



HAL
open science

Optimisation conjointe de la consommation d'essence et des émissions de polluants réglementés pour un véhicule hybride essence-électrique d'architecture parallèle

Alice Guille-Des-Buttes

► **To cite this version:**

Alice Guille-Des-Buttes. Optimisation conjointe de la consommation d'essence et des émissions de polluants réglementés pour un véhicule hybride essence-électrique d'architecture parallèle. Eco-conception. Université de Lyon, 2021. Français. NNT : 2021LYSE1020 . tel-03629944

HAL Id: tel-03629944

<https://theses.hal.science/tel-03629944v1>

Submitted on 4 Apr 2022

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

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



N° d'ordre NNT : 2021LYSE1020

THÈSE DE DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE LYON

opérée au sein de
l'Université Claude Bernard Lyon 1

École Doctorale ED160 EEA
Électronique, Électrotechnique et Automatique

Spécialité de doctorat : Énergie et Systèmes
Disciplines : Automatique, Énergétique

Soutenue publiquement le 01 février 2021, par :

Alice GUILLE DES BUTTES

Optimisation conjointe de la consommation d'essence et des émissions de polluants réglementés pour un véhicule hybride essence-électrique d'architecture parallèle.

Devant le jury composé de :

GIROIR FENDLER Anne, PU (HDR), Univ. Lyon 1 / IRCELYON UMR 5256	Présidente
CAUX Stéphane, PU (HDR), Univ. de Toulouse / Laplace UMR5213	Rapporteur
CHAMAILLARD Yann, PU (HDR), Univ. d'Orléans / PRISME EA 4229	Rapporteur
CHRENKO Daniela, MdC (HDR), UTBM / FEMTO-ST UMR 6174	Examinatrice
MORIN Céline, PU (HDR), Univ. Polytechnique Hauts de France / LAMIH UMR 8201	Examinatrice
LE MOYNE Luis, PU (HDR), Univ. de Bourgogne Franche-Comté / DRIVE	Co-directeur de thèse
PÉLISSIER Serge, DR (HDR), Univ. Gustave Eiffel / IFSTTAR / AME-ECO7	Directeur de thèse
JEANNERET Bruno, Ing. de Recherche, Univ. Gustave Eiffel / IFSTTAR / AME-ECO7	Co-encadrant invité
KEROMNES Alan, MdC (HDR), Univ. de Limoge / IRCER UMR 7315	Co-encadrant
GUILAIN Stéphane, Responsable industriel, Renault S.A.S LARDY	Invité
REMOND Didier, PU (HDR), INSA de Lyon	Invité

UNIVERSITÉ CLAUDE BERNARD LYON 1

Président de l'Université	M. Frédéric FLEURY
Président du Conseil Académique	M. Hamda BEN HADID
Vice-Président du Conseil d'Administration	M. Didier REVEL
Vice-Présidente du Conseil des Etudes et de la Vie Universitaire	Mme Céline BROCHIER
Vice-Président de la Commission de Recherche	M. Petru MIRONESCU
Directeur Général des Services	M. Pierre ROLLAND

COMPOSANTES SANTÉ

Faculté de Médecine Lyon-Est – ClaudeBernard	Doyen : M. Gilles RODE
Faculté de Médecine et Maïeutique Lyon Sud Charles Mérieux	Doyenne : Mme Carole BURILLON
UFR d'Odontologie	Doyenne : Mme Dominique SEUX
Institut des Sciences Pharmaceutiques et Biologiques	Directrice : Mme Christine VINCIGUERRA
Institut des Sciences et Techniques de la Réadaptation	Directeur : M. Xavier PERROT
Département de Formation et Centre de Recherche en Biologie Humaine	Directrice : Mme Anne-Marie SCHOTT

COMPOSANTES & DEPARTEMENTS DE SCIENCES & TECHNOLOGIE

UFR Biosciences	Directrice : Mme Kathrin GIESELER
Département Génie Electrique et des Procédés (GEP)	Directrice : Mme Rosaria FERRIGNO
Département Informatique	Directeur : M. Behzad SHARIAT
Département Mécanique	Directeur M. Marc BUFFAT
UFR - Faculté des Sciences	Administrateur provisoire : M. Bruno ANDRIOLETTI
UFR (STAPS)	Directeur : M. Yannick VANPOULLE
Observatoire de Lyon	Directrice : Mme Isabelle DANIEL
Ecole Polytechnique Universitaire Lyon 1	Directeur : Emmanuel PERRIN
Ecole Supérieure de Chimie, Physique, Electronique (CPE Lyon)	Directeur : Gérard PIGNAULT
Institut Universitaire de Technologie de Lyon 1	Directeur : M. Christophe VITON
Institut de Science Financière et d'Assurances	Directeur : M. Nicolas LEBOISNE
INSPE	Directeur : M. Pierre CHAREYRON

Optimisation conjointe de la consommation
d'essence et des émissions de polluants
réglementés pour un véhicule hybride
essence-électrique d'architecture parallèle.

par

Alice GUILLE DES BUTTES

Remerciements

Ce travail de thèse a été réalisé en collaboration entre les laboratoires ECO7 et DRIVE. Je suis heureuse d'avoir pu intégrer ces deux équipes qui m'ont accueillie avec beaucoup de gentillesse à Bron comme à Nevers et m'ont transmis leur expertise concernant la modélisation des systèmes, le fonctionnement du moteur à allumage commandé et le contrôle optimal.

Un grand merci aux membres du jury pour avoir accepté de prendre part à l'amélioration de mon travail par leurs commentaires et leurs remarques.

Je remercie Serge Pélissier de m'avoir accompagné tout au long de ce projet et proposé des solutions dans les moments difficiles. Merci aussi d'avoir apporté une vision moins experte mais plus globale sur l'ensemble du travail.

J'adresse tous mes remerciements à Luis Le Moyne qui a toujours trouvé du temps malgré ses multiples responsabilités pour participer à ce projet et apporter son expertise sur l'étude du moteur thermique.

Bruno Jeanneret m'a aidé à prendre en main les outils de développement et d'expérimentation du laboratoire ECO7 et a grandement contribué à l'implémentation de la méthode par son avis et ses relectures de code. Merci encore pour son suivi au quotidien, son implication et sa disponibilité.

Je remercie aussi Alan Keromnès qui m'a encadrée au laboratoire DRIVE et pour mes missions complémentaires d'enseignement. Merci de m'avoir aidé à construire le modèle du moteur thermique et d'avoir relu attentivement mes publications.

Sylvain Gillet, Bruno Jeanneret et Jérémy Pelluet ont réalisé la plupart des mesures qui ont donné lieu aux modèles utilisés dans cette thèse. Merci pour leur aide et pour leur temps.

Merci à Éric Bideau qui a participé à mon premier comité de thèse et qui m'a ouvert de nouveaux horizons concernant les méthodes d'optimisation, en me faisant découvrir la méthode du Branch and Bound notamment.

Je remercie enfin Didier Rémond pour son soutien continu et ses conseils qui m'ont accompagnée tout le long de mon cursus académique et pour la construction de mon projet professionnel.

Titre

Optimisation conjointe de la consommation d'essence et des émissions de polluants réglementés pour un véhicule hybride essence-électrique d'architecture parallèle.

Résumé

Le secteur des transports est un des principaux contributeurs aux émissions de gaz à effet de serre et à la pollution de l'air. Les véhicules hybrides électriques ont été introduits pour réduire la consommation de ressources fossiles et les émissions de CO₂ en optimisant l'efficacité énergétique de la motorisation. Cette thèse s'intéresse au compromis qui peut exister entre cet objectif et la réduction des émissions de polluants réglementés. Dans la première partie du travail, la programmation dynamique à trois dimensions est utilisée avec une fonction objectif qui pondère les deux critères pour déterminer la répartition optimale de puissance entre le moteur thermique et la machine électrique. La seconde partie consiste à introduire les paramètres de contrôle rapproché du moteur thermique (pression d'admission, richesse et avance à l'allumage) dans la méthode d'optimisation. L'objectif est d'identifier les différences potentielles entre la commande optimale du moteur hybridé et les stratégies habituellement utilisées pour les véhicules conventionnels.

La dynamique thermique du catalyseur trois voies est modélisée pour évaluer l'efficacité du système de dépollution. Des campagnes de mesures sur deux moteurs à allumage commandé permettent de formuler des modèles simplifiés des émissions de la température des gaz, des coefficients de transferts thermiques et des efficacités du catalyseur. La convergence des résultats est validée au regard des paramètres d'optimisation (finesse de la discrétisation en particulier). Des études paramétriques permettent d'évaluer l'influence sur les résultats du facteur de pondération, du cycle de conduite (NEDC, WLTC), du dimensionnement des composants, et de certains paramètres de modélisation. L'optimisation du contrôle rapproché du moteur est analysée, en particulier concernant l'interdépendance entre les trois variables considérées. La différence entre les stratégies conventionnelles de contrôle du moteur et les résultats obtenus est discutée.

Mots clés

Transport; Énergie; Qualité de l'air; Véhicule hybride; Stratégie de gestion de l'énergie; Programmation dynamique; Émissions de polluants; Comportement thermique du catalyseur

Laboratoires



IFSTTAR – AME – ECO7
Université Gustave Eiffel
25 av. François Mitterrand, Case 24
69675 Bron Cedex, France



ISAT – Laboratoire DRIVE, EA 1859
Université de Bourgogne Franche-Comté
49 rue Mademoiselle Bourgeois
58027 Nevers, France

Title

Joint optimization of the fuel consumption and regulated pollutant emissions of a gasoline-electric hybrid vehicle with a parallel configuration.

Abstract

The transportation sector is a major contributor to both air pollution and greenhouse gas emissions. Hybrid electric vehicles can reduce fuel consumption and CO₂ emissions by optimizing the energy management of the powertrain. This study examines the trade-off between regulated pollutant emissions and hybrid powertrain efficiency. In the first part of the work, three-dimensional dynamic programming is used with a weighted objective function to determine the optimal distribution of a power request between the thermal engine and the electric motor. In the second part, we modify the control variable in order to take into account the engine actuators (intake pressure, air fuel ratio, and ignition timing). The purpose of this second control problem is to identify the potential differences between conventional solutions and optimal engine control in the context of hybridization.

The thermal dynamics of the three-way catalyst are taken into account in order to model the aftertreatment efficiency. Experimental campaigns are conducted on spark-ignition engines to introduce simplified models for emissions, exhaust gas temperature, catalyst heat transfers and efficiency. The convergence of the results is analyzed with respect to the discretization parameters. Parametric studies evaluate the influence of the weighting factor, driving cycle (NEDC, WLTC), electric motor and battery sizing, as well as emission and catalyst modeling parameters. We assess the impact of including the spark-ignition engine's actuators as control variables, focusing on the interdependence between the three parameters (intake pressure, air fuel ratio, and ignition timing). We discuss the difference between the optimal engine control that we calculated for a hybrid vehicle and the standard approach in a conventional powertrain.

Keywords

Transport; Energy; Air quality; Hybrid vehicle; Energy management strategy; Dynamic programming; Pollutant emissions; Catalyst thermal behaviour

Laboratories



IFSTTAR – AME – ECO7
Université Gustave Eiffel
25 av. François Mitterrand, Case 24
69675 Bron Cedex, France



ISAT – DRIVE Laboratory, EA 1859
Université de Bourgogne Franche-Comté
49 rue Mademoiselle Bourgeois
58027 Nevers, France

Table des matières

Liste des figures	ix
Liste des tableaux	xiii
Introduction générale	1
1. Contexte et introduction	3
1.1. Contexte et problématique	3
1.1.1 Mobilité et changement climatique	3
1.1.2 Transports et qualité de l'air	4
1.2. Le véhicule hybride, un système complexe	5
1.2.1 Principe de fonctionnement	5
1.2.2 Optimisation du système	7
1.3. Optimiser la gestion de l'énergie	8
1.3.1 Différents types de stratégies	8
1.3.2 Problème de commande optimale	9
1.4. Méthodes d'optimisation	11
1.4.1 Principe du minimum de Pontryagin	11
1.4.2 Programmation dynamique	12
1.4.3 Méthode branch and bound	13
1.4.4 Bilan et comparaison des méthodes	15
1.5. État de l'art : émissions et consommation	17
1.5.1 Solutions pour réduire les émissions de polluants	17
1.5.2 Optimisation conjointe de la consommation et de la pollution	18
1.5.3 Présentation du travail de thèse	19
I Commande en puissance électrique	21
2. Méthodes et modèles en puissance	23
2.1. Modèles de la littérature	24
2.1.1 Dynamique véhicule	24
2.1.2 Consommation du moteur thermique	25
2.1.3 Modèles électriques	26
2.2. Modèles développés	28
2.2.1 Dispositifs expérimentaux	29
2.2.2 Efficacité du catalyseur	31

2.2.3	Dynamique thermique du catalyseur	34
2.2.4	Émissions et température du moteur	38
2.3.	Paramètres de la méthode d'optimisation	40
3.	Résultats et discussion (commande en puissance)	43
3.1.	Scénarios sur le cycle NEDC	43
3.1.1	Influence du paramètre α	44
3.1.2	Scénario centré consommation ($\alpha = 0$)	45
3.1.3	Scénario équilibré et centré pollution ($\alpha = 1, \alpha = 5$)	48
3.2.	Influence des paramètres d'optimisation	50
3.2.1	Étude paramétrique du pas de SOC	50
3.2.2	Étude paramétrique du pas de température	52
3.2.3	Influence de la température d'amorçage	55
3.2.4	Influence du dimensionnement	56
3.3.	Étude du cycle de conduite	59
3.4.	Discussion	61
3.4.1	Comparaison des résultats avec la littérature	61
3.4.2	Discussion sur les méthodes	63
3.4.3	Limites	64
II	Commande rapprochée du moteur thermique	67
4.	Méthodes et modèles en commande rapprochée	69
4.1.	Modèles détaillés des émissions	70
4.1.1	État de l'art	70
4.1.2	Campagne de mesures	72
4.1.3	Modèle de CO	73
4.1.4	Modèle de HC	74
4.1.5	Modèle de NO	76
4.2.	Modèles détaillés du débit de carburant, du couple et de la température	78
4.2.1	Modèle du débit de carburant	78
4.2.2	Modèle du couple	80
4.2.3	Modèle de la température à l'échappement	83
4.3.	Spécificité de l'optimisation en commande rapprochée	85
5.	Résultats et discussion (commande rapprochée)	87
5.1.	Influence des modèles sur les résultats	88
5.1.1	Modèle détaillé de la consommation de carburant	88
5.1.2	Influence du modèle d'émissions	90
5.2.	Paramètres de l'optimisation rapprochée	93
5.2.1	Influence de la méthode et pas de pression	94
5.2.2	Étude paramétrique du pas de temps	96
5.2.3	Paramètres d'optimisation choisis	97
5.3.	Commande rapprochée sur le cycle NEDC	98
5.3.1	Pression et avance variables, richesse unitaire	98
5.3.2	Pression et avance variables, richesse non unitaire	104
5.3.3	Commande en pression, richesse et avance (NEDC)	108

5.3.4	Commande en pression, richesse et avance (WLTC)	110
5.4.	Discussion	112
5.4.1	Comparaison des résultats des deux parties	112
5.4.2	Discussion sur la méthode et ses limites	114
	Conclusion et perspectives	117
	Nomenclature	127
	Bibliographie	129
	Annexes	139
A.	Coefficients des modèles de la partie I	141
B.	Coefficients des modèles de la partie II	145
C.	Mesures de débit, couple, température et pollution	147
C.1.	Mesures de débit, couple et température	147
C.2.	Mesures de concentrations de polluants	158

Liste des figures

1.1	Émissions de gaz à effet de serre par secteur en 2010	4
1.2	Part des transports dans les émissions de polluants en 2017 (détail par mode)	5
1.3	Architecture du véhicule hybride parallèle de référence.	6
1.4	Schéma d'optimisation.	8
1.5	Principe de la programmation dynamique.	12
1.6	Taille du graphe et nombre de variables d'état.	14
1.7	Principe de séparation évaluation.	15
2.1	Cartographie en couple et régime de la consommation spécifique du moteur thermique.	26
2.2	Modèle quasi-statique de la batterie : circuit équivalent.	26
2.3	Cartographie en puissance et régime du rendement de l'association convertisseur - machine électrique.	27
2.4	Schéma du banc moteur du laboratoire DRIVE.	29
2.5	Schéma du banc moteur du laboratoire ECO7.	30
2.6	Détermination des paramètres du modèle : efficacité de dégradation du catalyseur pour chaque polluant en fonction du rapport air-fuel.	33
2.7	Efficacité de dégradation du catalyseur en fonction de la température du pain.	34
2.8	Détermination des paramètres du modèle : refroidissement par convection externe	35
2.9	Détermination des paramètres du modèle : refroidissement par convection interne	36
2.10	Détermination des paramètres du modèle : régression linéaire K_{gaz} en fonction du débit	37
2.11	Détermination des paramètres du modèle : modèle de température complet sur cycle NEDC	38
2.12	Détermination des paramètres du modèle : validation du modèle de température complet sur le cycle WLTC.	38
2.13	Détermination des paramètres du modèle : température et concentration de polluants en fonction de la puissance normalisée.	40
3.1	Vitesse du véhicule et rapport de boîte enclenché en fonction du temps sur le cycle NEDC.	44
3.2	Performances relatives des stratégies optimales par rapport au scénario centré consommation ($\alpha = 0$).	44
3.3	Répartition optimale de puissance entre les moteurs pour chaque stratégie (NEDC).	46

3.4	Points de fonctionnement et rendement des moteurs pour les différentes stratégies (NEDC).	47
3.5	Température du catalyseur et efficacité thermique pour les différents scénarios (NEDC).	49
3.6	Variation de la consommation et du temps de calcul en fonction du pas de SOC pour le scénario centré consommation (NEDC).	51
3.7	Puissance optimale du moteur thermique pour le scénario centré consommation avec différents pas de SOC (NEDC).	51
3.8	Effet du pas de température sur l'estimation de l'efficacité du catalyseur pour le scénario équilibré (NEDC).	52
3.9	Puissance optimale du moteur thermique pour le scénario équilibré avec différents pas de température (NEDC).	54
3.10	Effet de la température de light-off sur le scénario centré pollution (NEDC).	56
3.11	Performance de la stratégie optimale en fonction du taux d'hybridation (NEDC).	57
3.12	Puissance optimale du moteur thermique pour le scénario centré pollution avec différents taux d'hybridation (NEDC).	58
3.13	Vitesse du véhicule et rapport de boîte enclenché en fonction du temps sur le cycle WLTC.	59
3.14	Répartition optimale de puissance entre les moteurs pour les scénarios centré consommation et centré pollution (WLTC).	60
3.15	Température du catalyseur et efficacité thermique pour les scénarios centré consommation et centré pollution (WLTC).	61
4.1	Mesures de concentration de CO en fonction des paramètres de commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.	73
4.2	Adéquation du modèle détaillé d'émissions de CO aux mesures.	74
4.3	Mesures de concentration de HC en fonction des paramètres de commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.	74
4.4	Adéquation du modèle détaillé d'émissions de HC aux mesures.	76
4.5	Mesures de concentration de NO en fonction des paramètres de commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.	77
4.6	Adéquation du modèle détaillé d'émissions de NO aux mesures.	78
4.7	Contribution des paramètres au modèle détaillé du débit de carburant.	80
4.8	Adéquation du modèle détaillé du débit de carburant aux mesures.	80
4.9	Contribution des paramètres au modèle détaillé du couple.	82
4.10	Adéquation du modèle détaillé du couple aux mesures.	82
4.11	Mesures de température à l'échappement en fonction de la commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.	83
4.12	Contribution des paramètres au modèle détaillé de la température à l'échappement.	84
4.13	Adéquation du modèle détaillé de la température aux mesures.	84

5.1	Effet du modèle de consommation (débit et couple) sur la stratégie optimale (NEDC).	88
5.2	Effet du modèle de consommation (débit et couple) sur la cartographie de rendement.	89
5.3	Effet des concentrations constantes sur le scénario centré pollution (NEDC).	91
5.4	Effet du modèle détaillé sur le scénario équilibré (NEDC).	91
5.5	Effet du modèle détaillé sur les cartographies de concentration d'émissions	92
5.6	Stratégie optimale pour le scénario centré pollution avec le modèle détaillé (NEDC).	93
5.7	Stratégie optimale pour le scénario centré consommation avec une commande en variation du SOC et une commande rapprochée (NEDC).	95
5.8	Comparaison de la demande de puissance à la roue pour différents pas de temps (ECE15).	96
5.9	Étude paramétrique sur α en commande rapprochée (pression et avance)	98
5.10	Répartition optimale de puissance pour chaque stratégie en pression et avance (NEDC).	99
5.11	Paramètres de commande rapprochée du moteur pour chaque stratégie (NEDC).	100
5.12	Efficacité de dégradation par le catalyseur de chaque polluant en fonction de la richesse	102
5.13	Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces et les différents scénarios	103
5.14	Répartition optimale de puissance pour les deux niveaux de richesse (NEDC).	105
5.15	Paramètres de commande rapprochée pour chaque niveau de richesse (NEDC)	105
5.16	Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces et les deux niveaux de richesse	106
5.17	Répartition optimale de puissance avec une richesse unitaire et une commande à trois variables (Scénario centré pollution - NEDC).	108
5.18	Paramètres de commande rapprochée avec une richesse constante et une commande à trois variables (Scénario centré pollution - NEDC)	108
5.19	Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces avec une richesse constante et une commande à trois variables	109
5.20	Répartition optimale de puissance pour une commande à trois variables (WLTC).	110
5.21	Paramètres de commande rapprochée pour une commande à trois variables (WLTC)	111
5.22	Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces pour une commande à trois variables (WLTC)	111

Liste des tableaux

1.1	Comparaison des temps de calculs des différentes méthodes d'optimisation	15
2.1	Caractéristiques principales et type de modèle : véhicule et GMP	24
2.2	Caractéristiques principales des dispositifs expérimentaux : composants et campagnes d'essais	31
2.3	Conditions de fonctionnement du moteur pour la campagne d'essais au laboratoire ECO7 (convection interne catalyseur).	36
2.4	Conditions de fonctionnement du moteur pour la campagne d'essais au laboratoire DRIVE (température et émissions moteur).	39
3.1	Performances des scénarios centré consommation et centré pollution.	45
3.2	Performances des scénarios centré consommation et équilibré.	46
3.3	Performances du scénario équilibré pour différents pas de température (NEDC)	53
3.4	Performances estimées (température arrondie) du scénario équilibré pour différents pas de température (NEDC).	54
3.5	Performances du scénario centré pollution pour différentes températures d'amorçage (NEDC).	55
3.6	Taux d'hybridation étudiés et dimensionnement des composants correspondants.	57
3.7	Performances des scénarios centré consommation et centré pollution (WLTC).	61
4.1	Conditions de fonctionnement du moteur pour la campagne d'essais au laboratoire DRIVE (émissions en fonction des paramètres de commande rapprochée du moteur).	72
5.1	Pas de pression correspondant au pas de SOC de référence (0,02 %) pour différents points de fonctionnement du GMP hybride.	94
5.2	Variation de la consommation sur le cycle NEDC en fonction du type de commande et de la discrétisation en pression.	95
5.3	Variation de l'énergie de traction sur le cycle NEDC en fonction du pas de temps (référence à 1 Hz).	97
5.4	Performances des scénarios centré consommation et intermédiaire (commande rapprochée, NEDC).	102
5.5	Performances des scénarios intermédiaire et centré pollution (commande rapprochée, NEDC).	102
5.6	Performances des scénarios centré pollution pour les deux niveaux de richesse (commande rapprochée, NEDC).	107

5.7	Performances des scénarios centrés pollution avec une richesse constante et une commande à trois variables (NEDC).	109
5.8	Performances des scénarios centré consommation et centré pollution avec une commande à trois variables (WLTC).	112

Introduction générale

Les transports représentent près de 15% des émissions de gaz à effet de serre liées à l'activité humaine, et il s'agit du secteur d'activité dont l'empreinte carbone a subi la plus forte croissance depuis 1970. Pour limiter l'impact de nos déplacements, il est nécessaire à la fois de modifier nos comportements pour mieux cibler les besoins en transports et d'améliorer l'efficacité des moyens de transport que nous utilisons. Dans ce contexte, le véhicule hybride constitue une des solutions à court et moyen terme pour augmenter le rendement des motorisations, en particulier dans des conditions de conduite urbaines.

