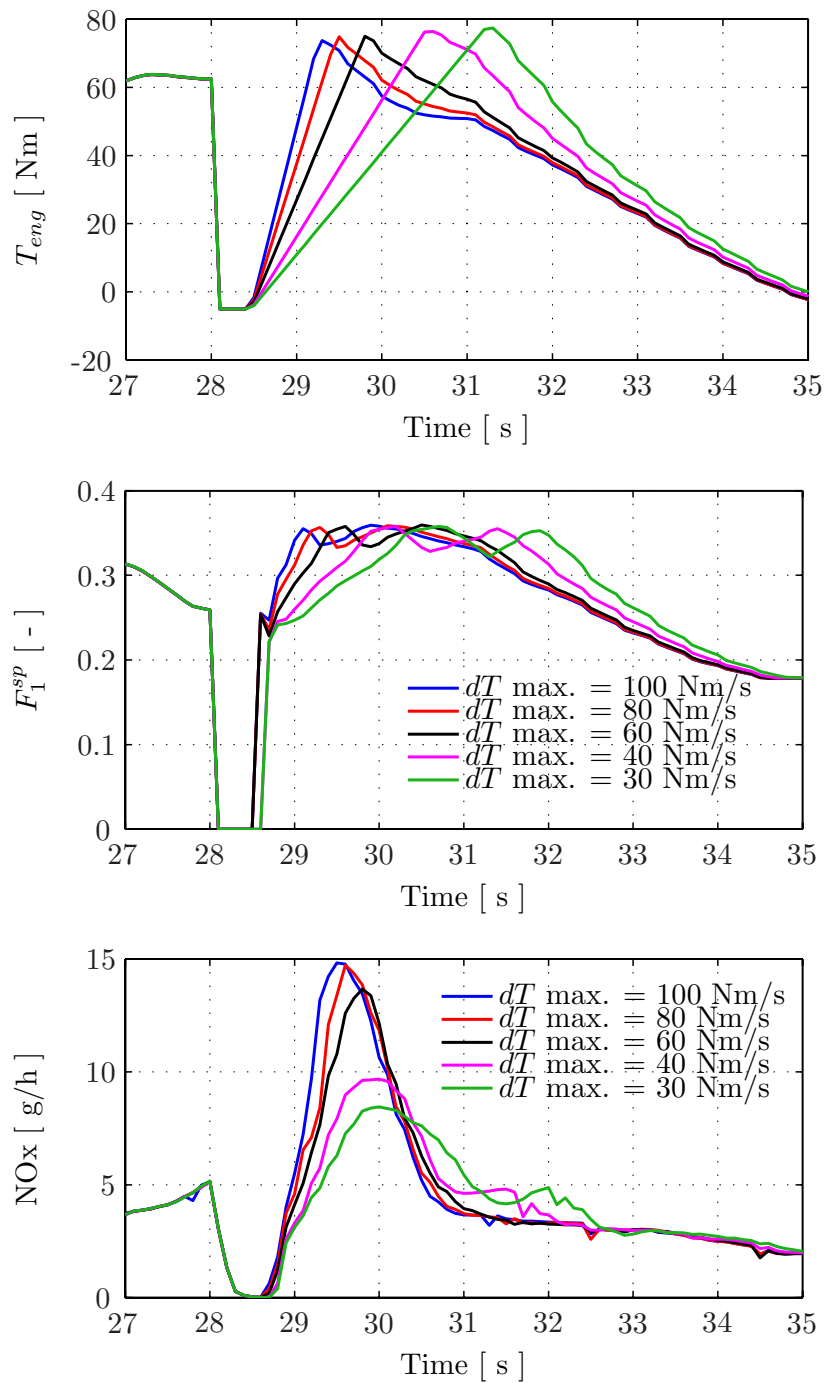


FIGURE 2.23 : Simulation de transitoires de couple pour différentes valeurs du gradient de couple. De haut en bas : couple du moteur, consigne du taux de gaz brûlés et émission de  $\text{NO}_x$  en sortie du moteur.

On observe que les surémissions de  $\text{NO}_x$  diminuent avec le gradient de couple. Cela s'explique, car le gradient de la consigne du taux de gaz brûlés diminue également, créant ainsi une trajectoire plus facile à suivre.

Pour tenir compte à la fois des phénomènes transitoires et quasi-statiques, les LGE proposées sont divisées en deux couches successives comme illustré sur la figure 2.24. Tout d'abord, des LGE quasi-statiques sélectionnent la répartition optimale du couple entre le moteur et la machine électrique sans tenir compte de l'impact des phénomènes transitoires. Cette répartition de couple permet de satisfaire la demande de couple du conducteur  $T_{wheel}(t)$ , image de la position de la pédale d'accélération.

Ensuite, une deuxième stratégie de contrôle choisit la trajectoire optimale pour relier les points définis de la première couche, tout en minimisant l'impact transitoire sur les  $\text{NO}_x$ . Les deux stratégies sont basées sur des modèles, mais elles prennent en compte différents phénomènes dynamiques. La première couche intègre des dynamiques lentes comme l'état de charge de la batterie, tandis que la deuxième couche intègre des dynamiques plus rapides comme le temps de vidange de la boucle d'air.

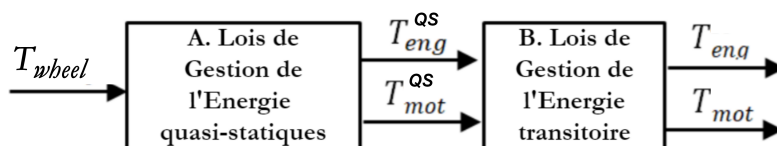


FIGURE 2.24 : Structure des LGE proposées en deux étapes successives.

Le principe de la loi de gestion de l'énergie présentée dans cette section est d'utiliser le degré de liberté apporté par l'hybridation pour diminuer les surémissions en régime transitoire de  $\text{NO}_x$ . Cela est possible en utilisant la machine électrique pour diminuer la sollicitation du moteur thermique dans les phases sur lesquelles les gaz brûlés ne sont pas encore disponibles (comme juste après un changement de rapport de boîte de vitesses). La stratégie proposée permet ainsi de placer temporairement le moteur thermique sur un point plus faiblement chargé, pour attendre que l'EGR soit de nouveau disponible, tout en assurant la demande de couple à la roue du conducteur à l'aide de la machine électrique.

Cette stratégie, placée en cascade de l'optimisation quasi-statique, va lisser la trajectoire de couple du moteur thermique durant les phases transitoires. Cette stratégie utilise une modélisation physique de la formation des  $\text{NO}_x$  permettant de tenir compte de la dynamique de la boucle d'air.

## 2.5.2 Modélisation des dynamiques de la boucle d'air

Un modèle semi-empirique issu de la littérature [39, 40] est utilisé pour estimer les émissions de  $\text{NO}_x$  durant le transitoire. Il permet de tenir compte de la dynamique de la boucle d'air dans le calcul du débit massique de  $\text{NO}_x$  :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x} = \phi(\omega_{eng}, \hat{\theta}_{cyl}, \hat{F}) = \alpha_1 \left( \frac{\omega_{eng}}{\alpha_2} \right)^{\alpha_3} \left( \alpha_4 (\hat{\theta}_{cyl} - \alpha_5) \right)^{\alpha_6 (1 - \alpha_7 \hat{F})} \quad (2.20)$$

où les coefficients  $\alpha_i$  sont des paramètres de calibration fonction des caractéristiques du moteur thermique, et sont calibrés sur les données expérimentales,  $\hat{\theta}_{cyl} = \psi(\omega_{eng}, T_{eng}^{QS})$  est la température maximale estimée dans le cylindre,  $\omega_{eng}$  est le régime du moteur et  $\hat{F}(t)$  est le taux de gaz brûlé estimé à l'admission. Ce dernier est calculé en appliquant une dynamique de premier ordre et un retard dépendant de la vitesse par rapport à la valeur de consigne en régime permanent  $F^{SP}$ , qui est fonction du régime et du couple moteur :

$$\tau(t) \frac{d\hat{F}(t)}{dt} + \hat{F}(t) = F^{SP}(t - t_r(t)) \quad (2.21)$$

$$t_r(t) = \frac{k_r}{\max(\omega_{idle}, \omega_{eng}(t))} \quad (2.22)$$

$$\tau(t) = \frac{k_\tau}{\max(\omega_{idle}, \omega_{eng}(t))} \quad (2.23)$$

$$F^{SP} = f(\omega_{eng}, T_{eng}^{QS}) \quad (2.24)$$

où  $\omega_{idle}$  est la vitesse de ralenti du moteur,  $k_r$  et  $k_\tau$  sont des coefficients déterminés expérimentalement représentant la dynamique de recirculation des gaz d'échappement. L'équation 2.20 est utilisée pour calculer le débit massique de  $\text{NO}_x$ ,  $\dot{m}_{\text{NO}_x}^{PEAK}$ , qui serait émis si le point de couple quasi-statique  $T_{eng}^{QS}$  était appliqué directement :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x}^{PEAK}(t) = \phi(\omega_{eng}, \hat{\theta}_{cyl}^{QS}, \hat{F}(t)) \quad (2.25)$$

$$\hat{\theta}_{cyl}^{QS} = \psi(\omega_{eng}, T_{eng}^{QS}) \quad (2.26)$$

De même, l'équation 2.20 est utilisée pour calculer la valeur en régime quasi-statique  $\dot{m}_{\text{NO}_x}^{QS}$  qui représentent les émissions idéales de  $\text{NO}_x$ , c'est-à-dire sans dépassement transitoire :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x}^{QS} = \phi(\omega_{eng}, \hat{\theta}_{cyl}^{QS}, F^{QS}) \quad (2.27)$$

$$\hat{\theta}_{cyl}^{SP} = \psi(\omega_{eng}, T_{eng}^{QS}) \quad (2.28)$$

$$F^{QS} = f(\omega_{eng}, T_{eng}^{QS}) \quad (2.29)$$

La méthode de calibration ainsi que la précision du modèle sont détaillées dans la littérature [39, 40]. Les figures 2.25 et 2.26 illustrent la comparaison entre les valeurs estimées par le modèle et la mesure expérimentale sur un cycle de conduite WLTC avec le même moteur que celui présenté dans la section 2.2.

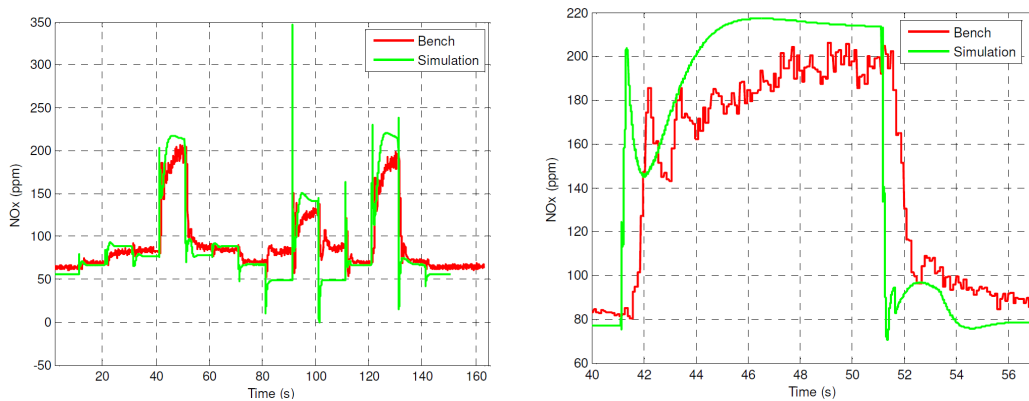


FIGURE 2.25 : Comparaison entre les émissions de  $\text{NO}_x$  estimées par le modèle et mesurées au banc moteur sur cycle WLTC.

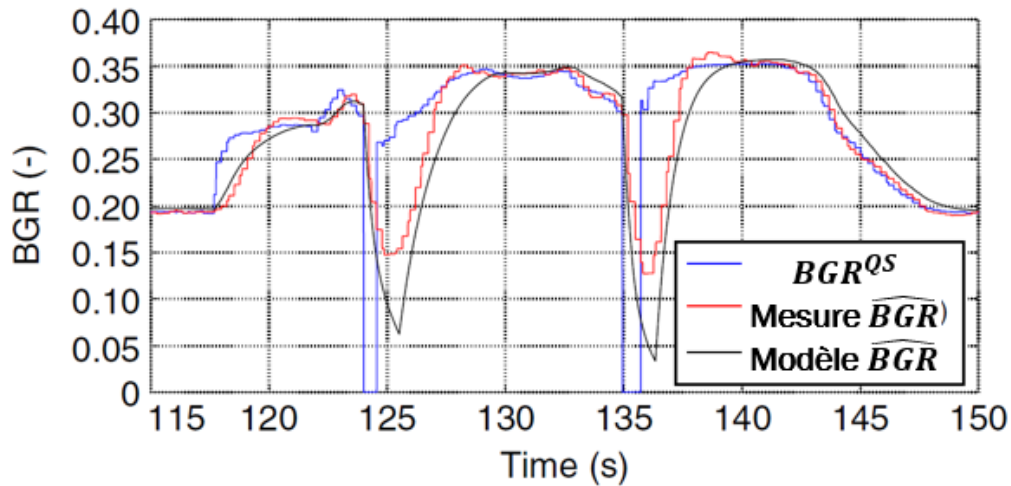


FIGURE 2.26 : Comparaison entre les taux de gaz brûlés estimées par le modèle et mesurées au banc moteur sur cycle WLTC.

Les profils estimés des émissions de  $\text{NO}_x$  et du taux de gaz brûlés sont cohérents avec les références expérimentales. Sur la figure de droite, le premier

pic d'émission, est bien reproduit, ce qui révèle la bonne concordance entre la modélisation de la boucle d'air utilisée et la dynamique de la boucle d'air réelle. Une validation détaillée du modèle est disponible dans [39], elle indique que pour 79 % des points de fonctionnements, l'erreur MAPE est inférieure à 20 %.

### 2.5.3 Reformulation du problème de commande optimale

Pour tenir compte des surémissions en régime transitoire dans les lois de gestion de l'énergie, la première approche testée a consisté à l'approche de contrôle basée sur théorie de la commande optimale déjà détaillée dans la section 2.4. Il est alors nécessaire d'introduire une seconde variable d'état : le taux de gaz brûlés disponible à l'admission. Cela implique que le couple optimal du moteur thermique doit être calculé en minimisant la fonction hamiltonienne transitoire :

$$\begin{aligned}
 H^{2states}(u_1, u_2, \xi, F, t) = & \left(1 - k_{fc/NO_x}\right) \dot{m}_f(u_1, u_2) \\
 & + k_{fc/NO_x} \dot{m}_{NO_x}^{PEAK}(u_1, u_2, F) + \lambda(t) \dot{\xi}(u_1, u_2, \xi, t) + \mu(t) \dot{F}(u_1, u_2, F, t)
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

où le quatrième terme correspond à l'état adjoint associé à l'état  $F$  multiplié par la dynamique de ce même état. En pratique, la calibration simultanée de  $\mu$  et  $\lambda$  s'est avérée d'une complexité rédhibitoire. En effet, une double dichotomie doit être menée, mais une légère variation de l'un des deux paramètres modifie complètement la valeur du second, d'où une réelle difficulté à converger vers un couple de valeurs pour ces paramètres. Pour contourner cette difficulté, une stratégie heuristique permettant d'approcher une minimisation de l'équation 2.30, décrite dans la section suivante a été proposée.

### 2.5.4 Stratégie heuristique proposée

Cette section décrit une stratégie heuristique permettant d'approcher une minimisation de l'équation 2.30.

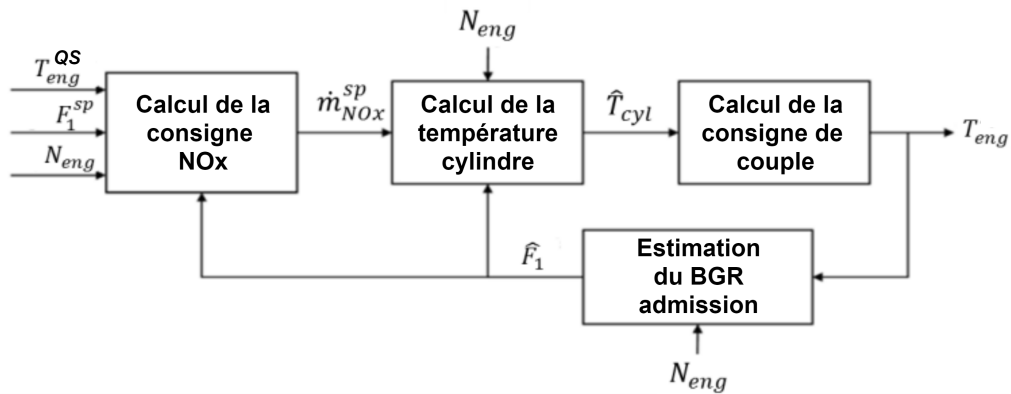


FIGURE 2.27 : Principe de la stratégie heuristique transitoire.

Son principe, illustré sur la figure 2.27, peut être décomposé en trois étapes :

- La première étape consiste à calculer une valeur cible de  $\text{NO}_x$  pour le transitoire ;
- La seconde étape consiste à inverser le modèle de température de combustion cylindre pour calculer la température cible en fonction du niveau de gaz brûlés courant ;
- La dernière étape consiste à inverser le modèle de  $\text{NO}_x$  pour calculer la consigne de couple.

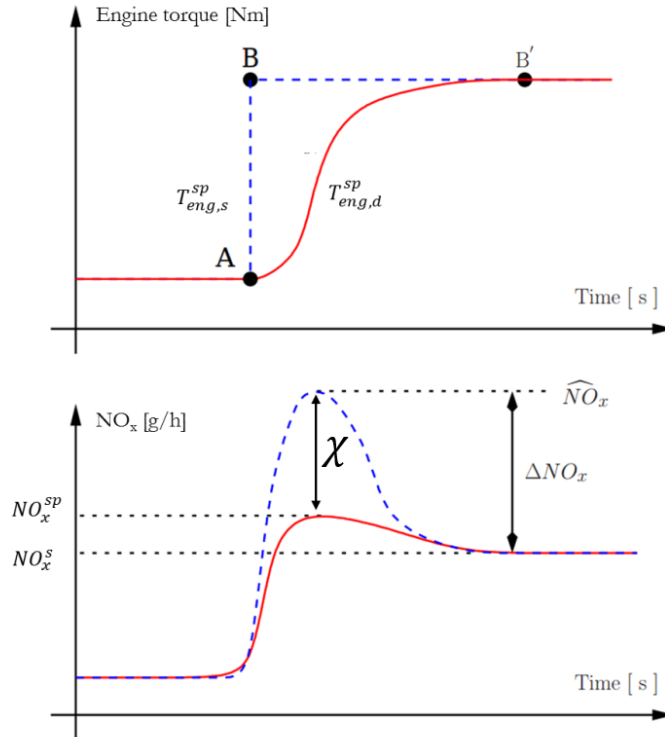


FIGURE 2.28 : Calcul de la valeur cible de  $\text{NO}_x$  sur un transitoire.

Le principe du calcul de la trajectoire de couple du moteur thermique est donné sur la figure 2.28. Il consiste à calculer une cible de  $\text{NO}_x$  pour le transitoire. En effet, il n'est pas souhaitable de viser une suppression totale des surémissions de  $\text{NO}_x$  car cela nécessite une consommation d'énergie électrique trop élevée et par conséquent une surconsommation de carburant trop forte. La valeur cible de  $\text{NO}_x$  est calculée en estimant l'amplitude du pic de  $\text{NO}_x$  qui aurait été émis si le transitoire de couple de l'optimisation quasi-statique avait été effectué et en lui appliquant un coefficient de réduction forfaitaire, adapté en fonction de l'état de charge batterie.

Une fois la valeur cible de  $\text{NO}_x$  calculée, l'approche consiste à inverser le modèle de  $\text{NO}_x$  décrit dans la relation 2.20 pour estimer à chaque instant la consigne de couple du moteur thermique. La trajectoire de couple du moteur thermique accompagne ainsi le taux de gaz brûlés admission (BGR), qui augmente progressivement jusqu'à atteindre sa valeur finale en régime permanent. Le détail de ce calcul est donné ci-dessous. La valeur cible d'émissions de  $\text{NO}_x$ ,  $\dot{m}_{\text{NO}_x}^{SP}$ , est définie comme :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x}^{SP}(t) = \dot{m}_{\text{NO}_x}^{QS} + \left( \dot{m}_{\text{NO}_x}^{PEAK}(t) - \dot{m}_{\text{NO}_x}^{QS} \right) \left( 1 - \frac{\chi}{100} \right) \quad (2.31)$$



Une fois que  $\dot{m}_{NO_x}^{SP}$  est calculé, le modèle de  $NO_x$  est inversé pour calculer un nouveau point de couple :

$$T_{eng}^{QS}(t) = \Psi^{-1}(\omega_{eng}, \hat{\theta}_{cyl}^{SP}(t)), \quad (2.32)$$

qui est généralement inférieur à  $T_{eng}^{QS}$  pendant le transitoire, mais tend vers lui en régime permanent. Ce calcul utilise une estimation de la température maximale dans le cylindre, en tenant compte du taux de gaz brûlés actuels fournie par le modèle de la boucle d'air :

$$\hat{\theta}_{cyl}^{SP}(t) = \phi^{-1}(\omega_{eng}, \dot{m}_{NO_x}^{SP}(t), \hat{F}(t)) \quad (2.33)$$

Le paramètre  $\chi$  permet d'ajuster le compromis entre les émissions transitoires de  $NO_x$  et la consommation de carburant. Plus  $\chi$  est grand, plus la stratégie va chercher à réduire les émissions de  $NO_x$ , au prix d'une utilisation accrue de l'énergie électrique, pour compenser le couple manquant du moteur thermique  $T_{eng}^{QS} - T_{eng}$ .

Pour trouver un équilibre entre surémissions de  $NO_x$  et décharge de la batterie, le paramètre  $\chi$  est adapté en ligne en fonction de l'état de charge de la batterie  $\xi$  selon la relation suivante, similaire à l'adaptation en ligne du facteur d'équivalence :

$$\chi(t) = \chi_{SP} + K_\chi(\xi(t) - \xi_{SP}) \quad (2.34)$$

où  $\xi_{SP}$  est l'état de charge cible de la batterie (généralement le centre de la plage utile de l'état de charge batterie) et  $K_\chi$  est réglé pour contrôler l'amplitude de ses variations en fonction de la capacité de la batterie.

## 2.6 Résultats

Cette section présente les résultats des LGE proposées dans cette thèse. Ces résultats ont été obtenus à la fois en simulation et expérimentalement. Comme décrit dans le tableau 2.7, trois stratégies sont comparées.

Nom	Fonction objectif	Modèle conso.	Modèle $NO_x$
LGE (1)	Consommation	Quasi-Statique (QS)	-
LGE (2)	Conso. + $NO_x$ sortie moteur	QS	QS sortie moteur
LGE (3)	Conso. + $NO_x$ sortie échapp. + $NO_x$ transitoire	QS	QS sortie moteur + post-traitement + boucle EGR

TABLEAU 2.7 : Description des différentes LGE étudiées

- Les LGE (1) issues de l'état de l'art [37] servent de référence pour la comparaison avec les contributions proposées. Elles n'incluent que la consommation de carburant, modélisée par une approche quasi-statique ;
- Les LGE (2) sont une première contribution de cette thèse. Elles intègrent les émissions de  $\text{NO}_x$  sortie moteur à l'aide d'une modélisation quasi-statique. Elles sont un résultat intermédiaire par rapport aux LGE (3) mais il est tout de même intéressant de présenter leurs résultats pour étudier étape par étape les différentes contributions de cette thèse. Ces résultats sont d'abord présentés dans le cas où le cycle de conduite est connu à l'avance (Section 2.4.3.3). Il s'agit d'une optimisation hors ligne qui permet de calculer les performances optimales atteignables. Ensuite, dans la section 2.4.4.3 le contrôleur en ligne SoC est activé et réglé pour mesurer les performances des LGE (2) sur des cycles de conduite aléatoires non connus a priori ;
- Les LGE (3) sont la contribution finale de cette thèse. Elles représentent une amélioration des LGE (2), en tenant compte du système de post-traitement et des surémissions en régime transitoire. Ces LGE sont validées sur deux architectures véhicules distinctes. La Section 2.6.1.2 présente les résultats dans le cas d'une hybridation légère (appelée également parfois Mild Hybrid ou MHEV). Dans ce cas, la prise en compte des transitoires est primordiale. La Section 2.6.1.1 présente les résultats des LGE (3) dans le cas d'une hybridation classique (appelée également Full Hybrid ou FHEV) pour un véhicule équipé d'un système de post-traitement  $\text{NO}_x$ .

Les lois de commande seront validées sur plusieurs cycles de conduite fréquemment utilisés dans la littérature, ainsi que sur des cycles aléatoires générés spécifiquement dans ces travaux. Ces derniers cycles permettent d'évaluer les lois de commande sur un grand nombre de profils de mission non connus à l'avance et ainsi d'éviter un éventuel surapprentissage sur les cycles usuels.

### 2.6.1 Validation expérimentale des lois de commande

Dans cette section, les lois de commande sont validées sur le second véhicule ici considéré, de norme Euro 6. Ce véhicule est décrit dans la section 2.2.2. Ce moteur inclut un système de post-traitement de type SCR qui réduit les émissions de  $\text{NO}_x$  par injection d'urée. Il s'agit d'une technologie généralisée sur les moteurs Diesel à partir de la norme Euro 6 en 2015.

Dans cette section, le cycle de conduite n'est pas connu à l'avance. Les bilans batterie nuls sont obtenus en réalisant une dichotomie sur l'état de charge initial de la batterie : on réalise un premier "tir" avec un état de charge initial centré sur la plage utile de la batterie. Si le bilan batterie est positif sur le cycle, on réalise un nouveau "tir" avec un état de charge initial supérieur (la régulation de l'état de charge va naturellement diminuer le bilan batterie obtenu).

Pour clarifier la présentation des résultats et permettre de comparer les trajectoires d'état de charge de la batterie, les courbes d'état de charge seront toutes translatées de manière à obtenir un état de charge initial centré sur la plage utile de la batterie.

### 2.6.1.1 Hybridation classique ("full hybrid")

Dans cette section, les résultats expérimentaux des LGE proposées sont présentés pour l'architecture full hybrid (C) et comparés avec des LGE de l'état de l'art.