Cependant, le fonctionnement optimal du moteur thermique en termes d'efficacité énergétique et d'émissions de gaz à effet de serre peut donner lieu à des émissions accrues de polluants locaux, qui présentent des enjeux sanitaires importants. Plusieurs auteurs ont cherché à réduire conjointement les émissions de CO₂ et de polluants locaux des véhicules hybrides sur des trajets donnés en optimisant la répartition d'énergie entre la partie thermique et la partie électrique de la motorisation.

Dans ce travail de thèse, nous avons résolu ce problème de gestion d'énergie combinant deux objectifs environnementaux avec une méthode d'optimisation différente, qui pourra permettre de valider les résultats obtenus par ces premières études. Le véhicule étudié comporte une machine électrique et un moteur à allumage commandé associés en parallèle. Nous avons choisi d'introduire les paramètres de contrôle rapproché du moteur dans le problème d'optimisation, dans le but de comparer la commande optimale du moteur thermique hybridé à celle utilisée pour une motorisation conventionnelle.

La première partie de la thèse est essentiellement méthodologique. Le chapitre 2 détaille le modèle thermique du catalyseur, essentiel pour l'évaluation des émissions de polluants, et sa validation expérimentale sur cycle au laboratoire ECO7. Cette partie s'appuie sur un modèle très simple du moteur thermique construit à partir d'une première campagne de mesures au laboratoire DRIVE. Le chapitre 3 valide la convergence de la méthode que nous avons implémentée au regard des paramètres d'optimisation. L'influence des modèles sur les résultats est également analysée au travers de plusieurs études paramétriques.

La deuxième partie de la thèse consiste à introduire le contrôle rapproché du moteur (admission d'air, injection de carburant et déclenchement de la combustion) dans la méthode d'optimisation précédemment validée. Un modèle plus détaillé du moteur thermique est discuté et construit au chapitre 4 à partir d'une campagne expérimentale effectuée au laboratoire DRIVE sur un moteur équipé d'un contrôleur programmable. Le chapitre 5 analyse l'influence des nouveaux modèles sur la commande et propose les premiers résultats d'optimisation des paramètres de contrôle rapproché du moteur. L'étude se focalise sur l'interdépendance entre différents paramètres et la différence avec les stratégies conventionnelles de commande du moteur.

CHAPITRE 1

Contexte et introduction

Contenu

1.1. Contexte et problématique	3
1.1.1 Mobilité et changement climatique	3
1.1.2 Transports et qualité de l'air	4
1.2. Le véhicule hybride, un système complexe	5
1.2.1 Principe de fonctionnement	5
1.2.2 Optimisation du système	7
1.3. Optimiser la gestion de l'énergie	8
1.3.1 Différents types de stratégies	8
1.3.2 Problème de commande optimale	9
1.4. Méthodes d'optimisation	11
1.4.1 Principe du minimum de Pontryagin	11
1.4.2 Programmation dynamique	12
1.4.3 Méthode branch and bound	13
1.4.4 Bilan et comparaison des méthodes	15
1.5. État de l'art : émissions et consommation	17
1.5.1 Solutions pour réduire les émissions de polluants	17
1.5.2 Optimisation conjointe de la consommation et de la pollution	18
1.5.3 Présentation du travail de thèse	19

1.1. Contexte et problématique

1.1.1. Mobilité et changement climatique

Le dernier rapport d'évaluation du GIEC (groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat) souligne l'importance de la mobilité dans l'impact de l'homme sur son environnement. En effet, les émissions de gaz à effet de serre dues au transport ont plus que doublé entre 1970 et 2014, ce qui représente la croissance la plus importante parmi tous les secteurs d'activités étudiés. La figure 1.1 montre que la mobilité représente à l'heure actuelle 14,3% des émissions (directes et indirectes) de gaz à effet de serre [1]. Cependant, 80% de ces émissions correspondent aux déplacements de 10% seulement de la population mondiale [2]. En effet, la croissance de la mobilité est directement liée aux revenus des individus et des pays qui fournissent les infrastructures. En 2012, l'AIE (Agence

internationale de l'énergie) prévoyait ainsi une augmentation de 100% du transport de fret et de voyageurs dans le monde à l'horizon 2050 [3].

Les solutions proposées par le GIEC pour limiter l'augmentation des émissions du secteur des transports sont de plusieurs natures :

- *Éviter les déplacements* dès que possible en privilégiant par exemple les circuits d'approvisionnement courts, les formes urbaines plus denses ou le télétravail,
- *Encourager le report modal* vers des solutions plus économes en émissions comme les transports en commun, la marche ou le vélo,
- *Améliorer l'efficacité énergétique* des moyens de transport en augmentant le rendement des motorisations et le taux d'occupation des véhicules en circulation,
- *Réduire l'intensité carbone* des moteurs en modifiant les carburants, notamment en développant les biocarburants.

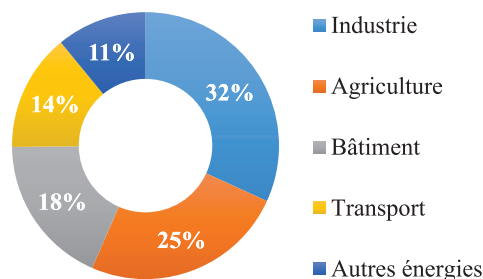


FIGURE 1.1. Émissions de gaz à effet de serre par secteur en 2010. [1]

Dans ce contexte, les motorisations hybrides ont été développées afin d'améliorer l'efficacité énergétique des véhicules en introduisant une source d'énergie réversible en complément du moteur thermique. Cette solution technique permet de réduire les émissions de gaz à effet de serre et la consommation de ressources fossiles durant la phase d'utilisation du véhicule, la quantité de CO₂ étant proportionnelle au premier ordre à la quantité de carburant brûlé. L'analyse du cycle de vie montre que la réduction des émissions de CO₂ durant la phase d'utilisation dépasse leur augmentation pour produire le véhicule [4][5]. L'hybridation contribue ainsi à l'ensemble des politiques à mettre en place pour permettre un développement durable des systèmes de transport.

1.1.2. Transports et qualité de l'air

La question des émissions de polluants, notamment par les véhicules, est au cœur des enjeux sanitaires et environnementaux actuels des agglomérations. La pollution aux particules fines est responsable de 48 000 décès prématurés par an en France selon Santé Publique France (estimation de 2016) [6]. En Europe, l'Agence européenne pour l'environnement (AEE) estime que plus de 400 000 décès pourraient être évités chaque année en améliorant la qualité de l'air (estimation de 2018) [7]. Les principaux polluants étudiés par l'AEE sont les composés organiques volatiles non méthaniques (COVNM), les particules de moins de 10 et 2,5 microns (PM₁₀ et PM_{2,5}), le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azote (NO_x) et les oxydes de soufre (SO_x). La figure 1.2 montre que la contribution de la mobilité aux émissions d'espèces nocives pour la santé est importante, en particulier pour le transport routier. Comme pour le changement climatique, la réduction de ces émissions passe par la modification des comportements et par des changements systémiques.

Dans ce contexte, la conception des véhicules de transport doit aussi apporter une contribution. Elle est ainsi soumise à des normes d'émissions de plus en plus strictes [8]. La dernière norme européenne (EURO 6c) présente des seuils très bas et cherche à effectuer les tests d'homologation dans des conditions plus réalistes. Les véhicules doivent notamment être testés sur route grâce à des systèmes de mesure d'émissions embarqués plutôt que dans les conditions contrôlées d'un laboratoire [9].

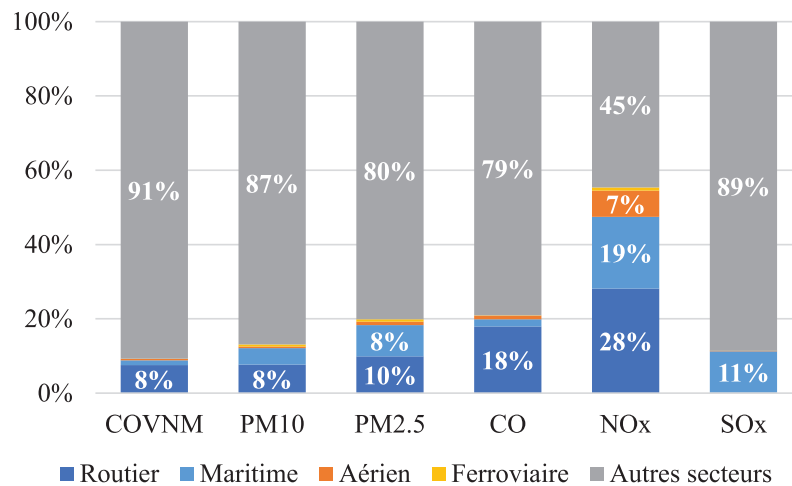


FIGURE 1.2. Contribution aux émissions des principaux polluants en 2017 pour les transports en couleur (détail par mode de déplacement) par rapport à l'ensemble des autres secteurs d'activités en gris (industrie, agriculture, bâtiment, énergie et autres). [10]

Dans ce cadre, les véhicules hybrides électriques qui associent deux sources d'énergie doivent permettre de tirer parti de leurs avantages respectifs (autonomie de la motorisation thermique et absence d'émissions à l'échappement de la traction électrique).

Le projet de thèse est de contribuer à la conception de véhicules hybrides réduisant conjointement les émissions de gaz à effet de serre et de polluants réglementés.

1.2. Le véhicule hybride, un système complexe

1.2.1. Principe de fonctionnement

La présence dans les véhicules hybrides électriques d'au moins deux sources d'énergie dont une machine électrique réversible permet de réduire les émissions de gaz à effet de serre et la consommation d'énergie. Cela est dû à plusieurs modes de fonctionnement qui tirent parti de la complémentarité des motorisations [11] :

- récupération d'énergie au freinage par la machine électrique,
- arrêt du moteur thermique dans les phases non motrices ou en mode électrique,
- élimination des pertes dues à l'embrayage en effectuant un démarrage électrique,
- réduction de la taille du moteur thermique, assisté par la machine électrique,
- possibilité de choisir un point de fonctionnement plus avantageux grâce au degré de liberté introduit par la répartition de la puissance entre les deux sources d'énergie.

Les paramètres sur lesquels il est possible de jouer pour gérer la répartition d'énergie diffèrent selon l'architecture du véhicule considéré. Les véhicules hybrides électriques peuvent ainsi être séparés en trois catégories principales en fonction de la topologie du groupe motopropulseur (GMP) [8] [11] :

- *Les hybrides parallèles* comprennent une machine électrique de traction et un moteur thermique tous les deux en prise avec les roues, dont les couples s'additionnent. La somme des couples des deux moteurs est fixée par la demande mais la stratégie de commande en détermine la répartition. Les deux moteurs sont liés aux roues, ce qui permet des connexions simples et un bon rendement. Cependant, le régime est alors fixé par les conditions de conduite, ce qui limite les possibilités d'optimisation.
- *Les hybrides série* assurent la traction grâce à une machine électrique en prise avec les roues. Le moteur thermique peut uniquement produire de l'électricité via une génératrice, constituant ainsi un groupe électrogène embarqué. Le régime et le couple du moteur dépendent exclusivement de la stratégie de commande. Cette architecture présente donc plus de degrés de liberté pour l'optimisation mais l'ajout d'une génératrice et d'un convertisseur électrique multiplie les conversions d'énergie et dégrade le rendement.
- *Les hybrides à dérivation de puissance* combinent certains aspects des architectures précédentes. Grâce à l'introduction d'un train épicycloïdal (pour sommer les puissances des deux moteurs) et d'une machine électrique de variation de vitesse, on peut conserver à la fois un degré de liberté en couple et en régime. Cette architecture présente également des conversions d'énergie plus nombreuses.

Notre étude s'intéresse en priorité aux véhicules hybrides de topologie parallèle. Cette topologie présente un potentiel important en termes d'efficacité énergétique puisqu'elle permet d'introduire des flux de puissance internes tout en maintenant une connexion mécanique directe entre les sources d'énergie et les roues.

Cette solution est également intéressante du point de vue de la conception car c'est celle qui se rapproche le plus des véhicules conventionnels. En effet, le moteur thermique reste en prise avec les roues, une seule machine électrique est ajoutée et la transmission de puissance n'est pas modifiée.

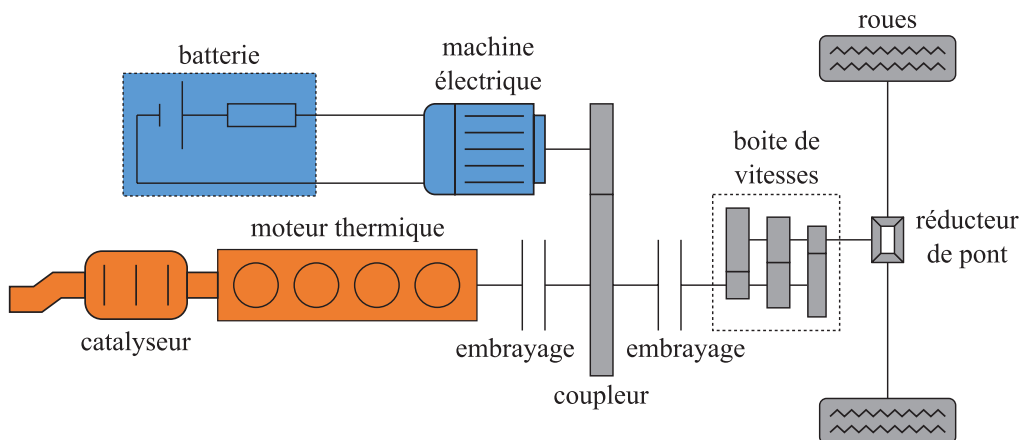


FIGURE 1.3. Architecture du véhicule hybride parallèle de référence.

L'architecture de référence de notre étude est décrite en figure 1.3. Le couplage mécanique entre le moteur et la machine électrique de traction se fait en amont de la boîte

de vitesse. La présence de deux embrayages permet de démarrer le moteur thermique à l'aide de la machine électrique, de proposer un mode groupe électrogène pour recharger la batterie sans connexion aux roues et de rouler en mode tout électrique.

Les émissions de polluants et la dépollution dépendent fortement du type de moteur étudié. La composition chimique du mélange brûlé varie beaucoup pour le moteur Diesel ce qui rend la dépollution complexe. La réduction des NO_x en particulier peut demander la mise en place d'un système de réduction catalytique sélective qui utilise de l'urée pour convertir les NO_x en espèces non toxiques. Cependant, cette solution pose plusieurs problèmes comme la nécessité pour l'utilisateur de faire un plein régulier de solution d'urée, le risque d'émissions secondaires d'ammoniaque, la résistance au gel et la durée de vie du système [12].

Nous avons choisi d'étudier le moteur essence pour lequel la composition chimique du mélange varie peu et dont le système de dépollution plus mature est composé d'un seul organe : le catalyseur 3 voies [13]. Son efficacité de dégradation des différents polluants en fonctionnement nominal est proche de 100% [14]. Les principaux paramètres qui influent sur cette efficacité sont le temps de séjour des gaz dans le catalyseur, la température du système et la composition chimique du mélange air - carburant brûlé par le moteur [15][16]. La problématique consiste donc à assurer le bon fonctionnement du système en agissant sur ces paramètres influents.

Notre véhicule de référence est un hybride essence-électrique d'architecture parallèle, une solution simple et qui présente un rendement très intéressant. La démarche présentée est cependant applicable à d'autres types d'architectures.

1.2.2. Optimisation du système

Pour obtenir tous les bénéfices d'une motorisation hybride, on peut s'intéresser à trois niveaux d'optimisation :

- L'éco-conduite détermine le style de conduite (vitesse et changement de rapport) le plus avantageux avec certaines contraintes de parcours [17].
- La stratégie de gestion d'énergie répartit à chaque instant la demande de puissance entre les différents moteurs [18].
- Enfin, l'agencement des composants de la chaîne de traction (architecture ou topologie) et leur dimensionnement peuvent être analysés [19] [20].

L'éco-conduite dépend principalement du conducteur du véhicule et la démarche de conception du constructeur est centrée autour des deux derniers niveaux d'optimisation. Il existe un couplage fort entre le choix de la topologie, le dimensionnement des composants et la stratégie de gestion d'énergie [21] [8]. L'optimisation traditionnelle qui consiste à choisir les composants et leur agencement avant de définir une stratégie de gestion embarquée ne garantit donc pas un optimum global pour le système.

Dans ce contexte, le laboratoire ECO7 met au point un outil pour optimiser les performances d'un véhicule hybride en étudiant à la fois le dimensionnement des composants et la stratégie de gestion de l'énergie [22]. Cet outil utilise une approche de conception imbriquée (ou multi-niveaux) avec deux boucles d'optimisation qui interagissent de la façon suivante (voir figure 1.4) :

- une boucle globale choisit les paramètres de dimensionnement des composants,
- un ensemble de modèles utilise ces paramètres pour simuler leur comportement,
- une boucle interne détermine la gestion d'énergie optimale des composants choisis,
- les performances optimales de chaque dimensionnement sont donc connues et servent à orienter le choix des paramètres de l'itération suivante.

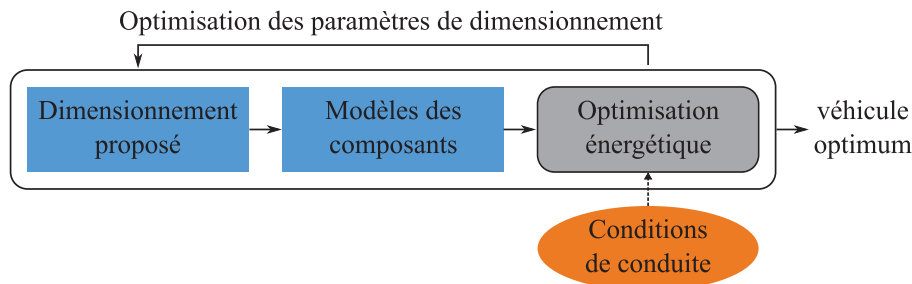


FIGURE 1.4. Schéma d'optimisation.

Cet outil est actuellement utilisé pour minimiser la consommation de carburant et des émissions de CO₂ en tenant compte du dimensionnement et de l'optimisation énergétique d'une motorisation hybride. Des projets en cours cherchent par ailleurs à prendre en compte la topologie du groupe moto-propulseur pour optimiser la conception [20]. Le but de la thèse est de développer un nouvel algorithme d'optimisation énergétique (boucle interne) qui pourra être intégré à cet outil pour concevoir un GMP hybride qui préserve le climat et la qualité de l'air.

La méthode d'optimisation choisie doit donc être suffisamment robuste pour ne pas poser de problèmes de convergence dans le cadre d'une double boucle d'optimisation. De plus, les modèles formulés pour les composants doivent inclure leurs paramètres de dimensionnement habituels. Nous nous intéresserons en particulier au moteur thermique qui est responsable des émissions de polluants réglementés. Son paramètre de dimensionnement principal est la cylindrée, qui correspond au volume utile du moteur et détermine sa puissance maximale.

Le projet de thèse porte sur le développement d'une stratégie de gestion d'énergie du GMP hybride. La solution choisie doit pouvoir être intégrée dans l'outil de conception du laboratoire.