Dans ce cas, la principale contribution des LGE consiste à prendre en compte de l'efficacité du post-traitement. En effet, dans ce cas, le niveau d'hybridation étendu permet d'utiliser le moteur thermique dans sa zone de fonctionnement optimale quelles que soient les conditions à la roue. Les phases transitoires sont moins fréquentes pour le moteur thermique dans ce cas. Cependant, l'hybridation y a un fort impact sur le comportement thermique post-traitement puisque de longues phases de propulsion électrique pendant lesquelles le moteur thermique est éteint sont courantes. Trois LGE sont testés et comparés pour la même architecture de véhicule (C) :

- (C1) intègre les LGE (1) en tenant compte de la consommation de carburant quasi-statique ;
- (C2) intègre les LGE (2) minimisant les émissions polluantes quasi-statiques en plus de la consommation de carburant ;
- (C3) intègre les LGE (3) prenant en compte les polluants quasi-statiques et la contribution transitoire en plus de minimiser la consommation de carburant. Cette stratégie tient également compte de l'efficacité du post-traitement.

Les valeurs mesurées de consommation de carburant et d'émissions de  $\text{NO}_x$  des trois LGE sont comparées dans le tableau 2.8. Ces résultats ont été mesurés au banc moteur HiL pour le cycle de conduite Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycles (WLTC). Les scores sont exprimés en gain

relatif par rapport au véhicule de référence Stop& Start (A), utilisé comme référence.

Gains liés à l'hybridation	LGE (1)	LGE (2)	LGE (3)
Consommation de carburant Gain / Ref.	17%	14%	16%
Gain NO <sub>x</sub> sortie moteur / Réf.	-20%	36%	-15%
Gain NO <sub>x</sub> à l'échappement / Ref	-33%	-6%	34%

TABLEAU 2.8 : Gains liés à l'hybridation pour les différentes LGE (Full Hybrid WLTC)

Les LGE (1), issues de l'état de l'art, permettent bien de minimiser la consommation de carburant, comme attendu, avec 17 % de gain par rapport à la référence Stop& Start (A). **Les stratégies de gestion de l'énergie issues de la littérature entraînent néanmoins une hausse de 33% des émissions de NO<sub>x</sub> à l'échappement.**

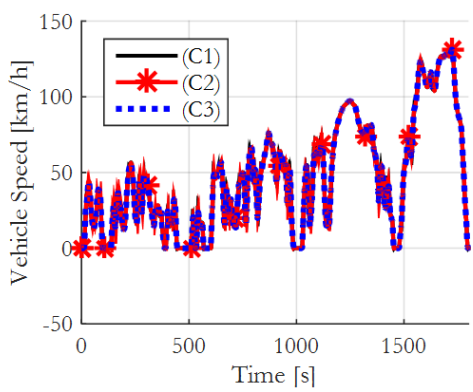
Les LGE (2) intégrant les NO<sub>x</sub> en sortie moteur en complément de la consommation de carburant sont la première contribution de cette thèse. Comme attendu, elles permettent effectivement d'apporter un gain significatif sur les émissions de NO<sub>x</sub> en sortie du moteur (36 % de réduction par rapport au Stop&Start contre 20% de hausse pour les LGE (1)). De plus, elles permettent de conserver la majeure partie des gains sur la consommation de carburant (14 % au lieu de 17 %).

Cependant, sur un véhicule de ce type muni d'un système de post-traitement NO<sub>x</sub>, ce sont les émissions à l'échappement qui importent. Or les émissions de NO<sub>x</sub> à l'échappement, bien qu'en baisse par rapport aux LGE (1) sont en légère hausse par rapport au véhicule de référence non hybridé.

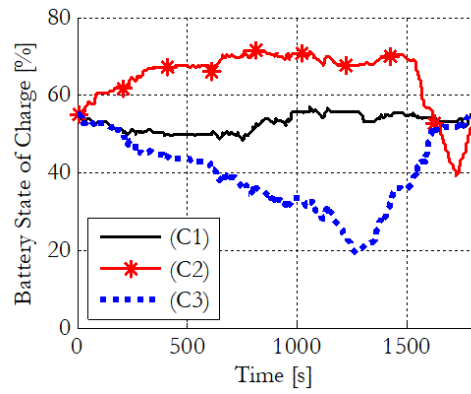
**Les LGE (3), contribution principale de cette thèse, permettent effectivement de réduire efficacement les émissions de NO<sub>x</sub> en sortie de l'échappement (34 % de gain par rapport au Stop & Start), tout en affichant des niveaux de consommation très proches des stratégies qui n'optimisent que l'efficacité énergétique (LGE(1)).**

Les mesures confirment donc l'efficacité de chaque stratégie de contrôle : les LGE (1) procurent le gain maximal de consommation de carburant, les LGE (2) la réduction maximale des NO<sub>x</sub> en sortie du moteur et les LGE (3) les gains les plus forts en sortie de l'échappement.

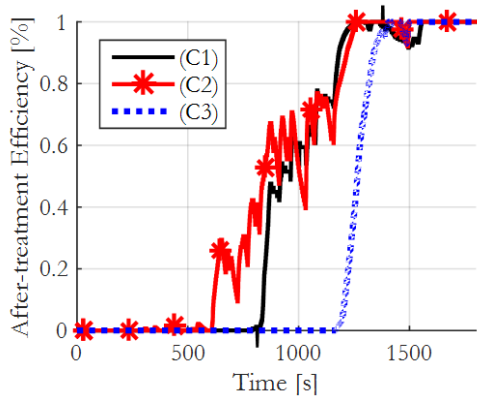
La figure 2.29 permet de comparer le comportement des différentes stratégies à chaque instant pour un même véhicule et un même cycle de conduite (WLTC).



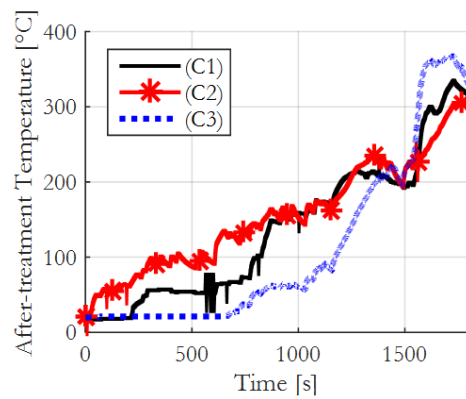
(a) Vitesse du véhicule [km/h].



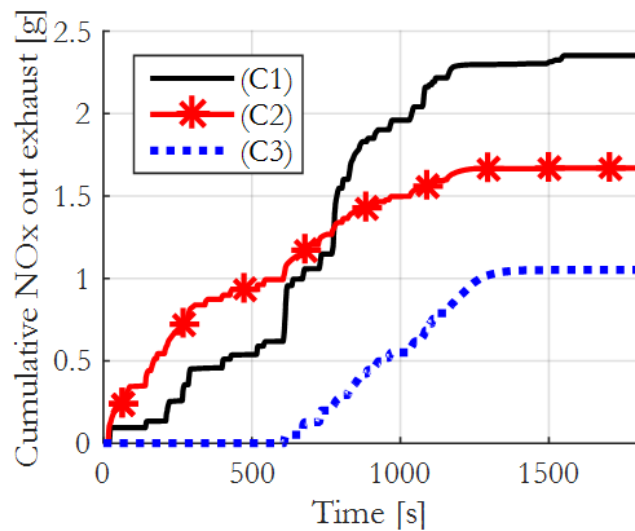
(b) État de charge batterie [%].



(c) Efficacité post-traitement [%].



(d) Température post-traitement [°C].



(e) Cumul des émissions d'échappement NO<sub>x</sub> [g].

FIGURE 2.29 : Comparaison des LGE proposées (3) avec l'état de l'art : LGE (1) et (2) (WLTC).

Cette figure met en avant à quel point le comportement des trois LGE proposées est différent.

Pour un même profil de vitesse véhicule, les trajectoires d'état de charge batterie présentent des tendances radicalement opposées.

Pour ce cycle de conduite relativement dynamique, l'énergie électrique n'est pas utilisée de la même manière selon les LGE utilisées. Le post-traitement est activé plus tard avec les LGE (3), mais le délai pendant lequel le moteur est allumé et le post-traitement trop froid est plus court, ce qui permet de réduire les émissions globales à l'échappement.

Le comportement macroscopique de cette stratégie semble donc être le suivant : lorsque la batterie est bien chargée, elle privilégie la propulsion totalement électrique, jusqu'à ce que l'état de charge soit faible. Ensuite, elle allume le moteur thermique sur des points de fonctionnement permettant d'accélérer la montée en température du post-traitement.

**La contribution principale des LGE (3) réside dans leur capacité à réduire significativement le temps d'activation du post-traitement.** Enfin, lorsqu'il est activé, elles rechargent la batterie en utilisant le moteur thermique sur un point de puissance plus élevé que la demande à la roue.

Une remarque importante est que le cycle de fonctionnement précédemment décrit n'a pas besoin d'être réglé, il est automatiquement calculé par la stratégie de contrôle qui est basée sur le modèle.

Par conséquent, si cette stratégie est utilisée pour un véhicule ayant une capacité de batterie différente, les LGE s'adapteront automatiquement pour chercher à atteindre les émissions optimales à l'échappement.

En conclusion, les LGE présentées permettent bien de réduire efficacement les émissions de  $\text{NO}_x$  à l'échappement et la consommation de carburant sur un véhicule hybride classique "Full Hybrid".

### 2.6.1.2 Hybridation légère ("mild hybrid")

Dans cette section, les résultats expérimentaux des LGE proposées sont présentés pour l'architecture hybride légère (B) et comparés avec des LGE de l'état de l'art.

Dans cette architecture, la puissance électrique limitée ne permet pas de phases de propulsion 100 % électriques et le moteur thermique doit rester allumé dans l'ensemble des phases de propulsion. En conséquence, les choix de la supervision énergétique sont profondément modifiés.

Comme précédemment, trois LGE sont comparées pour la même architecture de véhicule (B) :

- (B1) intègre les LGE (1) de l'état de l'art hybride essence, tenant compte de la consommation de carburant quasi-statique ;
- (B2) intègre les LGE (2), première contribution de cette thèse, minimisant les émissions polluantes quasi-statiques en plus de la consommation de carburant ;
- (B3) intègre les LGE (3), seconde contribution de cette thèse prenant en compte les polluants de manière quasi-statique et transitoire en plus de minimiser la consommation de carburant.

Le tableau 2.9 permet de comparer les performances de chacune des LGE sur le cycle de conduite WLTC.

Identifiant	(A)	(B1)	(B2)	(B3)
Architecture véhicule	(A)	(B)	(B)	(B)
LGE	-	(1)	(2)	(3)
NO <sub>x</sub> [mg/km]	395	383	390	351
Gain NO <sub>x</sub> /Ref	-	3%	1%	11%
Conso. [L/100km]	10.0	9.2	10.1	9.2
Gain Conso. /Ref	-	8%	-1%	8%
Efficacité moy. moteur thermique.	36,2%	36,1%	34,9%	35,9%

TABLEAU 2.9 : Comparaison des performances mesurées (Mild Hybrid WLTC).

Premièrement, on remarque que les LGE (1) de l'état de l'art permettent bien de réduire la consommation de carburant de 8 %, avec des niveaux d'émissions polluantes inchangés, d'où la nécessité des travaux proposés dans cette thèse.

Deuxièmement, les résultats expérimentaux montrent que les LGE basées sur une modélisation quasi-statique des émissions polluantes ne sont pas adaptées au cas d'un véhicule hybride léger. En effet, les LGE (2) ne permettent aucune réduction des émissions polluantes par rapport à (1). Pire, elles augmentent même la consommation de carburant qui remonte au niveau de la référence sans hybridation. Cela s'explique, car le niveau d'hybridation "Mild Hybrid" ne permet pas de déplacer durablement les points de fonctionnement du moteur, car la capacité de la batterie est trop limitée. En

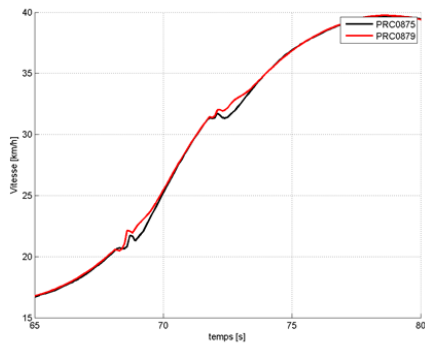


conséquence, la modélisation quasi-statique n'est pas intéressante puisque le régime permanent n'est quasiment jamais atteint, comme illustré sur la figure 2.30.

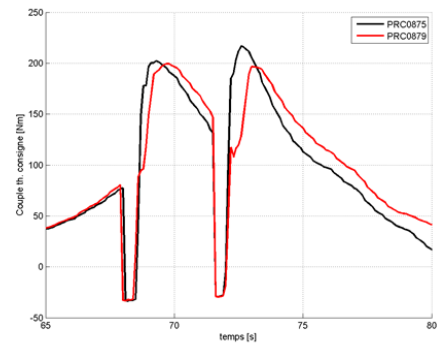
Troisièmement, le tableau 2.9 montre clairement que les LGE (3) intégrant une modélisation transitoire permettent de conserver la majeure partie des économies de carburant de (1), tout en diminuant les émissions de  $\text{NO}_x$ . La légère diminution de l'efficacité est due au fait que la stratégie transitoire s'écarte légèrement de la trajectoire du couple moteur de la référence optimale (1) pendant les phases transitoires.

Ces résultats montrent également qu'avec **des LGE adaptées et seulement 10 kW d'énergie électrique, il est possible de réduire à la fois les émissions  $\text{NO}_x$  et la consommation de carburant, malgré la conduite d'un véhicule de 2,7 tonnes sur un cycle de conduite dynamique comme le WLTC.**

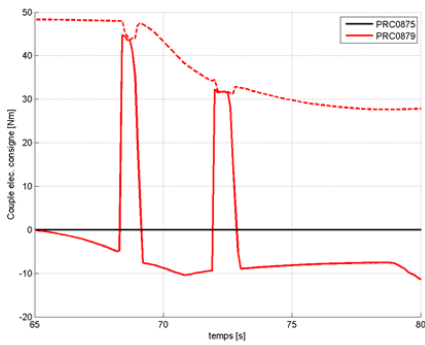
La figure 2.30 permet de comparer les points de fonctionnement choisis par les LGE (3) avec ceux de la référence sans hybridation (A) qui sont l'image de la demande à la roue du cycle de conduite WLTC. Cela permet de mettre en évidence l'exploitation du degré de liberté électrique par les LGE. Il s'agit de résultats expérimentaux obtenus au banc moteur. Cette figure montre un zoom sur une accélération pour laquelle deux changements de rapports sont effectués (ils sont imposés par la norme d'homologation). Ces changements de rapport sont visibles sur la trajectoire du moteur thermique : il s'agit des instants où le couple du moteur thermique passe en dessous de zéro, conséquence de la coupure d'injection associée à la phase de synchronisation de la boîte de vitesses.



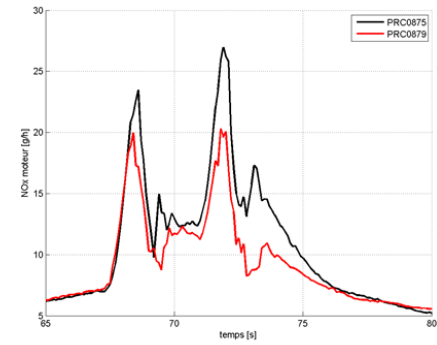
(a) Vitesse mesurée du véhicule.



(b) Couple moteur thermique.



(c) Couple machine électrique

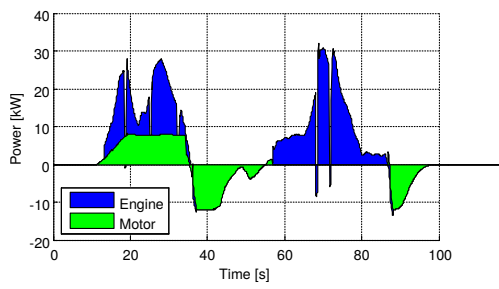


(d) Émissions de  $\text{NO}_x$

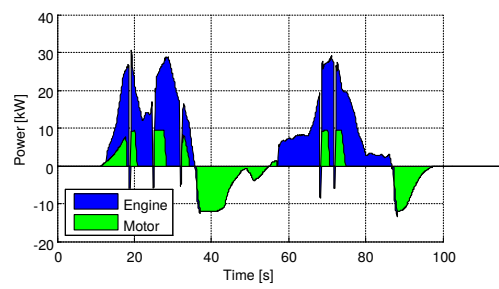
FIGURE 2.30 : Comparaison entre le véhicule conventionnel (A) en noir et l'hybride légère (B) avec les LGE (3) en rouge

Premièrement, on observe que sur ce niveau d'hybridation réduit, les points de fonctionnement en hybride ne s'éloignent pas beaucoup du cas de référence. Malgré ce degré de liberté restreint, les LGE (3) parviennent tout de même à obtenir des gains en utilisant la machine électrique sur les phases consécutives à un changement de rapport pour "lisser" les transitoires de couples du moteur thermique, ce qui permet une réduction des émissions transitoires de  $\text{NO}_x$ .

Les figures 2.31 et 2.32 permettent d'étudier d'un point de vue temporel les différences de comportement entre les LGE (1) et (3). La figure 2.31 représente à gauche la répartition de puissance choisie par les LGE entre les moteurs thermique et électrique sur une partie du cycle WLTC. la figure 2.32 correspond, elle aussi, à un zoom, mais sur une autre partie du WLTC. Elle permet de comparer les trajectoires de couple et de  $\text{NO}_x$  des deux lois de commande.

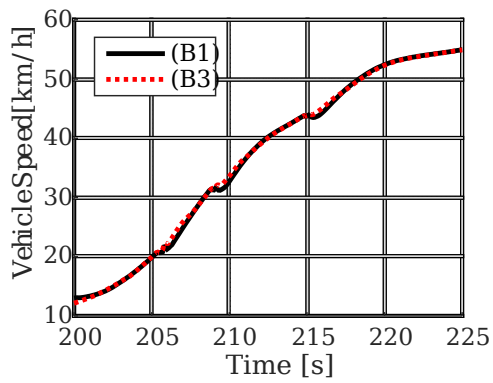


(a) LGE (1) : État de l'art.

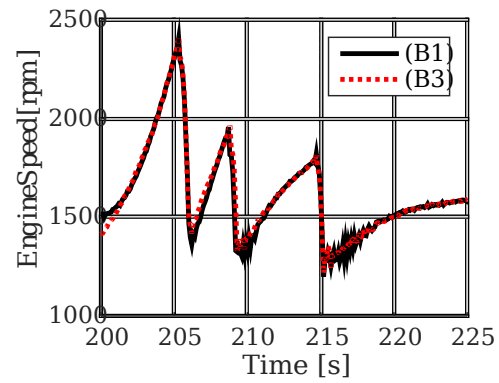


(b) LGE (3) : Contribution.

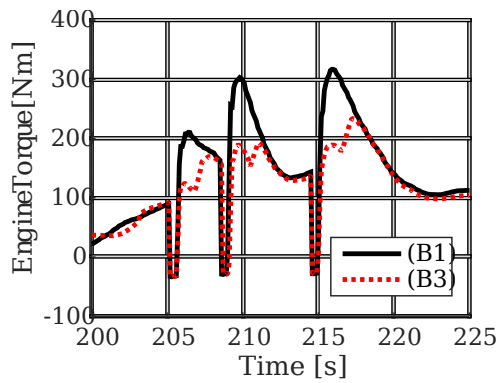
FIGURE 2.31 : Comparaison des répartitions de puissance choisies par les LGE (en bleu : puissance thermique, en vert : puissance électrique (WLTC))



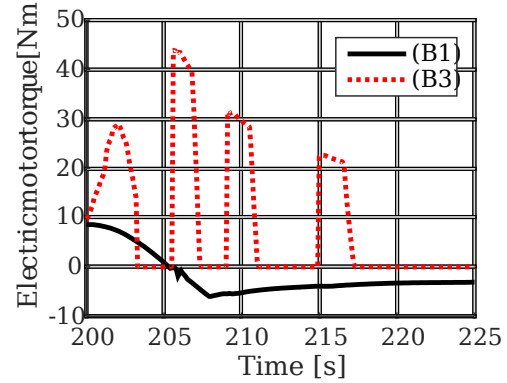
(a) Vitesse véhicule.



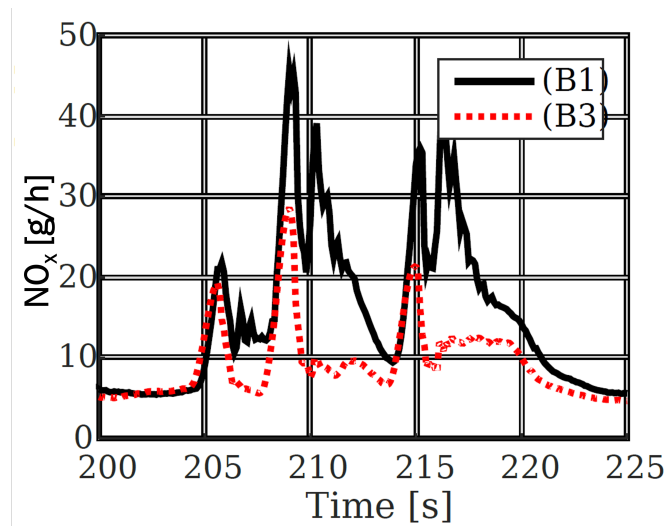
(b) Régime moteur thermique.



(c) Couple moteur thermique.



(d) Couple machine électrique.



(e)  $\text{NO}_x$  émissions en sortie moteur.

FIGURE 2.32 : Comparaison entre les LGE proposées (3) et l'état de l'art (1).

Comme illustré dans 2.31, les LGE proposées n'utilisent pas la puissance électrique (en vert) de la même façon que les LGE de l'état de l'art. Avec les LGE (3), l'énergie électrique est utilisée uniquement de manière ponctuelle pendant les phases transitoires comme les changements de rapports de transmission, au cours desquels le taux de gaz brûlé d'admission diminue considérablement, provoquant un pic d'émissions de  $\text{NO}_x$ , comme illustré sur la figure 2.32. Le comportement des LGE (3) est comparé à l'état de l'art des LGE (1) au cours d'une phase transitoire du cycle WLTC sur 2.32. Pour réduire les émissions transitoires de  $\text{NO}_x$ , les LGE (3) lissent la trajectoire du couple moteur en utilisant le degré de liberté de l'hybridation, le couple complémentaire étant fourni par la machine électrique. Cela permet de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$ , sans augmenter la consommation de carburant. Dans cette architecture hybride légère, l'économie de carburant ne correspond qu'à l'énergie récupérée lors des phases de freinage régénératif.

Les résultats de  $\text{NO}_x$  présentés dans cette section "Mild Hybrid" concernent uniquement les émissions en sortie du moteur. En effet, les émissions de  $\text{NO}_x$  à l'échappement n'ont pas été mesurées pendant la campagne d'essai (à la suite de contraintes techniques). Toutefois, l'impact de l'hybridation sur la montée en température du post-traitement a pu être étudié. La figure 2.33 permet de comparer, sur cycle WLTC, la température de la ligne d'échappement en entrée du système de réduction des  $\text{NO}_x$  SCR.

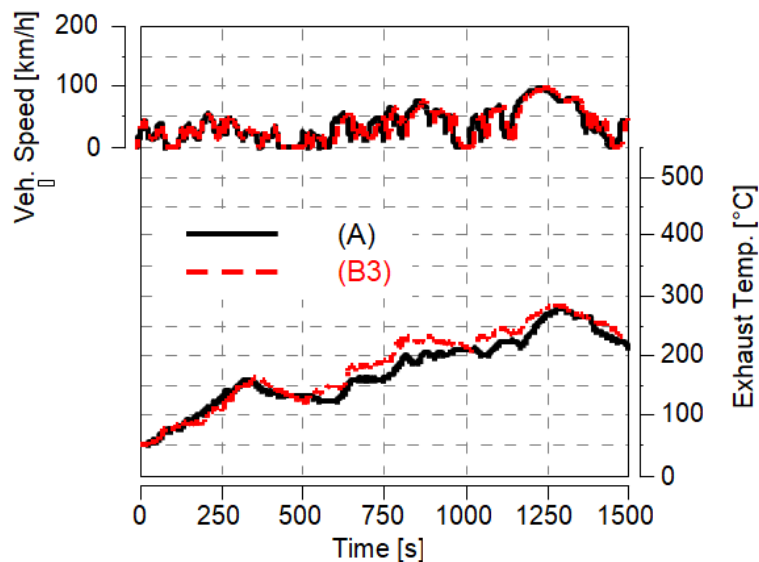


FIGURE 2.33 : Température de la ligne d'échappement : Comparaison entre l'hybride avec les LGE (3) et le véhicule conventionnel (A).

Comme l'illustre la figure 2.33, le comportement thermique du système de post-traitement est comparable au véhicule conventionnel. Les LGE (3) augmentent même légèrement la température du post-traitement. Cela est dû aux nombreuses phases où le moteur thermique est éteint au lieu de rester allumé sur des points de fonctionnement en coupure d'injection qui ont tendance à refroidir moteur et post-traitement en les balayant avec de l'air frais. Même si l'hybridation tend à diminuer la charge du moteur et donc la température d'échappement, l'élimination des phases de ralenti la compense positivement. En conclusion, les LGE (3) permettent de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  en sortie du moteur en plus de la consommation de carburant. La montée en température du post-traitement n'étant pas affectée, on peut s'attendre à ce que les gains en  $\text{NO}_x$  mesurés en sortie du moteur le soient aussi à l'échappement.

### 2.6.2 Étude sur le dimensionnement du niveau d'hybridation

Pour un véhicule hybride, les points de fonctionnement des moteurs thermique et électrique, ainsi que de la batterie sont choisis par les LGE. Par conséquent, il est intéressant de tenir compte des LGE pour les dimensionner.

Réciproquement, le dimensionnement des composants influe sur les choix de la stratégie de contrôle en lui donnant plus ou moins de liberté. **Le but de cette section est d'étudier, en simulation, les interactions entre LGE et dimensionnement du niveau d'hybridation.**

Le niveau d'hybridation est défini comme la puissance maximale électrique associée à une capacité de batterie. La puissance de la machine électrique fixe l'intervalle dans lequel les LGE peuvent choisir la répartition de couple à chaque instant et la capacité de la batterie détermine l'amplitude maximale de la variation de l'état de charge, et limite ainsi l'utilisation de l'énergie électrique dans le temps.

Dans cette étude, le moteur thermique et le véhicule seront fixés au véhicule "Euro 5" décrit dans la section 2.2.1. Le niveau d'hybridation sera adapté en fonction de la modélisation décrite ci-dessus.

Le niveau optimal d'hybridation est défini comme le niveau le plus faible permettant d'atteindre les émissions de  $\text{NO}_x$  et la consommation de carburant minimales. Les résultats présentés dans cette section sont obtenus à bilan batterie nul.

Cette section commence par étudier les interactions entre le niveau d'hybridation et le paramétrage des LGE en supposant la capacité batterie proportionnelle à la puissance maximale de la machine électrique. Ensuite, l'influence de la capacité batterie est étudiée. Enfin, l'influence du cycle de conduite est étudiée et une approche est proposée pour calculer le niveau d'hybridation optimal et la valeur associée du compromis  $k_{fc/NO_x}$ . Les résultats présentés dans cette section ont été obtenus en simulation en supposant le cycle de conduite connu à l'avance.

**Niveau d'hybridation** Premièrement, on étudie l'impact de la puissance maximale de la machine électrique. La capacité batterie est ajustée proportionnellement à la puissance maximale batterie (cette hypothèse sera discutée dans la section suivante). La masse du véhicule est ajustée pour tenir compte de la variation de masse liée au niveau d'hybridation.

La figure 2.34 illustre l'impact du niveau d'hybridation sur la consommation de carburant et les émissions  $NO_x$  pour une stratégie de gestion de l'énergie minimisant la consommation de carburant pour le cycle de conduite urbain Artemis. Les scores sont exprimés en pourcentage par rapport à l'architecture conventionnelle (moteur thermique seul).

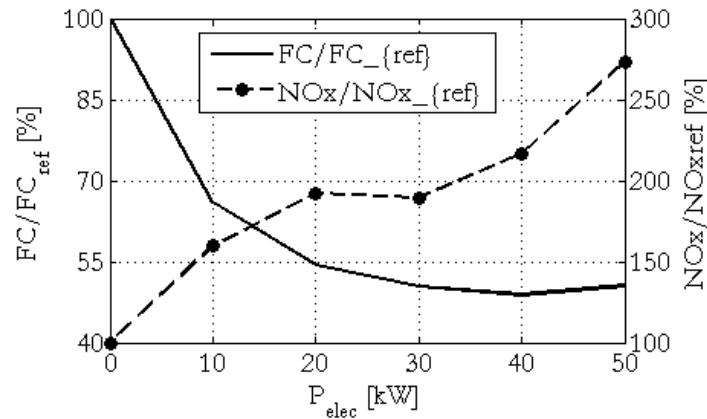


FIGURE 2.34 : Impact du niveau d'hybridation sur les  $NO_x$  et la consommation pour  $k_{fc/NO_x} = 0$  (Artemis Urbain)

Pour obtenir la consommation minimale de carburant, le moteur est utilisé à pleine charge et une augmentation spectaculaire des émissions de  $NO_x$

est observée (+180%). Au-delà d'un certain niveau d'hybridation, la consommation de carburant ne diminue plus. Il existe donc dans ce cas un niveau d'hybridation optimal au-delà duquel il est inutile d'aller, situé autour de 40 kW.

La saturation des gains peut facilement être expliquée avec la figure 2.35 qui illustre les choix de stratégie de gestion de l'énergie pour les points de fonctionnement du moteur Diesel.

Le champ moteur est divisé en trois zones, la plage de couple optimale pour ce critère d'optimisation étant comprise entre 190 Nm et 200 Nm sur laquelle l'efficacité est la plus élevée.

Pour chaque niveau d'hybridation, la figure représente le pourcentage du temps passé dans chaque intervalle de couple.

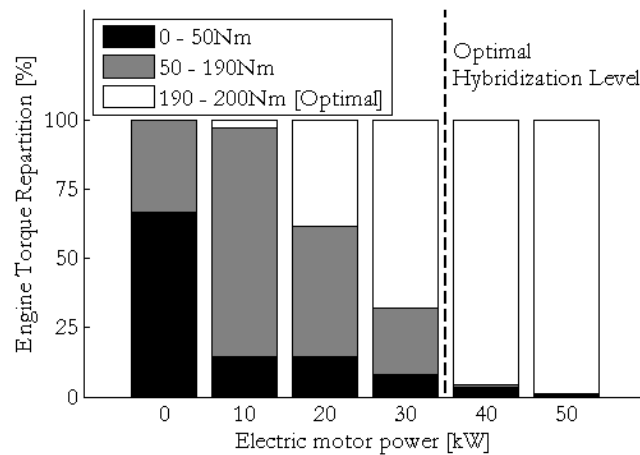


FIGURE 2.35 : Répartition du couple moteur pour  $k_{fc/NO_x} = 0$

On observe que dans le cas où la puissance maximale de la machine électrique est nulle, ce qui correspond à l'architecture conventionnelle, le moteur est exploité 80 % du temps en dessous de 50 Nm. Cela donne une image des demandes de couple à la roue de ce cycle de conduite.

Pour réduire les émissions et la consommation de carburant de  $NO_x$ , la stratégie de gestion de l'énergie utilise la machine électrique et la batterie pour déplacer les points de fonctionnement du moteur vers des zones optimales. Dans ce cas, plus le niveau d'hybridation augmente et plus les LGE parviennent à augmenter le couple du moteur thermique en déplaçant les points de fonctionnement. À partir de 40 kW, il semble que la quasi-totalité des points de fonctionnements sont déjà situés dans la zone optimale.



En conséquence, augmenter encore le niveau d'hybridation n'apporte que peu de gains, et va même dégrader les scores en raison de la masse additionnelle de la batterie. Cette figure montre également qu'un faible niveau d'hybridation (autour de 10 kW) suffit pour supprimer l'ensemble des points à faible charge (0-50 Nm). Cela explique probablement pourquoi une réduction significative de la consommation de carburant est obtenue avec seulement 10 kW, étant donné que ces points présentent un très mauvais rendement.

Considérons maintenant le cas des LGE minimisant également les émissions de  $\text{NO}_x$ . Comme expliqué précédemment, l'intégration des émissions de  $\text{NO}_x$  déplace la zone de fonctionnement optimale de la charge élevée (190 à 200 Nm) à la charge moyenne (80 - 100 Nm). Ceci est illustré sur les figures 2.36 et 2.37 qui reprennent la représentation des figures précédentes.

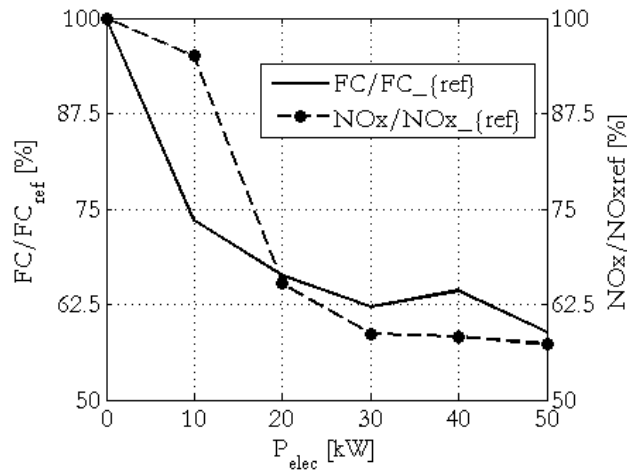


FIGURE 2.36 : Impact du niveau d'hybridation sur les émissions polluantes et la consommation de carburant  $k_{fc/NO_x} = 100\%$

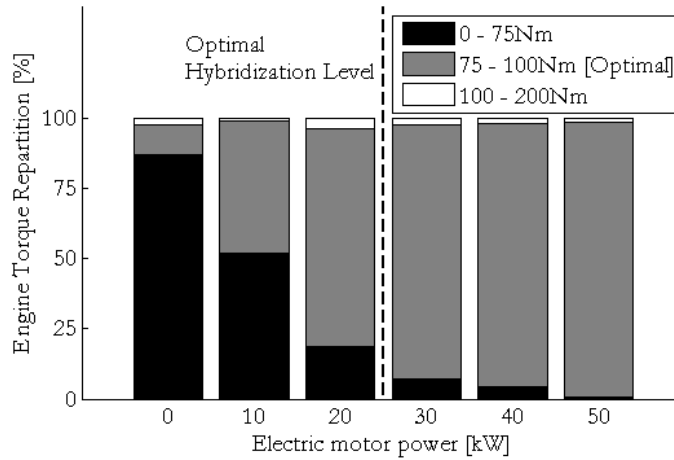


FIGURE 2.37 : Répartition du couple moteur pour  $k_{fc/NO_x} = 100\%$

Pour une stratégie axée uniquement sur la réduction des  $NO_x$ , il n'est pas nécessaire de déplacer autant les points de fonctionnement du moteur et le niveau d'hybridation optimale est plus faible.

Par rapport au cas précédent minimisant la consommation de carburant, seulement 20 kW sont suffisants pour réduire à la fois les émissions de  $NO_x$  et la consommation de carburant autour de 40 %.

**Le niveau d'hybridation optimal correspond donc à la taille nécessaire de la batterie et de la machine électrique pour déplacer les points de fonctionnement du moteur dans les zones optimales.**

En conséquence, il dépend principalement de l'écart entre les points de fonctionnement du cycle de conduite et les zones de fonctionnement optimales du moteur thermique. Étant donné que ces zones optimales varient selon le critère de minimisation choisi, il existe une forte interaction entre la stratégie de gestion de l'énergie et le niveau optimal d'hybridation. D'autre part, le véhicule et le cycle de conduite ont également un impact sur le niveau optimal d'hybridation.

Considérons maintenant les cas intermédiaires entre ces deux optimisations extrêmes. Lorsque les LGE visent à minimiser à la fois la consommation de carburant et les émissions de  $NO_x$ , l'analyse est plus complexe. En effet, sur la plupart des moteurs Diesel, les zones à haut rendement et à faible  $NO_x$  sont disjointes. Par conséquent, la gestion de l'énergie n'est pas en mesure de réduire simultanément les émissions et la consommation de carburant de  $NO_x$ .

La figure 2.38 représente les mêmes résultats pour une stratégie "mixte", minimisant à la fois les  $\text{NO}_x$  et la consommation de carburant.

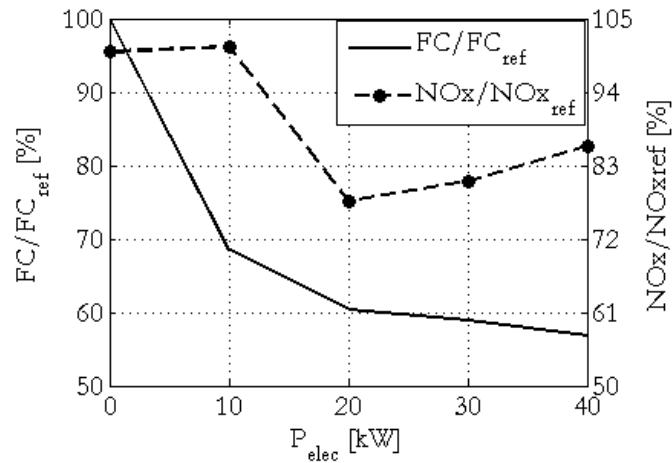


FIGURE 2.38 : Impact du niveau d'hybridation sur la consommation et les  $\text{NO}_x$  pour  $k_{fc/NO_x} = 50\%$

Dans ce cas, les LGE doivent alors faire un choix entre  $\text{NO}_x$  et la réduction de la consommation de carburant. Par exemple, la réduction de la consommation de carburant de 20 à 40 kW est priorisée par rapport aux émissions de  $\text{NO}_x$ . Si la valeur du compromis réglable  $k_{fc/NO_x}$  avait été plus élevée, la réduction des  $\text{NO}_x$  aurait pu être observée dans cette zone, au détriment d'une augmentation de la consommation de carburant.

Il est intéressant de représenter la consommation équivalente du moteur, définie comme la somme entre les émissions de  $\text{NO}_x$  et la consommation de carburant pondérées respectivement par  $k_{fc/NO_x}$  et  $1 - k_{fc/NO_x}$ . Elle correspond au critère d'optimisation des LGE. L'impact du niveau d'hybridation sur cette consommation équivalente est représenté sur la figure 2.39.

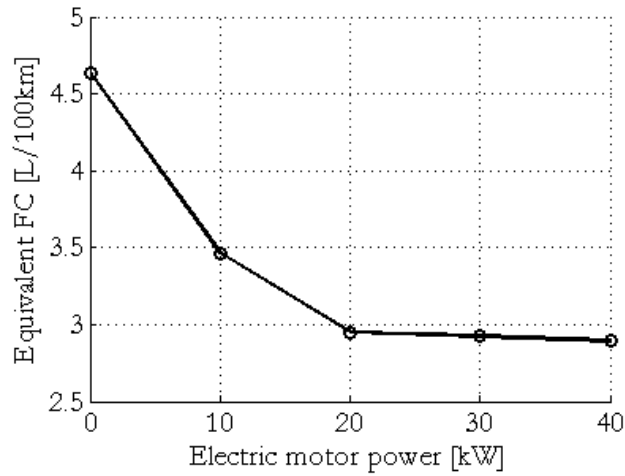


FIGURE 2.39 : Impact du niveau d’hybridation sur la consommation équivalente

Lorsqu’on étudie l’impact du niveau d’hybridation sur cette consommation équivalente de carburant, il apparaît qu’il n’est pas nécessaire d’aller au-delà de 20 kW. Comme dans les cas précédents, les choix de stratégie de gestion de l’énergie n’évoluent plus au-delà de cette valeur.

Puisque les interactions entre dimensionnement et stratégies de gestion de l’énergie sont différentes en fonction du cycle de conduite, il est intéressant d’étendre cette étude à plusieurs cycles de conduite. Dans la suite de cette section, des balayages du niveau d’hybridation et du compromis réglable entre consommation et  $\text{NO}_x$  sont réalisés sur les cycles de conduite NEDC, FTP et WLTC. Les résultats sont ensuite analysés.

La figure 2.40 illustre l’influence de  $(k_{fc/\text{NO}_x})$  et du niveau d’hybridation ( $P_{elec}$ ) sur les émissions cumulées de  $\text{NO}_x$  et sur la consommation de carburant normalisées par rapport aux valeurs  $\text{NO}_{x\text{ref}}$  et  $\text{FC}_{\text{ref}}$  du véhicule de référence non-hybridé pour calculer les gains de l’hybridation. La courbe en pointillé représente une variation de  $k_{fc/\text{NO}_x}$  de 0% à 100% pour un niveau d’hybridation constant (30 kW). Le cycle considéré est le FTP.

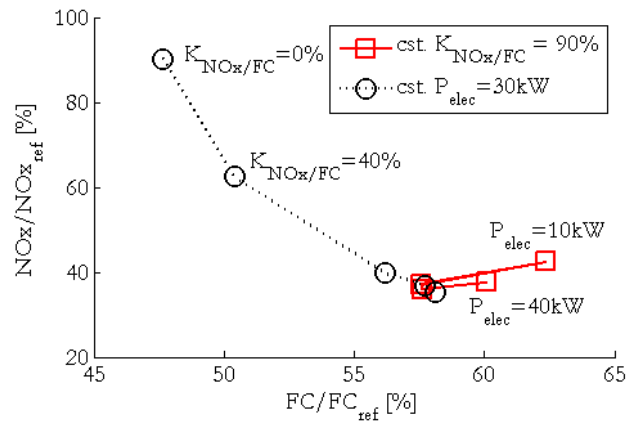


FIGURE 2.40 : Interaction entre  $k_{fc/NO_x}$  et le niveau d'hybridation (FTP)

La sensibilité des émissions de  $NO_x$  atteint 50%, une valeur bien plus élevée que celle de la consommation de carburant (15%) parce que les émissions  $NO_x$  augmentent de manière significative à forte charge (et donc à haut rendement) alors que les variations de consommation de carburant sont plus linéaires sur le champ moteur. La courbe en trait plein représente une variation du niveau d'hybridation pour une valeur de  $k_{fc/NO_x}$  donnée, orientée sur la réduction des  $NO_x$ . Pour ce réglage des LGE et ce cycle de conduite, le niveau d'hybridation optimal serait d'environ 20 kW puisque les points 30 kW et 20 kW sont superposés et que la consommation de carburant du cas 40 kW est supérieure (en raison de l'augmentation de la masse du véhicule).

Pour un cycle de conduite donné, l'influence de  $k_{fc/NO_x}$  et le niveau d'hybridation doivent être étudiés simultanément, puisque le niveau d'hybridation optimal dépend de l'objectif de stratégie de gestion de l'énergie tel qu'illustré sur la figure 2.41, qui est une représentation étendue de la figure 2.40 (quatre courbes iso-puissance au lieu d'une). Chaque courbe pointillée correspond à un balayage de  $k_{fc/NO_x}$  pour un niveau d'hybridation constant.

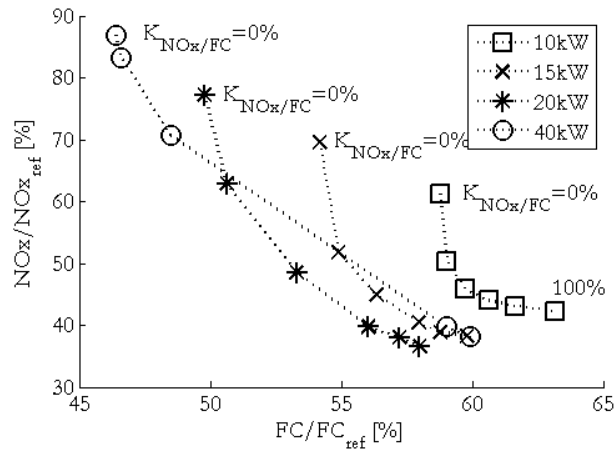


FIGURE 2.41 : Impact de  $k_{fc}/NO_x$  et du niveau d'hybridation (FTP)

On remarque que lorsque la stratégie est orientée sur la minimisation du carburant, l'augmentation de la puissance de la machine électrique de 20 à 40 kW contribue fortement à améliorer la consommation de carburant.

La figure 2.42 présente la même analyse pour le cycle NEDC, qui présente un profil de vitesse moins dynamique et des demandes de puissance à la roue plus réduites que le FTP.

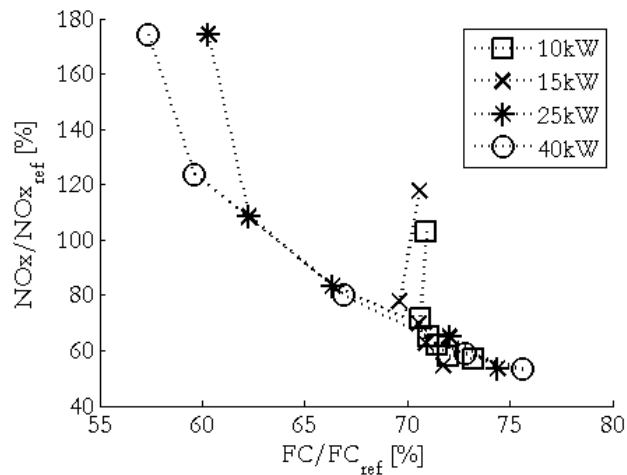


FIGURE 2.42 : Impact de  $k_{fc}/NO_x$  et du niveau d'hybridation (NEDC)

Dans ce cas, les LGE axées sur les  $NO_x$ , qui cherchent à déplacer les

points de fonctionnement du moteur thermique dans une zone intermédiaire, se contentent de remplacer les points de fonctionnement du moteur thermique situés à faible charge par des phases de propulsion exclusivement électrique. L'énergie correspondante est principalement récupérée durant les phases de freinage régénératif. Par conséquent, un faible niveau d'hybridation est suffisant pour cette stratégie. Au contraire, dans le cas de la stratégie visant à maximiser les économies de carburant, un niveau élevé d'hybridation est requis pour déplacer grandement les points de fonctionnement du moteur thermique. Cette réduction de carburant se fait au prix d'une augmentation spectaculaire des émissions de  $\text{NO}_x$  (+80% par rapport à la référence non-hybridée) puisque le moteur est presque exploité uniquement à haute charge.

Les figures 2.43 et 2.44 présentent le même type de résultats que pour les cycles Artemis urbain et WLTC, sur lesquels on retrouve les mêmes tendances que sur les cycles précédents.

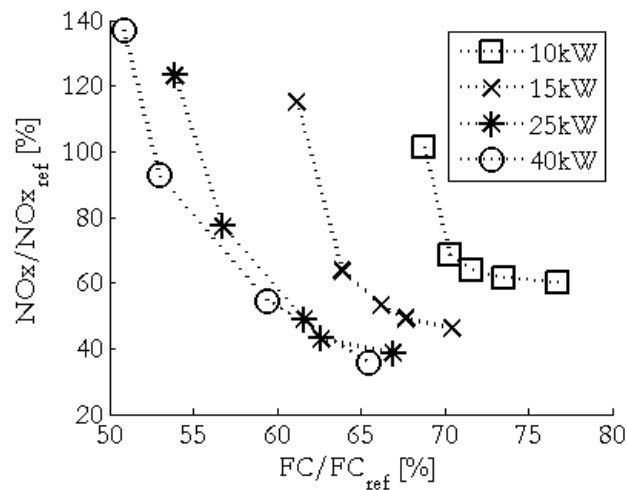


FIGURE 2.43 : Impact de  $k_{fc/NO_x}$  et du niveau d'hybridation (Artemis Urbain)

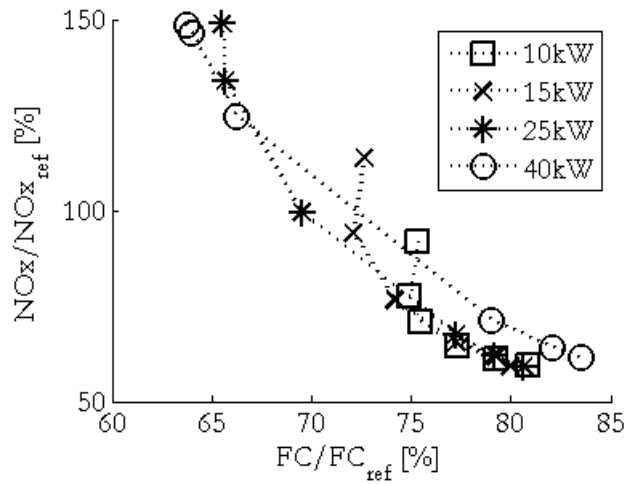


FIGURE 2.44 : Balayage de  $k_{fc/NO_x}$  et du niveau d'hybridation (WLTC)

Les LGE axées sur la réduction des  $NO_x$  nécessitent des niveaux d'hybridation plus faibles que les stratégies de minimisation de la consommation de carburant. Si l'on considère l'ensemble des cycles de conduite, on observe qu'il est possible de réduire significativement les  $NO_x$  et la consommation de carburant avec 25 kW et un réglage des LGE privilégiant les  $NO_x$ , sans négliger complètement la consommation de carburant. Le réglage final des LGE dépend du cahier des charges des performances cibles à atteindre.

**Capacité de la batterie** Jusqu'ici, la taille de la batterie a été adaptée proportionnellement à la puissance maximale de la machine électrique. Cette hypothèse va maintenant être discutée. En effet, il semble que la capacité de la batterie puisse être adaptée, non seulement à la puissance de la machine électrique, mais également à la stratégie de gestion de l'énergie qui fixe la façon dont la batterie est utilisée.

La plage d'utilisation de la batterie dépend de la stratégie de gestion de l'énergie, comme illustré sur la figure 2.45 qui montre l'évolution de l'état de charge batterie lors d'un NEDC pour deux critères de minimisation différents.



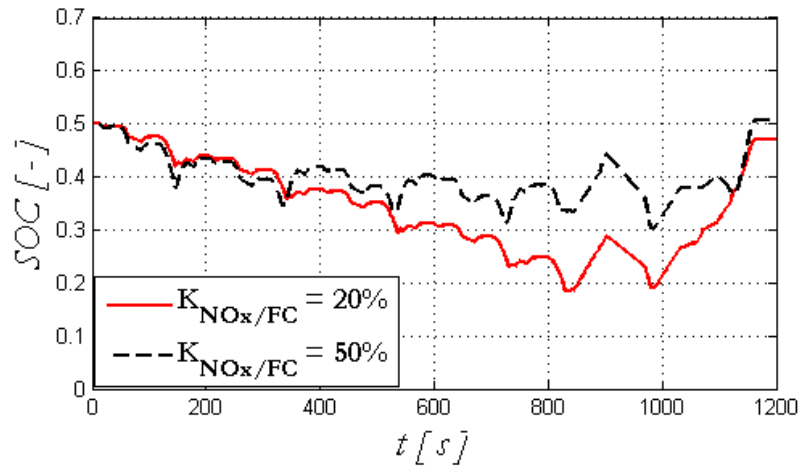


FIGURE 2.45 : Impact de  $k_{fc/NO_x}$  sur l'évolution de SoC (NEDC)

Dans le cas des LGE réduisant les  $NO_x$  (ligne pointillée noire), l'amplitude de la variation SoC est réduite de moitié par rapport aux LGE réduisant la consommation.

La figure 2.46 représente l'amplitude d'utilisation de la batterie sur le cycle de conduite FTP pour un véhicule hybride 30 kW et pour différents critères de stratégie de gestion de l'énergie.