1.3. Optimiser la gestion de l'énergie

1.3.1. Différents types de stratégies

En appuyant sur les pédales d'accélération ou de frein, le conducteur communique la puissance qu'il souhaite voir transmise aux roues pour adapter la vitesse du véhicule. Cette consigne est répartie entre le moteur et la machine électrique par une stratégie de gestion d'énergie, comme discuté en partie précédente. Ces stratégies ont été le sujet de nombreuses publications, dont l'article [18] fait une analyse bibliographique afin de les classifier et d'en dégager les caractéristiques résumées ci-après.

On distingue deux méthodes de détermination :

- Les stratégies *heuristiques* sont basées sur des règles empiriques issues du savoir-faire des constructeurs et de tests de mise au point. Elles sont simples à implémenter et leur comportement est bien maîtrisé mais leurs performances en dehors des conditions testées ne peuvent pas être garanties.
- Les stratégies *optimales* sont basées sur la résolution d'un problème mathématique. Un modèle du GMP est utilisé pour optimiser un critère formulé comme une fonction à minimiser.

Quelle que soit l'approche retenue, la stratégie peut être utilisée :

- *en ligne*, dans un calculateur embarqué ayant uniquement accès à la demande de puissance à un instant donné via les pédales. Les conditions futures de l'itinéraire lui sont inconnues ou incertaines dans le cas d'une prédiction de trajet [23].
- *hors ligne*, dans une phase de conception où l'on suppose que le trajet à effectuer est connu à l'avance. Ces stratégies constituent des références pour l'étude des performances énergétique d'une certaine architecture. La connaissance du trajet à venir permet de garantir l'optimalité de la gestion d'énergie proposée.

Nous allons nous intéresser aux stratégies hors ligne dont l'optimalité peut être prouvée. Elles constituent une référence indispensable pour la formulation de stratégies en ligne et permettent de déterminer les meilleures performances d'une architecture donnée dans le cadre de la conception. Ce type de stratégie est le résultat de la résolution d'un problème de commande optimale que nous allons formuler dans la partie suivante.

1.3.2. Problème de commande optimale

La détermination de la stratégie de gestion d'énergie constitue un problème de commande optimale. Il s'agit de choisir la valeur à chaque instant d'une *entrée contrôlable* afin de minimiser une *fonction objectif*. Le problème doit aussi respecter la *dynamique* du système, un ensemble de *perturbations* et certaines *contraintes*. Cette section précise l'expression de ces différents termes pour notre problème.

La *fonction objectif* J est définie par l'équation 1.1. Elle correspond à la somme pondérée des émissions et de la consommation du véhicule sur un trajet donné. Ces quantités sont normalisées pour permettre de les comparer malgré leurs échelles de mesure différentes. Le débit de carburant est divisé par le débit moyen d'un véhicule conventionnel sur le cycle NEDC. Cette valeur est déduite de la consommation en litres pour cent kilomètres annoncée par le constructeur pour le véhicule. De la même façon, le débit de chaque polluants est divisé par un débit moyen sur cycle. Celui-ci est déterminé à partir du seuil en gramme par kilomètre autorisé pour chaque polluant par la norme européenne d'émissions applicable au moteur thermique. Un coefficient α pondère l'importance relative des émissions par rapport à la consommation.

$$J = \int \left(\frac{\dot{m}_{carb}(t)}{\dot{m}_{carb,ref}} + \frac{\alpha}{3} \left(\frac{\dot{m}_{CO}(t)}{\dot{m}_{CO,ref}} + \frac{\dot{m}_{HC}(t)}{\dot{m}_{HC,ref}} + \frac{\dot{m}_{NO}(t)}{\dot{m}_{NO,ref}} \right) \right) dt \quad (1.1)$$

La solution du problème donne la valeur à chaque instant de la *commande*, qui correspond à un certain nombre d'*entrées contrôlables*. Pour les véhicules hybrides, il s'agit de déterminer la répartition d'énergie entre le moteur thermique et la machine électrique. Pour contrôler la répartition d'énergie, on peut choisir diverses variables de commande.

Ce projet de thèse propose d'utiliser deux types de variables distincts introduits aux paragraphes suivants.

1. Dans un premier temps, on cherchera à déterminer à chaque instant la variation d'état de charge de la batterie, qui correspond à une certaine *puissance électrique*. La puissance développée par le moteur thermique est une conséquence de ce choix car elle correspond à la soustraction de la puissance électrique à la puissance totale nécessaire. Le modèle du moteur thermique permet de déterminer la consommation et les émissions pour la fonction objectif à partir de la puissance développée.

2. Dans un second temps, on s'intéressera à la commande rapprochée du moteur thermique. Pour produire une certaine puissance, l'unité de contrôle moteur commande une série d'actionneurs. Pour un moteur à allumage commandé atmosphérique, il s'agit classiquement de choisir :

- la richesse (ou ratio air-fuel) qui exprime la composition du mélange air-carburant,
- l'avance à l'allumage qui positionne le début de la combustion dans le cycle moteur,
- la pression d'admission qui détermine la quantité de mélange air-carburant admise.

Le choix de ces paramètres de contrôle rapproché est habituellement cartographié en fonction du régime et du couple de fonctionnement du moteur. Cette approche est le résultat de campagnes d'essais intensives sur le moteur thermique seul. Elle n'est pas remise en question lorsque le moteur est intégré à un GMP hybride, ce qui ne garantit pas un optimum global. Pour inclure la commande rapprochée, il est nécessaire de proposer un modèle de moteur plus détaillé.

Un ensemble de *perturbations* correspond aux variables non contrôlables qui influencent le comportement du GMP. Notre perturbation est le cycle de conduite qui définit les conditions de réalisation d'un trajet donné. La vitesse du véhicule et le rapport de boîte sur le cycle imposent le régime de rotation du moteur et de la machine. L'accélération conditionne le couple total demandé au GMP. Il s'agit d'un modèle inverse du véhicule car on remonte des conséquences observables (la vitesse) vers leur cause physique (la puissance développée par la motorisation).

Le comportement de la plupart des composants de la chaîne de traction peut être décrit avec une approche quasi-statique [11]. En effet, on peut approximer leur comportement à un modèle qui ne dépend que de la valeur instantanée de la commande et des perturbations. C'est le cas par exemple du moteur thermique pour lequel le débit de carburant dépend au premier ordre de la demande de couple et du régime à un instant donné.

Cependant, certains éléments ont une *dynamique* forte qui nécessite l'introduction de *variables d'état* pour décrire une dépendance temporelle. Une première variable d'état décrit l'évolution de l'énergie stockée dans la batterie : l'état de charge ou SOC (state of charge). Il est nécessaire de le modéliser car il est soumis à un ensemble de contraintes détaillées à la fin de la sous-section.

Une deuxième variable d'état correspond à la température du catalyseur. Il est essentiel de connaître son évolution car elle a un fort impact sur le système de dépollution. En effet, le catalyseur dégrade plus de 90% des polluants lorsqu'il est chaud alors qu'il est entièrement inefficace à froid [13].

Enfin, l'évolution de la température du moteur thermique a également une influence sur les émissions de polluants. Durant la phase de démarrage à froid, la température des

parois du cylindre et de l'air admis est basse, ce qui réduit l'efficacité de combustion. La concentration en monoxyde de carbone et en hydrocarbures imbrûlés augmente donc à la sortie du moteur [24].

L'impact de la température du moteur sur la pollution est moindre par rapport à celui de la température du catalyseur [25]. Cette troisième variable d'état sera donc négligée par rapport aux deux premières. En effet, l'addition de variables d'état complexifie grandement la résolution du problème, nous nous concentrerons donc sur les plus influentes.

Un ensemble de *contraintes* globales doivent être respectées :

- La batterie doit rester entre 20% et 80% de charge pour éviter l'endommagement,
- La puissance électrique est limitée par le courant minimal et maximal de la batterie,
- Les couples minimaux et maximaux des moteurs sont définis en fonction du régime,
- Il n'y a pas de contrainte globale sur la température du catalyseur.

Plusieurs *contraintes* locales sont également définies :

- Les états de charge initial et final de la batterie sont fixés pour garantir une comparaison équitable entre les stratégies. Comme il s'agit d'un hybride non rechargeable, les états de charge initial et final sont égaux (pas de transfert d'énergie de la batterie aux roues en moyenne),
- Le catalyseur est à la température ambiante au début du cycle,
- Il n'y a pas de contrainte sur la température finale du catalyseur.

1.4. Méthodes d'optimisation

Les deux méthodes les plus communément utilisées pour la résolution des problèmes de commande optimale des véhicules hybrides sont le principe du minimum de Pontryagin et la programmation dynamique (29 et 62% des études répertoriées par [18] respectivement). Nous allons les présenter dans cette section ainsi que l'approche branch and bound, à laquelle nous nous sommes également intéressés.

1.4.1. Principe du minimum de Pontryagin

Le principe du minimum de Pontryagin [26] stipule qu'une condition nécessaire à l'optimalité de la commande est qu'elle minimise une fonctionnelle H appelée hamiltonien. L'introduction de l'hamiltonien permet de passer de la minimisation d'une intégrale sur l'ensemble du trajet à une optimisation de la valeur de la commande à chaque instant. Cette méthode est utilisée pour déterminer la gestion d'énergie des véhicules hybrides depuis [27]. Elle a plus récemment été appliquée à des problèmes de gestion d'énergie avec de multiples variables d'état pour tenir compte du vieillissement des batteries [28] ou des émissions des hybrides rechargeables [29]. La fonctionnelle associe le critère à minimiser et la dynamique des variables d'état [30]. Étant donnée la forme de la fonction objectif proposée, la fonctionnelle est décrite par l'équation 1.2.

$$H(t) = \frac{\dot{m}_{carb}(t)}{\dot{m}_{carb,ref}} + \frac{\alpha}{3} \left(\frac{\dot{m}_{CO}(t)}{\dot{m}_{CO,ref}} + \frac{\dot{m}_{HC}(t)}{\dot{m}_{HC,ref}} + \frac{\dot{m}_{NO}(t)}{\dot{m}_{NO,ref}} \right) + p_1(t) \dot{soc}(t) + p_2(t) \dot{T}_{cata}(t) \quad (1.2)$$

$$\dot{p}_1(t) = \frac{\partial H(t)}{\partial soc(t)} \quad (1.3)$$

$$\dot{p}_2(t) = \frac{\partial H(t)}{\partial T_{cata}(t)} \quad (1.4)$$

Cette équation fait apparaître les états adjoints $p_1(t)$ et $p_2(t)$ associés aux deux variables d'état retenues pour notre problème. Leur évolution temporelle est donnée par les équation 1.3 et 1.4. Il est nécessaire de déterminer la valeur des états adjoints pour obtenir la commande optimale. Leur valeur initiale doit notamment être choisie afin de respecter la contrainte de SOC à la fin du trajet. Ce processus peut donner lieu à des problèmes de convergence dans le cadre de la double boucle d'optimisation présentée à la section 1.3. De plus, l'ajout d'une nouvelle variable d'état donc d'un deuxième état adjoint à déterminer rend cette évaluation plus complexe [31].

1.4.2. Programmation dynamique

La programmation dynamique est une méthode basée sur la décomposition du problème de commande optimale en sous-problèmes. Les variables d'états sont discrétisées temporellement et sur une échelle de valeurs. Un graphe dont les sommets sont définis par la valeur prise par chacune des variables d'état à un instant donné est ainsi construit. Le passage d'un sommet à un autre est associé à une valeur de la commande et à un coût du point de vue de la fonction objectif. Le chemin qui minimise la somme des coûts dans le graphe correspond à la suite des valeurs optimales de la commande.

L'approche de détermination du chemin optimal consiste à parcourir le graphe progressivement en résolvant des sous-problèmes de façon récursive. Le principe de la méthode est qu'il n'existe qu'un sous-chemin optimal pour arriver à un certain état. Si le chemin optimal pour tout le graphe passe par cet état alors il passe forcément par le sous-chemin optimal qui a permis de l'atteindre [32].

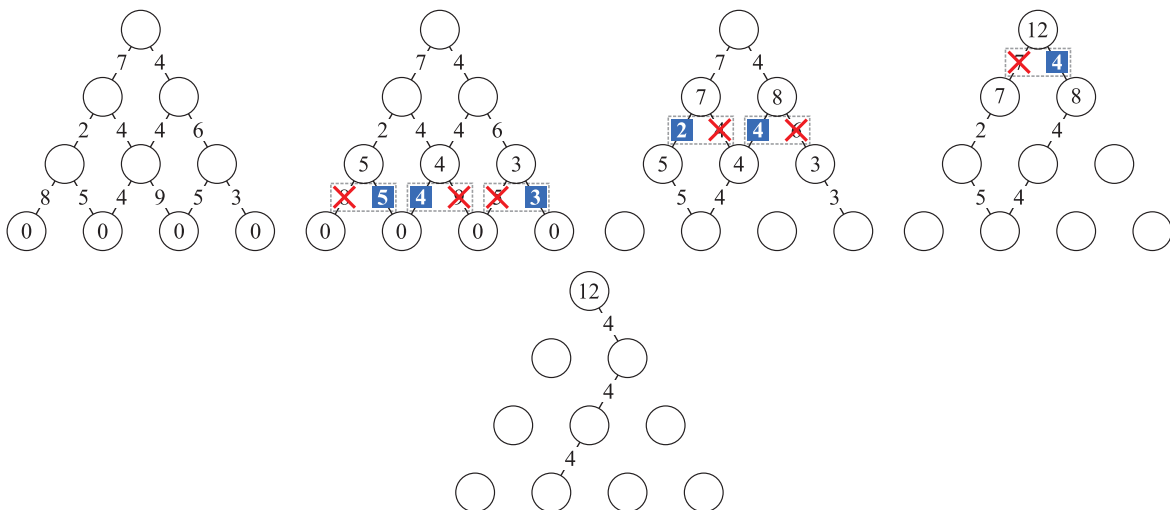


FIGURE 1.5. Principe de la programmation dynamique.

Cette résolution récursive est illustrée par le graphe 1.5. Les sommets du graphe sont représentés par des cercles et correspondent à un état donné du système. Les arcs

reliant les sommets sont pondérés pour le coût nécessaire pour passer d'un état à un autre. On cherche à minimiser le coût pour arriver au sommet supérieur du graphe en partant des sommets inférieurs. Le coût minimum permettant d'arriver à un sommet est stocké à chaque étape intermédiaire (noté à l'intérieur du cercle sur notre exemple) et sert de base aux calculs suivants.

À la première étape, le chemin optimal pour arriver au sommet de gauche passe par la branche de droite et le coût minimum pour atteindre ce sommet est de 5 (meilleur que 8). On peut éliminer la branche de gauche qui ne fera jamais partie du chemin optimal global et stocker le coût minimal pour atteindre le sommet. De la même façon pour les autres sommets, on sait que le chemin optimal passe par les arcs surlignés en bleu, on mémorise les coûts correspondants, et on élimine deux branches supplémentaires. La progression dans le graphe continue de la même manière, en additionnant les coûts des arcs aux coûts stockés. On finit par éliminer toutes les branches sauf le chemin optimal qui est donné par la cinquième figure.

Pour ce graphe simple, la solution naïve qui consisterait à énumérer tous les chemins possibles dans le graphe (et choisir celui dont le coût est le plus faible) donne lieu à $2^n - 2$ calculs pour un graphe à n niveaux. La résolution itérative de la programmation dynamique en nécessite seulement $n(n - 1)$. Le temps de calcul est donc nettement amélioré.

Cette méthode est très robuste et c'est la plus utilisée pour résoudre le problème de gestion de l'énergie hors ligne pour les véhicules hybrides [18]. Elle permet de trouver un optimum global quand la valeur des variables d'état varie peu [33], d'intégrer simplement des contraintes sur les valeurs des états, et de travailler avec des variables de commande discrètes comme le choix du rapport de transmission de la boîte de vitesse [34][35]. Elle est également utilisée au laboratoire ECO7 dans le cadre d'une double boucle d'optimisation sans problèmes de convergence [36][37]. Son optimalité est toujours garantie en regard de la discrétisation choisie.

Son inconvénient principal est que la taille du graphe et donc le temps de calcul augmentent de façon exponentielle avec le nombre de variables d'états. Par exemple, dans le cas de la gestion d'énergie pour minimiser la consommation de carburant chaque sommet du graphe correspond à un certain niveau de SOC à un instant t dans le temps. Si on ajoute une variable d'état supplémentaire comme la température du catalyseur, on ajoute une dimension au graphe car chaque niveau de SOC peut être associé à un niveau de température différent. Le nombre de sommets est donc multiplié par le nombre de niveaux de température possibles, comme on peut le voir en figure 1.6.

1.4.3. Méthode branch and bound

La méthode de séparation et d'évaluation ou branch and bound en anglais permet de résoudre des problèmes d'optimisation combinatoire [38]. Il s'agit de choisir la valeur d'un ensemble de variables parmi un nombre fini de possibilités. Comme pour la programmation dynamique, le problème est résolu progressivement et découpé en sous-problèmes. Le découpage s'effectue selon le principe de séparation qui consiste à définir des ensembles disjoints de solutions possibles.

On peut se placer par exemple dans le cas d'un problème simpliste où la commande présente deux valeurs possibles à chaque instant. Il est alors possible de séparer l'ensemble des solutions en deux en fonction de la valeur choisie pour la commande à un instant t_1

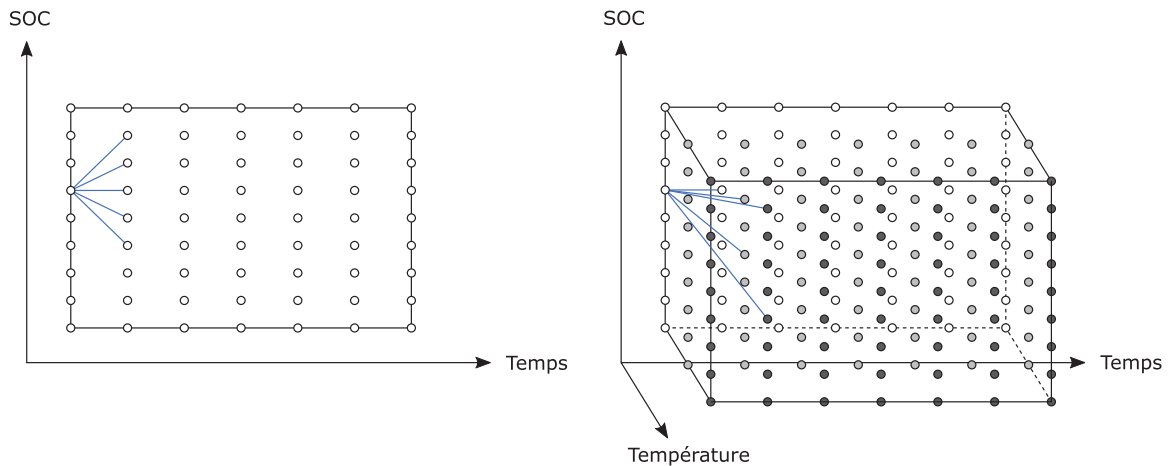


FIGURE 1.6. Taille du graphe et nombre de variables d'état.

donné. Chaque ensemble peut être lui-même subdivisé en deux en choisissant la valeur de la commande à un instant t_2 . Les séparations progressives conduisent à la construction d'un arbre de décisions. Si on répète uniquement ce processus, on énumère systématiquement toutes les solutions possibles du problème et on peut déterminer l'optimale mais le temps de calcul est très long.

La méthode comporte donc un deuxième mécanisme, l'évaluation, dont l'objectif est de prouver que certains sous-ensembles de solutions ne peuvent pas contenir la solution optimale. Certaines branches de l'arbre de décision sont ainsi éliminées du processus de séparation pour réduire le temps de calcul. Pour cela on introduit un minorant qui estime a priori la meilleure performance possible d'une branche. On compare ce minorant à un majorant de la solution optimale du problème, qui peut être par exemple une solution connue du problème (dont on ne sait pas si elle est optimale). Si le minorant d'une branche est plus grand que le majorant global alors on sait que celle-ci ne contient pas la solution optimale et elle est abandonnée.

Si on reprend l'exemple de la programmation dynamique, la méthode du branch and bound est illustrée en figure 1.7. Une première étape est de déterminer un majorant, celui-ci peut correspondre à n'importe quel chemin complet dans le graphe, par exemple la branche de droite dont le coût vaut 13. On sait que la solution optimale est forcément plus petite ou égale à ce coût trouvé.

On sépare ensuite le premier étage du graphe selon les deux chemins possibles et on évalue les branches séparées. Pour ceci, il faut déterminer des minorants, que nous avons représentés en pointillés et qui quantifient de façon optimiste le coût d'un chemin (comme une distance à vol d'oiseau pour déterminer la longueur d'une route). Le plus petit minorant pour aller à la fin du graphe depuis le nœud de gauche vaut 7 et le coût pour arriver à ce nœud est déjà de 7. On sait donc que la branche de gauche ne peut donner que des chemins dont le coût est supérieur ou égal à 14, ce qui est plus grand que le majorant de 13 obtenu précédemment. On peut donc éliminer la branche de gauche et poursuivre la séparation à droite. La deuxième séparation permet d'éliminer deux chemins supérieurs au minorant de 13 et de trouver le coût minimal de 12.