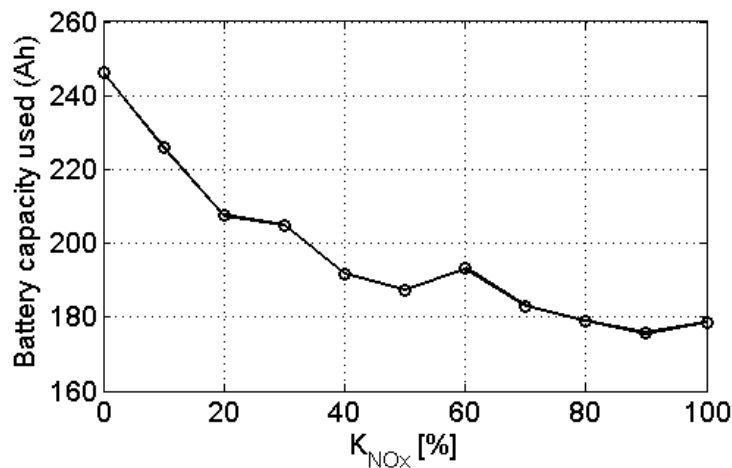


FIGURE 2.46 : Amplitude d'utilisation de la batterie (FTP 30kW)

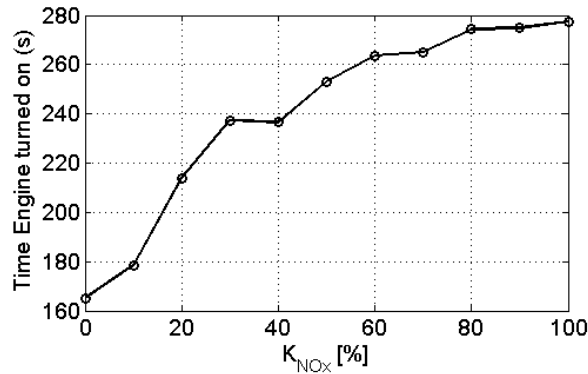


FIGURE 2.47 : Temps total d'activation du moteur thermique (FTP 30kW)

Sur le cycle FTP, avec les LGE minimisant les émissions de  $NO_x$  il n'est pas nécessaire de disposer d'une batterie aussi grande qu'avec les LGE minimisant la consommation de carburant. Pour un même véhicule et un même cycle de conduite, la capacité de la batterie peut être réduite de 30 %. Ce phénomène s'explique, car avec la stratégie de minimisation de la réduction du carburant, le moteur est utilisé à charge plus élevée (voir figure 2.35) pour fournir la même énergie pendant le cycle de conduite. En conséquence, il est éteint plus souvent (figure 2.47), car lorsqu'il est allumé, il produit plus d'énergie. Le mode électrique seul est utilisé plus longtemps et une plus grande batterie est nécessaire. Il s'agit d'un résultat important, puisqu'il indique que la capacité nécessaire de la batterie peut significativement varier avec l'objectif des LGE pour un même profil de mission. Compte tenu du prix et du poids de la batterie, c'est une dépendance importante à considérer lors de la phase de dimensionnement.

**Méthodologie** En conclusion, pour réduire efficacement la consommation de carburant et les émissions de  $NO_x$ , il est nécessaire de calculer un couple (niveau d'hybridation,  $k_{fc/NO_x}$ ) adapté. Une simple optimisation numérique peut suffire : par exemple, dans chacune des quatre figures précédentes, on observe plusieurs couples qui forment un front de Pareto. Le choix du meilleur couple dépend des besoins (compromis entre les émissions cumulées  $NO_x$  et la consommation de carburant). Puisque ce couple peut varier avec le cycle de conduite, cette étude doit être faite pour plusieurs cycles de conduite. La démarche alors présentée est illustrée sur la figure 2.48.

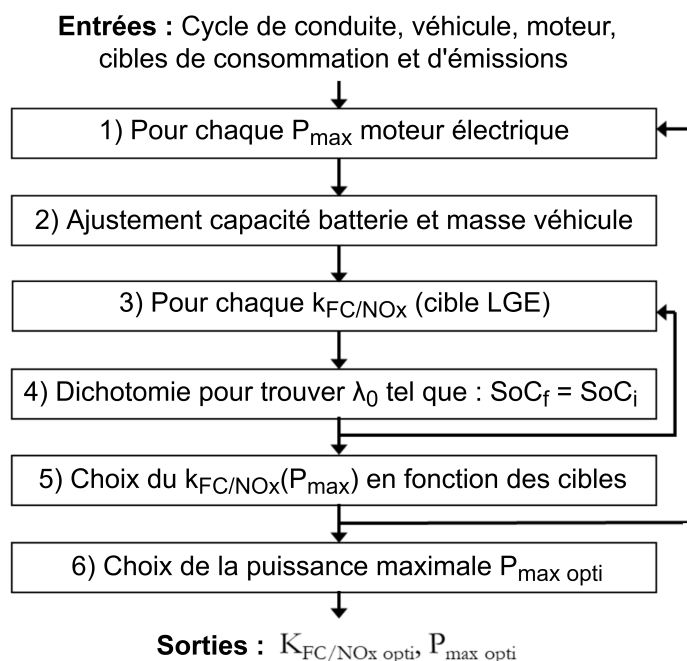


FIGURE 2.48 : Méthodologie proposée pour le dimensionnement du niveau d'hybridation tenant compte de la gestion énergétique

Elle permet de calculer le niveau d'hybridation optimal tout en tenant compte des LGE. Il est important de préciser que ce type d'optimisation est réalisable au début du développement du véhicule, car il ne nécessite que des informations génériques sur le véhicule et le moteur. Pour les cartographies du moteur, des cartographies cibles utilisées pour les phases de calibration moteur peuvent être utilisées.

## 2.7 Conclusions

Les véhicules hybrides Diesel affichent un potentiel de réduction de la consommation de carburant et des émissions de  $CO_2$  supérieur à l'hybride essence. Cependant, les émissions polluantes doivent être considérées dans la stratégie de gestion de l'énergie en complément de la consommation de carburant. Les résultats expérimentaux obtenus prouvent qu'il est possible de réduire les émissions polluantes en plus de la consommation de carburant, même quel que soit le niveau d'hybridation, comme synthétisé dans le tableau 2.10.

Véhicule				Etat de l'art		Contribution	
ID	Puiss. max Moteur	Capacité Batterie	NOx PT	$\Delta_{FC}$	$\Delta_{NOx}$	$\Delta_{FC}$	$\Delta_{NOx}$
Veh. B	10kW	0.3kWh	Non	-8%	-3%	-8%	<b>-11%</b>
Veh. C	50kW	2.7kWh	Non	-17%	+20%	-14%	<b>-36%</b>
Veh. C	50kW	2.7kWh	Oui	-17%	+33%	-16%	<b>-34%</b>

TABLEAU 2.10 : Gains de l'hybridation  $\Delta_{FC}$  et  $\Delta_{NOx}$  : Variations de la consommation et des émissions entre l'hybride et le conventionnel (WLTC).

Les LGE présentées ici permettent la prise en compte des émissions de  $NO_x$  **transitoires et à l'échappement**, en plus de la consommation de carburant, **sans connaissance a priori du cycle de conduite**. De manière chronologique, les principales contributions de ces travaux par rapport à l'état de l'art sont :

- Tout d'abord, la minimisation d'un compromis réglable entre les émissions de  $NO_x$  et la consommation de carburant en lieu et place de la seule efficacité énergétique (LGE (2)). Cette stratégie permet d'obtenir des gains significatifs pour les véhicules Diesel Full Hybrid non munis d'un système de post-traitement pour les émissions de  $NO_x$  (comme les véhicules de norme Euro 5) ;
- Ensuite, la formulation de LGE(3) prenant en compte les phénomènes transitoires pour s'adapter à des niveaux d'hybridation plus réduits ("Mild Hybrid"), tels que les hybrides 48 V dont la diffusion étendue commence. Dans ce cas, la propulsion exclusivement électrique n'est souvent pas réalisable et ces LGE permettent de réduire à la fois la consommation de carburant et les émissions de  $NO_x$  en réduisant la sévérité des transitoires de couple du moteur thermique pour éviter des surémissions de  $NO_x$  dues au temps de réponse de la boucle EGR ;
- Enfin, ces LGE(3) sont également adaptées aux moteurs Diesel plus récents équipés d'un post-traitement pour réduire les émissions de  $NO_x$ . Dans ce cas, les LGE permettent de réduire efficacement les émissions de  $NO_x$  et la consommation de carburant en réduisant le temps de mise en action du système de post-traitement.

Ces nouvelles LGE ont été validées dans des conditions représentatives de l'usage réel dans lesquelles les cycles de conduite ne sont pas connus a priori. L'adaptation en ligne du multiplicateur de Lagrange a été réalisée avec succès. Les LGE proposées ont été incluses dans un calculateur de série pour

tenir compte des stratégies d'agrément de conduite. En conséquence, les performances affichées sont représentatives d'une application réelle sur véhicule. Une étude spécifique de robustesse a été menée en simulation sur plus d'une centaine de cycles de conduite générés aléatoirement et représentatifs des conditions réelles. Cette étude a permis de démontrer que l'adaptation en ligne de la stratégie permettait de conserver la majeure partie des gains optimaux liés à l'hybridation. En effet, sur les cent cycles aléatoires, le gain de consommation de carburant lié à l'hybridation s'élève à 36 % contre 41 % pour le gain optimal); pour les émissions de  $\text{NO}_x$ , ce gain s'élève à 61 %, contre 68 % pour la valeur optimale. Cette étude a également montré que l'hybridation tend à limiter la sensibilité des émissions polluantes aux conditions de conduite, comme l'illustre l'écart-type des  $\text{NO}_x$  qui passe de 65 à 34 mg/km. Cela est particulièrement intéressant pour les prochaines normes d'émissions qui ont pour ambition de garantir des valeurs réduites d'émissions polluantes quelles que soient les conditions d'usage.

**En conclusion, une stratégie de gestion de l'énergie inspirée du contrôle optimal, adaptée aux contraintes d'une utilisation en ligne a été proposée. Elle permet d'assurer des gains à la fois sur la consommation de carburant et les émissions de  $\text{NO}_x$  sur des applications véhicules et des profils de missions variés.**

Une extension intéressante de ces travaux serait l'étude de l'interaction et la co-optimisation entre la calibration du moteur thermique et les stratégies de contrôle LGE. En effet, les LGE proposées choisissent les points de fonctionnement du moteur thermique pour une calibration donnée du moteur. Toutefois, il serait également possible d'optimiser la calibration du moteur thermique sur chaque point de fonctionnement (et en particulier le compromis entre les émissions  $\text{NO}_x$  et la consommation de carburant une fois de plus sur les points de fonctionnement choisis par les LGE). En effet, la calibration de chaque point du moteur thermique est généralement faite en ciblant un ensemble cycle de conduite. Or, pour un véhicule hybride, ce sont les LGE qui vont déterminer les points de fonctionnement du moteur thermique, en fonction de leurs niveaux d'émissions et de consommations, eux-mêmes fonction des choix de calibration moteur (niveau d'EGR, phasage de l'injection, etc.). Cette interaction pourrait être étudiée de manière itérative, en demandant aux ingénieurs motoristes d'ajuster la calibration des points de fonctionnement du moteur thermique sur les points privilégiés par les LGE. Ensuite, les nouvelles cartographies du moteur seront fournies aux LGE. Il sera particulièrement intéressant d'étudier comment obtenir une convergence des réglages du moteur et des choix des LGE.

# Chapitre 3

## Estimation des émissions de $\text{NO}_x$ et de la consommation d'énergie d'un véhicule à partir de son signal GPS

### 3.1 Introduction

Comme présenté dans le chapitre précédent, l'optimisation des points de fonctionnement du moteur thermique est un levier efficace pour réduire ses émissions polluantes sur un itinéraire et un véhicule donnés. Le chapitre précédent en tirait parti à l'aide de l'hybridation qui apporte un degré de liberté par l'ajout d'un second moteur. Le chapitre présent propose d'explorer une autre approche, compatible avec n'importe quel véhicule : le style de conduite. En effet, ce dernier a impact significatif sur les émissions polluantes. Cet impact est méconnu, car jusqu'ici le concept d'éco-conduite a été très majoritairement limité à la consommation de carburant. Cela s'explique notamment par la difficulté de mesurer précisément les émissions polluantes d'un véhicule sur route. Avec la généralisation des capteurs GPS sur les terminaux connectés (smartphones, véhicules, montres...), il est maintenant possible de mesurer relativement facilement le profil de vitesse et d'altitude réalisé par un conducteur dans des conditions réelles et sans instrumentation spécifique de son véhicule. Ensuite, les mesures GPS peuvent être couplées à des modèles de simulation pour en déduire les émissions polluantes. C'est l'objet de ce chapitre qui détaille la conception et le déploiement d'un système composé d'une application mobile et d'un serveur de calcul permettant de transformer un téléphone mobile en un estimateur des émissions polluantes de son

véhicule.

Les applications mobiles ont un fort potentiel de déploiement pour des campagnes de mesure à grande échelle. Elles représentent une solution prometteuse pour construire une large base de données des usages réels et des émissions associées tout en respectant la confidentialité des utilisateurs. Les données sont enregistrées de manière anonyme, puis agrégées pour calculer des informations sans caractère confidentiel, comme des niveaux moyens d'émissions polluantes par rue.

Les contributions décrites dans ce chapitre sont issues du projet "Geco air" développé par IFPEN avec le soutien de l'ADEME. Ce projet consiste à concevoir et à développer une application gratuite grand public pour téléphone mobile. L'application fournit aux conducteurs un accompagnement personnalisé pour réduire leurs émissions de polluants atmosphériques et de CO<sub>2</sub>. Elle leur donne une indication sur les effets polluants de leur comportement au volant et du trajet effectué.

## 3.2 Problématique

En raison du coût élevé des campagnes de mesure sur route des émissions polluantes à l'échappement (et notamment du coût des systèmes de mesure Portable Emissions Measurement Systems (PEMS)), les études à grande échelle sont impossibles. En conséquence, les émissions de polluants atmosphériques des véhicules en conditions de conduite réelles sont encore mal connues. Ces conditions de conduite dépendent de l'infrastructure et des réglementations routières et du style de conduite. La littérature montre que la sensibilité des émissions polluantes atmosphériques aux conditions de conduite est significative, plus importante que celle de la consommation de carburant : pour un même itinéraire, et avec un même véhicule, le niveau d'émissions d'oxydes d'azote peut être triplé entre deux conducteurs [2], en fonction de leur façon de conduire. La figure 3.1 représente les émissions NO<sub>x</sub> pour plusieurs répétitions du même trajet, avec le même véhicule et différents conducteurs (chaque barre correspond à une répétition). Ces résultats ont été obtenus en simulation à partir des profils GPS mesurés sur route avec un véhicule de type citadine équipée d'un moteur Diesel de norme euro 5 [41].

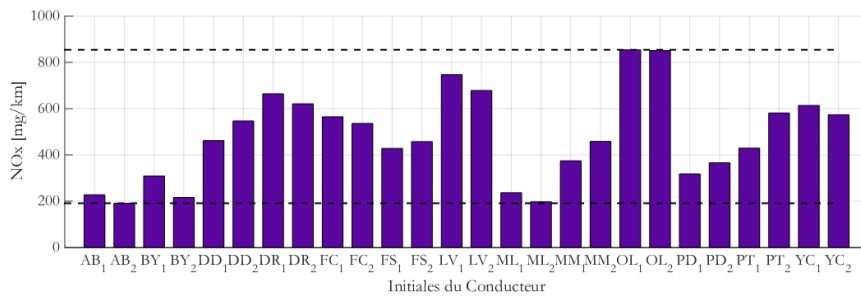


FIGURE 3.1 : Comparaison des émissions polluantes de différents conducteurs pour un même itinéraire et un même véhicule.

Les émissions de  $\text{NO}_x$  varient de 200 à 800 mg/km en raison de la sensibilité des émissions aux points de fonctionnement du moteur. Pour un même itinéraire et un même véhicule, le conducteur peut imposer des niveaux d'accélération très variable. En conséquence, le couple du moteur thermique peut avoir une trajectoire très différente en fonction des conditions de conduite, c'est-à-dire du profil d'accélération et de vitesse du véhicule. Or les moteurs thermiques, essence ou Diesel, ont tendance à sur émettre significativement à forte charge. Pour les moteurs Diesel, cela s'explique par une baisse, voire une suppression, de l'utilisation de la recirculation des gaz brûlés à l'admission à forte charge [42]. Pour les véhicules essence, cela concerne plutôt les émissions de monoxyde de carbone [43] et de particules fines en raison du débouclage de la régulation de richesse utilisé à forte charge.



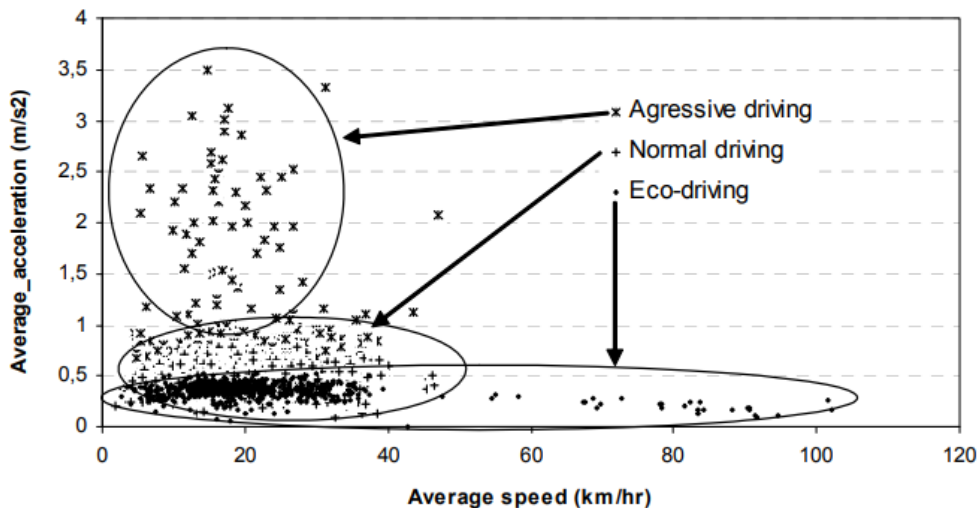


FIGURE 3.2 : Mesures d'accélération moyenne pour différents styles de conduite en environnement urbain.

Dans la littérature, ces conditions de conduite sont par exemple mesurées par des accélérations moyennes, comme illustré sur la figure 3.2 ou avec des critères plus élaborés, comme la "Relative Positive Acceleration" (RPA), qui est l'intégrale sur le trajet du produit de la vitesse  $v(t)$  et l'accélération positive  $a_{pos}(t)$  du véhicule divisé par la distance totale du trajet. Dans le détail, le critère RPA peut être calculé à l'aide de la formule suivante [44] :

$$RPA = \frac{\int_0^T v(t) \cdot a_{pos}(t) dt}{\int_0^T v(t) dt} \quad (3.1)$$

On observe que la sensibilité des émissions de  $\text{NO}_x$  aux conditions de conduite peut être considérable et qu'il est donc possible d'améliorer la qualité de l'air en tirant parti de ce levier encore méconnu. Pour y parvenir, la première étape consiste à mesurer ou estimer les émissions polluantes en usage réel pour comprendre comment elles varient avec les conditions de conduite. Une meilleure connaissance des conditions de conduite réelles et de leur influence offre un double potentiel d'amélioration :

- A l'échelle du conducteur, par l'adaptation du style de conduite, voire en incitant au report modal sur certains trajets ;
- A l'échelle de la collectivité, par l'adaptation des prises de décision liées à la régulation du trafic (vitesse réglementaire, restriction de trafic) et aux infrastructures (ralentisseurs, contournement, fermeture de voies...).

L'objectif de ce chapitre est de présenter une approche participative pour exploiter ces deux leviers. Cette approche est fondée sur un couplage innovant entre des modèles de calcul et les nouvelles technologies de l'information. Ce couplage est réalisé au moyen d'une application mobile qui permet de transformer le téléphone mobile du conducteur en un capteur virtuel des émissions polluantes. Une application mobile détecte automatiquement lorsque le conducteur se déplace et enregistre à chaque seconde son signal GPS (vitesse, coordonnées et altitude). Cette trajectoire de vitesses est ensuite utilisée pour alimenter un modèle de calcul des émissions polluantes de son véhicule, paramétré à l'aide de sa plaque d'immatriculation.

L'objectif est double :

- Encourager les conducteurs à améliorer leur comportement au volant en leur offrant des conseils simples, pratiques et personnalisés ;
- Sensibiliser aux impacts environnementaux et énergétiques de la mobilité. Par exemple, sur un court trajet, il n'y a pas assez de temps pour que le système de post-traitement atteigne sa température d'activation. Dans ce cas, les conducteurs seront encouragés à utiliser d'autres modes de transport.

De plus, en téléchargeant l'application mobile, les citoyens participent directement à un projet de « science participative »<sup>1</sup> puisque les données d'émissions collectées sont agrégées sur chaque tronçon routier et communiquées à la collectivité en charge de gérer le trafic routier. Celle-ci peut ainsi constituer une carte des émissions polluantes tenant compte des usages réels, et donc de l'infrastructure routière. Si le nombre de véhicules connectés est suffisant pour que l'agrégation soit suffisamment représentative, il est alors possible d'identifier les points critiques en termes d'émissions polluantes et de comparer les niveaux d'émissions avant et après un changement d'infrastructure (exemple : installation d'un carrefour à feux) ou de réglementation (modification de la vitesse réglementaire).

Une fois l'application installée, celle-ci enregistre automatiquement la vitesse du véhicule et la pente de la route à chaque seconde à l'aide du capteur Global Positioning System (GPS) du téléphone. Il est important de préciser

---

<sup>1</sup>Les sciences participatives ("Citizen Science" en anglais) sont des formes de production de connaissances scientifiques auxquelles des acteurs non-scientifiques-professionnels — qu'il s'agisse d'individus ou de groupes — participent de façon active et délibérée. Les applications mobiles offrent de nouvelles possibilités de développer des projets de sciences participatives. Un consortium d'universités néerlandaises a d'ailleurs déjà choisi le même type d'approche pour mesurer la présence d'aérosols dans l'atmosphère [45].

que ces enregistrements sont totalement anonymes. Ces données sont ensuite utilisées pour alimenter un modèle microscopique de calcul des émissions polluantes sur le trajet. Ce modèle, qui intègre une modélisation physique du véhicule, du moteur et du post-traitement, est trop complexe pour être directement embarqué dans une application mobile. Il est donc déployé sur un serveur de calcul. Pour limiter les flux de données échangées entre le téléphone et le serveur, le calcul des polluants est effectué une seule fois, à la fin de chaque trajet. Pour être réaliste, les modèles d'émission polluantes sont choisis et calibrés automatiquement en tenant compte des spécifications de chaque véhicule, récupérées à partir du numéro d'immatriculation du véhicule. En effet, grâce à cette information, il est possible de connaître les principales caractéristiques techniques du véhicule à l'aide d'une base de données nationale.

Après chaque trajet, le conducteur peut visualiser sur un tableau de bord personnel ses émissions et les conseils de conduite associés.

Cependant, le conducteur n'est pas le seul bénéficiaire du projet, puisque le second objectif du projet est d'aider à évaluer l'impact des politiques publiques de mobilité. Aujourd'hui, les décideurs utilisent des outils très macroscopiques dont la précision est souvent insuffisante pour mettre en évidence les impacts environnementaux des politiques publiques et des aménagements de mobilité. À l'aide des données terrain collectées par les applications mobiles, il est possible de superviser les émissions polluantes de la mobilité à plus haute définition spatiale et temporelle. L'impact des aménagements de voirie et du comportement des usagers devient alors visible.

### 3.3 État de l'art

Longtemps, l'impact environnemental des véhicules n'a été évalué qu'au moyen de campagne de mesures des émissions dans des conditions de laboratoires, au banc moteur ou véhicule. Cependant, les données issues de ces tests ne sont pas directement représentatives des émissions en condition de conduite réelles. Pour faire face à ce problème, des systèmes portables de mesure des émissions ont été développés depuis les années 1990 [46]. Ces systèmes conviennent parfaitement pour réaliser des mesures sur un véhicule donné. Cependant, ils sont peu adaptés à des campagnes de mesure à grande échelle en raison de leur coût et de leur temps d'installation. Un autre moyen de mesurer, indirectement, les émissions réelles des véhicules consiste à utiliser des stations de mesures de la qualité de l'air, mais là encore, le nombre de stations de mesures de la qualité de l'air est aujourd'hui très limité, et il est

alors difficile de relier les concentrations mesurées et les sources d'émissions.

Du côté des modèles, il existe des approches macroscopiques, dont les entrées sont la vitesse moyenne et le type de véhicule. En Europe, les modèles macroscopiques, appelés aussi facteurs d'émission, les plus connus sont HBEFA [47] et COPERT [48].

Les facteurs d'émission ont déjà été couplés avec des données GPS pour estimer les émissions des véhicules [49]. Les facteurs d'émission permettent d'estimer correctement les émissions polluantes sur de longs trajets. Cependant, ils ne sont pas suffisamment précis à l'échelle d'une rue, car ils ne tiennent pas compte des niveaux d'accélération et de la pente sur l'axe routier considéré [50, 51]. Pour les considérer, il est nécessaire d'utiliser un niveau de modèle plus fin, appelé microscopique, dont l'entrée est généralement un profil de vitesse du véhicule échantillonné à 1 Hertz.

Plusieurs modèles microscopiques existent déjà [52], mais ils sont conçus pour des études hors ligne. Ils sont souvent couplés avec des simulateurs de trafic microscopiques tels que SUMO et AIMSUN qui fournissent le profil de vitesse de 1 Hertz. Cependant, il existe un écart important entre les profils de vitesse simulés et mesurés, et donc les émissions polluantes, comme l'illustre [53]. La contribution présentée de ce chapitre repose sur le couplage entre un modèle microscopique et des profils de vitesse réels pour estimer les émissions polluantes des véhicules de manière représentative.

### 3.4 Chaîne de calcul des émissions polluantes

La figure 3.3 illustre l'architecture de la chaîne de calcul utilisée pour estimer les émissions polluantes à partir des mesures GPS. Les entrées de ce calcul, fournies par le téléphone mobile de l'utilisateur, sont le numéro d'immatriculation du véhicule (ID) et les mesures GPS automatiquement enregistrées. La première étape consiste à récupérer les paramètres suivants du véhicule à partir du numéro d'immatriculation :

- Type de carburant
- Cylindrée du moteur
- Vitesse maximale du véhicule
- Type de boucle d'air (atmosphérique ou suralimenté)
- Type de post-traitement (présence de filtre à particule)

- Type de boîte de vitesses (manuelle ou automatique)
- Puissance du moteur
- Couple du moteur
- Masse du véhicule
- Type d'injection
- Date de mise en circulation

Ces informations sont obtenues par requête à un web service du Système d'Information des Véhicules (SIV) <sup>2</sup>. À partir de la date de mise en circulation, on estime le niveau de norme antipollution du véhicule. Ces paramètres sont directement utilisés pour calibrer les modèles de la chaîne de traction. Ensuite, il suffit à l'utilisateur de se déplacer en ayant avec lui son téléphone mobile. Des bibliothèques du système d'exploitation du téléphone permettent de détecter automatiquement le début d'un trajet à l'aide des capteurs de la centrale inertielle et de lancer immédiatement une acquisition GPS sans aucune action de l'utilisateur. Pendant le trajet, le signal GPS, échantillonné à 1 Hz est enregistré. À la fin du trajet, détectée automatiquement sur des critères d'arrêt, la trace GPS est envoyée au serveur qui contient les modèles de calcul des émissions polluantes. Une fois ce calcul réalisé, le résultat est renvoyé à l'utilisateur.