L'efficacité de la méthode dépend fortement de la qualité de l'évaluation du minorant, du choix du majorant et de l'ordre dans lequel est effectué la séparation. De nombreux travaux ont été effectués sur le sujet qui ont permis de déterminer des ap-

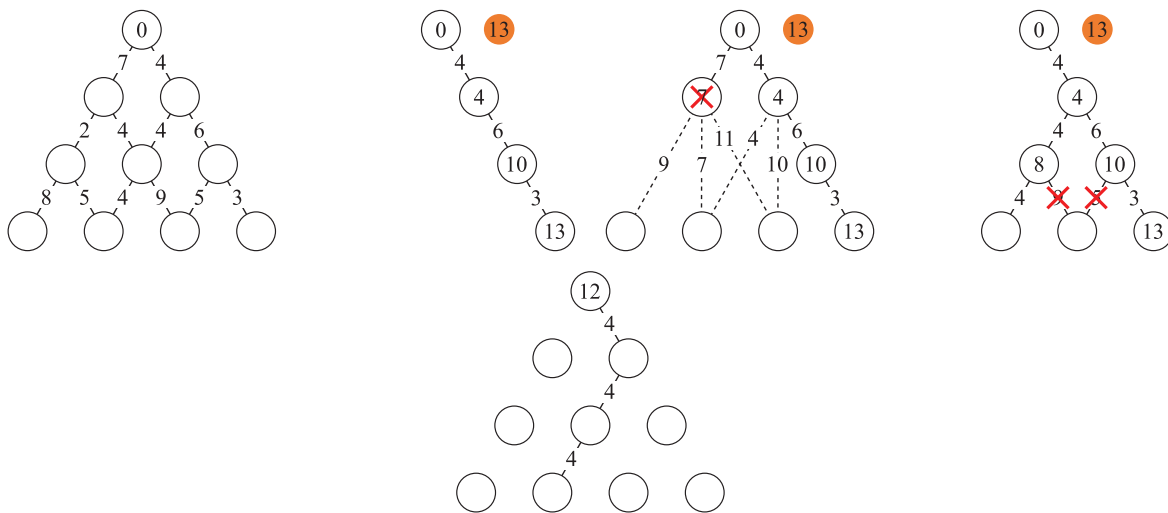


FIGURE 1.7. Principe de séparation évaluation.

proches efficaces pour certaines classes de problèmes. La méthode a été introduite en 1960 pour des problèmes linéaires en nombres entiers [38], et a fait l'objet de recherches plus récentes dans le cadre de l'optimisation non-convexe non-linéaire en nombres entiers [39] ou pour les problèmes à deux niveaux d'optimisation linéaire en nombres entiers [40]. Dans le cadre de la thèse, nous nous sommes intéressés en particulier au solveur CPLEX. Ce dernier permet de résoudre des problèmes dont les contraintes et les fonctions objectifs ont une forme linéaires ou quadratiques et dont les variables sont continues, discrètes ou booléennes.

Cette méthode est très présente dans le domaine de la recherche opérationnelle [41]. Elle a été utilisée plus récemment pour résoudre des problèmes de gestion d'énergie dans les véhicules [42] [43]. Son avantage principal par rapport à notre projet est que l'introduction de variables d'état peut être formulée comme une contrainte dans le problème. La dimension de l'arbre de décision ne dépend alors pas du nombre de variables d'état comme dans la programmation dynamique mais uniquement des valeurs possibles de la commande. Il n'est pas non plus nécessaire d'introduire un co-état comme dans le principe du minimum de Pontryagin.

1.4.4. Bilan et comparaison des méthodes

Des implémentations de la programmation dynamique et du principe du minimum de Pontryagin existent au laboratoire ECO7 pour déterminer la gestion d'énergie des véhicules hybrides qui minimise la consommation de carburant. Une première étape du travail de thèse a consisté à implémenter la méthode branch and bound avec le solveur commercial CPLEX (IBM) [44] sur ce même problème de commande optimale. Ceci a permis de comparer les temps de calcul des différentes approches comme résumé par le tableau 1.1.

	Programmation dynamique	Pontryagin	Branch and bound
Temps de calcul	3,8 s	31,5 s	5,0 s

TABLEAU 1.1. Comparaison des temps de calculs des différentes méthodes d'optimisation

Les temps de calcul présentés correspondent à la détermination de la stratégie optimale pour l'ancien cycle d'homologation européen, le NEDC (new european driving cycle). Cette première étape du travail a permis de confirmer le potentiel de la méthode de branch and bound car elle présente un temps de calcul très similaire à celui de la programmation dynamique dont l'implémentation au laboratoire ECO7 est très optimisée. L'écart de 1,2 secondes provient principalement de la différence dans la méthode de discrétisation choisie. Le temps de calcul du principe du minimum de Pontryagin est plus important mais l'implémentation existante au laboratoire ECO7 est moins optimisée. Des approches pour la réduction du temps de calcul ont été proposées dans le cadre du problème de consommation seule, pour choisir la valeur du co-état [45] et déterminer le minimum de l'hamiltonien [46].

L'addition d'une variable d'état au problème de commande optimale présente des conséquences diverses selon l'algorithme. Dans le cadre du minimum de Pontryagin, la formulation de l'hamiltonien comprend un nouveau co-état dont la valeur peut être difficile à déterminer notamment si cette méthode s'intègre à une double boucle d'optimisation pour le dimensionnement.

L'ajout d'une variable d'état supplémentaire ajoute une troisième dimension au graphe de la programmation dynamique, ce qui augmente le temps de calcul de façon importante. Cependant, c'est une méthode robuste qui permet d'utiliser des formes de modèles très diverses, d'intégrer de façon naturelle les contraintes sur la valeurs des états et son optimalité est toujours garantie au regard de la discrétisation choisie.

Dans le cadre du branch and bound, l'ajout d'une nouvelle variable d'état introduit seulement des contraintes additionnelles qui forcent la solution à suivre la dynamique du système. Comme nous le verrons au chapitre suivant, les modèles de variation de la température interne du catalyseur sont fortement non linéaires. Nous avons travaillé sur la formulation des contraintes associées à cette variable d'état mais nous n'avons pas réussi à rentrer dans le cadre de l'outil utilisé qui prend uniquement en charge les contraintes linéaires ou quadratiques. Cette approche a donc été écartée même si des travaux futurs pourraient porter sur une modification des modèles de façon à pouvoir utiliser cet outil.

Suite à cette première étude, la méthode de séparation et d'évaluation progressive (branch and bound) a été éliminée car le modèle d'émissions de polluants présente une non-linéarité que l'outil CPLEX que nous souhaitions utiliser ne permet de gérer. L'augmentation du nombre de variables d'états pour modéliser la pollution complique la résolution des deux autres méthodes de calcul. Le temps de calcul est augmenté de façon exponentielle dans le cas de la programmation dynamique, et des co-états dont la forme et la valeur initiale peuvent être complexes à déterminer apparaissent dans le cas du principe du minimum de Pontryagin. Pour choisir entre ces deux méthodes, nous avons cherché à approfondir de façon plus pointue l'état de l'art concernant l'objectif du travail de thèse, c'est à dire l'optimisation conjointe de la consommation d'énergie et des émissions de polluants pour les véhicules hybrides.

1.5. État de l'art : réduction des émissions et de la consommation

Les différentes méthodes d'optimisation de la gestion d'énergie des véhicules hybrides ont d'abord été utilisées pour réduire la consommation de carburant [18], afin de limiter l'épuisement des ressources fossiles et le réchauffement climatique. Des études récentes s'intéressent toujours à cet objectif mais se concentrent sur les applications en ligne en utilisant des informations trafic [47] ou en analysant le comportement du conducteur [48]. D'autres études s'intéressent à des critères différents comme la prise en compte de la dégradation de la batterie [49].

Des mesures réalisées en Chine sur des bus hybrides diesel-électrique en circulation montrent que l'hybridation peut également contribuer à réduire les émissions polluantes par rapport à un bus diesel conventionnel [50]. Cependant, des mesures réalisées au laboratoire ECO7 ont mis en évidence que le fonctionnement optimal du moteur essence pour l'économie de carburant peut donner lieu au contraire à des émissions accrues [51].

L'objectif de la thèse est de limiter l'ensemble des impacts de la motorisation hybride, en termes d'émissions de polluants et de consommation de carburant (liée aux émissions de gaz à effet de serre). Dans ce contexte, il est donc essentiel de tenir compte de la pollution dans l'optimisation de la gestion d'énergie.

1.5.1. Solutions pour réduire les émissions de polluants

La phase de démarrage à froid est responsable d'une grande partie des émissions de polluants [52]. En effet, la température des parois du cylindre et de l'air admis est basse, ce qui réduit l'efficacité de combustion. La concentration en monoxyde de carbone et en hydrocarbures imbrûlés augmente donc à la sortie du moteur [24]. De plus, les systèmes de dépollution sont inefficaces car ils n'ont pas atteint leur température d'amorçage [53]. Cet effet est particulièrement prépondérant dans le cas de trajets courts (urbains par exemple) et pour des températures ambiantes basses [54]. Dans le cadre de l'hybridation, il existe de surcroît un risque de chute de la température du catalyseur et du moteur en cas de roulage prolongé en mode tout électrique. Les hybrides rechargeables sont particulièrement concernés car ils présentent une autonomie plus importante pour ce mode de propulsion [29].

Pour minimiser ces émissions, un grand nombre de solutions ont été étudiées pour réduire le temps de chauffe du moteur et des dispositifs de dépollution. Un premier type de solutions consiste à repenser la conception :

- le catalyseur peut être localisé plus près de la sortie du moteur et isolé thermiquement pour éviter les pertes de chaleur à l'échappement même si cette solution peut augmenter le risque de dégradation thermique du catalyseur [55],
- il est aussi possible de préchauffer le catalyseur électriquement si des éléments chauffants sont ajoutés [56],
- des matériaux à changement de phase peuvent être utilisés pour stocker de l'énergie thermique en marche normale et la restituer pour chauffer le moteur [57] ou le catalyseur [58],

- des systèmes d'injection d'air secondaire peuvent fournir de l'air frais à l'échappement pour déclencher une réaction fortement exothermique d'oxydation du carburant résiduel dans le catalyseur [59],
- en électrifiant la pompe du circuit de refroidissement moteur et en introduisant un module de contrôle pour cet actionneur, on peut limiter le refroidissement et accélérer l'échauffement pendant la phase de démarrage à froid [60].

D'autres solutions modifient le contrôle rapproché des actionneurs du moteur thermique :

- pour que l'injection d'air secondaire soit efficace il peut être nécessaire de modifier la quantité de carburant injecté afin de garantir la présence de carburant résiduel (enthalpie chimique disponible) à la sortie du moteur [61],
- le déclenchement de la combustion par l'allumage peut également être retardé, ce qui augmente la température des gaz d'échappement mais limite le rendement énergétique [62].

Le premier groupe de solutions nécessite de modifier les composants et de mettre en place des techniques plus complexes. Le deuxième groupe de solutions ne modifie pas les composants mais augmente la consommation de carburant et les émissions de CO₂. En effet, l'injection d'air secondaire utilise du carburant pour chauffer le catalyseur et le décalage de l'allumage diminue la quantité d'énergie mécanique développée par le moteur au profit de l'énergie thermique à l'échappement.

L'objectif de la thèse est d'explorer le potentiel qu'offrent les motorisations hybrides pour optimiser conjointement la consommation et les émissions de polluants sans modifier la conception du groupe moto-propulseur mais en jouant sur le degré de liberté dans la commande introduit par l'hybridation.

1.5.2. Optimisation conjointe de la consommation et de la pollution

La réduction des émissions de polluants grâce à l'hybridation a déjà été étudiée. De premiers travaux se sont intéressés à la réduction de la quantité de polluants à la sortie du moteur. Ils portaient sur plusieurs types de véhicules hybrides Diesel-électrique [63], notamment pour des applications sportives [64]. Cette approche donne de bons résultats pour réduire les émissions de NO_x à l'échappement des motorisations Diesel. Cependant, le système de dépollution qui se situe après le moteur joue un rôle essentiel dans le cas des autres espèces de polluants du Diesel et de toutes les espèces pour les motorisations essence, comme expliqué dans la sous-section précédente.

Des études plus récentes se sont ainsi intéressées à la gestion du catalyseur et en particulier à sa montée en température. Johnson et al. [65] ont utilisé une stratégie heuristique pour étudier le compromis entre les émissions et la consommation dans les hybrides Diesel-électriques en tenant compte du catalyseur d'oxydation. La gestion d'énergie proposée est applicable en temps réel et présente de bons résultats mais son optimalité ne peut pas être garantie.

Plus tard, les véhicules hybrides essence-électrique ont été étudiés par Kum et al. [66], Vinot et Jeanneret [67], Maamria [30], Michel et al. [68], et Zeng et al. [29]. Cependant, leurs résultats diffèrent quant à la gestion de la température du catalyseur. Certaines

études recommandent une montée en température rapide du catalyseur pour qu'il soit efficace au plus tôt [30][66]. D'autres préconisent au contraire de ralentir la montée en température pour utiliser le moteur dans des zones où il émet moins de polluants avant que le catalyseur soit efficace [68][67]. Zeng et al. étudient un véhicule hybride rechargeable et relèvent principalement une différence dans la fréquence d'allumage du moteur thermique quand la stratégie tient compte de la pollution [29].

Vinot et Jeanneret, Maamria, Michel et al., et Zeng et al. utilisent le principe du minimum de Pontryagin pour déterminer la stratégie optimale de gestion d'énergie. Les co-états apparaissant dans la formulation de l'hamiltonien sont déterminés de façon différente selon les auteurs. Ce sont des constantes pour les études [30], [68] et [29] (constantes à valeurs nulles pour [68]), alors qu'ils sont déterminés de façon itérative pour [67].

Kum et al. [66] utilisent la programmation dynamique. Cependant, leur étude porte sur un véhicule hybride rechargeable ce qui la rend difficilement comparable avec le reste de la littérature. De plus, le choix d'une discrétisation suffisamment fine est primordial pour assurer l'optimalité de la commande avec la programmation dynamique. Le pas de température choisi par Kum et al. est très grossier (40 K) et son influence sur les résultats n'a pas été analysée.

Les études précédemment menées sur l'optimisation conjointe de la consommation et des émissions de polluants pour les véhicules hybrides ont principalement utilisé le principe du minimum de Pontryagin. Cette méthode présente un temps de calcul plus rapide pour les problèmes comportant de multiples variables d'état mais introduit des co-états dont la détermination peut se révéler complexe. Dans ce travail de thèse, nous avons choisi d'explorer la programmation dynamique dont la faisabilité a été prouvée par l'étude de Kum et al. Nous nous attacherons à confirmer la convergence de cette méthode en étudiant l'influence de la discrétisation sur les résultats, ce qui n'a pas été fait auparavant.

Comme expliqué à la sous-section 1.3.2, nous validerons tout d'abord la convergence de la programmation dynamique sur le problème de répartition de puissance entre les deux moteurs de la propulsion hybride. Dans une seconde partie, nous inclurons les paramètres de contrôle rapproché du moteur thermique dans le problème de commande optimale. Ceux-ci sont habituellement optimisés sur le moteur seul et nous souhaitons déterminer si l'inclusion à un GMP hybride modifie de façon importante le contrôle optimal de ce composant.

1.5.3. Présentation du travail de thèse

Notre étude utilise la programmation dynamique pour déterminer la stratégie optimale de gestion d'énergie pour un véhicule hybride parallèle électrique-essence. La fonction objectif utilisée est une somme pondérée de la consommation et des émissions de polluants.

Une première partie concerne la résolution du problème de gestion d'énergie avec une commande en variation d'état de charge de la batterie, associée à la puissance électrique. Les modèles du véhicule et des composants électriques sont introduits. Le comportement thermique du catalyseur est déterminé et validé par l'expérience. Des modèles simplifiés de la température et des émissions du moteur thermique en fonction de la puissance demandée sont formulés à partir d'essais. Les résultats de cette première stratégie sont discutés et l'influence des différents paramètres d'optimisation (finesse de la discrétisation,

forme des modèles d'émission, efficacité du catalyseur, cycle de conduite, dimensionnement du moteur électrique) est analysée.

La deuxième partie du travail consiste à introduire les paramètres de contrôle rapproché du moteur (richesse, avance à l'allumage et pression d'admission) dans la commande de la motorisation hybride. Des modèles plus détaillés du couple, de la consommation, de la température et des émissions sont formulés à partir d'essais et suite à un état de l'art sur les approches existantes. L'influence de ces nouveaux modèles sur la répartition de puissance est discutée ainsi que les résultats obtenus en termes de commande rapprochée optimale du moteur thermique dans le cadre d'une propulsion hybride.

Première partie

Commande en puissance électrique

CHAPITRE 2

Méthodes et modèles généraux et pour la commande en puissance électrique

Contenu

2.1. Modèles de la littérature	24
2.1.1 Dynamique véhicule	24
2.1.2 Consommation du moteur thermique	25
2.1.3 Modèles électriques	26
2.1.3.1 Mode hybride	27
2.1.3.2 Mode électrique	28
2.2. Modèles développés	28
2.2.1 Dispositifs expérimentaux	29
2.2.2 Efficacité du catalyseur	31
2.2.2.1 Efficacité en fonction de la richesse	32
2.2.2.2 Efficacité en fonction de la température	33
2.2.3 Dynamique thermique du catalyseur	34
2.2.3.1 Convection externe	35
2.2.3.2 Convection interne	36
2.2.3.3 Modèle complet et validation	37
2.2.4 Émissions et température du moteur	38
2.3. Paramètres de la méthode d'optimisation	40

L'architecture de référence du GMP hybride parallèle étudié est décrite en figure 1.3. Les caractéristiques principales et le type de modèle pour chaque composant sont donnés par le tableau 2.1. Le modèle du moteur thermique est basé sur une approche à valeur moyenne, ou MVEM (mean value engine model) en anglais. Les variables et les signaux traités sont moyennés sur un cycle moteur et la dynamique instantanée est lissée. Le comportement thermique du catalyseur est représenté par un modèle 0D qui correspond à un seul point de température, les variations spatiales sont négligées. La machine électrique est un moteur synchrone à aimants permanents comme celui de la PRIUS II [69]. Ses pertes en puissance sont cartographiées en fonction du couple et du régime. Les batteries lithium-ion de la marque Kokam sont représentées par une source de tension idéale et une résistance. Le châssis du véhicule correspond à une Peugeot 308 SW de 2009. Seule la dynamique longitudinale du véhicule est modélisée.

Composant	Dimensionnement	Modèle
Moteur thermique	1,6 L - 78 kW	modèle à valeur moyenne
Catalyseur 3 voies	-	modèle 0D
Moteur électrique (PRIUS II)	25 kW	cartographie quasi-statique
Batterie Li-ion (kokam)	31 kW – 1.7 kWh	source de tension et résistance
Châssis (Peugeot 308 SW - 2009)	1470 kg	efforts longitudinaux

TABLEAU 2.1. Caractéristiques principales et type de modèle utilisé pour le véhicule et le GMP

Les modèles de la littérature utilisés pour décrire le comportement du véhicule, des composants électriques et la consommation du moteur sont détaillés dans une première section. Les modèles d'émissions et de température du moteur et du catalyseur développés durant la thèse grâce à des données expérimentales sont présentés dans une deuxième section.

2.1. Modèles de la littérature

2.1.1. Dynamique véhicule

La dynamique longitudinale du véhicule et la demande de puissance correspondante sont modélisées avec une approche inverse. Cette méthode est le point de départ de la modélisation quasi-statique de la motorisation comme décrite dans [11]. Les entrées du modèle sont la vitesse du véhicule en fonction du temps (dont on peut déduire l'accélération), le rapport de boîte et la pente de la route (que nous considérerons comme nulle). Cette sous-section rappelle les équations permettant de déterminer le couple et le régime des deux moteurs à partir des entrées mentionnées, comme formulé dans des travaux précédents du laboratoire [51].

Le cycle de conduite correspond à un couple nécessaire à la roue pour compenser l'inertie du véhicule et les forces qui s'opposent au mouvement (équation 2.1). La résistance au roulement au niveau des pneus est modélisée par un terme proportionnel au poids du véhicule (2.2). La traînée aérodynamique dépend de la vitesse au carré et de la géométrie du véhicule (2.2). Le terme d'inertie regroupe la masse du véhicule et le moment d'inertie des roues (équation 2.3).

$$C_{roue} = F_{res} R_{pneu} + J_{veh} \frac{a}{R_{pneu}} \quad (2.1)$$

$$F_{res} = m_{veh} g k_{roul} + \frac{1}{2} \rho S_F C_x v^2 \quad (2.2)$$

$$J_{veh} = m_{veh} R_{pneu}^2 + 4J_{roue} \quad (2.3)$$

La transmission du couple de la roue au GMP se fait par l'intermédiaire du pont et de la boîte de vitesse dont le rendement est supposé constant. Le rapport de boîte en fonction du temps est donné par le cycle de conduite et ne fait pas partie des paramètres à optimiser. Le couple exercé par les moteurs afin de propulser le véhicule est donné par les équations 2.4 et 2.5. Il dépend des rapports et des rendements des composants de la transmission et du sens du flux énergétique. Le flux peut aller des réservoirs d'énergie vers

les roues (traction) ou dans le sens inverse en cas de freinage (récupération d'énergie par la batterie et dissipation partielle si la puissance est trop importante).

$$C_{GMP} = C_{roue} \frac{\eta_{DF}^e \eta_{BV}^e}{k_{DF} k_{BV}} \quad (2.4)$$

$$e = \begin{cases} -1 & C_{GMP} > 0 \text{ (traction)} \\ 1 & C_{GMP} < 0 \text{ (récupération)} \end{cases} \quad (2.5)$$

Les pertes de puissance dans les embrayages sont négligées sauf quand l'embrayage situé entre la boîte de vitesse et le coupleur patine pour éviter un calage du moteur thermique. Cette condition est exprimée par une saturation de la vitesse de rotation du moteur à son régime de ralenti comme exprimé par l'équation 2.6. Le régime de la machine électrique est lié à celui du moteur thermique en mode hybride car on fait l'hypothèse que l'embrayage qui patine est situé directement en amont de la boîte de vitesse. En mode tout électrique, le régime de la machine est entièrement libre (équation 2.7).

$$\omega_{MT} = \max \left(\omega_{ral}, \frac{v}{R_{pneu}} k_{DF} k_{BV} \right) \quad (2.6)$$

$$\omega_{ME} = \begin{cases} \max \left(\omega_{ral} k_{CP}, \frac{v}{R_{pneu}} k_{DF} k_{BV} k_{CP} \right) & \text{(mode hybride)} \\ \frac{v}{R_{pneu}} k_{DF} k_{BV} k_{CP} & \text{(mode électrique)} \end{cases} \quad (2.7)$$

2.1.2. Consommation du moteur thermique

Un modèle à valeurs moyennes développé par le laboratoire DRIVE décrit la consommation de carburant du moteur thermique. Ce modèle permet de réduire le temps de calcul par rapport à une interpolation dans une cartographie relevée sur banc d'essai comme en utilisent les études [30], [67] ou [16]. Il introduit aussi explicitement la cylindrée du moteur thermique, ce qui est intéressant dans le cadre d'une étude future sur le dimensionnement du moteur. Ce modèle a été validé par rapport à la littérature et aux données relevées sur six modèles distincts de moteur à allumage commandé [70].

L'équation 2.8 donne le débit de carburant en fonction de la puissance effective développée par le moteur et de son régime. Elle fait intervenir au numérateur la somme de la puissance effective et des pertes de puissance par frottement (qui dépendent de la taille du moteur donc de la cylindrée, des coefficients de frottement et du régime). Le dénominateur ramène la puissance indiquée au pouvoir calorifique qui représente l'énergie totale contenue dans le carburant. Les rendements thermodynamiques et de combustion expriment la portion de cette énergie chimique convertie en énergie mécanique. Le rendement de combustion augmente en fonction du régime car une vitesse de piston importante favorise la turbulence et augmente ainsi la vitesse de flamme. Les équations 2.9 et 2.10 décrivent les courbes de couple maximum et minimum en fonction du régime et de la cylindrée. Grâce à ces expressions, on peut calculer le débit de carburant et la consommation spécifique en g/kWh pour chaque point de régime et de couple dans la plage de fonctionnement définie par les couple minimaux et maximaux (figure 2.1).

$$\dot{m}_{carb} = \frac{P_{MT} + (f + f_p N) \frac{V_{cyl} N}{60 R_c}}{\eta_{th} \left(\eta_{c0} - \frac{A}{B+N} \right) PCI} \quad (2.8)$$

$$C_{max} = (-4,2 \cdot 10^{-6} N^2 + 0,032 N + 105) \frac{0,0879 V_{cyl}}{165} \quad (2.9)$$

$$C_{min} = -(f + f_p N) \frac{V_{cyl}}{2\pi R_c} \quad (2.10)$$

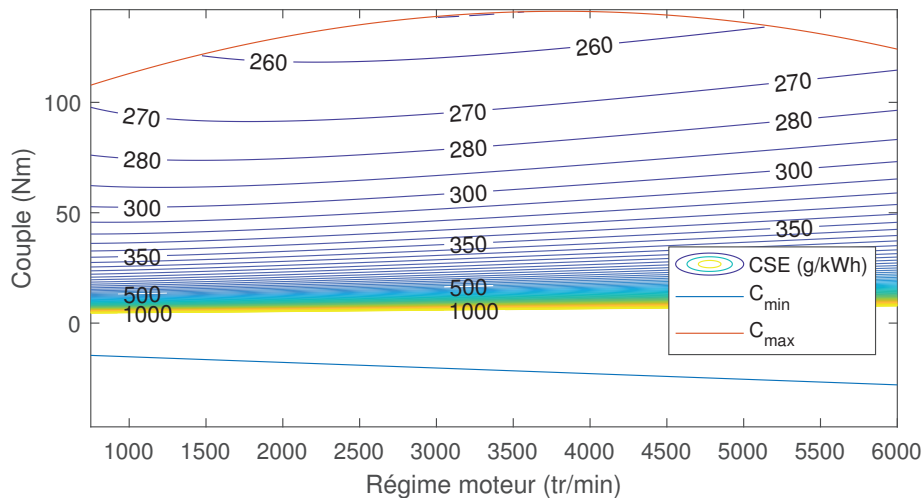


FIGURE 2.1. Cartographie en couple et régime de la consommation spécifique du moteur thermique.

2.1.3. Modèles électriques

Pour les applications automobiles, le modèle quasi-statique de la batterie comprend généralement une source idéale de tension et une résistance en série [11]. Le voltage de la source idéale et la résistance interne varient en fonction des variables du problème comme l'état de charge de la batterie, sa température et le sens du flux énergétique (charge ou décharge) [71]. Pour les modèles orientés contrôle, ces deux paramètres décrivant la batterie sont souvent modélisés par une fonction affine de l'état de charge de la batterie [11].

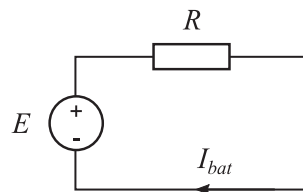


FIGURE 2.2. Modèle quasi-statique de la batterie : circuit équivalent.

Ici, nous avons choisi de négliger cette variation (voir figure 2.2) et de choisir en première approximation des valeurs constantes identifiées lors d'études précédentes au sein de l'équipe ECO7 grâce à des essais de charge et décharge sur des cellules du fabricant Kokam. Ce choix permet de réduire grandement le nombre de calculs à chaque pas de

temps, puisque l'énergie nécessaire pour passer d'un état de charge à un autre (qui permet de déterminer le coût associé à ce chemin) ne dépend pas de l'état initial de la batterie. On peut donc calculer le coût en énergie électrique a priori et l'appliquer directement pour tous les arcs du graphe.

2.1.3.1. Mode hybride

Cette première partie concerne la commande en puissance électrique. En mode hybride, nous avons choisi comme entrée contrôlable du problème de commande optimale la variation de l'état de charge de la batterie entre deux pas de temps du cycle de conduite discrétisé. De cette façon, la discrétisation de la variable d'état correspond exactement à celle de la variable de commande ce qui évite les arrondis. La variation du SOC correspond à une certaine demande de puissance au niveau de la batterie, comme décrit par les équations 2.11 et 2.12.

$$I_{bat} = -\frac{\Delta soc \cdot Q_0}{100 \cdot \delta t} \quad (2.11)$$

$$P_{bat} = E I_{bat} - R I_{bat}^2 \quad (2.12)$$

Le couple de la machine électrique dépend de la puissance délivrée par la batterie et des pertes de l'association convertisseur machine Q_{ACM} (équation 2.13). Ces pertes sont interpolées sur une grille qui dépend du régime de rotation de la machine et de la puissance délivrée. La cartographie correspondante est donnée par la figure 2.3 et a été relevée à l'IFSTTAR de façon expérimentale [72]. La puissance est divisée par le régime de rotation de la machine (imposé par le cycle de conduite) afin d'obtenir le couple.

$$C_{ME} = (P_{bat} - Q_{ACM})/\omega_{ME} \quad \text{mode hybride} \quad (2.13)$$

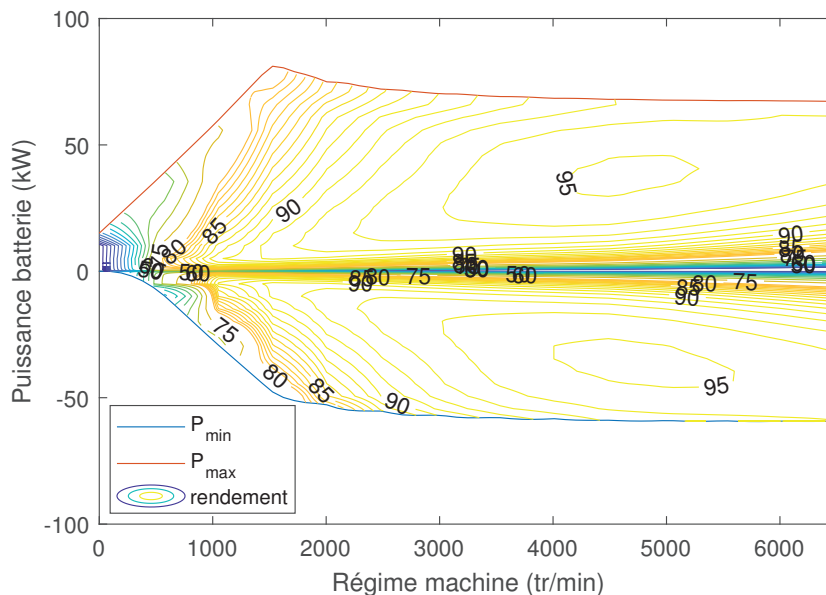


FIGURE 2.3. Cartographie en puissance et régime du rendement de l'association convertisseur - machine électrique.

Le couple du moteur thermique dépend de l'entrée contrôlable (par l'intermédiaire du couple de la machine) et des moments d'inertie des deux moteurs comme décrit par les équations 2.14 et 2.15.

$$C_{arbre} = C_{GMP} - \frac{k_{CP}}{\eta_{CP}^e} (C_{ME} - J_{ME} \dot{\omega}_{ME}) \quad (2.14)$$

$$C_{MT} = C_{arbre} + J_{MT} \dot{\omega}_{MT} \quad (2.15)$$

2.1.3.2. Mode électrique

En mode électrique, l'embrayage le plus proche du moteur thermique est ouvert ce qui permet de ne pas entrainer le moteur thermique qui possède des pertes et une inertie non négligeables. La variation d'état de charge de la batterie est alors une conséquence directe de la demande de puissance au niveau des roues (2.16). Le courant délivré par la batterie dépend de la puissance effective et des pertes de l'association convertisseur machine (équation 2.17). Ceci correspond à une variation de l'état de charge si on ramène le courant (débit de charge) pendant un intervalle de temps à la capacité énergétique (charge totale) de la batterie (équation 2.18).

$$C_{ME} = C_{roue} \frac{\eta_{DF}^e \eta_{BV}^e \eta_{CP}^e}{k_{DF} k_{BV} k_{CP}} + J_{ME} \dot{\omega}_{ME} \quad (2.16)$$

$$I_{bat} = \frac{1}{2R} \left(E - \sqrt{E^2 - 4R(C_{ME} \omega_{ME} + Q_{ACM})} \right) \quad (2.17)$$

$$\Delta SOC = -100 I_{bat} \frac{\delta t}{Q_0} \quad (2.18)$$

2.2. Modèles développés

Les expressions présentées dans la section précédente ont été utilisés pour modéliser des véhicules hybrides, électriques ou conventionnels lors d'études précédemment effectuées par le laboratoire ECO7 [73][74] ou par le laboratoire DRIVE [70][75].

L'apport de ce travail de thèse concerne la modélisation du moteur thermique et de la dynamique thermique du catalyseur discutés dans cette section. Le modèle complet du catalyseur est présenté et un premier modèle simplifié des émissions et de la température des gaz en sortie du moteur est formulé. Des modèles plus précis du moteur thermique seront introduits dans la deuxième partie du travail de thèse qui s'intéresse au contrôle rapproché.

Les modèles du moteur et du catalyseur ont été ajustés et validés grâce à des essais au sein de l'équipe ECO7 et du laboratoire DRIVE dont les dispositifs expérimentaux sont décrit à la sous-section suivante. Concernant le comportement du catalyseur qui nous intéresse particulièrement dans cette première partie du travail de thèse, le détail des réactions chimiques qui y ont lieu dépend fortement de la formulation des éléments actifs, du type d'enduit utilisé et de l'état de vieillissement du système [76]. Il est donc nécessaire de calibrer expérimentalement les coefficients des modèles choisis.

2.2.1. Dispositifs expérimentaux

Deux bancs d'essais moteur ont été utilisés pour formuler les modèles d'émissions et de température du moteur thermique et du catalyseur 3 voies. Le banc du laboratoire DRIVE (représenté en figure 2.4) inclut une unité de contrôle rapproché programmable, ce qui permet d'étudier le comportement du moteur thermique de façon plus approfondie. Le banc du laboratoire ECO7 (représenté en figure 2.5) comprend un catalyseur 3 voies instrumenté répondant à la norme d'émissions EURO 6 (catalyseur léger et proche de la sortie du moteur pour une chauffe plus rapide).

Ce deuxième dispositif expérimental permet également de tester le moteur dans des conditions plus proches de la réalité en configuration HIL (hardware in the loop). Cette approche consiste à effectuer un test où tous les composants du véhicule sont simulés (modèles Simulink® exécutés dans un environnement temps-réel) sauf le moteur thermique qui est observé sur le banc [77]. Ceci est rendu possible par la présence d'une machine électrique haute dynamique qui reproduit l'influence de l'environnement simulé sur le moteur thermique.

Les deux bancs sont équipés d'un moteur 4 cylindres à allumage commandé et de son unité de contrôle rapproché, d'une machine électrique connectée au vilebrequin, et d'un pupitre de commande qui régule le point de fonctionnement du moteur et collecte les données des différents capteurs. La machine électrique qui simule le chargement du moteur est contrôlée en vitesse de rotation. Le couple est une conséquence de la vitesse et des paramètres de fonctionnement moteur choisis par l'unité de contrôle moteur (UCM) en fonction de la consigne d'accélération. Le tableau 2.2 donne les caractéristiques des différents équipements de test.

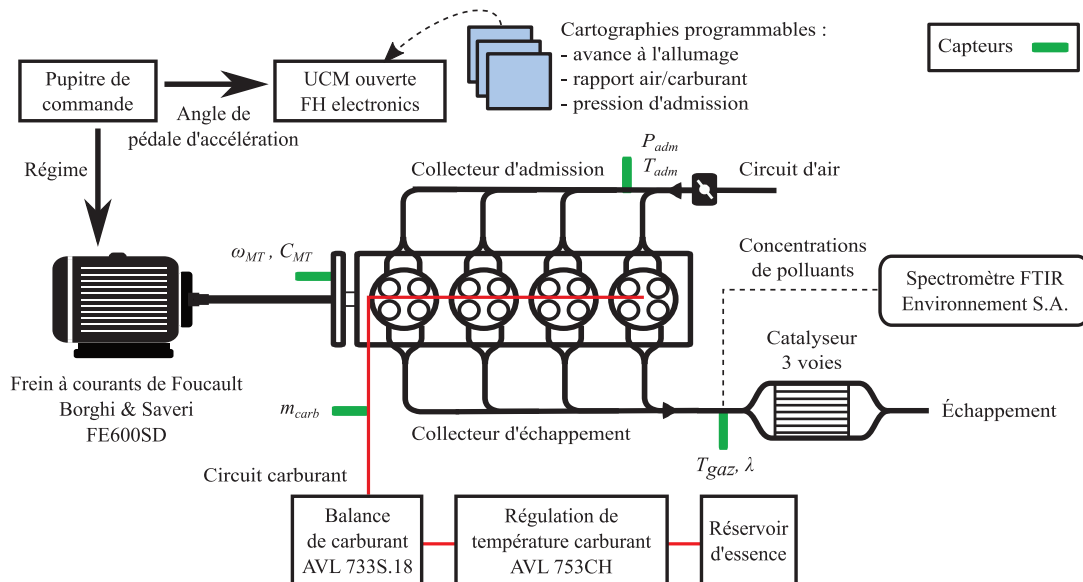


FIGURE 2.4. Schéma du banc moteur du laboratoire DRIVE.

Le banc du laboratoire DRIVE permet de mesurer la température des gaz d'échappement à la sortie du moteur grâce à un thermocouple de type K. Un spectromètre infrarouge à transformée de Fourier (FTIR) collecte des échantillons de gaz avant le catalyseur pour déterminer les concentrations de monoxyde de carbone (CO), d'hydrocarbures imbrûlés (HC) et de monoxyde d'azote (NO) à la sortie du moteur. Une balance

de consommation déduit le débit massique de carburant à partir de la variation du poids d'un réservoir intermédiaire utilisé pour alimenter le moteur. Les paramètres de contrôle rapproché du moteur (avance à l'allumage, le rapport air/carburant du mélange et la position du papillon contrôlant la pression d'admission) sont ajustables grâce à l'unité de contrôle ouverte.

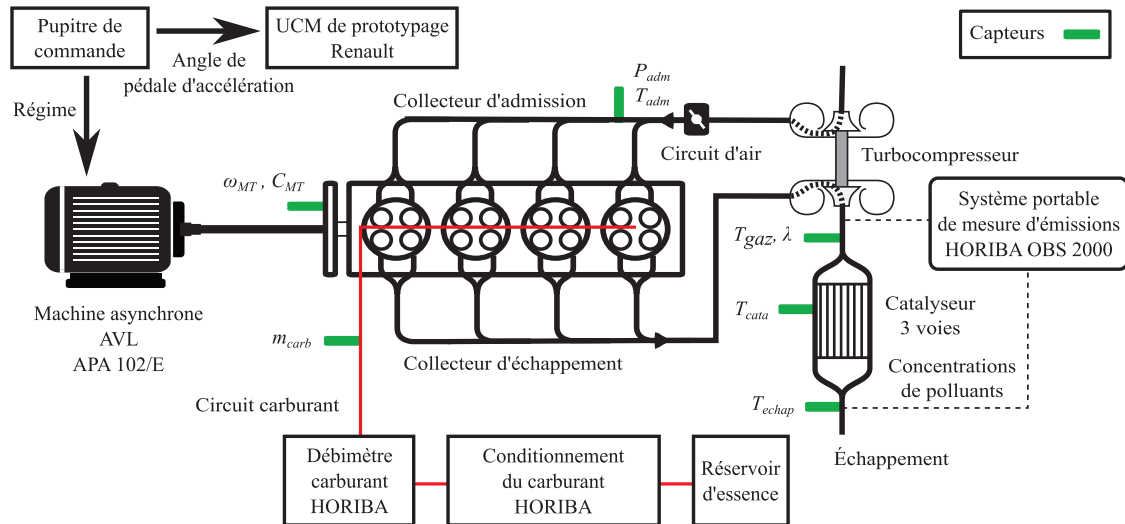


FIGURE 2.5. Schéma du banc moteur du laboratoire ECO7.

Le banc du laboratoire ECO7 comprend 3 thermocouples de type K pour mesurer la température du pain du catalyseur (à environ 1/3 de sa longueur) et les températures des gaz à l'entrée et à la sortie du catalyseur. Un système portable de mesure des émissions ou PEMS (portable emissions measurement system) collecte des échantillons de gaz avant ou après le catalyseur pour déterminer les concentrations de polluants réglementés. Une sonde lambda mesure le rapport air/carburant du mélange brûlé. Un débitmètre détermine le débit massique de carburant à partir du débit volumique et de la masse volumique observés dans le circuit d'alimentation en essence. Les paramètres de fonctionnement rapproché du moteur sont déterminés par une unité de contrôle moteur en fonction du régime et de la position de la pédale d'accélération simulée fournie par le pupitre de commande. Cette unité de contrôle moteur fermée est fournie par le constructeur pour le prototypage et sa calibration n'est pas communiquée. On ne peut pas agir sur les paramètres de contrôle rapproché et la valeur de l'avance à l'allumage n'est pas connue.

Le banc du laboratoire DRIVE est utilisé pour déterminer le modèle du moteur thermique : émission et température des gaz à la sortie du moteur en fonction de la puissance développée. L'unité de contrôle ouverte permet d'analyser le comportement du système indépendamment d'une stratégie commerciale de commande rapprochée, qui n'est pas forcément optimale dans le cadre de notre problème. Le banc du laboratoire ECO7 est utilisé pour formuler le modèle du catalyseur : température du pain et émissions à l'échappement en fonction des concentrations de polluants, de la température des gaz et de leur débit massique à la sortie du moteur. Ceci est possible grâce à la présence d'un catalyseur récent et instrumenté.

Les sorties du modèle du moteur thermique font partie des entrées du modèle du catalyseur, les deux modèles sont donc liés. Pour s'assurer de caractériser uniquement le comportement thermique du catalyseur sur le banc ECO7, la température des gaz à la

sortie du moteur est mesurée après le turbocompresseur qui n'est pas modélisé dans notre étude. Pour assurer la cohérence des conditions expérimentales, les plages de fonctionnement des moteurs utilisées sur les deux bancs d'essais sont similaires. Le tableau 2.2 montre que les plages de régime et de pressions d'admission, ainsi que les cylindrées des moteurs sont très proches, ce qui garantit des débits de gaz équivalents dans le circuit d'échappement. Les plages de température des gaz sont également similaires.

	laboratoire DRIVE	laboratoire ECO7
Moteur essence	Renault D4F : - Atmosphérique - Injection indirecte multipoint - Norme EURO 4	Renault TCE130 : - Suralimenté - Injection directe - Norme EURO 6
Cylindrée moteur	1149 cm ³	1197 cm ³
Régime moteur	1000 - 3500 tr/min	800 - 3000 tr/min
Pression d'admission	0.52 - 0.9 bar	0.3 - 1 bar
Température des gaz	590 - 1000 K	360 - 800 K (convection) 710 - 1010 K (cycle)
Unité de contrôle rapproché du moteur	FH Electronics (programmable)	Renault prototype (boîte noire)
Machine électrique	Borghini & Saveri FE-600-SD frein à courants de Foucault	AVL APA 102/E machine asynchrone
Analyse des gaz	Environnement S.A. FTIR	HORIBA OBS 200 PEMS

TABLEAU 2.2. Caractéristiques principales des deux dispositifs expérimentaux : types de composants et plages étudiées pour les paramètres de fonctionnement durant les campagnes d'essais.

2.2.2. Efficacité du catalyseur

Comme discuté dans l'introduction, l'efficacité du catalyseur trois voies dépend de trois paramètres principaux [15][16] :

- la température du catalyseur est essentielle. Si elle est inférieure à une température caractéristique dite *d'amorçage*, la dégradation des polluants est très faible [78],
- le ratio air/fuel du mélange brûlé influence les concentrations relatives des différentes espèces à l'échappement et l'efficacité de dépollution. Un mélange riche en oxygène permet une bonne dégradation du CO et des HC et un mélange riche en carburant permet une bonne dégradation du NO. Le voisinage du rapport stœchiométrique de combustion présente un bon compromis entre les trois espèces de polluants réglementées [76],
- le temps de séjour des gaz dans le catalyseur doit être supérieure à une valeur minimale pour une dégradation efficace [79].