L'objectif de cette section est de présenter les modèles de calcul utilisés pour estimer les émissions polluantes.

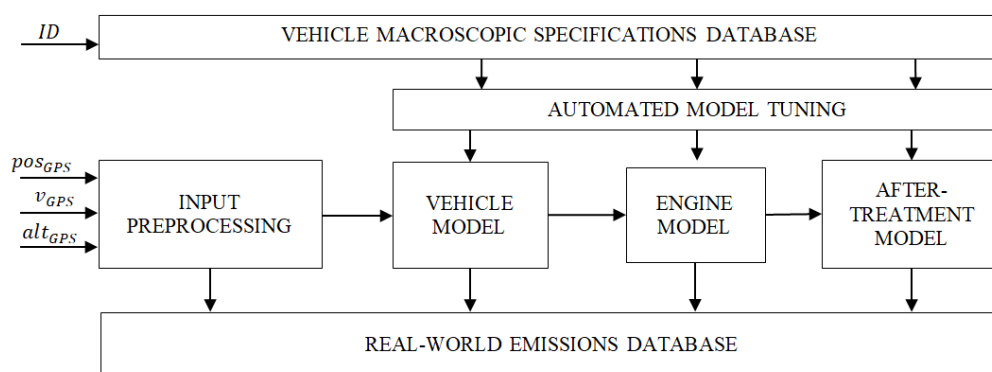


FIGURE 3.3 : Schéma de la chaîne de calcul des émissions polluantes.

<sup>2</sup><https://www.cnil.fr/fr/siv-systeme-dimmatriculation-des-vehicules-0>

Le choix du niveau de modélisation est un compromis entre la précision, le nombre de paramètres d'entrée et le temps de calcul. Les modèles développés doivent permettre de capter l'impact des conditions de conduite réelles sur les émissions polluantes. De plus, pour être adapté aux données fournies par les téléphones, le modèle doit fonctionner avec des signaux d'entrée issus des téléphones dont la période d'échantillonnage (généralement une seconde) est grande en comparaison de la durée des phénomènes physiques et chimiques en jeu dans la formation des polluants (la durée d'un cycle moteur étant de quelques millisecondes). Il est important de préciser que les modèles proposés ne sont pas fondés sur les résultats d'un cycle de conduite d'homologation (tel que le NEDC) qui représente mal les conditions réelles sur la route. Les modèles intègrent des calibrations réalistes du moteur et du post-traitement, ce qui est essentiel pour modéliser les émissions dans le monde réel. Il en résulte que les émissions estimées sur un segment de route et sur un cycle d'homologation peuvent être très différentes pour certains polluants et certaines technologies du groupe motopropulseur.

### 3.4.1 Analyse des données d'entrée

Cette section donne des éléments sur la précision des données GPS utilisées en entrée de la chaîne de modélisation. Il ne s'agit pas du sujet principal de la thèse, mais il est néanmoins intéressant de donner quelques éléments de comparaison entre la précision de la vitesse calculée par le GPS et celle mesurée sur le réseau de bord du véhicule (donnée disponible sur le bus CAN, mesurée à partir d'un capteur de vitesse de rotation sur une roue).

Rappelons que la vitesse GPS n'est pas calculée en dérivant la position GPS, mais à l'aide de l'effet Doppler (lorsque la vitesse relative du téléphone par rapport au satellite n'est pas nulle, la fréquence perçue est différente de la fréquence émise). Le GPS tire parti de cet effet Doppler (en comparant les fréquences reçues par différents satellites) et en déduit la vitesse instantanée de façon précise. Ce calcul est réalisé directement par le module GPS du téléphone.

Un filtre de Savitzky-Golay du troisième ordre avec une fenêtre glissante de 5 points est appliqué au signal GPS afin d'atténuer des bruits de mesures présents sur certains terminaux. Ce filtre est appliqué sur le serveur de calcul. Il présente l'avantage de permettre de calculer directement l'accélération du véhicule.

Les figures 3.4 et 3.5 permettent de comparer, sur un roulage réel, les signaux de vitesse et d'accélération mesurés à l'aide d'un téléphone mobile avec la référence CAN. Les données GPS présentées dans cette section ont

été mesurées à l'aide d'un téléphone mobile de marque Samsung et de modèle A3. Il s'agit d'un téléphone d'entrée de gamme. Les données CAN ont été mesurées directement sur le véhicule à l'aide d'un système dédié "Canalyzer" et enregistrées à 50 Hz.

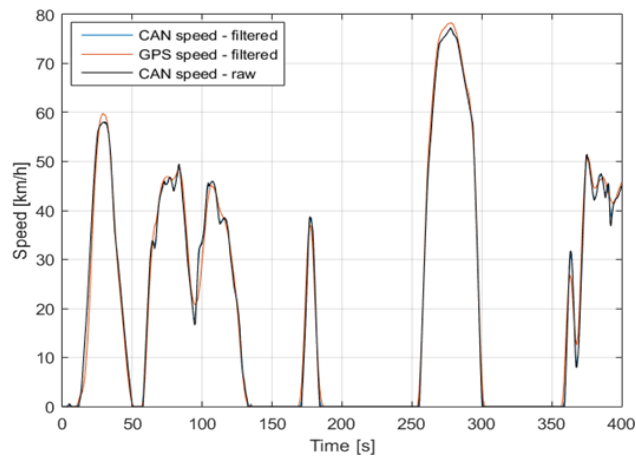


FIGURE 3.4 : Comparaison des signaux de vitesses GPS et CAN.

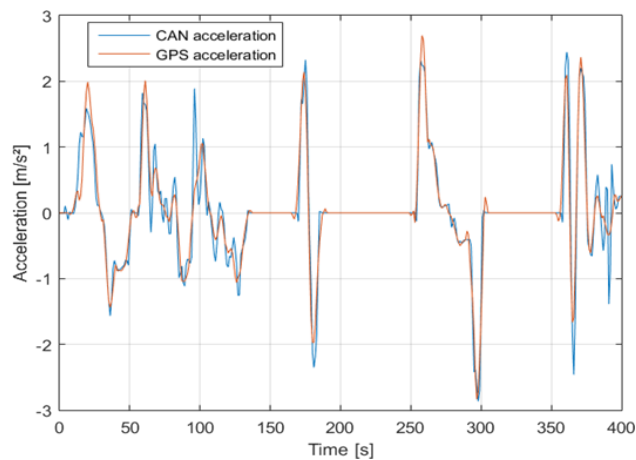


FIGURE 3.5 : Comparaison des signaux d'accélérations GPS et CAN.

Comme illustré sur les figures 3.4 et 3.5, le signal de vitesse mesuré par le GPS présente une bonne cohérence avec la mesure de référence. On observe cependant que la mesure GPS présente une dynamique plus lente, filtrée par rapport au signal réel. Cela s'explique par le fait que la référence CAN s'établit sur un capteur angulaire qui mesure au moins 50 points par seconde alors que la mesure GPS ne mesure qu'un point par seconde, qui plus est de

manière moins directe puisqu'elle se base sur la fréquence des signaux reçus par les satellites. Le tableau suivant permet de comparer les coefficients de corrélation linéaire des deux signaux pour la vitesse et l'accélération.

Trajet #	Coefficient de corrélation R entre signaux GPS et CAN					
	1	2	3	4	5	6
Vitesse GPS et CAN	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Accélération GPS et CAN	0,89	0,90	0,89	0,91	0,91	0,88

TABLEAU 3.1 : Corrélation entre les signaux du GPS et du bus CAN.

Comme illustré sur le tableau 3.1, la corrélation est forte entre la vitesse GPS et la vitesse CAN (autour de 99 %), et cette valeur reste correcte pour les accélérations (90 %). De plus, cette corrélation reste stable sur l'ensemble des six trajets.

### 3.4.2 Modèle du véhicule

La modélisation de la dynamique longitudinale du véhicule permet de calculer le régime et le couple du moteur à partir de deux signaux d'entrées, la vitesse GPS et l'altitude. En effet, contrairement au chapitre 2 dans lequel la consigne de couple du moteur thermique était l'image de la position pédale d'accélérateur, l'approche suivie ici consiste à recalculer le couple que le moteur thermique a fourni pour que le véhicule réalise la trajectoire de vitesse mesurée par le GPS.

La dynamique longitudinale du véhicule peut généralement être écrite sous la forme [28] :

$$m \frac{dv(t)}{dt} = F_w - F_{\text{aero}} - F_{\text{friction}} - F_{\text{slope}} \quad (3.2)$$

où  $m$  est la masse du véhicule,  $v(t)$  la vitesse du véhicule,  $F_w$  la force de traction aux roues,  $F_{\text{aero}}$  la force aérodynamique,  $F_{\text{friction}}$  la force de résistance au roulement,  $F_{\text{slope}}$  la force de gravité. L'inertie du moteur thermique est négligée.

La somme de l'ensemble des efforts résistifs, est souvent modélisée par un polynôme du second degré de la vitesse véhicule  $v$  (cette fonction est parfois appelée "loi de route") [54] :

$$F_{\text{res}} = F_{\text{aero}} + F_{\text{friction}} = a_2 v(t)^2 + a_1 v(t) + a_0 \quad (3.3)$$



où  $a_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  sont des paramètres identifiés pour un véhicule donné. Par conséquent, la force exercée sur les roues peut être exprimée sous la forme :

$$F_w = m\dot{v}(t) + a_2v(t)^2 + a_1v(t) + a_0 + mg \sin(\alpha(x(t))) \quad (3.4)$$

où  $\dot{v}(t)$  est l'accélération,  $\alpha(x)$  est la pente de la route en fonction de la position du véhicule, et  $g$  est la constante de gravité.

L'équation 3.2 peut être réécrite comme suit :

$$m \cdot \frac{dv(t)}{dt} = F_{eng} - F_{res} - F_{slope} - F_{brk} \quad (3.5)$$

avec  $F_{eng}$  la force de traction du moteur et  $F_{brk}$  la force de freinage et :

$$F_{wheel} = F_{eng} - F_{brk} \quad (3.6)$$

Ces équations permettent de calculer la force de traction du moteur et ensuite la puissance du moteur  $P_{eng}$  en phase de traction :

$$P_{eng} = \frac{vF_{eng}}{\rho_{trans}} = \left( m \frac{dv}{dt} + F_{res} + F_{slope} + F_{brk} \right) \frac{v}{\rho_{trans}} \quad (3.7)$$

où  $\rho_{trans}$  est l'efficacité de la transmission. À chaque pas de temps, le modèle calcule le rapport de réduction entre la roue et le vilebrequin  $R_{e-w}$  en fonction de  $v$  et  $P_{eng}$  :  $R_{e-w} = f(v, P_{eng})$ . Ce calcul, appelé "loi de passage", permet de simuler le comportement du conducteur qui choisit son rapport de boîte dans le cas d'une boîte manuelle ou de la stratégie de contrôle dans le cas d'une boîte robotisée. Le modèle consiste à supposer que le conducteur change systématiquement de rapport de boîte lorsque le régime moteur sort d'un intervalle prédéfini, fonction du type de carburant (les moteurs Diesel sont en général utilisés sur une plage de régime plus basse que les moteurs essence). À partir de cette hypothèse d'intervalle de régime, on en déduit une loi de passage qui permet d'estimer le rapport de boîte engagé en fonction de la vitesse du véhicule. Un seuillage par hystérésis est utilisé pour éviter les oscillations trop fréquentes.

L'équation suivante permet de convertir la vitesse et la puissance à la roue en couple moteur  $T_{eng}$  et en régime  $N_{eng}$  au niveau du vilebrequin :

$$\begin{cases} N_{eng} = v \cdot R_{e-w} \\ T_{eng} = P_{eng} \cdot \frac{30}{N_{eng} \cdot \pi} \end{cases} \quad (3.8)$$

### 3.4.3 Modèle de consommation de carburant

Contrairement au chapitre 2, il est impossible d'utiliser une cartographie de consommation issue de mesures expérimentales. En effet, l'objectif de ce chapitre est de concevoir un modèle fonctionnant sur n'importe quel type de véhicule et il n'est pas réaliste de nécessiter de caractériser expérimentalement chaque moteur produit au banc. C'est pour cette raison que l'on utilise ici une modélisation de la consommation paramétrable en fonction des caractéristiques du moteur et du véhicule. Ce modèle est issu de la littérature (voir [55]).

La première étape de ce modèle consiste à évaluer des grandeurs physiques internes du moteur sur le point de fonctionnement considéré telles que les débits, les températures et les concentrations. Ces grandeurs seront ensuite utilisées pour estimer la consommation de carburant, qui permettra ensuite de calculer les émissions polluantes. Les grandeurs du modèle sont estimées à l'aide des hypothèses suivantes :

- La courbe de couple maximal (fonction du régime) est modélisée à partir d'une fonction empirique à partir du maximum du couple et de la puissance ;
- La présence (ou l'absence) de suralimentation est connue ;
- Une loi empirique est utilisée pour modéliser les frottements en fonction du régime moteur ;
- Une hypothèse de rendement indiqué constant est réalisée ;
- La richesse (rapport entre la masse de carburant et la masse d'air dans la chambre de combustion) est supposée égale à 1 pour les moteurs à allumage commandé (sauf à forte charge où elle augmente linéairement avec la charge), et variant entre deux valeurs pour les moteurs à allumage par compression ;
- Une cartographie de taux d'EGR est utilisée pour chaque point de fonctionnement du moteur en fonction de sa norme d'homologation, et de la masse du véhicule.

Ces hypothèses sont appliquées pour chaque point de fonctionnement du champ moteur pour déterminer la pression moyenne effective de pompage, en déduire la pression moyenne indiquée Pression Moyenne Indiquée (PMI) et la consommation de carburant, en considérant l'hypothèse de rendement indiqué constant. **Cet algorithme est itératif en cas de présence d'une**

suralimentation, car il est nécessaire de calculer l'équilibre des pressions dans la boucle d'air. En effet, la puissance mécanique récupérée par la turbine dépend dans ce cas de l'enthalpie à l'échappement. Or cette dernière dépend de la masse de carburant injectée, elle-même liée à la masse d'air (et donc à la pression à l'admission) par l'hypothèse de richesse. Enfin, la pression à l'admission est la conséquence directe de l'effet du compresseur et dépend donc de la puissance récupérée par la turbine à l'échappement.

Ce processus itératif vise principalement à calculer la consommation de carburant du moteur, ce qui nécessite de calculer pour chaque point de fonctionnement du moteur les cartographies de débit massique d'air (avec hypothèse de richesse) et les températures d'échappement nécessaires pour les modèles d'émissions polluantes, ainsi que les différentes pressions et températures dans la boucle d'air. Les équations utilisées pour déterminer la consommation de carburant, le débit massique total à l'admission et les conditions de pression et de température dans le circuit d'air sont détaillées dans [55].

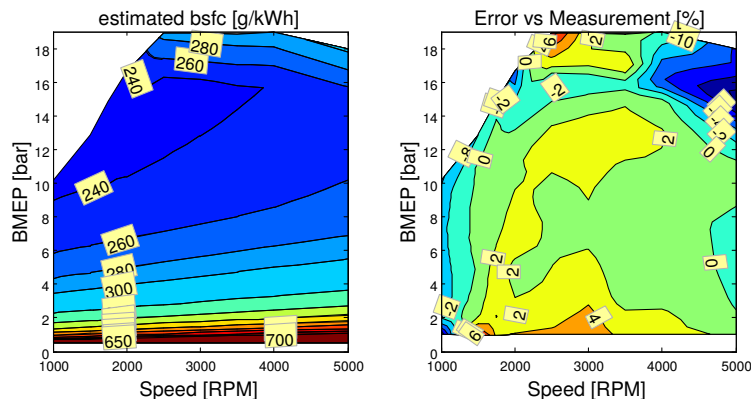


FIGURE 3.6 : Cartographie de consommation carburant [g/kWh] et erreur de modélisation.

Les cartographies de consommation de carburant générées avec ce modèle sont cohérentes avec les mesures, comme le montre la figure 3.6, qui présente un exemple de cartographie de consommation de carburant générée pour un moteur à allumage commandé suralimenté, et l'erreur d'estimation par rapport aux mesures.

### 3.4.4 Modèle des émissions en sortie du moteur

L'estimation des émissions polluantes est également basée sur une modélisation physique du moteur. Cette modélisation repose sur des hypothèses de quasi-staticité (c'est-à-dire en supposant un fonctionnement stationnaire) pour la plupart des paramètres, mais les phénomènes transitoires tels que le temps de réponse de la boucle d'air et les comportements thermiques du moteur et du post-traitement sont inclus à l'aide de modèles dynamiques.

Une contribution importante de ces travaux réside dans la mise en équation de la formation des  $\text{NO}_x$  en sortie du moteur. Le modèle analytique proposé est inspiré d'un modèle antérieur [56] qui s'écrit :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x \text{EO}}(Q_{\text{fuel}}, \text{COC}, m_{\text{cyl}}, m_{\text{O}_2}) = Q_{\text{fuel}} * e^{\gamma_1 + \gamma_1 * \text{COC} + \gamma_1 * m_{\text{cyl}} + \gamma_1 * m_{\text{O}_2}} \quad (3.9)$$

avec  $\text{NO}_x$  la masse de  $\text{NO}_x$  par masse de carburant,  $\text{COC}$  le centre de combustion (valeur de l'angle vilebrequin pour lequel le dégagement de chaleur vaut 50 % de sa valeur totale) et  $m_{\text{cyl}}$  et  $m_{\text{O}_2}$  la masse d'air et d'oxygène dans le cylindre par cycle et  $a_0, a_1, a_2, a_3$  les coefficients du modèle. Ce modèle a dû être largement modifié pour s'adapter à une utilisation plus macroscopique à partir de signaux d'entrées temporels et de paramètres décrivant le moteur bien plus réduits. Il a notamment fallu supprimer la dépendance au  $\text{COC}$ , variable très complexe à estimer sans une modélisation fine de la combustion.

Le modèle proposé s'écrit :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x \text{EO}}(N_{\text{eng}}, T_{\text{eng}}, t) = Q_{\text{fuel}}(N_{\text{eng}}, T_{\text{eng}}) * e^{\beta_1 + \beta_2 * \hat{F}(N_{\text{eng}}, T_{\text{eng}}, t) + \beta_3 * T_{\text{eng}}} \quad (3.10)$$

où  $\hat{F}$  est le taux de gaz brûlés enfermé dans le cylindre (Taux de gaz brûlés à l'admission (BGR)) estimé avec le modèle de boucle d'air détaillé dans le chapitre 2 aux équations 2.21 à 2.24.

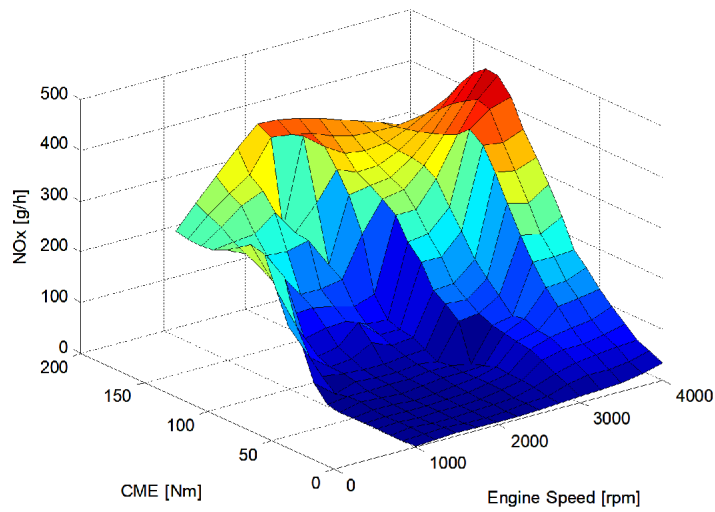


FIGURE 3.7 : Modélisation de Gärtner (état de l'art) des NO<sub>x</sub> en sortie du moteur en fonction du régime et du couple moyen effectif.

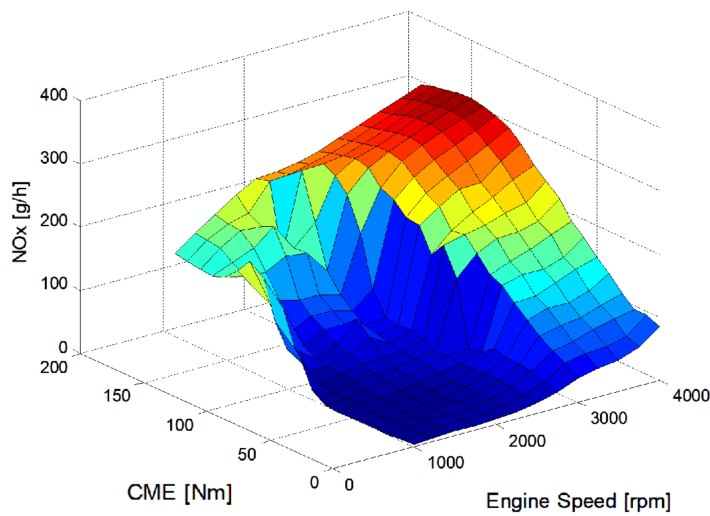


FIGURE 3.8 : Modélisation proposée des NO<sub>x</sub> en sortie du moteur en fonction du régime et du couple moyen effectif.

Les figures 3.7 et 3.8 illustrent respectivement le modèle original et le modèle ajusté aux nouvelles entrées, proposé dans ce chapitre. On remarque que le modèle proposé, bien qu'il ne conserve pas toute la finesse du modèle initial (alimenté par des entrées très précises, notamment sur le phasage de la combustion), permet toutefois de capter les tendances principales, à savoir l'existence de deux zones de fonctionnement très distinctes. La première zone

située à couple et régime moyen présente des niveaux d'émissions de  $\text{NO}_x$  très bas, inférieur à 10 g/h grâce à l'usage extensif de la recirculation des gaz brûlés (EGR). En dehors de cette zone, les émissions d'oxydes d'azote augmentent significativement en raison de la baisse rapide du taux d'EGR et de l'augmentation de la température maximale de combustion.

La figure 3.9 permet de comparer les résultats de plusieurs modèles sur 26 profils de vitesse réels enregistrés pour un même véhicule et un même itinéraire, mais des styles de conduite et des conducteurs différents. Chaque ensemble de barres représente la simulation des différents modèles sur un même profil de vitesse véhicule et de pente enregistré :

- Les barres en bleu foncé représentent le modèle de Gärtner original : équation 3.9 issue de [56]
- Les barres en bleu ciel correspondent à une première simplification du modèle qui consiste à remplacer les variables  $m_{cyl}$  et  $m_{O_2}$  (masse d'air et d'oxygène dans le cylindre par cycle) par le débit d'air  $m_{air}$  et le taux de gaz brûlés  $F$ . Les coefficients  $\beta_i$  sont alors recalculés. Il s'agit d'un résultat intermédiaire. Ce modèle n'a pas été retenu pour la suite.
- Les barres en jaune correspondent à une simplification supplémentaire du modèle qui consiste à supprimer la dépendance en  $COC$  appelé aussi  $CA50$ . Il s'agit d'une étape importante, car il est ardu d'estimer le  $CA50$  d'un moteur sans capteur de pression cylindre. Les coefficients  $\beta_i$  sont alors recalculés. Il s'agit d'un résultat intermédiaire. Ce modèle n'a pas été retenu pour la suite.
- les barres en rouge foncé correspondent au modèle finalement retenu. Celui-ci conserve les simplifications des modèles précédents, mais supprime également la dépendance en  $m_{air}$ . Il correspond au modèle décrit par l'équation 3.10.

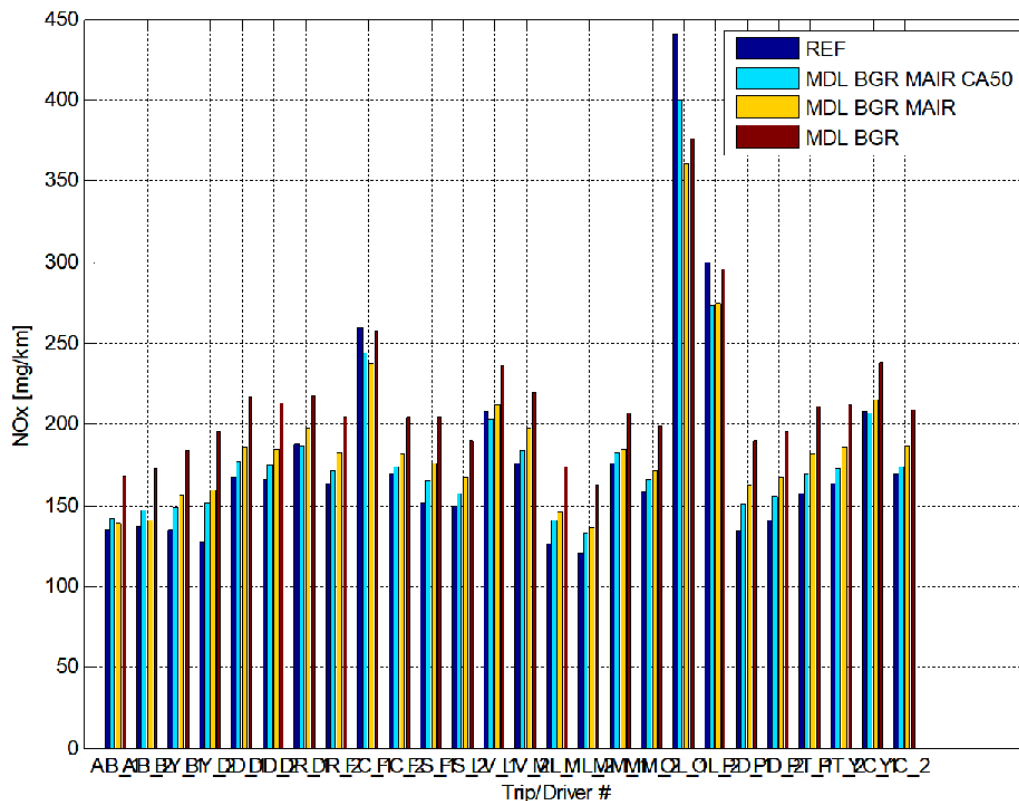


FIGURE 3.9 : Comparaison des modèles simplifié et complet.