Le temps de séjour des gaz est généralement suffisant pour un catalyseur bien dimensionné. Son effet sur l'efficacité est donc souvent négligée devant celui de la température et de la composition du mélange [80][81][82]. Cependant, les paramètres de composition chimique et de température peuvent varier durant le fonctionnement du moteur.

Ainsi, la température du système de dépollution ne dépasse la température d'amorçage qu'après une phase de démarrage à froid. De plus, le mélange brûlé peut être enrichi

en carburant relativement au rapport stœchiométrique de combustion lorsque le couple est proche du maximum atteignable [83]. Cette stratégie présente plusieurs avantages : la vaporisation du carburant réduit la température des gaz à l'admission, ce qui élève leur densité et augmente la masse admise dans le cylindre. La masse de carburant en excès permet également de décroître la température de combustion, et ainsi de réduire les contraintes sur le moteur [13]. Cependant, cette stratégie d'une part provoque des émissions accrues de CO et de HC, et d'autre part décroît l'efficacité de conversion des hydrocarbures imbrûlés (HC) et du monoxyde de carbone (CO) dans le catalyseur.

L'efficacité du catalyseur pour un polluant X sera ainsi modélisée par un terme dépendant de la température et un terme fonction de la richesse (équation 2.19). La richesse est un paramètre de contrôle rapproché du moteur thermique. Elle exprime le rapport massique carburant/air du mélange brûlé ramené au rapport stœchiométrique entre les espèces dans la réaction de combustion (équation 2.20). Un mélange pauvre ($\phi < 1$) présente une quantité insuffisante de carburant et un mélange riche ($\phi > 1$) présente un excès de carburant. Ce paramètre a une influence forte sur la composition chimique des gaz d'échappement et l'efficacité des systèmes de dépollution. On peut aussi utiliser l'excès d'air (λ) qui correspond à l'inverse de la richesse (équation 2.21) pour exprimer la composition du mélange.

$$\eta_{cata,X}(T_{cata},\phi) = \eta_{\phi,X}(\phi) \cdot \eta_T(T_{cata}) \quad (2.19)$$

$$\phi = \frac{m_{carb}/m_{air}}{(m_{carb}/m_{air})_{st}} \quad (2.20)$$

$$\lambda = 1/\phi \quad (2.21)$$

2.2.2.1. Efficacité en fonction de la richesse

L'influence de la composition chimique du mélange sur l'efficacité de conversion est différente selon l'espèce de polluant considérée. Elle peut être modélisée par une fonction de Wiebe [80][81][82] (équations 2.22 à 2.24), qui présente une forme de S (valeur très faible, augmentation forte quand une abscisse de référence est atteinte et plateau).

$$\eta_{\phi,CO}(\phi) = 1 - K_{CO} \exp \left(-a_{CO} \left(\frac{1/\phi - \lambda_{0,CO}}{\Delta\lambda_{CO}} \right)^{m_{CO}} \right) \quad (2.22)$$

$$\eta_{\phi,HC}(\phi) = 1 - K_{HC} \exp \left(-a_{HC} \left(\frac{1/\phi - \lambda_{0,HC}}{\Delta\lambda_{HC}} \right)^{m_{HC}} \right) \quad (2.23)$$

$$\eta_{\phi,NO}(\phi) = K_{NO} \exp \left(-a_{NO} \left(\frac{1/\phi - \lambda_{0,NO}}{\Delta\lambda_{NO}} \right)^{m_{NO}} \right) \quad (2.24)$$

Comme mentionné dans la description du dispositif expérimental, les paramètres de fonctionnement rapproché du moteur sont choisis par l'unité de contrôle fournie par le constructeur en fonction du régime et de la consigne de pédale d'accélération. La plage de régime étudiés va de 1000 à 4000 tr/min (par pas de 500 tr/min) et la position de la pédale d'accélérateur varie entre 6 et 98 %. Les richesses correspondantes varient entre 0,8 et 1,2 avec une majorité de points autour de la composition stœchiométrique (richesse unitaire).

Comme le banc ne dispose que d'un seul dispositif de mesure d'émissions, les concentrations de polluants en amont et aval du catalyseur ont été comparées sur des points de fonctionnement stabilisés du moteur. La richesse a été mesurée à une fréquence de 10 Hz et la concentration de polluants à une fréquence de 1 Hz. Les mesures ont ensuite été moyennées sur 30 s pour améliorer la précision (15 s seulement pour les points de puissance proche du maximum afin d'éviter les dégradations thermiques).

Les coefficients sont déterminés en minimisant la somme des erreurs au carré entre les données et les modèles. La Figure 2.6 montre que l'allure modélisée correspond bien à la tendance observée, qui est aussi en accord avec la littérature [13][14][76].

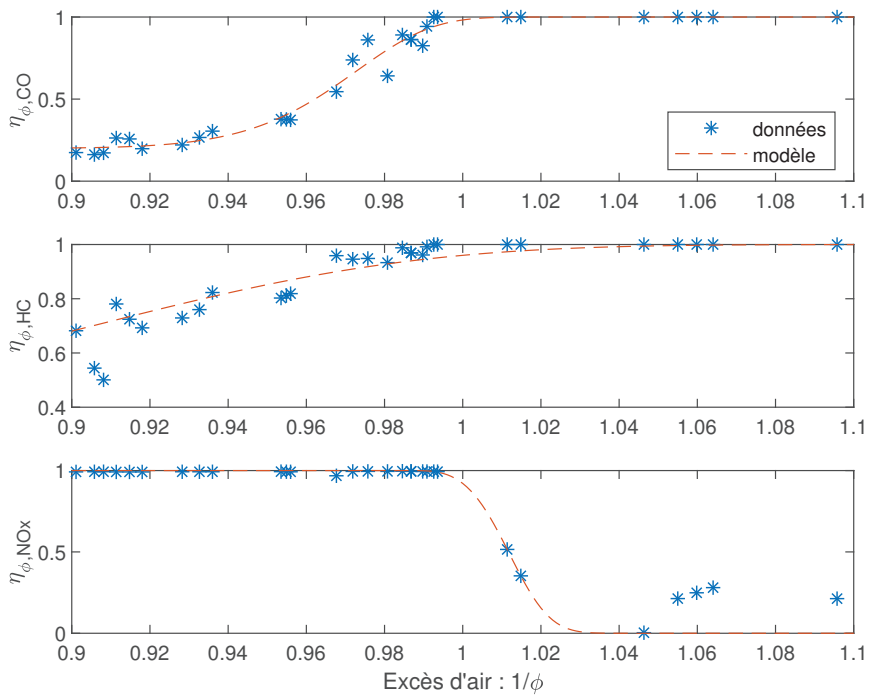


FIGURE 2.6. Détermination des paramètres du modèle : efficacité de dégradation du catalyseur pour chaque polluant en fonction du rapport air-fuel.

2.2.2.2. Efficacité en fonction de la température

L'influence de la température du pain du catalyseur sur son efficacité de dégradation peut aussi être modélisée par une courbe en S. Certaines études choisissent une tangente hyperbolique [80][81] pour exprimer ce comportement, il est aussi possible d'utiliser une courbe de Wiebe comme pour le modèle de richesse [82][84]. Nous avons choisi une courbe de Wiebe en cohérence avec l'efficacité en fonction de la richesse présentée précédemment.

Ce modèle est présenté par l'équation 2.25 et a été extrait de la littérature [82] comme aucun des dispositifs expérimentaux ne permettait de stabiliser la température du catalyseur. La courbe correspondante est donnée par la figure 2.7.

$$\eta_T = \exp \left(-a_T \left(\frac{\Delta T}{T_{cata} - T_0} \right)^{m_T} \right) \quad (2.25)$$

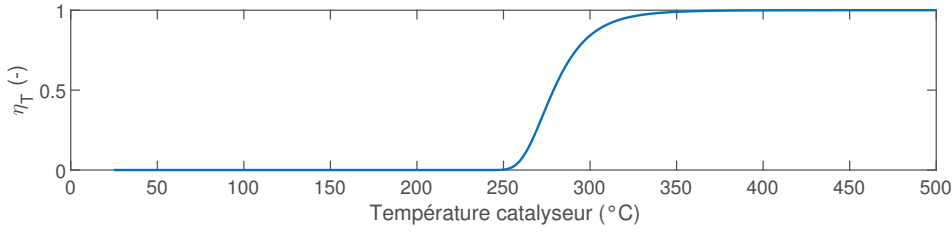


FIGURE 2.7. Efficacité de dégradation du catalyseur en fonction de la température du pain.

2.2.3. Dynamique thermique du catalyseur

Trois mécanismes principaux contribuent à la variation de la température du catalyseur. Ils apparaissent dans le modèle simplifié proposé par Shaw, Fisher et Hedrick [82] et sont décrits plus en détail dans l'étude [84] :

- convection forcée entre le monolithe (substrat alvéolé enduit avec une couche active) et les gaz provenant du moteur (équation 2.26),
- convection entre l'air ambiant et l'enveloppe externe du catalyseur (équation 2.27),
- réactions exothermiques et endothermiques de dégradation des polluants (équation 2.28).

$$\dot{Q}_{gaz}(k) = h_{gaz} A_{gaz} (T_{gaz}(k) - T_{cata}(k)) \quad (2.26)$$

$$\dot{Q}_{amb}(k) = h_{amb} A_{amb} (T_{amb}(k) - T_{cata}(k)) \quad (2.27)$$

$$\dot{Q}_{reac}(k) = k_{reac} \frac{\dot{m}_{gaz}}{M_{gaz}} \sum_X ([X](k) \cdot \eta_{cata,X}(k) \cdot \Delta H_X) \quad (2.28)$$

Pour des raisons de simplicité, le modèle tient uniquement compte des réactions catalytiques correspondant à l'oxydation du CO et des HC. La contribution de la réaction de réduction du NO à l'augmentation de température est négligée comme dans le modèle de catalyseur en phase de démarrage à froid proposé dans [82] et dans l'étude sur le comportement transitoire du catalyseur 3 voies de Oh et Cavendish [85].

Les trois phénomènes de chauffe du catalyseur présentent d'importantes variations spatiales. Les débits massiques et les coefficients de transfert thermique ne sont pas les mêmes de l'entrée à la sortie du catalyseur et à l'intérieur même du monolithe. Dans la phase de démarrage à froid du catalyseur, en particulier, la température est plus importante à l'entrée du catalyseur (vers le moteur) qu'à sa sortie. Le monolithe est également plus chaud au centre que vers l'enveloppe extérieure.

La variation radiale de la température est généralement négligée dans les modèles orientés contrôle [76]. La variation longitudinale de la température peut quant à elle être décrite en utilisant plusieurs modèles 0D en série représentant chacun une "tranche" ou cellule de catalyseur. Pour obtenir une description précise de la dynamique thermique, 3 ou 4 points de température sont nécessaires [86]. Cette approche entraîne l'introduction de deux variables d'état (température du solide et des gaz) pour chaque cellule modélisée, ce qui augmente considérablement la complexité et la charge de calcul. Nous avons choisi de négliger la variation longitudinale en utilisant un modèle 0D qui constitue une bonne approximation, comme dans les études [30][82][87].

L'équation 2.29 décrit la dynamique de la variable d'état retenue, qui représente la température du monolithe. En combinant l'équation 2.29 avec les trois expressions précédentes (2.26 à 2.28), on peut définir les paramètres K_{gaz} , K_{amb} et K_{reac} . Ils combinent les caractéristiques de chaque flux de chaleur (surface équivalente et coefficient de transfert pour la conduction) avec l'inertie thermique du catalyseur (masse et capacité thermique massique). La variation de température du catalyseur est alors donnée par l'équation 2.33.

$$\Delta T_{cata} = \frac{\delta t}{m_{cata} C_p} \left(\dot{Q}_{gaz} + \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{reac} \right) \quad (2.29)$$

$$K_{gaz} = h_{gaz} A_{gaz} / m_{cata} C_p \quad (2.30)$$

$$K_{amb} = h_{amb} A_{amb} / m_{cata} C_p \quad (2.31)$$

$$K_{reac} = k_{reac} / m_{cata} C_p \quad (2.32)$$

$$\Delta T_{cata} = \delta t \left(K_{gaz}(T_{gaz} - T_{cata}) + K_{amb}(T_{amb} - T_{cata}) + K_{reac} \frac{\dot{m}_{gaz}}{M_{gaz}} \sum_X (\dot{n}_X \cdot \eta_{cata,X} \cdot \Delta H_X) \right) \quad (2.33)$$

Le modèle de dynamique thermique du catalyseur inclue donc un coefficient d'ajustement unique pour chaque mécanisme d'échange de chaleur. Ces constantes regroupent l'influence de plusieurs paramètres physiques comme décrit par les équations 2.30 à 2.32. Leur valeur a été déterminée de façon expérimentale au sein de l'équipe ECO7 comme le décrivent les sous-sections suivantes.

2.2.3.1. Convection externe

Le paramètre K_{amb} a été déterminé grâce à un essai de refroidissement moteur éteint du catalyseur. La température du catalyseur et de l'air ambiant ont été mesurées avec une fréquence d'échantillonnage de 10 Hz après l'arrêt du moteur. Le modèle a été ajusté par la méthode des moindres carrés (recherche du minimum de la somme des erreurs au carré). La figure 2.8 montre que le modèle décrit très bien la convection externe (erreur moyenne relative inférieure à 1%). Cependant, cet essai correspond aux conditions d'essai où le flux d'air autour du catalyseur est relativement faible et constant. Dans la réalité, le flux d'air dépend de la vitesse du véhicule mais ce facteur est très largement négligé dans la littérature [76].

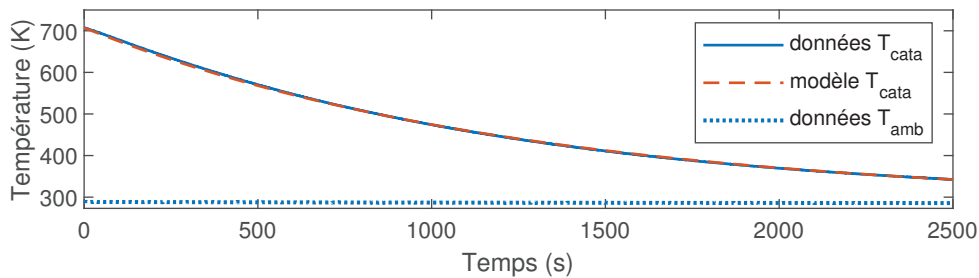


FIGURE 2.8. Détermination des paramètres : ajustement du modèle de refroidissement par convection de la paroi externe du catalyseur avec l'air ambiant.

2.2.3.2. Convection interne

Le paramètre K_{gaz} a aussi été déterminé grâce à des essais de refroidissement : le moteur fonctionne sur un point stabilisé puis l'injection est coupée sans modifier la consigne de pédale d'accélération. Le régime du moteur est maintenu par la machine électrique du banc ce qui pulse de l'air frais depuis le collecteur d'admission vers le catalyseur. Ce débit d'air interne combiné avec la convection externe refroidit le catalyseur. Les températures du catalyseur, de l'air ambiant et des gaz en provenance du moteur à l'entrée du catalyseur sont relevées à une fréquence de 10 Hz.

Le modèle comprenant la convection interne et la convection externe a permis de déterminer le paramètre K_{gaz} en minimisant le carré des erreurs entre les observations et les estimations correspondantes. Le comportement thermique est reproduit de façon fidèle comme le montre la figure 2.9 (erreur moyenne inférieure à 2,5%).

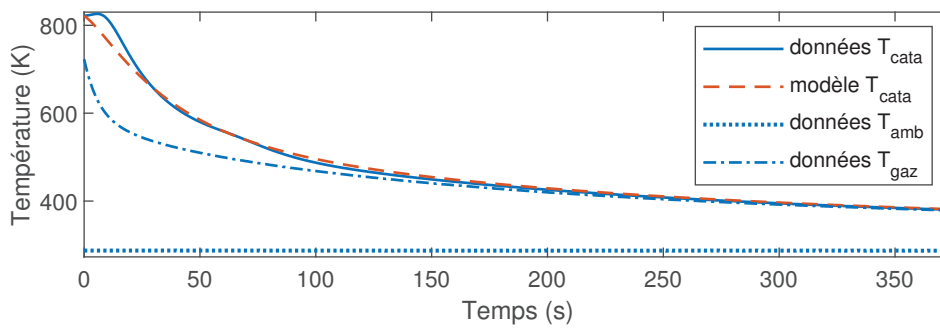


FIGURE 2.9. Détermination des paramètres : ajustement du modèle de refroidissement par convection des parois internes du monolithe avec l'air moteur (convection externe prise en compte).

Cependant, le paramètre K_{gaz} varie significativement avec le régime moteur et la consigne de pédale d'accélération choisie pour le test. Ce phénomène met en évidence l'influence du débit volumique de fluide sur le coefficient de transfert thermique. La formulation du coefficient de transfert thermique en fonction de la vitesse du fluide (et d'autres paramètres de l'écoulement) a beaucoup été étudiée dans d'autres domaines [88][89][90]. Cependant, les modèles simplifiés du catalyseur pour les applications de contrôle ne tiennent habituellement pas compte du débit des gaz. Nous avons choisi de modéliser cette dépendance pour décrire plus précisément la montée en température du catalyseur par convection interne durant la phase de démarrage à froid.

Régime moteur (tr/min)	Enfoncement de la pédale d'accélération (%)
800 - 1000	0
1500	6 - 10 - 20 - 30 - 35
2000 - 2500 - 3000	25

TABLEAU 2.3. Conditions de fonctionnement du moteur pour la campagne d'essais au laboratoire ECO7 (convection interne catalyseur).

Une campagne de mesures a donc été menée en répétant le type d'essai présenté précédemment avec une consigne d'accélération variant de 6% à 35% d'appui pédale pour un régime de 1500 tr/min. Deux points à très faible débit massique ont aussi été étudiés (consigne d'accélération de 0% et régimes de 800 et 1000 tr/min). Enfin, trois mesures ont été effectuées pour des débits massiques plus importants (régimes entre 2000 et 3000 tr/min et accélération de 25%). Le tableau 2.3 récapitule les conditions d'essai.

La pression et la température à l'admission du moteur ont été mesurées avec une fréquence d'acquisition de 10 Hz pour évaluer le débit massique de gaz circulant à travers le moteur et le catalyseur grâce à l'expression 2.34.

$$\dot{m}_{gaz} \sim V_{cyl} \cdot \frac{N}{60R_c} \cdot \frac{P_{adm}}{r T_{adm}} \quad (2.34)$$

La figure 2.10 montre que le paramètre d'ajustement K_{gaz} dépend linéairement du débit massique des gaz. Cependant, cette régression linéaire présente une ordonnée à l'origine négative. Ce n'est pas physiquement possible car cela signifierait que la température du catalyseur augmente quand les gaz qui proviennent du moteur sont plus froids que celle du monolithe. La valeur du coefficient K_{gaz} est donc saturée à 0 pour les débits très faibles correspondant à une régression négative.

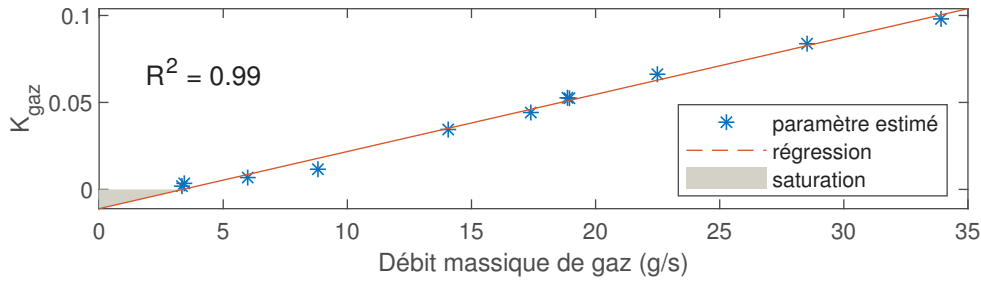


FIGURE 2.10. Détermination des paramètres du modèle : régression linéaire du paramètre d'ajustement K_{gaz} en fonction du débit massique qui traverse le catalyseur.

2.2.3.3. Modèle complet et validation

Avec les études des sous-sections précédentes, il suffit de déterminer le paramètre K_{reac} pour décrire entièrement la dynamique thermique du catalyseur. Celui-ci a été déterminé sur un cycle NEDC simulé en configuration HIL (hardware in the loop) au sein de l'équipe ECO7.

Comme précédemment, les températures de l'air ambiant et des gaz en provenance du moteur ont été enregistrées pour modéliser les phénomènes de convection interne et externe. Quand le moteur est en fonctionnement, le débit massique des gaz à travers le catalyseur est estimé à partir du débit de carburant et de la richesse (équation 2.35). Ces quantités n'étaient pas mesurées lors des essais présentés à la sous-section précédente et ont été ajoutées aux campagnes d'essai en configuration HIL. Enfin, les concentrations de CO et HC avant le catalyseur ont été relevées tout le long du cycle de conduite. Toutes les mesures ont été effectuées avec une fréquence d'échantillonnage de 10 Hz sauf les concentrations de polluants qui sont observées toutes les secondes.

$$\dot{m}_{gaz} = \dot{m}_{carb} \left(1 + \frac{(m_{air}/m_{carb})_{st}}{\phi} \right) \quad (2.35)$$

La figure 2.11 montre la correspondance entre les mesures et le modèle complet comprenant les convections externe et interne et la chaleur des réactions catalytiques dont le paramètre d'ajustement a été déterminé grâce à la méthode des moindres carrés. La tendance est respectée de façon satisfaisante avec une erreur relative moyenne inférieure à 3,5% (erreur maximale de 10%) entre les données et les estimations.

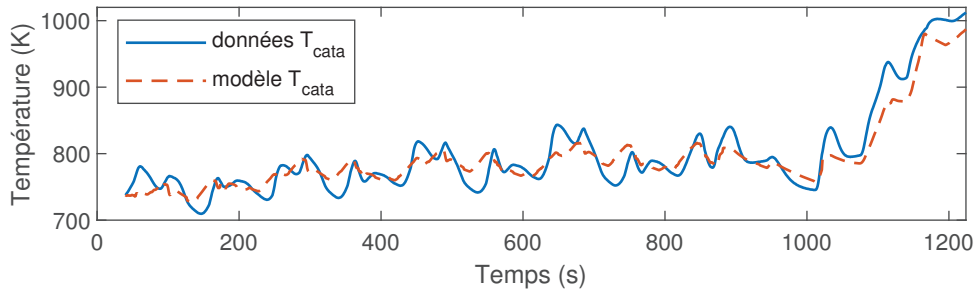


FIGURE 2.11. Détermination des paramètres du modèle : modèle de température complet sur cycle NEDC (calcul du paramètre d'ajustement de l'exothermie des réactions catalytiques).

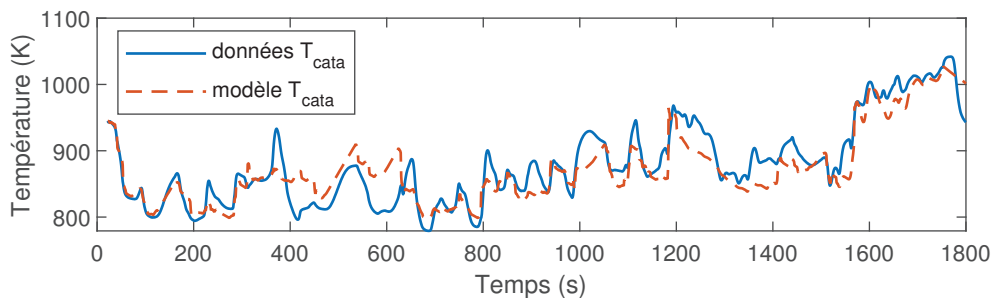


FIGURE 2.12. Détermination des paramètres du modèle : validation du modèle de température complet sur le cycle WLTC.

La figure 2.12 montre la validation sur le cycle WLTC du modèle complet de comportement thermique ajusté grâce aux campagnes d'essais précédentes. Cette validation a été faite sur le nouveau cycle d'homologation des véhicules légers, le WLTC (Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Cycle), qui a l'avantage de comporter des points de fonctionnement plus variés pour le moteur thermique.

Comme pour la dynamique thermique sur le cycle NEDC, les entrées du modèle sont les températures de l'air, des gaz, les concentrations de polluants, le débit massique et la richesse mesurés sur le banc. L'erreur relative moyenne entre le modèle et les mesures est inférieure à 4% (erreur maximale de 14%), ce qui est tout à fait satisfaisant compte tenu des simplifications détaillées tout au long de la section.

On peut tout de même noter que la dynamique (notamment le placement des pics de température) n'est pas exactement superposée. Ceci est principalement dû à l'utilisation d'un modèle 0D avec une seule variable d'état au lieu d'une discrétisation longitudinale. Comme mentionné précédemment, cette approche présenterait une charge de calcul trop importante dans le cadre de la méthode d'optimisation choisie.

2.2.4. Émissions et température du moteur

Nous avons vu à la section 2.1 que le régime du moteur est défini par le cycle de conduite et que le couple dépend de la valeur de l'entrée contrôlable. Ces deux variables constituent les entrées du modèle du moteur, et les sorties qui nous intéressent sont la consommation, la température des gaz et la concentration de polluants à la sortie du cylindre. Le modèle de consommation est décrit en sous-section 2.1.2. Cette sous-section introduit le modèle de température et de concentration de polluants déterminé suite à une campagne d'essai au laboratoire DRIVE.

Les régimes étudiés vont de 1000 tr/min à 3500 tr/min avec un pas de 500 tr/min. La borne inférieure en régime correspond à la vitesse minimale nécessaire pour obtenir un fonctionnement stable du moteur sur le banc. La borne supérieure correspond à une limite de température des gaz qui ne doivent pas dépasser 1000°C pour éviter un endommagement de la ligne d'échappement et surtout du système de la baie d'analyse mesurant la concentration en espèces polluantes.

Comme mentionné lors de la description du dispositif expérimental, le couple du moteur sur le banc est une conséquence de la régulation en régime de la machine freinant le moteur et des paramètres programmés dans l'unité de contrôle rapproché du moteur. Le paramètre le plus influant est la pression à l'admission qui contrôle la quantité de carburant introduite dans le cylindre. Trois niveaux de pression ont été étudiés : 0,52 bar (pression minimale en fonctionnement stabilisé) ; 0,75 et 0,9 bar. On ne souhaite pas dans cette première partie s'intéresser à la variation des paramètres de contrôle rapproché du moteur. La composition du mélange air/carburant est donc toujours fixée à la stœchiométrie. L'avance à l'allumage est constante pour chaque niveau de pression.

Chaque point de fonctionnement est stabilisé pendant au moins une minute avant de mesurer les concentrations de polluants et les températures. Ceci permet d'éviter des variations de pression et de température dans les collecteurs d'admission et d'échappement et stabilise la température de l'huile et du liquide de refroidissement. Le tableau 2.4 résume les conditions de fonctionnement du moteur pour la campagne d'essais. L'avance à l'allumage est donnée en degrés avant le point mort haut (°APMH).

Pression admission (bar)	Régime (tr/min)	Rapport air/carburant (-)	Avance à l'allumage (°APMH)
0,52	1000 :500 :3500	1	30
0,75	1000 :500 :3500	1	24
0,9	1000 :500 :3500	1	20

TABLEAU 2.4. Conditions de fonctionnement du moteur pour la campagne d'essais au laboratoire DRIVE (température et émissions moteur).

La puissance effective développée par le moteur permet de décrire l'influence combinée du régime et du couple. Pour représenter la capacité du moteur à fournir une certaine puissance indépendamment de sa taille (cylindrée), on introduit la pression moyenne effective (*PME*). C'est une représentation du couple adimensionnée par la cylindrée qui correspond à la taille du moteur (équation 2.36). Une puissance normalisée est obtenue en multipliant la pression moyenne effective par le régime comme décrit par l'équation 2.37.

$$PME = 2\pi R_c C_{MT} \frac{10^{-2}}{V_{cyl}} \quad (2.36)$$

$$P_{norm} = N \cdot PME \quad (2.37)$$

La figure 2.13 montre la température des gaz et les concentrations de polluants à la sortie du moteur en fonction de la puissance normalisée. Une première approximation du comportement du moteur consiste à proposer des régressions linéaires des mesures pour refléter la tendance au premier ordre. Ce modèle estime assez bien les données de température et de pollution, en effet l'erreur moyenne avec les observations est comprise entre 4 et 9 %. Cependant, pour les concentrations de CO et NO, les coefficients de

détermination (R^2) des régressions sont bas, ce qui suggère que ces émissions ne dépendent pas fortement de la puissance normalisée et pourraient être décrites par des constantes (en particulier les concentrations de NO). La forme des modèles et leurs influences sur les résultats seront discutées au chapitre suivant.

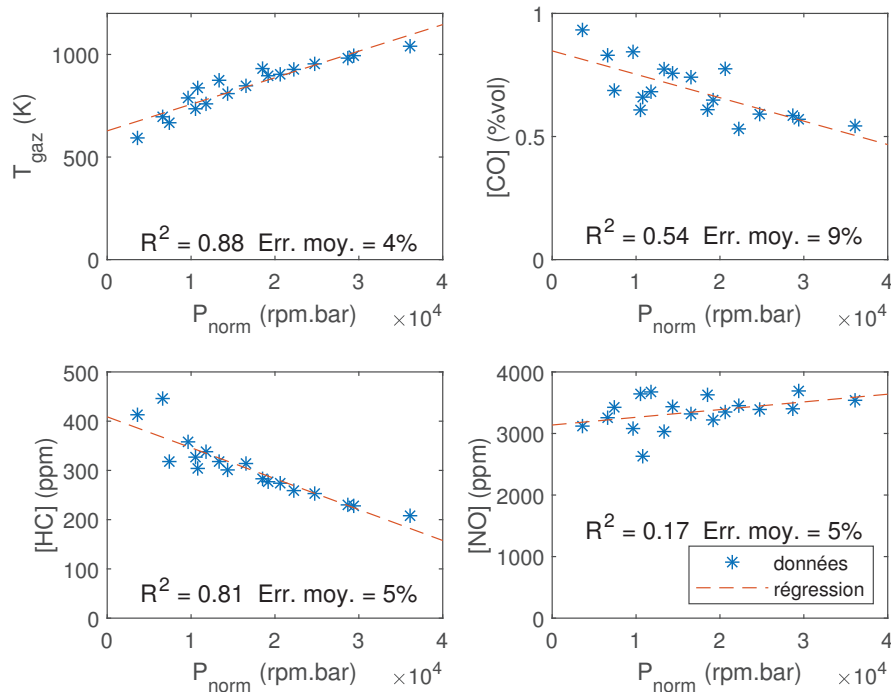


FIGURE 2.13. Détermination des paramètres du modèle : température et concentration de polluants en fonction de la puissance normalisée.

2.3. Paramètres de la méthode d'optimisation

Comme expliqué au chapitre précédent, la programmation dynamique consiste à discrétiser la commande et les variables d'état en y associant des échelles de valeurs accessibles à chaque instant du cycle. Ces échelles sont définies grâce à des bornes minimales, maximales et des pas de discrétisation.

Ici, l'entrée contrôlable qui constitue la commande est la variation d'état de charge de la batterie, qui correspond à une variable d'état. En mode hybride, l'échelle de valeurs définie pour la commande donne donc naturellement lieu à des états de charge de la batterie discrets. Cependant, en mode électrique, la demande de puissance au niveau de la batterie ne dépend plus de la commande mais directement de la demande de couple aux roues. La variation d'état de charge correspondante peut prendre n'importe quelle valeur continue et elle doit être arrondie à la quantité la plus proche sur l'échelle de valeurs choisie, grâce au pas de discrétisation δsoc (équation 2.38).

$$\Delta soc^{elec} = \text{round} \left(-100 I_{bat}^{elec} \frac{\delta t}{Q_0} \cdot \frac{1}{\delta soc} \right) \delta soc \quad (2.38)$$

Comme mentionné à la section 1.3.2, le maintien de l'état de charge de la batterie impose une contrainte sur le SOC à la fin du cycle. Celui-ci doit être égal au SOC initial pour toutes les stratégies à comparer. Cependant, le SOC est arrondi en mode électrique durant le processus d'optimisation comme détaillé précédemment. Pour assurer la précision du bilan d'énergie de la batterie, il faut tenir compte de la valeur réelle de la puissance batterie. La variation réelle de SOC est donc recalculée après l'optimisation pour choisir une stratégie qui donne lieu à un bilan d'énergie nul sans arrondi.

La température du catalyseur varie de façon continue malgré la commande discrète en variation de SOC. Pour obtenir une échelle discrète de température, elle doit être arrondie selon l'expression 2.39. Il n'y a pas de contrainte sur l'état final de la température, il n'est donc pas nécessaire de recalculer les températures a posteriori. Le pas δT choisi pour l'arrondi de température a tout de même un impact sur la précision des résultats qui sera discuté au prochain chapitre.

$$\Delta T_{cata} = \text{round} \left(\frac{\delta t}{m_{cata} C_p} (\dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{gaz} + \dot{Q}_{reac}) \cdot \frac{1}{\delta T} \right) \delta T \quad (2.39)$$

CHAPITRE 3

Résultats et discussion pour la commande en puissance électrique

Contenu

3.1. Scénarios sur le cycle NEDC	43
3.1.1 Influence du paramètre α	44
3.1.2 Scénario centré consommation ($\alpha = 0$)	45
3.1.3 Scénario équilibré et centré pollution ($\alpha = 1, \alpha = 5$)	48
3.2. Influence des paramètres d'optimisation	50
3.2.1 Étude paramétrique du pas de SOC	50
3.2.2 Étude paramétrique du pas de température	52
3.2.3 Influence de la température d'amorçage	55
3.2.4 Influence du dimensionnement	56
3.3. Étude du cycle de conduite	59
3.4. Discussion	61
3.4.1 Comparaison des résultats avec la littérature	61
3.4.2 Discussion sur les méthodes	63
3.4.3 Limites	64

3.1. Scénarios sur le cycle NEDC

La figure 3.1 représente la vitesse du véhicule et le rapport de boîte enclenché durant le cycle NEDC utilisé pour les premières optimisations. Le début du cycle (de 0 à 800 secondes) correspond à 4 répétitions du même schéma à faible vitesse avec des arrêts réguliers, et représente une conduite urbaine. La fin du cycle (de 800 à 1180 secondes) est effectué à plus grande vitesse (jusqu'à 120 km/h) et correspond à une conduite extra-urbaine. Les puissances mises en jeu sont assez faibles par rapport à une conduite réaliste mais leur forme simple facilite l'interprétation. D'autres cycles plus réalistes seront étudiés par la suite.

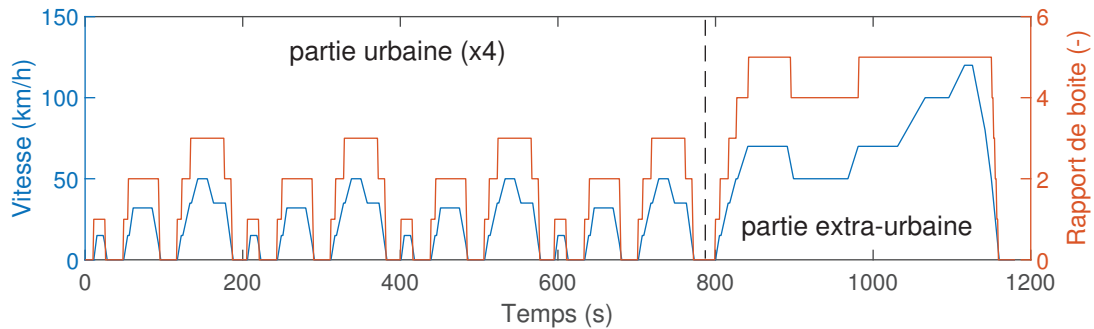


FIGURE 3.1. Vitesse du véhicule et rapport de boîte enclenché en fonction du temps sur le cycle NEDC.

La section 3.1 étudie l'influence du coefficient de pondération entre la consommation et la pollution (α) sur la répartition d'énergie entre le moteur thermique et la machine électrique. Les paramètres d'optimisation utilisés pour déterminer les stratégies optimales présentées dans cette section sont les suivants :

- le pas de discrétisation du SOC de la batterie est de 0,02 % pour la commande et la variable d'état correspondante,
- le pas de discrétisation de la température est de 0,2 K quand la fonction objectif tient compte de la pollution ($\alpha \neq 0$),
- quand la pollution n'est pas considérée ($\alpha = 0$), la température n'a pas d'influence sur les résultats et son évolution n'est pas calculée.

Le choix des paramètres d'optimisation est discuté à la section 3.2, qui analyse également l'influence des caractéristiques des composants de la chaîne de traction sur la gestion d'énergie. La section 3.3 s'intéresse à la variation du cycle de conduite.

3.1.1. Influence du paramètre α

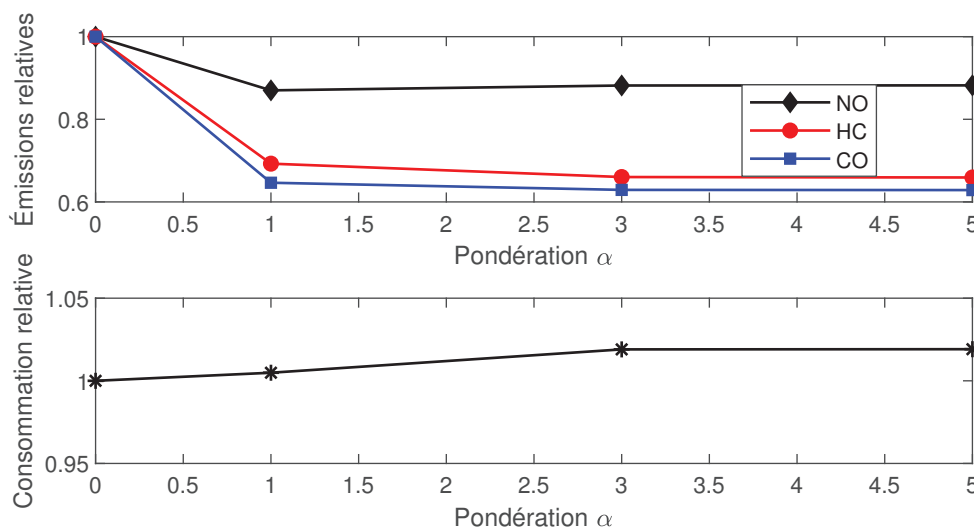


FIGURE 3.2. Performances relatives des stratégies optimales par rapport au scénario centré consommation ($\alpha = 0$).

La figure 3.2 montre que le poids des émissions par rapport à la consommation dans la fonction objectif (facteur de pondération α) a un impact significatif sur les performances de la stratégie de gestion d'énergie. Les émissions de polluants décroissent de 12 à 37% selon l'espèce pour atteindre une valeur asymptotique quand le coefficient de pondération α vaut 5 (tableau 3.1). La consommation reste quant à elle relativement stable avec une augmentation de 2% seulement pour une pondération de 5. Les performances ainsi que la répartition temporelle de l'énergie sont presque égales pour $\alpha = 3$ et pour $\alpha = 5$, ce qui correspond à une convergence vers un scénario qui minimise les émissions. On distingue ainsi trois scénarios en fonction de la valeur de α :

- Un scénario *centré consommation* tient uniquement compte des émissions de CO₂ et de la consommation de carburant, le facteur α est nul et les émissions de polluants ne sont pas considérées.
- Quand $\alpha = 1$, le scénario est *équilibré* car la fonction objectif dépend des émissions et de la consommation à parts égales.
- Enfin, la stratégie tient principalement compte des émissions toxiques quand α est égal à 5, le scénario est alors *centré pollution*.

Ces scénarios sont analysés en détail dans les sous-sections suivantes pour expliquer la différence constatée en termes de performances.

	$\alpha = 0$ $\delta soc = 0,02\%$ δT N.A.	$\alpha = 5$ $\delta soc = 0,02\%$ $\delta T = 0,2K$	Variation relative
Consommation (L/100km)	3,87	3,94	+2 %
CO (g/km)	0,208	0,131	-37 %
HC (g/km)	0,0156	0,0103	-34 %
NO (g/km)	0,201	0,178	-12 %
Bilan de SOC (%)	-0	-0,001	(-)
Temps de calcul	2 (min)	17 (h)	× 535

TABLEAU 3.1. Performances des scénarios centré consommation et centré pollution.

3.1.2. Scénario centré consommation ($\alpha = 0$)

La figure 3.3 montre la répartition optimale de puissance entre le moteur thermique (en noir) et le moteur électrique (en vert) pour répondre à la demande d'énergie à la roue.

Les résultats du scénario centré consommation sont en cohérence avec la littérature sur la gestion d'énergie dans les véhicules hybrides [91]. Ainsi, le cycle de conduite est majoritairement effectué en mode électrique ($P_{MT} = 0$). Le moteur thermique est utilisé dans les phases du cycle qui demandent une puissance importante afin d'assurer la demande aux roues et de recharger simultanément la batterie à travers la machine électrique. Ce flux de recharge (aussi appelé flux série) permet d'assurer un bilan d'énergie nul pour la batterie sur le cycle (autant de charge que de décharge).

	$\alpha = 0$ $\delta_{soc} = 0,02\%$ δT N.A.	$\alpha = 1$ $\delta_{soc} = 0,02\%$ $\delta T = 0,2K$	Variation relative
Consommation (L/100km)	3,87	3,89	+0,5 %
CO (g/km)	0,208	0,134	-35 %
HC (g/km)	0,0156	0,0108	-31 %
NO (g/km)	0,201	0,175	-13 %
Bilan de SOC (%)	-0	-0,008	(-)
Temps de calcul	2 (min)	17 (h)	$\times 535$

TABLEAU 3.2. Performances des scénarios centré consommation et équilibré.