Pour chaque trajet, on observe que les quatre modèles suivent des tendances comparables. La simplification du modèle original dégrade tout de même les performances puisqu'elle entraîne une surestimation des niveaux de  $\text{NO}_x$  les plus faibles et une sous-estimation des valeurs les plus élevées. Ces erreurs restent cependant acceptables et doivent être considérées en tenant compte du fait que le modèle original n'était pas utilisable à l'aide de mesures GPS puisqu'il demandait des paramètres de calibration et des signaux temporels nécessitant des capteurs sur le moteur. On peut en déduire que les variables clés retenues pour estimer les émissions de  $\text{NO}_x$  sont la consommation de carburant, le taux de gaz brûlés à l'admission et le couple moteur.

Si l'on s'intéresse ensuite à la comparaison des 26 profils de vitesse réels enregistrés (groupe de quatre barres), on observe que le modèle proposé permet bien de capter l'influence significative du style de conduite puisque les émissions sont multipliées par trois entre le meilleur et le pire conducteur. **L'objectif visé : formuler un modèle adapté à l'estimation par mesure GPS et capable de capter l'impact du style de conduite est globalement atteint.** Une fois les émissions en sortie du moteur estimées,

il est nécessaire de modéliser l'impact du système de post-traitement dont la finalité est de dépolluer les gaz d'échappement.

### 3.4.5 Modèle de la ligne d'échappement

La ligne d'échappement, qui contient le système de post-traitement, est modélisée en associant différents sous-modèles en fonction de l'architecture réelle du système. La bibliothèque de sous-modèles de chaque composant est issue de la littérature [57]. Cette bibliothèque est composée de six sous-modèles, chacun représentant un élément physique composant la ligne d'échappement :

- le catalyseur d'oxydation Diesel (DOC) permet d'oxyder les émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbure imbrûlés dans un milieu pauvre (en excès d'oxygène) ;
- le catalyseur à trois voies (Three Ways Catalyst (TWC)) est utilisé sur les moteurs essence. Il permet à la fois d'oxyder les émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbure imbrûlés dans un milieu pauvre (en excès d'oxygène) et de réduire les  $\text{NO}_x$  en milieu riche (excès de carburant). Cette dualité de fonctionnement est possible grâce à la régulation de richesse du moteur qui régule la quantité de carburant injectée en pilotant des oscillations de la stœchiométrie (richesse 1).
- le filtre à particule Diesel (Filtre à particule Diesel (DPF)) permet de stocker les particules, puis de les y brûler. Il est nécessaire d'injecter du carburant spécifiquement pour déclencher la régénération du filtre à particule.
- le filtre à particule essence (GPF) fonctionne sur le même principe. Les régénérations sont généralement passives grâce à une température à l'échappement supérieure au Diesel.
- le catalyseur par réduction sélective SCR est utilisé sur les moteurs Diesel pour réduire les émissions de  $\text{NO}_x$ . Cette réduction est rendue possible par l'injection dans la ligne d'échappement d'un agent réducteur contenant de l'azote : l'urée.
- le piège à  $\text{NO}_x$  (LNT) est un autre système visant à réduire les  $\text{NO}_x$  sur un moteur Diesel. Le système fonctionne en deux phases. Pendant la plus grande partie du temps, le système fonctionne comme un piège en stockant les  $\text{NO}_x$  sous forme chimique. Lorsque le piège est plein, une phase de régénération du piège permet d'éliminer les  $\text{NO}_x$



Ces éléments peuvent être disposés de manière à décrire la diversité des architectures des lignes d'échappement.

Pour illustrer cette diversité, les architectures d'échappement Diesel les plus courantes sont brièvement mentionnées ci-après :

- 

La plupart des véhicules antérieurs à la norme Euro 5 n'utilisent que le catalyseur à oxydation (DOC) comme dispositif de post-traitement. Les architectures Euro 5 rajoutent systématiquement un filtre à particule. Avec la norme Euro 6, on observe l'ajout d'un catalyseur à réduction sélective SCR en aval du catalyseur à oxydation et du filtre à particule. Cette ligne d'échappement est illustrée sur la figure 3.10

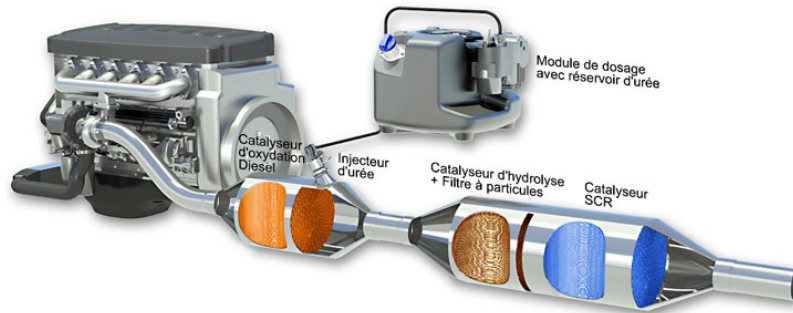


FIGURE 3.10 : Schéma de la ligne d'échappement du moteur Diesel

Cette dernière architecture est alors modélisée à l'aide de la librairie de sous-modèles correspondants à chaque composant, comme illustré sur la figure 3.11

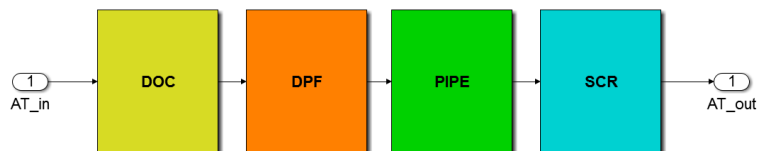


FIGURE 3.11 : Décomposition élémentaire d'une ligne d'échappement Euro 6.

Cette bibliothèque de sous-modèles permet notamment de prendre en compte toutes les architectures Euro 6. Un exemple d'un tel arrangement est illustré sur la figure 2.4. Chaque sous-modèle a pour entrée les grandeurs physiques de débit, de température et de composition des gaz (HC, CO, Monoxyde d'azote (NO), Dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>), de suies, Dioxygène (O<sub>2</sub>)) à l'entrée de l'élément et calcule en sortie les mêmes grandeurs. Il est alors possible de décrire précisément l'évolution de la température et de la composition des gaz à travers les différents éléments, et d'estimer les polluants en sortie de l'échappement.

## **3.5 Résultats**

### **3.5.1 Validation expérimentale des modèles**

L'objectif de cette section est de comparer les résultats des modèles d'émissions avec les données expérimentales.

Comme illustré dans le tableau 3.2, les modèles ont été validés sur un échantillon de 24 véhicules couvrant les principales technologies et norme de dépollution.

Segment	Masse [kg]	Carb.	Techno. Depoll.	Puiss. [cv]	Norme	Cyl. [L]	Banc moteur	Banc à rouleau	PEMS
A	850	Ess.	TWC	68	€ 4	1.0	X	X	
A	1020	Ess.	TWC	85	€ 5	0.9	X	X	
C	1204	Ess.	TWC	125	€ 5	1.0	X	X	
B	1050	Ess.	TWC	82	€ 5	1.2		X	
C	1296	Ess.	TWC	140	€ 5	1.4		X	
B	1150	Ess.	TWC	157	€ 5	1.6	X	X	
C	1250	Ess.	TWC	155	€ 5	1.6	X	X	
D	1430	Ess.	TWC	170	€ 6	1.8	X	X	X
D	1472	Ess.	TWC	204	€ 6	2.0	X	X	
C	1250	D.	EGR	85	€ 4	1.5		X	
C	1300	D.	EGR	110	€ 4	1.6	X	X	
A	1080	D.	EGR	90	€ 5	1.4			X
B	1200	D.	EGR	90	€ 5	1.5		X	
C	1300	D.	EGR	114	€ 5	1.6		X	
C	1130	D.	EGR	92	€ 5	1.6		X	
E	1506	D.	EGR	150	€ 5	2.0			X
SUV	1445	D.	EGR	140	€ 5	2.0			X
SUV	1660	D.	EGR	163	€ 5	2.0		X	
C	1350	D.	EGR	115	€ 6	1.5			X
C	1328	D.	LNT	120	€ 6	1.5			X
E	1522	D.	LNT	160	€ 6	1.6			X
D	1415	D.	SCR	150	€ 6	2.0	X	X	
C	1430	D.	SCR	150	€ 6	2.0			X
C	1417	D.	SCR	150	€ 6	2.0			X

TABLEAU 3.2 : Données expérimentales sur lesquels les modèles ont été validés.

Pour les véhicules les plus anciens, ces mesures sont essentiellement des mesures de laboratoire (les systèmes de mesure PEMS permettant des mesures sur route étant relativement récents). Pour les véhicules les plus récents, les mesures sont essentiellement des mesures sur route réalisées à l'aide d'un analyseur PEMS. Ces mesures sont parfois complétées par des mesures au banc à rouleau ou au banc moteur, ce qui permet de valider et de calibrer spécifiquement certains sous-modèles, comme le post-traitement.

Il est relativement délicat de résumer à une valeur la performance des mo-

dèles. En effet, celle-ci varie fortement en fonction des véhicules considérés et des cycles de conduite. L'objectif de cette section est de donner des ordres de grandeur de la précision attendue des modèles pour la consommation de carburant, les émissions de  $\text{CO}_2$  et de  $\text{NO}_x$ .

La moyenne des erreurs moyennes des essais des 24 véhicules présentés dans le tableau 3.2 vaut 7 % pour la consommation de carburant et les émissions de  $\text{CO}_2$  et 21 % pour les émissions de  $\text{NO}_x$  en comparaison avec des mesures.

Ces valeurs semblent élevées, mais il est important de rappeler que l'on compare une estimation obtenue à partir de la seule connaissance de la plaque d'immatriculation du véhicule et d'un signal GPS mesuré au moyen d'un smartphone avec un analyseur PEMS valant plusieurs centaines de milliers d'euros. Les données mesurées en laboratoire (ici banc d'essai moteur et rouleur) permettent d'évaluer la précision de chaque sous-modèle grâce à des mesures détaillées et précises données par des capteurs supplémentaires. Les données PEMS, qui contiennent les signaux d'émissions polluantes à l'échappement, vitesse et pente, sont un bon complément, car ils sont plus représentatifs des conditions réelles. En conséquence, les données PEMS sont utilisées pour évaluer uniquement la précision globale du modèle complet. Cette validation est essentielle pour démontrer que les modèles prennent correctement en compte les opérations réelles du véhicule, et les comportements spécifiques dus aux différentes stratégies de contrôle entre les tests en laboratoire et en situation réelle.

La figure 3.12 permet de comparer les émissions de  $\text{NO}_x$  et la consommation de carburant pour les huit véhicules Diesel du tableau 3.2 pour lesquels une mesure PEMS est disponible. Le modèle a donc été recalé à partir d'une valeur cumulée pour chaque véhicule. La barre gris clair correspond à la mesure expérimentale et la barre orange à l'estimation avec le modèle proposé. Il s'agit de Diesel récents de norme Euro 5 et Euro 6.

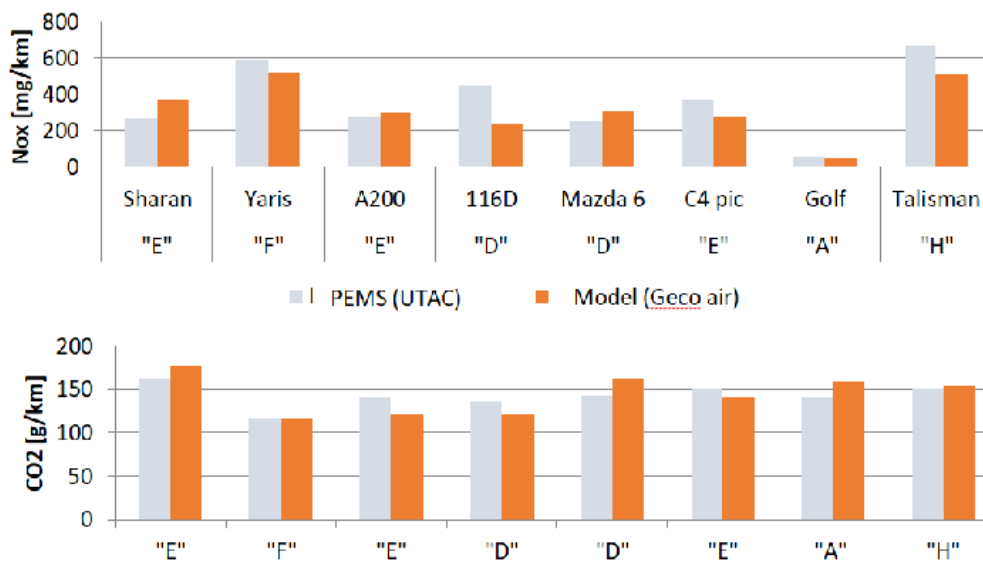


FIGURE 3.12 : Comparaison des émissions de CO<sub>2</sub> et NO<sub>x</sub> entre le modèle proposé et la référence expérimentale PEMS.

On observe une grande variabilité des émissions de NO<sub>x</sub> qui varient bien plus que la consommation de carburant. **La précision moyenne des modèles sur les valeurs cumulées de 92 % pour le CO<sub>2</sub> et 82 % pour les NO<sub>x</sub>.** On observe donc une bonne cohérence entre les estimations et les mesures.

Pour la consommation de carburant, la principale source d'erreur est l'estimation du rapport de boîte de vitesses dans le cas d'une transmission manuelle. Pour les émissions de NO<sub>x</sub>, les conditions les plus critiques sont les courts trajets avec un moteur Diesel moderne équipé d'un système de post-traitement dont l'efficacité de conversion est nulle tant qu'il n'atteint pas une température minimale (phase de mise en action). En effet, sur ces trajets, une légère erreur sur le temps de mise en action du post-traitement peut conduire à un écart significatif dans la prédiction des émissions polluantes.

La figure 3.13 montre un exemple des performances instantanées du modèle pour l'un des huit véhicules du tableau 3.2. Elle représente les émissions de NO<sub>x</sub> et la consommation de carburant mesurées et estimées pour un profil de vitesse réel également illustré.

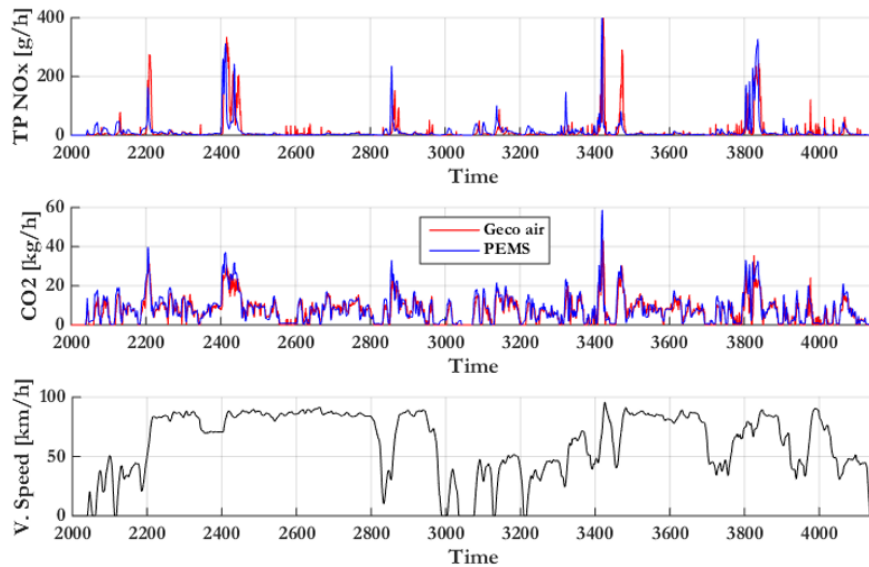


FIGURE 3.13 : Validation expérimentale du modèle (zoom).

On observe une bonne cohérence entre les prédictions et les mesures. On remarque également que l'amplitude relative des surémissions transitoires de  $\text{NO}_x$  est bien plus importante que pour la consommation de carburant.

### 3.5.2 Comparaison avec des modèles de l'état de l'art

Le but de cette section est de comparer les estimations des modèles proposés avec des estimations issues des modèles macroscopiques de l'état de l'art : les facteurs d'émission COPERT.

Comme précédemment évoqué, la comparaison entre l'approche proposée et la mesure d'un analyseur PEMS présente certaines limites. Tout d'abord, en raison de la différence de moyens significative entre les deux approches, mais également en raison de la difficulté et de la limite d'une comparaison des émissions instantanées. L'ambition de l'approche présentée dans ce chapitre est de capter l'impact des conditions de conduite (et donc des accélérations) à l'échelle d'un tronçon de route (d'une longueur de quelques centaines de metre). Le fait de disposer d'estimation à chaque seconde n'est pas un besoin fort du conducteur.

C'est la raison pour laquelle dans cette section, on agrègera sur des tronçons routiers les émissions de  $\text{NO}_x$  et de  $\text{CO}_2$  de l'approche proposée, de l'état de l'art et de la mesure de référence PEMS.

Les figures 3.14, 3.15, 3.16 et 3.17 permettent de comparer l'approche proposée avec les mesures PEMS et les facteurs d'émission COPERT pour deux véhicules Diesel Euro 6 avec un post-traitement SCR. Les émissions à l'échappement ont été agrégées sur des segments de route de 400 mètres de long. Les facteurs d'émission ont été calculés grâce à la vitesse moyenne mesurée sur chaque segment. De haut en bas, les figures représentent les trajectoires de vitesse du véhicule, de pente de la route, d'émissions de NO<sub>x</sub> et d'émissions de CO<sub>2</sub> (proportionnelles à la consommation de carburant).

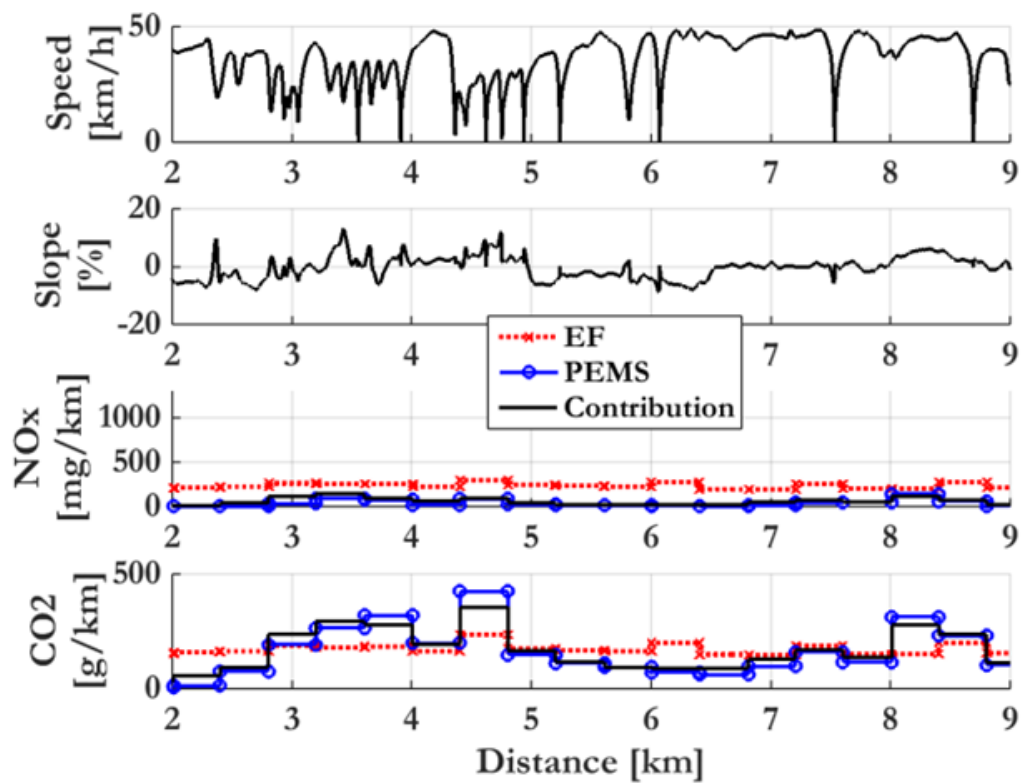


FIGURE 3.14 : Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribution et la mesure PEMS en urbain (VW Golf).

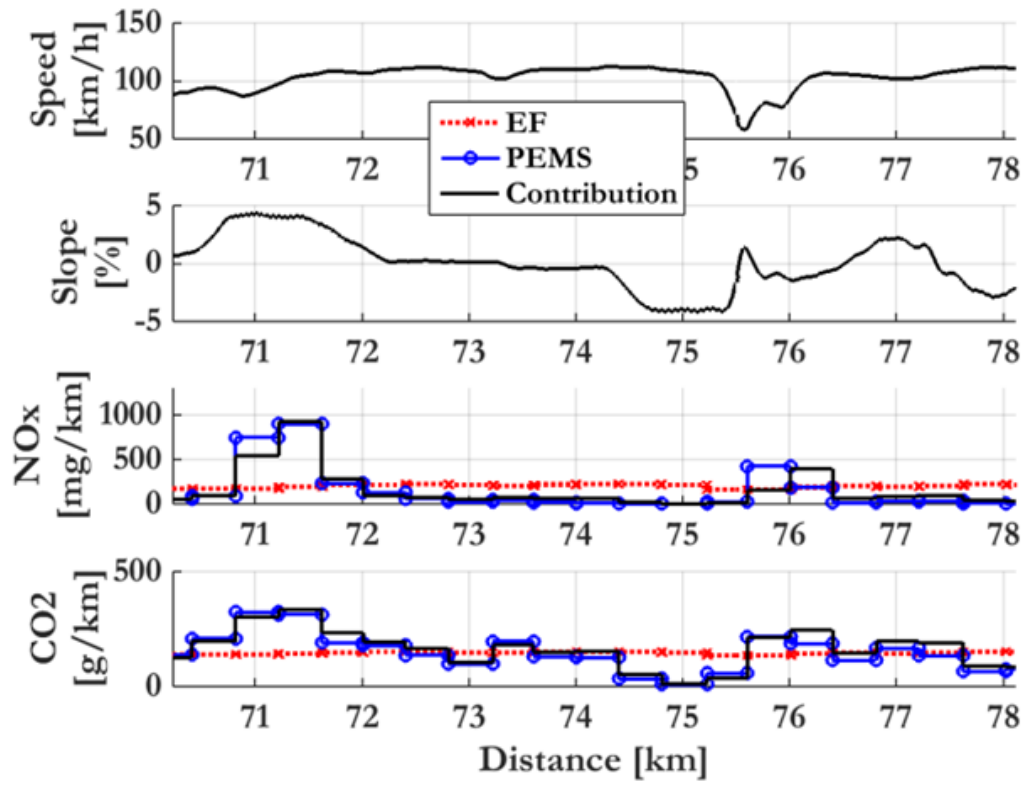


FIGURE 3.15 : Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribution et la mesure en extra-urbain (VW Golf).



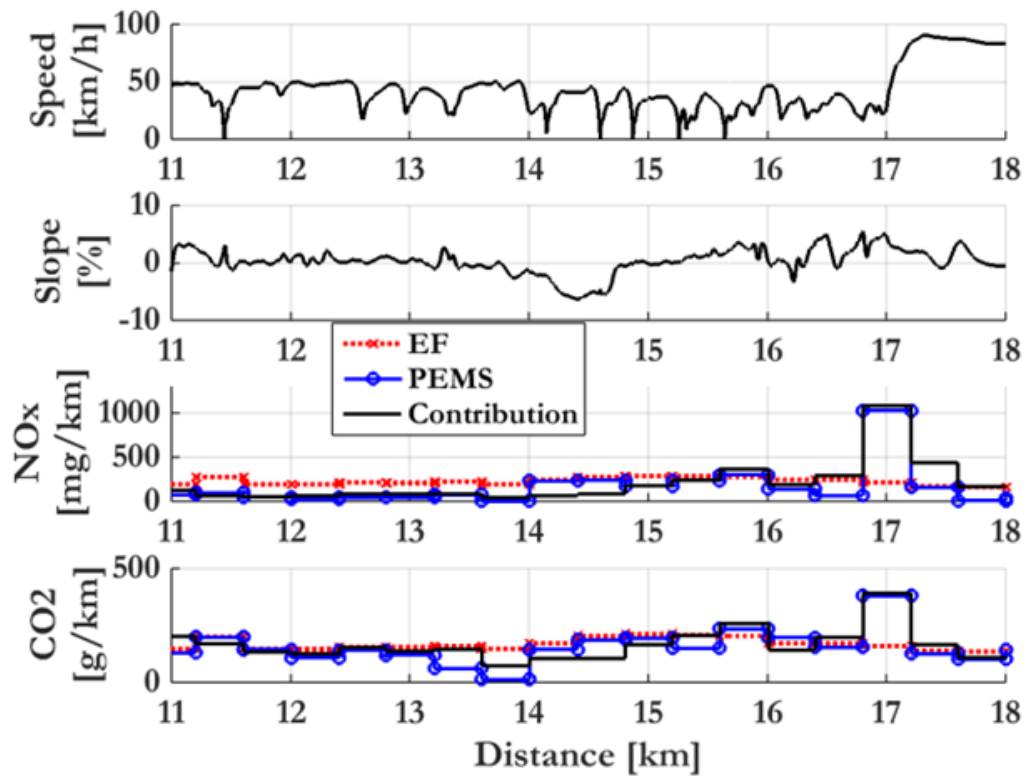


FIGURE 3.16 : Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribution et la mesure en urbain (Citroën C4).

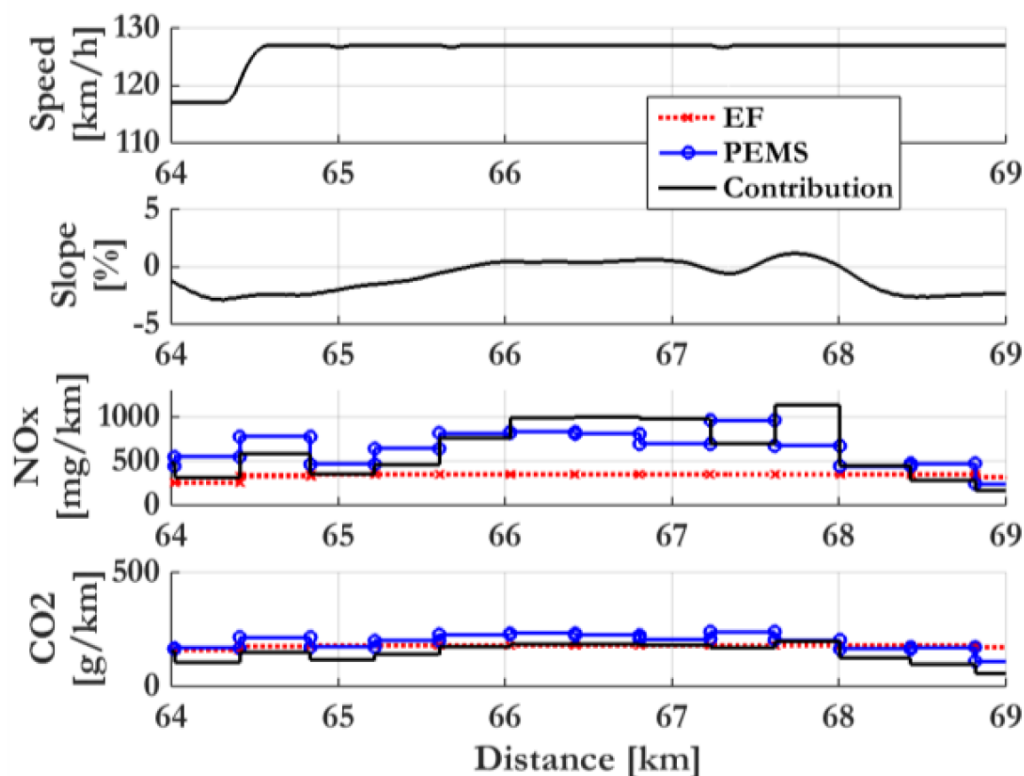


FIGURE 3.17 : Comparaison entre les facteurs d'émissions (EF), la contribution et la mesure en extra-urbain (Citroën C4).

Sur les figures 3.14, 3.15, 3.16, on remarque tout d'abord que les émissions de  $\text{NO}_x$  peuvent augmenter de manière significative lors d'événements de conduite spécifiques tels qu'une forte accélération ou une pente élevée. Le modèle microscopique permet de capter cette sensibilité, ce qui n'est pas le cas de l'approche macroscopique.

Le modèle microscopique est capable de capter cette sensibilité alors que les facteurs d'émissions, qui sont uniquement établis sur la vitesse moyenne, ne le sont pas. L'estimation des émissions de  $\text{CO}_2$  et de  $\text{NO}_x$  démontre un bon niveau de précision, alors que les facteurs d'émission ne donnent qu'une seule valeur moyenne sur l'ensemble du trajet. Il est intéressant de noter que même dans des conditions extra-urbaines où la vitesse du véhicule est assez constante, les facteurs d'émission peuvent conduire à des erreurs importantes dues à l'impact de la pente.

Remarque : Aujourd'hui, l'estimation des émissions polluantes à l'échelle de l'ensemble du parc automobile se fait principalement à l'aide de facteurs d'émission. Les modèles de qualité de l'air sont notamment basés sur les

facteurs d'émission pour la contribution du trafic [58]. Cela peut être limitant pour estimer la qualité de l'air à une échelle microscopique. Aujourd'hui, de nombreux modèles de dispersion revendiquent une résolution inférieure à dix mètres, mais utilisent toujours les facteurs d'émission comme données d'entrée. Si les facteurs d'émission sont assez précis à l'échelle macroscopique, ils entraînent des erreurs importantes à l'échelle d'un segment de route.

Les figures 3.18, 3.19 et 3.20 illustrent le même type de comparaison entre les modélisations microscopiques, macroscopiques et la mesure PEMS mais dans un référentiel différent. Les émissions sont agrégées sur des tronçons de route et illustrées sur un fond de carte. Les tronçons de route mesurent 200 mètres. Il s'agit d'un roulage réel réalisé avec un véhicule Diesel Euro 6.

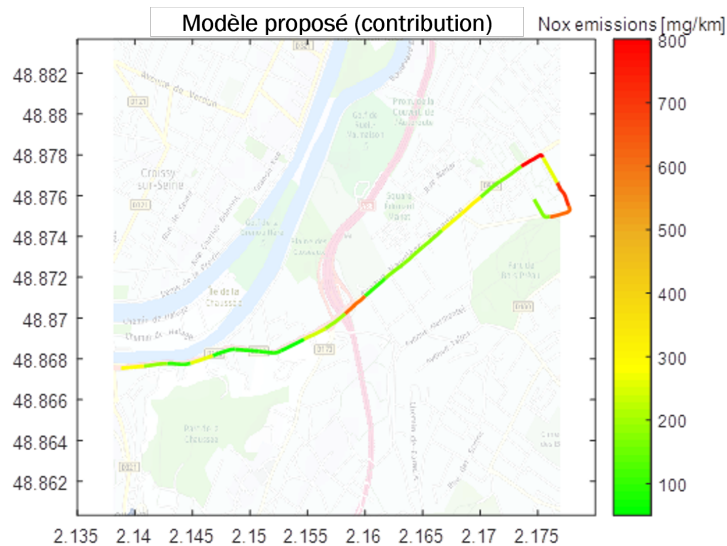


FIGURE 3.18 : Estimation des  $\text{NO}_x$  à l'aide du modèle proposé alimenté par une trace GPS de Geco air.

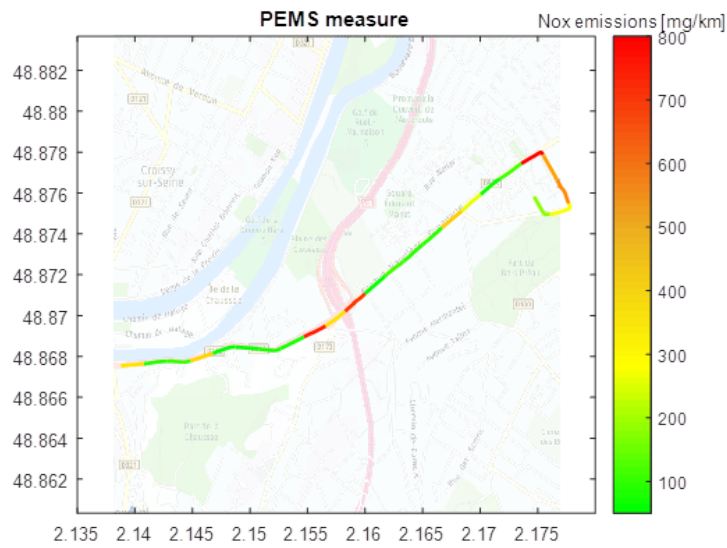


FIGURE 3.19 : Mesure des  $\text{NO}_x$  à l'échappement (système PEMS).

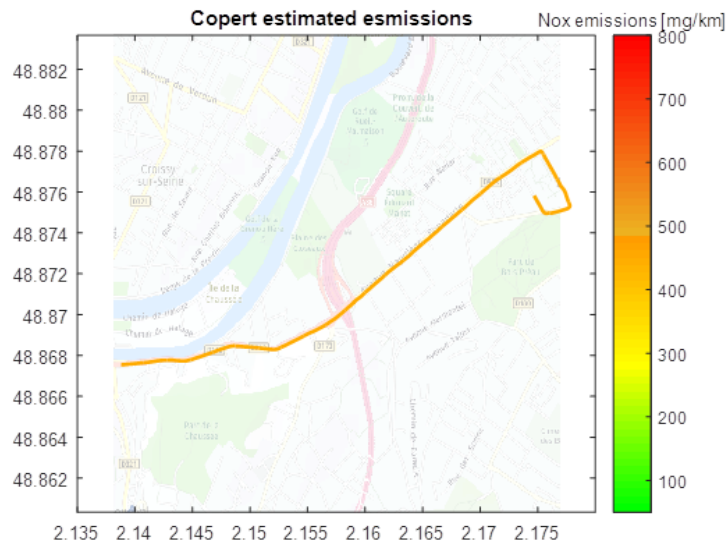


FIGURE 3.20 : Estimation des  $\text{NO}_x$  à l'aide du modèle macroscopique (état de l'art) utilisant la vitesse moyenne mesurée.

Sur les figures 3.18, 3.19 et 3.20, on observe que les émissions réelles varient significativement par rapport à leur valeur moyenne en fonction des conditions de conduite entre deux tronçons (avec un rapport cinq dans ce

cas). Dans le détail, on observe que sur certains tronçons, les émissions de  $\text{NO}_x$  augmentent significativement. Cela est dû à des accélérations importantes qui surviennent dans un environnement urbain. Pour capter finement cette sensibilité et modéliser correctement la qualité de l'air, il est nécessaire d'employer un modèle microscopique.

La figure 3.21 apporte d'autres éléments de comparaison entre les niveaux d'erreurs à l'échelle d'un segment de 300 mètres ("micro à gauche") et à l'échelle du trajet global ("macro à droite") pour les émissions de  $\text{CO}_2$  et de  $\text{NO}_x$ . Le véhicule considéré est un Diesel Euro 6 muni d'un système de dépollution SCR.

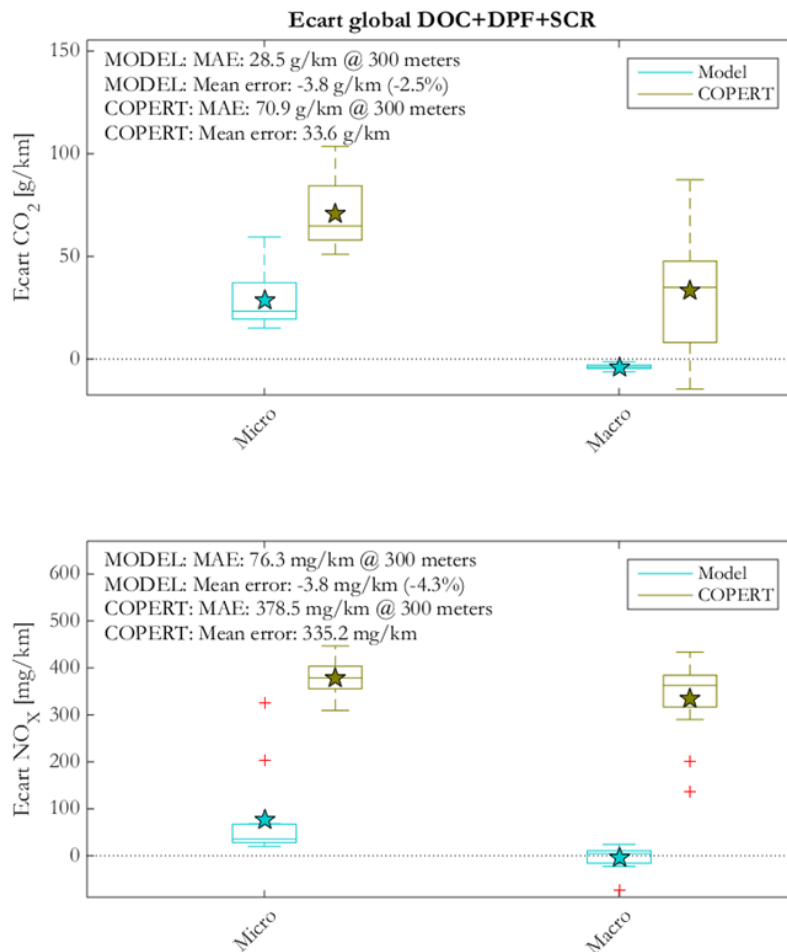


FIGURE 3.21 : Comparaison des erreurs entre l'approche proposée et l'état de l'art sur des segments de 300 m (à gauche) et sur tout le trajet à droite (Euro 6).

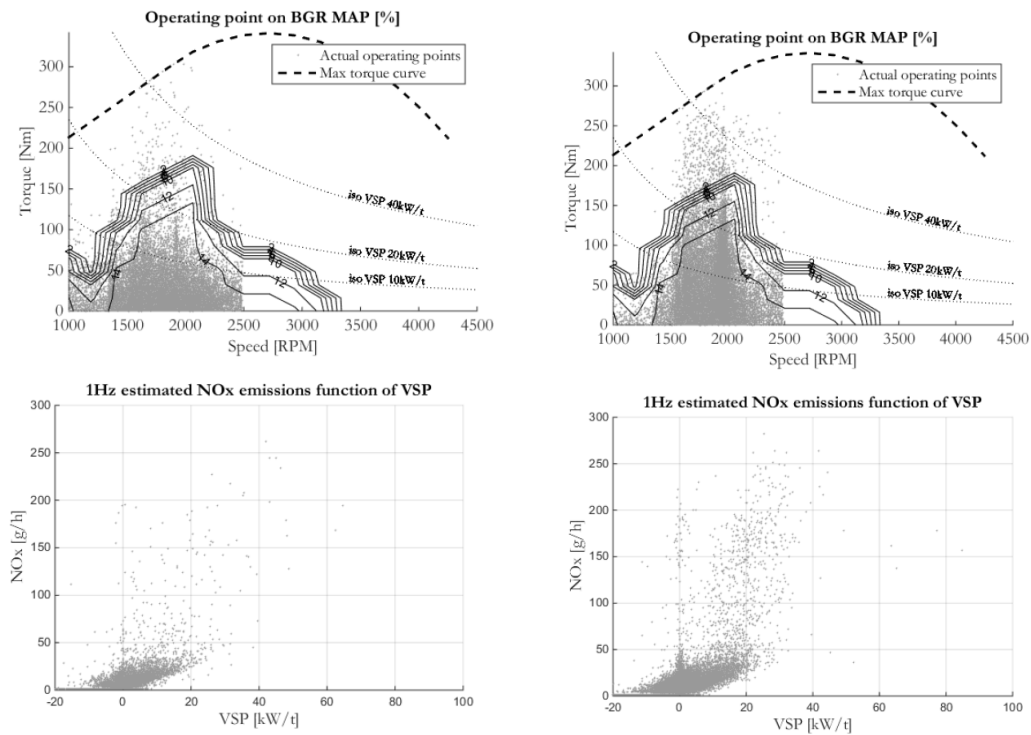
On observe que l'approche proposée permet de réduire significativement les erreurs par rapport à COPERT aux échelles microscopiques et macroscopiques. Notons que COPERT peut difficilement être très précis pour un véhicule donné. En effet, l'approche ne tient pas compte du type de post-traitement  $\text{NO}_x$  utilisé, alors que ce paramètre a un impact d'ordre un. **En conclusion, les approches de modélisation macroscopique (COPERT), de modélisation microscopique (contribution) et de mesure à l'échappement sont complémentaires et répondent à des besoins différents (compromis entre la précision et le coût).**

### 3.5.3 Impact des conditions de conduite

Comme précédemment évoqué, l'un des objectifs du projet ici présenté est de mettre en évidence la sensibilité des émissions polluantes aux conditions de conduite. L'objectif de cette section est d'analyser cette sensibilité.

Les modèles présentés dans ce chapitre ont été couplés avec une application mobile détectant automatiquement les trajets et enregistrant les traces GPS associées. L'application mobile a été développée spécifiquement sur le projet. Elle s'appelle Geco air et peut être téléchargée librement sur les magasins d'application mobile. L'application a été lancée au début de 2017. En 2021, elle compte plus de 30 000 utilisateurs actifs et plus de 80 millions de kilomètres parcourus. Cette base de données de profils de conduite réels échantillonnés à 1 Hz offre un potentiel significatif d'étudier les conditions de conduite réelles.

Les figures 3.22a et 3.22b représentent les points de fonctionnement de deux conducteurs utilisant le même véhicule, principalement en ville pour le premier et dans des zones rurales pour le second. Cette figure représente les points de fonctionnement du moteur thermique (à 1 Hz) durant leurs 45 derniers trajets. Ces conducteurs figurent parmi les « meilleurs » conducteurs de toute la base de données au niveau des émissions de  $\text{NO}_x$ .



(a) "Bon" conducteur ayant un usage urbain.

(b) "Bon" conducteur ayant un usage extra-urbain.

FIGURE 3.22 : Représentation des points de fonctionnement de deux conducteurs ayant des émissions de  $\text{NO}_x$  particulièrement faibles.

Ces figures illustrent le fait que ces conducteurs limitent les fortes demandes de puissance (plus de 20 kW/t) qui sont à l'origine des fortes émissions de  $\text{NO}_x$ .

La sensibilité des émissions polluantes au comportement du conducteur est donc significative.

### 3.6 Conclusions

Une approche innovante pour calculer les émissions polluantes et la consommation d'énergie d'un véhicule à partir d'un simple signal GPS a été proposée dans ce chapitre.

L'approche utilisée consiste à coupler une application mobile et un serveur de cloud computing pour estimer les émissions polluantes à partir de mesures GPS réalisées par les téléphones mobiles. Simple à diffuser à grande échelle, cette solution offre un retour d'information aux conducteurs et aux

pouvoirs publics sur l'impact des conditions de conduite sur les émissions polluantes en situation réelle. Ces développements ouvrent de nouvelles perspectives en permettant de quantifier facilement l'empreinte environnementale des véhicules routiers, tout en tenant compte de l'impact des accélérations. Les applications actuelles d'éco-conduite aident le conducteur à réduire la consommation de carburant et les émissions de CO<sub>2</sub>. Les systèmes présentés permettent d'aller plus loin en calculant les émissions polluantes (en tenant compte des spécifications du véhicule).

En raison de la forte sensibilité des émissions polluantes au comportement de conduite, le potentiel d'amélioration des émissions polluantes sur un même trajet avec le même véhicule est significatif, plus élevé que pour la consommation de carburant. L'approche basée sur une chaîne de modèles de calcul présente l'avantage d'être évolutive et extensible. Il est par exemple facile d'intégrer un nouveau modèle de calcul pour intégrer une nouvelle technologie moteur à la plate-forme existante. Il est également possible d'intégrer les spécifications détaillées d'un modèle spécifique si elles sont disponibles. De plus, cette approche basée sur un modèle pourrait être à l'avenir connectée au calculateur embarqué du véhicule pour exploiter les signaux réels du moteur tels que le régime et le couple au lieu de les estimer.



# Chapitre 4

## Conclusions

Cette thèse propose une approche de modélisation « microscopique » de la consommation d'énergie et des émissions polluantes des véhicules et son application à la résolution de plusieurs problèmes de mobilité. Ceux-ci, bien que de nature très différente, partagent un objectif similaire : prédire précisément pour optimiser efficacement. Outre la formulation du modèle microscopique, la première contribution est la formulation d'algorithmes de gestion d'énergie pour les véhicules hybrides Diesel. Ces lois de gestion de l'énergie permettent de réduire efficacement les émissions polluantes en complément de la consommation d'énergie. La seconde contribution consiste à estimer finement les émissions polluantes à l'aide de données des terminaux connectés (mesures GPS appelées Floating Car Data). La troisième contribution porte sur des stratégies d'aide à la conduite permettant de réduire la consommation énergétique des véhicules électriques. Les principaux résultats et contributions de l'étude présentés dans ce mémoire sont résumés ci-dessous.

### 4.1 Synthèse des contributions

Les premières contributions de cette thèse portent sur le développement de Lois de Gestion de l'Énergie (LGE) innovantes pour les véhicules hybrides Diesel. En raison d'un meilleur rendement du moteur thermique, les véhicules hybrides Diesel ont le potentiel d'atteindre des niveaux de consommation de carburant et d'émissions de  $\text{CO}_2$  plus bas que les véhicules hybrides essence. Cependant, leurs émissions polluantes, de  $\text{NO}_x$  notamment, sont plus délicates à dépolluer à l'aide d'un système de post-traitement en raison du fonctionnement en mélange pauvre. C'est pourquoi les émissions polluantes doivent être considérées dans la stratégie de gestion de l'énergie, en complément de la consommation de carburant. C'est précisément l'objet des travaux

présentés dans cette thèse qui proposent la formulation de LGE incluant une modélisation de ces émissions permettant de minimiser un compromis réglable entre émissions de  $\text{NO}_x$  et consommation de carburant. Par rapport à l'état de l'art, les principales contributions de ces travaux sont :

- Adaptation d'un contrôleur fondé sur la théorie de la commande optimale (PMP) au cas de l'hybride Diesel (minimisation d'un compromis entre les émissions et la consommation dans la fonction coût) sur la base d'un contrôleur de la littérature adapté au cas essence [59, 28] ;
- Performances robustes (proches de l'optimal) sur un cycle de conduite inconnu a priori ;
- Prise en compte des dynamiques de la boucle d'air, point essentiel pour les hybridations légères ;
- Étude de l'impact des lois de gestion d'énergie incluant les émissions polluantes sur le choix de points de fonctionnement et sur le dimensionnement des composants électriques ;
- Validation expérimentale sur véhicule avec intégration dans un calculateur proche de la série.

Même avec un niveau d'hybridation limité ("Mild Hybrid 48 V"), les résultats expérimentaux montrent que les LGE proposées permettent de réduire les émissions polluantes de 11 % par rapport au véhicule conventionnel (contre 3 % pour l'état de l'art) et la consommation de carburant de 8 %. La consommation de carburant est d'ailleurs très proche de celle obtenue avec les LGE de l'état de l'art optimisant uniquement la consommation. Dans ce cas, l'optimisation de la trajectoire de couple du moteur thermique durant les phases transitoires est la clé. Lorsque le niveau d'hybridation est plus important ("Full Hybrid 50 kW"), il est possible de décorrélérer fortement les points de fonctionnement du moteur thermique des conditions de conduite. Cela permet au moteur thermique d'opérer dans la zone de fonctionnement optimal en termes d'émissions polluantes et de rendement. À la clé, les gains de l'hybridation mesurés expérimentalement s'élèvent à 36 % pour les  $\text{NO}_x$  et 14 % pour la consommation de carburant. Pour comparaison, avec les LGE de l'état de l'art optimisant seulement la consommation, cette dernière était bien diminuée de 17 %, mais en entraînant une hausse des  $\text{NO}_x$  de 20 % par rapport au véhicule non hybridé.

Enfin, dans le cas de véhicules munis d'un système de post-traitement, l'intégration de sa modélisation dans la stratégie de gestion de l'énergie permet une réduction des émissions polluantes de 34 % (contre une hausse de 33 % sans sa prise en compte). Quant à elle, la réduction de la consommation de carburant s'élève à 16 % (contre 17 % pour l'état de l'art). Les LGE proposées permettent d'atteindre la commande optimale à condition que le cycle de conduite soit connu à l'avance. Une adaptation heuristique permet néanmoins d'en utiliser le potentiel également en ligne dans des conditions réelles. Des simulations réalisées sur une centaine de cycles de conduite représentatifs des conditions réelles montrent que, même sans connaître a priori les conditions de conduite, les performances restent proches de l'optimum. L'hybridation tend à limiter l'influence des conditions de conduite. Ceci est particulièrement intéressant pour les nouvelles normes d'émissions qui favorisent les conditions de conduite réelles. Les interactions entre les LGE et le dimensionnement du niveau d'hybridation sont également étudiées.

Le second domaine d'application de cette thèse porte sur la formulation de modèles d'émissions polluantes permettant d'estimer les émissions polluantes d'une flotte de véhicules en usage réel via une approche de type "Mobile Crowdsensing". Cette approche consiste à utiliser les terminaux mobiles, munis de capteur GPS, pour mesurer les trajectoires de vitesse des véhicules et estimer finement les émissions associées. Une application mobile dédiée a été développée et téléchargée par plus de 30 000 conducteurs qui ont parcouru un total de 60 millions de kilomètres avec l'application. L'application donne un retour d'information aux conducteurs pour les aider à identifier les bonnes pratiques pour réduire l'empreinte polluante de leur mobilité. Ensuite, les données collectées ont été utilisées pour construire des cartes d'émissions représentatives des conditions de conduite réelles.

## 4.2 Extensions et travaux futurs

Pour la gestion de l'énergie des véhicules hybrides, une extension intéressante de ces travaux est l'étude de l'interaction et la co-optimisation entre le dimensionnement des composants du groupe motopropulseur hybride et la calibration du moteur thermique. En effet, dans cette thèse, les LGE choisissent les points de fonctionnement optimaux du moteur thermique pour une calibration donnée de celui-ci. Il est cependant possible d'optimiser la calibration du moteur, et notamment le compromis entre les émissions de  $\text{NO}_x$  et la consommation de carburant sur chaque point de fonctionnement choisi par les LGE en jouant sur les réglages de la combustion. Ensuite, les nouvelles

cartographies du moteur seront fournies au ECMS. Il sera particulièrement intéressant d'étudier la manière de converger.

Concernant les travaux d'estimation des émissions polluantes à l'aide des données GPS des véhicules connectés, on peut citer deux extensions principales. Toujours dans le domaine de la qualité de l'air, les émissions estimées à l'aide des données des véhicules connectés peuvent être utilisées pour estimer les émissions moyennes à l'échelle d'un segment de route. Cela permet notamment d'alimenter un modèle de dispersion atmosphérique et calculer les concentrations des polluants dans l'air à haute définition spatiale.

Par rapport à l'état de l'art, c'est une contribution importante, car elle permet de considérer l'impact des accélérations qui sont le facteur clé d'influence des émissions de polluants en conditions urbaines. Les modèles existants sont fondés sur une modélisation macroscopique et ne dépendent que de la vitesse moyenne. Les données GPS permettent d'utiliser des modèles microscopiques et ainsi d'avoir des émissions plus précises à haute définition spatiale. Ce sujet de R&D fait d'ailleurs partie du projet ADEIP SPARC, lauréat d'un appel à projet ADEME, dont j'ai coordonné le montage et sur lequel je travaille. L'enjeu est important, car les modèles de dispersion atmosphériques actuels (comme SIRANE, développé par l'Ecole Centrale Lyon) sont capables de calculer des concentrations de polluant avec une résolution spatiale de 10 mètres. Cependant, ces modèles sont aujourd'hui alimentés avec des modèles d'émissions qui ne sont pas valides à cette échelle.

Un autre type d'extension possible de ces travaux consiste à utiliser les données des véhicules et terminaux connectés pour étudier plus la mobilité et ses impacts sans se limiter à la qualité de l'air.

Les données GPS des véhicules connectés peuvent notamment permettre d'estimer et d'analyser la congestion, les temps de parcours ou encore la sécurité routière en étudiant les fortes accélérations longitudinales ou latérales ou encore les itinéraires empruntés par les usagers. Ces données peuvent ainsi permettre aux gestionnaires de route et de mobilité, comme les villes, de mesurer l'efficacité de leurs aménagements de voirie et de promouvoir des politiques publiques vertueuses. C'est d'ailleurs l'objectif du projet de recherche MOUVEMENT, lauréat d'un appel à projet l'ADEME, dont j'ai coordonné le montage et sur lequel je travaille. Ce projet vise à exploiter les données d'usages réels des véhicules connectés pour positionner et dimensionner les infrastructures de recharge des véhicules électriques et les aires de covoiturage.

# Liste des Publications

## Journaux

- # Thibault, L., De Nunzio, G., and Sciarretta, A. (2018). A unified approach for electric vehicles range maximization via eco-routing, eco-driving, and energy consumption prediction. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 3(4), (pp. 463-475).
- # Thibault, L., Grondin, O., Querel, C., and Corde, G. (2012). Energy management strategy and optimal hybridization level for a diesel HEV. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, 1(1), (pp. 260-271).
- # De Nunzio, G., Thibault, L., and Sciarretta, A. (2017). Model-based eco-routing strategy for electric vehicles in large urban networks. In *Comprehensive energy management–eco routing and velocity profiles* (pp. 81-99). Springer, Cham.
- # Grondin, O., Thibault, L., and Quérel, C. (2015). Energy management strategies for diesel hybrid electric vehicle. *Oil and Gas Science and Technology*, 70(1), (pp. 125-141).
- # De Nunzio, G., Laraki, M., Thibault, L. (2021) Road Traffic Dynamic Pollutant Emissions Estimation : From Macroscopic Road Information to Microscopic Environmental Impact. *Atmosphere* 2021, 12, 53.
- # Serrao, L., Sciarretta, A., Grondin, O., Chasse, A., Creff, Y., Di Domenico, D., ... and Thibault, L. (2013). Open issues in supervisory control of hybrid electric vehicles : A unified approach using optimal control methods. *Oil and Gas Science and Technology*, 68(1), (pp. 23-33).
- # Han, J., Sciarretta, A., Ojeda, L. L., De Nunzio, G., and Thibault, L. (2018). Safe-and eco-driving control for connected and automated electric vehicles using analytical state-constrained optimal solution. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 3(2), (pp. 163-172).

## Actes de conférences avec comité de relecture

- # Thibault, L., Degeilh, P., Lepreux, O., Voise, L., Alix, G., and Corde, G. (2016). A new GPS-based method to estimate real driving emissions. *IEEE 19th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)* (pp. 1628-1633).

- # Thibault, L., and Leroy, T. (2013). Optimal online energy management for Diesel HEV : Robustness to real driving conditions (No. 2013-01-1471). SAE Technical Paper.
- # Thibault, L., Sciarretta, A., and Degeilh, P. (2017). Reduction of pollutant emissions of diesel mild hybrid vehicles with an innovative energy management strategy. IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV) (pp. 1274-1279).
- # Thibault, L., Pognant-Gros, P., Degeilh, P., Thanabalasingam, K., Sabiron G., Voise, L. (2018). Real-Time Air Pollution Exposure and Vehicle Emissions Estimation Using IoT, GNSS Measurements and Web-Based Simulation Models, IEEE 88th Vehicular Technology Conference (VTC-Fall), Chicago, IL, USA, pp. 1-5
- # Thibault, L., Dégeilh, P., Sabiron, G., Voise, L., Thanabalasingam K., Corde G. (2017). GNSS data-based approach to monitor real-world exhaust emissions at microscopic resolution, 22th International Transport and Air Pollution Conference.
- # Thibault, L., Kermani, J. Castagne, M., Ravaud, R., Chupin, P.E. (2016) Emissions Optimization of a Light Duty Hybrid Diesel Vehicle through the Use of Innovative Energy Management Strategies. International Congress SIA Powertrain.
- # Dollar, R. A., Thibault, L., Laraki, M., and Sciarretta, A. (2021). Eco-Driving of Compression-Ignition Vehicles to Minimize Nitrogen Oxide Emissions. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 30(5), 2084-2099.
- # De Nunzio, G., Thibault, L., and Sciarretta, A. (2017). Bi-objective eco-routing in large urban road networks. In 2017 IEEE 20th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC) (pp. 1-7).
- # De Nunzio, G., and Thibault, L. (2017). Energy-optimal driving range prediction for electric vehicles. In 2017 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV) (pp. 1608-1613).
- # Sabiron, G., Thibault, L., Dégeilh, P., and Corde, G. (2018). Pollutant emissions estimation framework for real-driving emissions at microscopic scale and environmental footprint calculation. In 2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV) (pp. 381-388).

- # Grondin, O., Thibault, L., Moulin, P., Chasse, A., and Sciarretta, A. (2011). Energy management strategy for Diesel hybrid electric vehicle. In 2011 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (pp. 1-8).
- # Grondin, O., Thibault, L., and Quérel, C. (2012). Transient torque control of a diesel hybrid powertrain for NOx limitation. IFAC Proceedings Volumes, 45(30), (pp. 286-295).
- # Laraki, M., De Nunzio, G., Thibault, L., Dégeilh, P., Rodríguez, S., Ribstein, B., Mahé F., Rocher, B. and Piga, D. (2022). 2.24 A novel real driving emissions mapping model at a road-segment scale. In Transport and Air Pollution (TAP) Conference (p. 239).
- # Laraki M., De Nunzio G. and Thibault L. (2020). Vehicle speed trajectory estimation using road traffic and infrastructure information. 2020 IEEE 23rd International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC).
- # Ojeda, L. L., Han, J., Sciarretta, A., De Nunzio, G., and Thibault, L. (2017). A real-time eco-driving strategy for automated electric vehicles. In 2017 IEEE 56th Annual Conference on Decision and Control (CDC) (pp. 2768-2774).
- # Kubička, M., Klusáček, J., Sciarretta, A., Cela, A., Mounier, H., Thibault, L., and Niculescu, S. I. (2016). Performance of current eco-routing methods. IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV) (pp. 472-477).
- # Kubička, M., Sciarretta, A., Cela, A., Mounier, H., Thibault, L., and Niculescu, S. I. (2016). About prediction of vehicle energy consumption for eco-routing. 19th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC) (pp. 1096-1101).
- # B. Ribstein, G. De Nunzio, M. Laraki, L. Thibault, D. Piga, B. Rocher, F. Mahé, M. Nibart (2020). Modeling real-world traffic pollutant emissions and urban air quality at high spatial and temporal resolution. 20th International Conference on Harmonization within Atmospheric Dispersion Modelling for Regulatory Purposes.

## Brevets

- # Thibault, L., Grondin, O. et al. Transient-state control method for a hybrid drive system for vehicles. U.S. Patent No 9,518,530, 13/12/2016.

- # Thibault, L. and Grondin, O. Procédé de commande d'un système de propulsion hybride minimisant les émissions polluantes et prenant en compte l'état de charge batterie. Brevet Français FR3037549 A1, 23/12/2016.
- # Thibault, L., Degeilh, P., and Corde, G.. Method for determining indicators regarding the polluting nature of mobility taking real usage into account. U.S. Patent Application No 16/144,357, 4/4/ 2019.
- # Thibault, L. and Corde, G.. System for the dynamic determination of the environmental footprint linked to the overall mobility of a user. U.S. Patent Application No 16/145,492, 4/4/2019.
- # Thibault, L., Degeilh, P., and Corde, G.. Method for determining pollutant emissions from a vehicle using macroscopic parameters. U.S. Patent Application No 16/090,942, 9/5/2019.
- # Thibault, L. and Moulin, P. Method for determining a dangerous driving indicator of a vehicle. U.S. Patent No 10,414,409, 17/9/2019.
- # Thibault, L. and Grondin, O. Method and system for controlling a hybrid propulsion system optimizing fuel consumption and polluting emissions. U.S. Patent Application No 15/746,878, 2/4/2020.
- # De Nunzio, G., Thibault, L., and Sciarretta, A.. Method of determining a route minimizing the energy consumption of a vehicle using a line graph. U.S. Patent Application No 15/792,942, 21/6/2018.
- # De Nunzio, G. and Thibault, L.. Method of determining an area reachable by a vehicle using a dynamic model and a line graph. U.S. Patent Application No 15/896,232, 16/8/2018.
- # Chauvin, J., Thibault, L. and Leroy, T. Procédé et système de commande de la charge d'au moins deux moyens de stockage de l'énergie électrique. Brevet Français FR3001587 A1, 29/1/2013
- # Ojeda, L. L., Jihun, H. A. N., Sciarretta, A., et al. Method for determining a speed to be reached for a first vehicle preceded by a second vehicle, in particular for an autonomous vehicle. U.S. Patent Application No 16/123,239, 7/3/2019.
- # De Nunzio, G., Sabiron G. et Thibault, L., Procédé de détermination d'émissions polluantes et/ou sonores et/ou de paramètres de sécurité routière sur une portion de réseau routier. FR1913993. 9/12/2019.



- # De Nunzio, G., Laraki M., Othman B. et Thibault, L., Procédé de détermination de la quantité d'émissions polluantes émises par un véhicule sur un brin d'un réseau routier, FR2103844 - 14/04/2021.
- # Laraki M., De Nunzio G., Thibault L. Procédé de prédiction d'au moins un profil de la vitesse d'un véhicule sur un réseau routier, FR1905686 - 28/05/2019
- # Dollar, R. A., Sciarretta, Thibault L., Laraki M. Procédé Pour Déterminer Un Profil De Vitesse Minimisant Les Emissions Polluantes D'un Véhicule. FR2010614 - 16/10/2020.
- # Gonzalez De Cossio Echeverria F., Sabiron G., Thibault L. Procédé de caractérisation d'un trajet parcouru par un utilisateur FR2007213 - 08/07/2020.
- # Rodriguez Rodriguez S., Thibault L., Degeilh P., Kermani J. Et Frobert A. Procédé de détermination des émissions polluantes d'un véhicule au moyen d'un système embarqué FR1904858 - 10/05/2019

# Bibliographie

- [1] A. WIARTALLA, C. SEVERIN, Y. ROSEFORT, H. KEMPER et H. KWEE. “Diesel Hybrid and Exhaust Aftertreatment–Synergies and Optimization Potentials”. In : *MinNox Berlin*. 2008.
- [2] G. DE NUNZIO, M. LARAKI et L. THIBAUT. “Road Traffic Dynamic Pollutant Emissions Estimation : From Macroscopic Road Information to Microscopic Environmental Impact”. In : *Atmosphere* 12.1 (2021), p. 53.
- [3] L. THIBAUT, J. KERMANI, M. CASTAGNE, R. RAVAUD et P. CHUPIN. “Emissions Optimization of a Light Duty Hybrid Diesel Vehicle through the Use of Innovative Energy Management Strategies”. In : *Proceedings of the International Congress SIA Powertrain, Rouen, France*. 2016.
- [4] B. P., C. LEHONGRE, G. E., C. M., C. M., A. P. et P. S. “An overall approach for mild hybrid Diesel powertrain for LCV fuel consumption reduction”. In : *Proceedings of the International Congress SIA Powertrain, Rouen, France*. 2016.
- [5] A. NADAL, B. CASTAGNÉ, M. KERMANI, F. NICOLAS, P. DEGEILH, T. BRICHARD et V. POQUET. “Application of global model based calibration methodology to optimize a 2.3 litre diesel engine with SCR on WLTC cycle”. In : *IAV conference, Berlin, Germany*. 2015.
- [6] A. CHASSE, G. CORDE, A. DEL MASTRO et F. PEREZ. “Online optimal control of a parallel hybrid with after-treatment constraint integration”. In : *2010 IEEE vehicle power and propulsion conference*. IEEE. 2010, p. 1-6.
- [7] V. H. JOHNSON, K. B. WIPKE et D. J. RAUSEN. *HEV control strategy for real-time optimization of fuel economy and emissions*. Rapp. tech. SAE Technical Paper, 2000.

- [8] M. MONTAZERI-GH, A. POURSAMAD et B. GHALICHI. “Application of genetic algorithm for optimization of control strategy in parallel hybrid electric vehicles”. In : *Journal of the Franklin Institute* 343.4-5 (2006), p. 420-435.
- [9] Y. GUEZENNEC, C. MUSARDO, B. STACCIA, S. MIDLAM-MOHLER, E. CALO, P. PISU et G. RIZZONI. “Supervisory control for NOx reduction of an HEV with a mixed-mode HCCI/DI engine”. In : *SAE paper* (2004), p. 05-0123.
- [10] C.-C. LIN, H. PENG, J. W. GRIZZLE et J.-M. KANG. “Power management strategy for a parallel hybrid electric truck”. In : *IEEE transactions on control systems technology* 11.6 (2003), p. 839-849.
- [11] F. KIRSCHBAUM, M. BACK et M. HART. “Determination of the fuel-optimal trajectory for a vehicle along a known route”. In : *IFAC Proceedings Volumes* 35.1 (2002), p. 235-239.
- [12] O. SUNDSTROM et L. GUZZELLA. “A generic dynamic programming Matlab function”. In : *2009 IEEE control applications,(CCA) & intelligent control,(ISIC)*. IEEE. 2009, p. 1625-1630.
- [13] G. PAGANELLI, T. M. GUERRA, S. DELPRAT, J.-J. SANTIN, M. DELHOM et E. COMBES. “Simulation and assessment of power control strategies for a parallel hybrid car”. In : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering* 214.7 (2000), p. 705-717.
- [14] G. PAGANELLI, S. DELPRAT, T.-M. GUERRA, J. RIMAUX et J.-J. SANTIN. “Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains”. In : *Vehicular technology conference. IEEE 55th vehicular technology conference. VTC spring 2002 (cat. No. 02CH37367)*. T. 4. IEEE. 2002, p. 2076-2081.
- [15] S. DELPRAT, J. LAUBER, T.-M. GUERRA et J. RIMAUX. “Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains”. In : *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 53.3 (2004), p. 872-881.
- [16] A. SCIARRETTA, M. BACK et L. GUZZELLA. “Optimal Control of Parallel Hybrid Electric Vehicles”. In : *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 12.3 (2004), p. 352-363.
- [17] A. SCIARRETTA et L. GUZZELLA. “Control of hybrid electric vehicles”. In : *IEEE Control Systems Magazine* 27.2 (2007), p. 60-70.

- [18] D. AMBÜHL, A. SCIARRETTA, C. H. ONDER, L. GUZZELLA, S. STERZING, K. MANN, D. KRAFT et M. KÜSELL. “A causal operation strategy for hybrid electric vehicles based on optimal control theory”. In : *Hybrid vehicles and energy management : 4th symposium, 14th and 15th February 2007, Stadthalle Braunschweig*. GZVB. 2007, p. 317-331.
- [19] L. SERRAO, S. ONORI et G. RIZZONI. “ECMS as a realization of Pontryagin’s minimum principle for HEV control”. In : *2009 American control conference*. IEEE. 2009, p. 3964-3969.
- [20] A. CHASSE et A. SCIARRETTA. “Supervisory control of hybrid powertrains : An experimental benchmark of offline optimization and online energy management”. In : *Control engineering practice* 19.11 (2011), p. 1253-1265.
- [21] A. CHASSE, P. POGNANT-GROS et A. SCIARRETTA. “Online implementation of an optimal supervisory control for a parallel hybrid powertrain”. In : *SAE International Journal of Engines* 2.1 (2009), p. 1630-1638.
- [22] O. PREDELLI, F. BUNAR, J. MANNS, R. BUCHWALD et A. SOMMER. “Laying out Diesel-engine control systems in passenger-car hybrid drives”. In : *Proceedings of the 4th Symposium on Hybrid Vehicles and Energy Management*. 2007, p. 131-151.
- [23] N. LINDENKAMP, C.-P. STÖBER-SCHMIDT et P. EILTS. *Strategies for reducing NO x-and particulate matter emissions in diesel hybrid electric vehicles*. Rapp. tech. SAE Technical Paper, 2009.
- [24] T. LEROY, J. MALAIZÉ et G. CORDE. “Towards real-time optimal energy management of HEV powertrains using stochastic dynamic programming”. In : *2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. IEEE. 2012, p. 383-388.
- [25] X. HU, N. MURGOVSKI, L. M. JOHANNESSON et B. EGARDT. “Comparison of Three Electrochemical Energy Buffers Applied to a Hybrid Bus Powertrain With Simultaneous Optimal Sizing and Energy Management”. In : *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 15.3 (2014), p. 1193-1205. DOI : 10.1109/TITS.2013.2294675.
- [26] A. RAVEY, R. ROCHE, B. BLUNIER et A. MIRAOUI. “Combined optimal sizing and energy management of hybrid electric vehicles”. In : *2012 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*. 2012, p. 1-6. DOI : 10.1109/ITEC.2012.6243420.

- [27] O. SUNDSTROM, L. GUZZELLA et P. SOLTIC. “Torque-assist hybrid electric powertrain sizing : From optimal control towards a sizing law”. In : *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 18.4 (2009), p. 837-849.
- [28] L. GUZZELLA et A. SCIARRETTA. *Vehicle Propulsion Systems*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [29] D. MAAMRIA. “Méthodes d’optimisation dynamique de systèmes à plusieurs états pour l’efficacité énergétique automobile”. Thèse de doct. Paris, ENMP, 2015.
- [30] O. GRONDIN, L. THIBAUT, P. MOULIN, A. CHASSE et A. SCIARRETTA. “Energy management strategy for Diesel hybrid electric vehicle”. In : *2011 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. IEEE. 2011, p. 1-8.
- [31] T. M. PADOVANI, M. DEBERT, G. COLIN et Y. CHAMAILLARD. “Optimal energy management strategy including battery health through thermal management for hybrid vehicles”. In : *IFAC Proceedings Volumes* 46.21 (2013), p. 384-389.
- [32] L. SERRAO, A. SCIARRETTA, O. GRONDIN, A. CHASSE, Y. CREFF, D. DI DOMENICO, P. POGNANT-GROS, C. QUEREL et L. THIBAUT. “Open issues in supervisory control of hybrid electric vehicles : A unified approach using optimal control methods”. In : *Oil & Gas Science and Technology—Revue d’IFP Energies nouvelles* 68.1 (2013), p. 23-33.
- [33] N. KIM, S. CHA et H. PENG. “Optimal control of hybrid electric vehicles based on Pontryagin’s minimum principle”. In : *IEEE Transactions on control systems technology* 19.5 (2010), p. 1279-1287.
- [34] R. LEBAS, G. MAUVIOT, F. LE BERR et A. ALBRECHT. “A phenomenological approach to model Diesel engine combustion and in-cylinder pollutant emissions adapted to control strategy”. In : *IFAC Proceedings Volumes* 42.26 (2009), p. 32-39.
- [35] A. DEL MASTRO, A. CHASSE, P. POGNANT-GROS, G. CORDE, F. PEREZ, F. GALLO et G. HENNEQUET. *Advanced hybrid vehicle simulation : from “virtual” to “HyHiL” test bench*. Rapp. tech. SAE Technical Paper, 2009.
- [36] G. PAGANELLI, G. ERCOLE, A. BRAHMA, Y. GUEZENNEC et G. RIZZONI. “General supervisory control policy for the energy optimization of charge-sustaining hybrid electric vehicles”. In : *JSAE review* 22.4 (2001), p. 511-518.

- [37] C. MUSARDO, G. RIZZONI, Y. GUEZENNEC et B. STACCIA. “A-ECMS : An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management”. In : *European Journal of Control* 11.4-5 (2005), p. 509-524.
- [38] S. ONORI et L. SERRAO. “On Adaptive-ECMS strategies for hybrid electric vehicles”. In : *Proceedings of the international scientific conference on hybrid and electric vehicles, Malmaison, France*. T. 67. 2011.
- [39] J.-C. SCHMITT, M. FREMOVICI, O. GRONDIN et F. LE BERR. “Compression ignition engine model supporting powertrain development”. In : *IFAC Proceedings Volumes* 42.26 (2009), p. 48-55.
- [40] C. QUÉREL, O. GRONDIN et C. LETELLIER. *State of the art and analysis of control oriented NOx models*. Rapp. tech. SAE Technical Paper, 2012.
- [41] L. THIBAUT, P. DÉGEILH, G. SABIRON, L. VOISE, K. THANABALASINGAM et G. CORDE. “GNSS data-based approach to monitor real-world exhaust emissions at microscopic resolution”. In : *22nd International Transport and Air Pollution Conference*. 2017.
- [42] N. E. FONSECA GONZÁLEZ, J. CASANOVA KINDELÁN et F. ESPINOSA ZAPATA. “Influence of driving style on fuel consumption and emissions in diesel-powered passenger car”. In : (2010).
- [43] S. SAMUEL, L. AUSTIN et D. MORREY. “Automotive test drive cycles for emission measurement and real-world emission levels-a review”. In : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering* 216.7 (2002), p. 555-564.
- [44] A. MAROTTA, M. TUTUIANU et G. MARTINI. “Europe-centric light duty test cycle and differences with respect to the WLTP cycle”. In : *JRC (Joint Research Centre) Scientific and Policy Reports* (2012).
- [45] ISPEX. *ISPEX Project Website*. 2016. URL : <http://ispex-eu.org/>.
- [46] B. L. A. GERARD. “Real-time on-road vehicle exhaust gas modular flowmeter and emissions reporting system”. 6,148,656. B. L. A. GERARD. 2000.
- [47] M. KELLER, S. HAUSBERGER, C. MATZER, P. WÜTHRICH et B. NOTTER. “HBEFA Version 3.3”. In : *Background documentation, Berne* 12 (2017).
- [48] L. NTZIACHRISTOS, Z. SAMARAS, S. EGGLESTON, N. GORISSEN, D. HASSEL, A. HICKMAN et al. “Copert iii”. In : *Computer Programme to calculate emissions from road transport, methodology and emission factors (version 2.1), European Energy Agency (EEA), Copenhagen* (2000).

- [49] H. LIU, X. CHEN, Y. WANG et S. HAN. “Vehicle Emission and Near-Road Air Quality Modeling for Shanghai, China : Based on Global Positioning System Data from Taxis and Revised MOVES Emission Inventory”. In : *Transportation Research Record : Journal of the Transportation Research Board* (2013), p. 38-48.
- [50] K. M. SENTOFF, L. AULTMAN-HALL et B. A. HOLMÉN. “Implications of driving style and road grade for accurate vehicle activity data and emissions estimates”. In : *Transportation Research Part D : Transport and Environment* 35 (2015), p. 1756188.
- [51] C. M. LE CORNEC, N. MOLDEN, M. van REEUWIJK et M. E. STETTLER. “Modelling of instantaneous emissions from diesel vehicles with a special focus on NOx : Insights from machine learning techniques”. In : *Science of The Total Environment* 737 (2020), p. 139625.
- [52] K. HIRSCHMANN, M. ZALLINGER, M. FELLENDORF et S. HAUSBERGER. “A new method to calculate emissions with simulated traffic conditions”. In : *13th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems*. IEEE. 2010, p. 33-38.
- [53] E. K. NAM, C. A. GIERCZAK et J. W. BUTLER. “A Comparison of real-world and modeled emissions under conditions of variable driver aggressiveness”. In : 82nd Annual Meeting of the Transportation Research Board. Washington, DC, 2003.
- [54] J. G. HAYES et K. DAVIS. “Simplified Electric Vehicle Powertrain Model for Range and Energy Consumption based on EPA Coast-down Parameters and Test Validation by Argonne National Lab Data on the Nissan Leaf”. In : *IEEE Transportation Electrification Conference*. 2014, p. 1-6. DOI : 10.1109/ITEC.2014.6861831.
- [55] G. ALIX, J. DABADIE et G. FONT. “An ICE Map Generation Tool Applied to the Evaluation of the Impact of Downsizing on Hybrid Vehicle Consumption,” in : *SAE Technical Paper* (2015-24-2385).
- [56] U. GÄRTNER, G. HOHENBERG, H. DAUDEL et H. OELSCHLEGEL. “Development and application of a semi-empirical NOx model to various HD diesel engines”. In : *Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2*. Springer Berlin Heidelberg, 2004, p. 285-312.
- [57] O. LEPREUX. “Modélisation et commande de la température pour un catalyseur d’oxydation diesel”. Thèse de doct. Paris, ENMP, 2009.
- [58] S. VARDOULAKIS, B. E. FISHER, K. PERICLEOUS et N. GONZALEZ-FLESCA. “Modelling air quality in street canyons : a review”. In : *Atmospheric environment* 37.2 (2003), p. 155-182.

- [59] R. CIPOLLONE et A. SCIARRETTA. “Analysis of the potential performance of a combined hybrid vehicle with optimal supervisory control”. In : *2006 IEEE Conference on Computer Aided Control System Design, 2006 IEEE International Conference on Control Applications, 2006 IEEE International Symposium on Intelligent Control*. IEEE. 2006, p. 2802-2807.



# Résumé de la thèse

Les travaux présentés dans ce manuscrit portent sur la conception et le développement d'algorithmes de contrôle et d'estimation visant à réduire l'empreinte environnementale du transport routier. Pour un même itinéraire et un même véhicule, il est possible de réduire significativement les émissions polluantes et la consommation énergétique en modifiant les points de fonctionnement du moteur. Dans le cas des véhicules thermiques ou électriques, cela est possible en aidant le conducteur à ajuster son style de conduite. Dans le cas des véhicules hybrides, il existe un second levier majeur : les lois de gestion de l'énergie embarquées. Mes travaux de recherche portent sur la formulation et l'application d'une modélisation du véhicule et du moteur adapté à ces deux problèmes de contrôle et d'estimation. Les contributions principales de ces travaux sont :

- une modélisation des émissions polluantes et de la consommation énergétique d'un véhicule adapté au contrôle et à l'estimation en ligne ;
- des lois de gestion de l'énergie intégrant ce modèle ;
- un algorithme d'estimation des émissions polluantes d'un véhicule à partir de mesures GPS de ses déplacements.