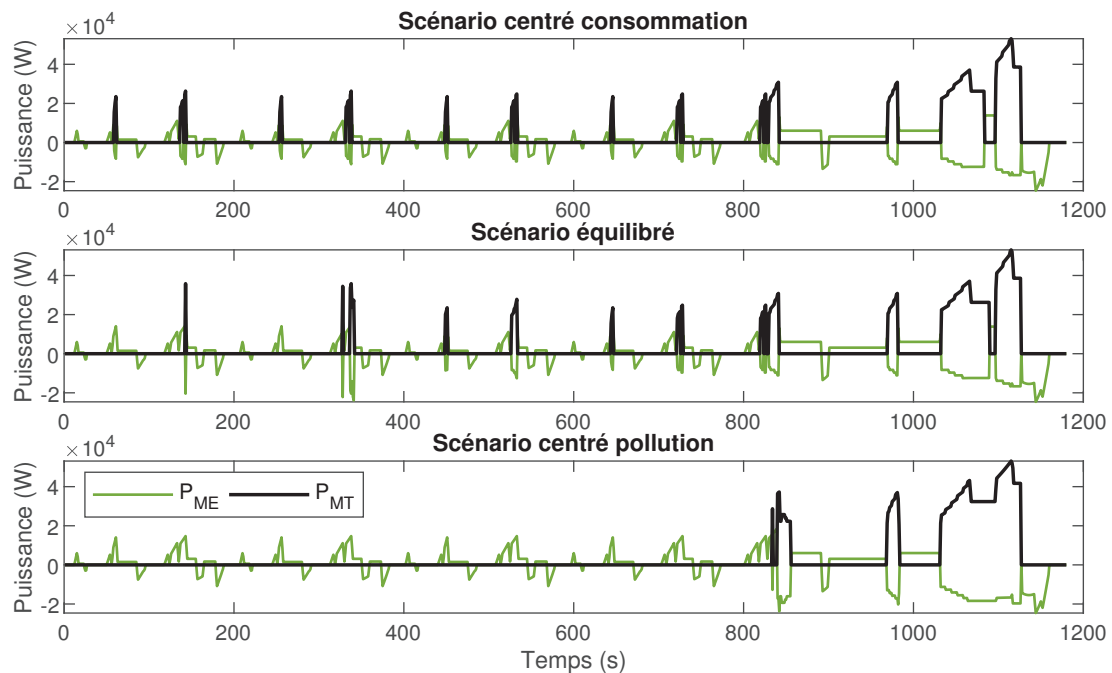


FIGURE 3.3. Répartition optimale de puissance entre les moteurs pour chaque stratégie (NEDC).

La figure 3.4 positionne les points de fonctionnement en mode hybride des deux moteurs sur des cartographies de rendement établies grâce aux modèles du chapitre précédent. Les rendements de l'association convertisseur machine ainsi que de la batterie sont combinés. Les courbes des isovaleurs de rendement (en pourcentage) sont tracées en fonction du couple et du régime de la machine. Pour le moteur thermique, c'est la consommation spécifique effective de carburant (CSE en gramme par kilowatt-heure) qui est représentée. Elle évolue à l'inverse du rendement. Les points de fonctionnement sont représentés en rouge ou en bleu selon la température du catalyseur au moment où le moteur est utilisé. La taille de chaque point est proportionnelle au temps passé à la combinaison de régime et de couple qui lui est associée.

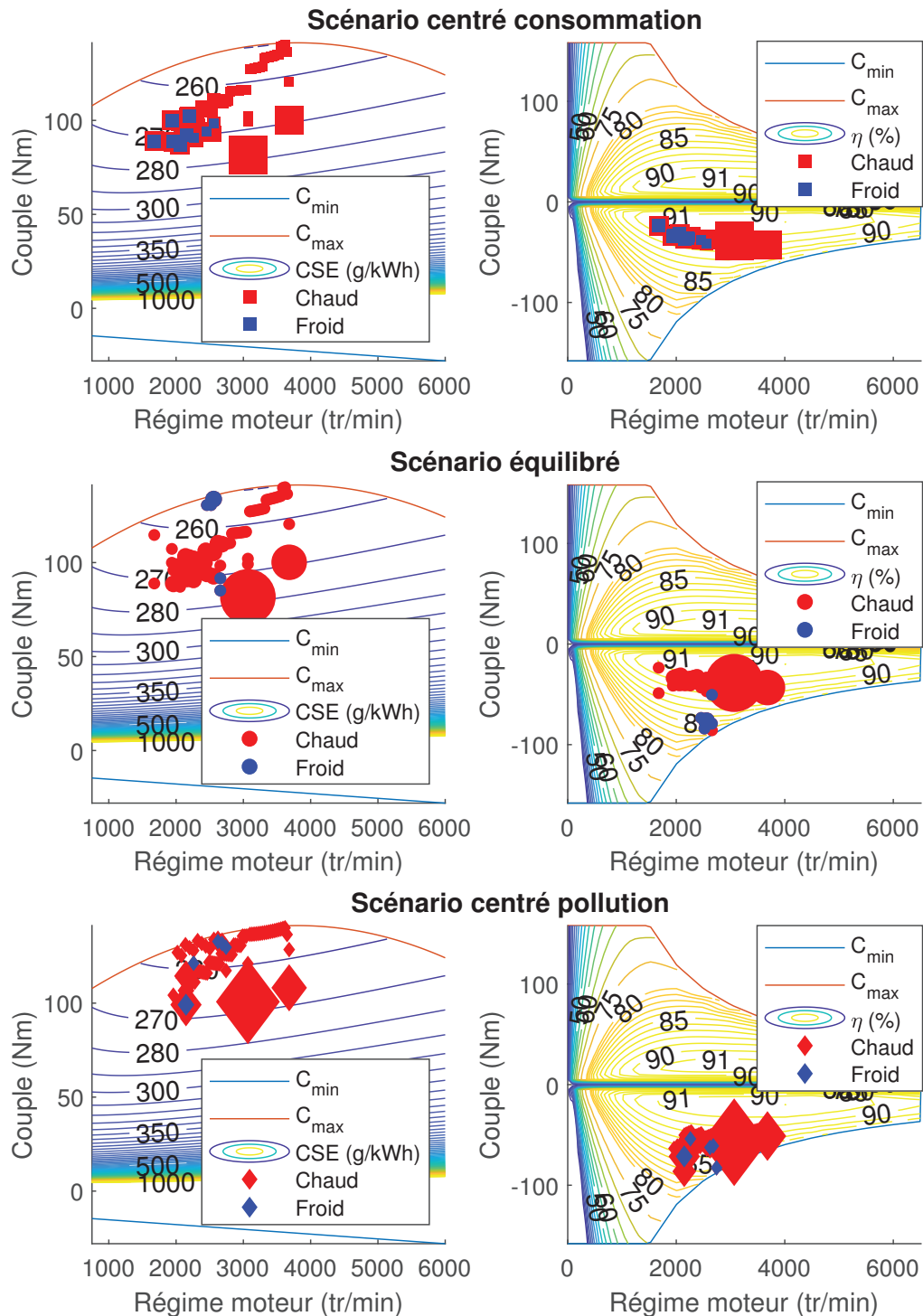


FIGURE 3.4. Points de fonctionnement et rendement des moteurs pour les différentes stratégies (NEDC).

La consommation spécifique du moteur thermique est plus avantageuse quand le couple est maximal tandis que pour le flux série, les valeurs moyennes de couple correspondent à un rendement de recharge plus intéressant (machine et batterie). La stratégie optimale en termes de consommation cherche donc à activer le moteur thermique lorsque la demande de puissance à la roue est importante. Le moteur thermique fonctionne alors

à des couples importants dont une partie seulement est dédiée à la recharge qui est plus efficace pour les couples moyens. Le couple maximal ne peut tout de même pas être atteint et on observe un certain compromis entre la consommation du moteur et les pertes d'énergie du flux série.

3.1.3. Scénario équilibré et centré pollution ($\alpha = 1, \alpha = 5$)

La deuxième courbe de la figure 3.3 montre la distribution de puissance entre le moteur thermique et la machine électrique pour le scénario équilibré.

La partie urbaine (jusqu'à 800 secondes) est similaire à celle du scénario centré consommation, avec une majorité de mode électrique et des pics de puissance en mode hybride. Cependant, le scénario centré consommation présente 4 fois le même schéma de puissance, le cycle étant lui-même répétitif. Le scénario équilibré présente au contraire une variation entre les 4 phases de conduite urbaine. Les deux premières répétitions urbaines (jusqu'à 400 secondes) présentent des modes hybrides plus courts et plus intenses, le moteur thermique fonctionnant à des puissances plus importantes. Les deux dernières phases urbaines sont presque identiques à celle du scénario centré consommation.

La partie extra-urbaine du cycle présente un profil de puissance très similaire à celui du scénario centré consommation. Cependant, la phase de recharge à grande vitesse (entre 1068 et 1096 secondes) est plus longue pour compenser les phases hybrides plus courtes en début de cycle et garantir un bilan d'énergie nul au niveau de la batterie.

On considère pour l'interprétation que le catalyseur est entièrement opérationnel quand sa température est supérieure à 350°C ou 623 K (quand son efficacité thermique est de 99%). Pour atteindre cette plage de température, il doit passer par une phase de démarrage à froid durant laquelle la convection interne avec les gaz d'échappement est la principale source de chaleur. En effet, les réactions de conversion des différents polluants ne peuvent pas avoir lieu, l'exothermie ne participe donc pas au réchauffement. La convection avec l'air ambiant a un impact limité car elle s'effectue avec une surface de contact et une vitesse relative beaucoup moins importante que celle des gaz d'échappement. De plus, elle peut uniquement refroidir le catalyseur et non pas le chauffer.

Durant la phase de démarrage à froid du scénario équilibré, le moteur thermique fonctionne à une puissance plus importante que pour le scénario centré consommation. Cela entraîne une augmentation de la température des gaz d'échappement, qui est en moyenne de 934 K pendant le démarrage à froid du scénario équilibré contre 826 K pour le scénario centré pollution. L'augmentation de la puissance donne également lieu à une augmentation du débit massique de gaz à travers le catalyseur, ce qui favorise l'échauffement par convection interne. Le paramètre K_{gaz} (équation 2.33) passe ainsi de 0,068 s⁻¹ pour le scénario centré pollution à 0,11 s⁻¹ pour le scénario équilibré.

La stratégie équilibrée entraîne une chauffe très rapide du catalyseur, avec un temps de fonctionnement cumulé du moteur thermique de 7 secondes seulement avant que le catalyseur soit entièrement fonctionnel contre 16 secondes pour le scénario centré consommation. L'amorçage intervient quasiment au même moment du cycle pour les deux scénarios mais l'augmentation de l'efficacité thermique se fait sans interruption pour le scénario équilibré (voir efficacité thermique en rouge sur la figure 3.5). Le temps de fonctionnement cumulé avant l'amorçage du catalyseur peut sembler anormalement court mais une validation expérimentale à l'IFSTTAR a montré que le catalyseur sur lequel sont basés les modèles chauffe de 60 à 350°C (333 à 623 K) en 8,7 secondes seulement dans des

conditions de fonctionnement similaires à celles qui sont recommandées par le scénario équilibré (2500 tr/min et 130 Nm).

La figure 3.4 indique les points de fonctionnement du moteur thermique et de la machine électrique pendant la phase de démarrage à froid du catalyseur (en bleu) et durant le reste du cycle (en rouge). Les points bleus se déplacent vers le couple maximal du moteur entre les scénarios centré consommation et équilibré. Comme mentionné précédemment, cela entraîne une augmentation de la température des gaz d'échappement et du coefficient de convection interne et favorise l'échauffement. Cependant, ce déplacement a également pour conséquence une dégradation du rendement de recharge (voir les graphes de droite). L'efficacité de la partie électrique du groupe motopropulseur passe ainsi de 90% environ dans le cas du scénario centré consommation à 85% environ pour la stratégie équilibrée. Ce phénomène ne donne pas lieu à une variation substantielle de la consommation de carburant car il concerne seulement quelques points de fonctionnement et qu'il est partiellement compensé par une diminution de la consommation spécifique du moteur thermique (voir graphes de gauche).

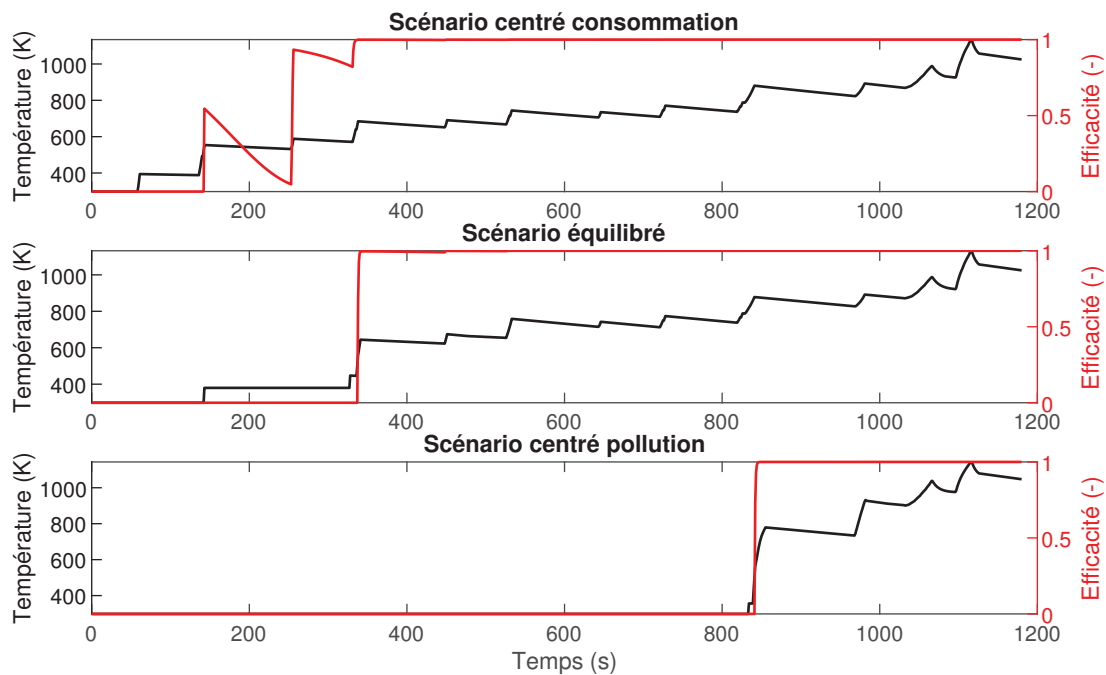


FIGURE 3.5. Température du catalyseur et efficacité thermique pour les différents scénarios (NEDC).

Le scénario centré pollution concentre toute l'opération du moteur thermique sur la fin du cycle. La forme de l'efficacité du catalyseur est très similaire à celle du scénario équilibré. La figure 3.3 montre que le mode hybride est concentré sur la partie extra-urbaine du cycle où la phase hybride entre 1068 et 1096 secondes est entièrement exploitée. Les puissances choisies en mode hybride sont plus importantes que pour les deux autres stratégies comme on peut l'observer sur la figure 3.4 où l'ensemble des points de fonctionnement se rapprochent du couple maximal du moteur thermique.

Cette augmentation de la puissance et du temps passé en mode hybride extra-urbain permet d'atteindre un bilan d'énergie nul au niveau de la batterie. Cependant, la dégradation du rendement de la partie électrique concerne presque tous les points de

fonctionnement pour ce scénario, ce qui entraîne une surconsommation plus marquée.

Au niveau des émissions de polluants, le scénario centré pollution émet moins de CO et de HC que la stratégie équilibrée (variation relative de -5% et -3% respectivement), et légèrement plus de NO (+1%). Cette différence s'explique par plusieurs facteurs.

L'efficacité en température du catalyseur est légèrement plus favorable pour le scénario centré pollution car les pics de puissance sont plus regroupés durant la phase de démarrage à froid du catalyseur. Cependant, cette différence d'efficacité est presque compensée par l'augmentation du débit de gaz d'échappement qui se répercute sur les émissions car le catalyseur n'est pas parfait. Il laisse ainsi passer une partie des émissions même à chaud (1.8% du CO, 4% des HC et 8% du NO à la stœchiométrie).

La variation des émissions s'explique donc principalement par la différence de concentration des espèces dans les gaz d'échappement, qui est influencée par la puissance développée par le moteur thermique. Les concentrations de HC et CO décroissent avec la puissance mise en jeu, ce qui explique leur diminution. La concentration de NO a tendance au contraire à augmenter avec la puissance, ce qui explique l'accroissement observé.

3.2. Influence des paramètres d'optimisation

3.2.1. Étude paramétrique du pas de SOC

Les résultats de la section précédente ont été obtenus avec un pas de SOC de 0,02% pour la commande et pour la grille de variables d'état. Cependant, de nombreuses études ont montré que la finesse de la discrétisation avait un impact sur la précision des résultats obtenus, dans le cas général [92] ou pour des problèmes spécifiques comme la détermination d'un cycle d'éco-conduite [93].

Dans notre cas, la commande correspond à la variation du SOC entre deux pas de temps. Cela induit une certaine intensité au niveau de la batterie et un certain couple pour le moteur électrique et pour le moteur thermique. Un pas de SOC plus fin donne donc plus de liberté à la stratégie pour choisir le point de fonctionnement des moteurs.

Par ailleurs, des chemins différents menant au même SOC à l'arrondi de la grille d'état près sont comparés pour choisir la meilleure stratégie. Si la grille d'état est très large, cette comparaison n'a pas de sens car les chemins comparés donnent lieu à des bilans énergétiques très différents.

Le pas de SOC a une influence cruciale quant à l'évaluation de la consommation d'énergie nécessaire pour arriver à un certain état de charge de la batterie. Il est donc nécessaire de choisir un pas de SOC suffisamment fin. Cependant, un pas fin donne lieu à une augmentation du temps de calcul de la stratégie. Pour quantifier l'impact de la finesse de la grille de SOC, nous avons effectué une étude paramétrique pour le scénario centré consommation.

Le pas de SOC varie de 0,1% à 0,005% et pour chaque optimisation on relève le temps de calcul, la consommation de carburant obtenue et la répartition temporelle de la puissance entre le moteur et la machine électrique. Le pas le plus fin étudié est utilisé comme référence pour calculer les variations de consommation et de temps de calcul. Quand on accroit le pas de SOC, le temps de calcul diminue mais la consommation d'essence augmente puisqu'on s'éloigne de la stratégie optimale de gestion de l'énergie.

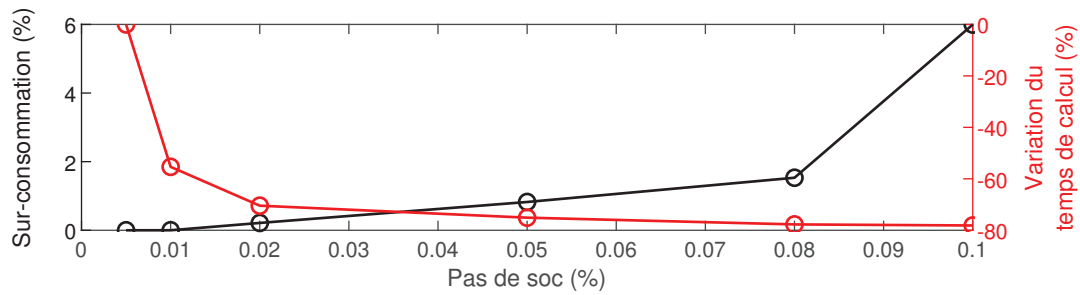


FIGURE 3.6. Variation de la consommation et du temps de calcul en fonction du pas de SOC pour le scénario centré consommation (NEDC).

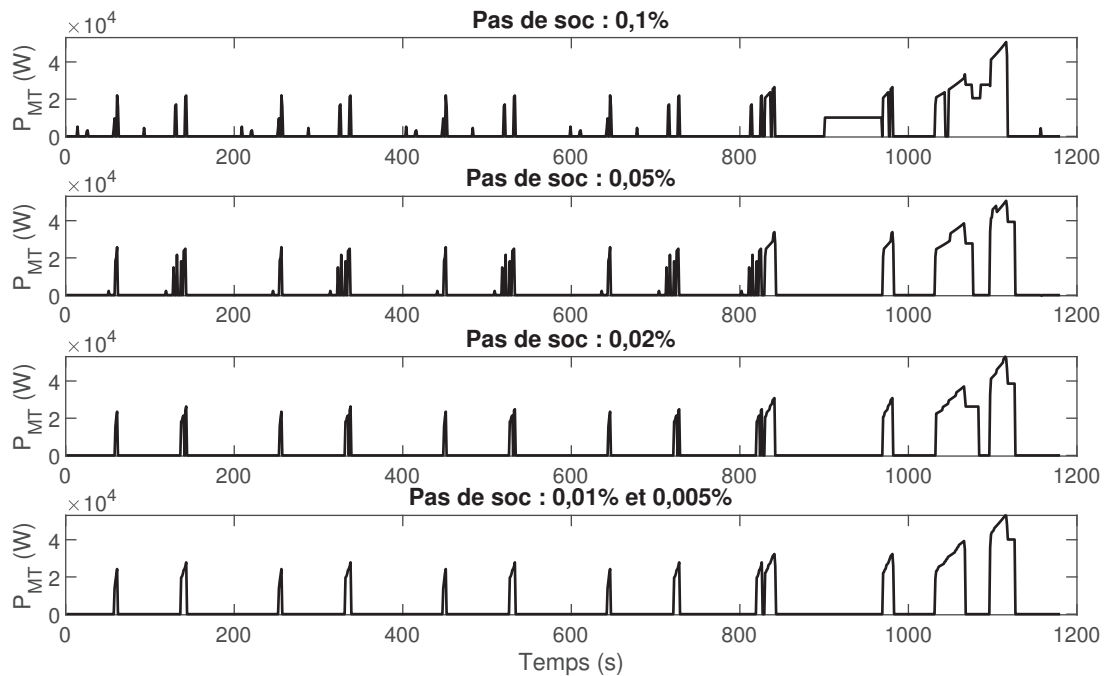


FIGURE 3.7. Puissance optimale du moteur thermique pour le scénario centré consommation avec différents pas de SOC (NEDC).

Les figures 3.6 et 3.7 montrent que la stratégie de gestion d'énergie converge en termes de consommation de carburant et de répartition temporelle de l'énergie pour un pas de SOC de 0,02% ou inférieur. Ainsi, la consommation et la puissance développée par le moteur thermique en fonction du temps sont exactement identiques pour un pas de 0,005 et un pas de 0,01%. Pour la suite des travaux, nous avons cependant choisi le pas de 0,02% car il est plus avantageux en termes de temps de calcul et il présente une sur-consommation inférieure à 0,5% par rapport à notre référence. La figure 3.7 montre aussi que les puissances développées par le moteur thermique et leur répartition temporelle sont très similaires à celles de la stratégie optimale. Le pas le plus fin utilise des puissances légèrement plus importantes sur tout le cycle, ce qui permet d'éliminer le mode hybride entre 1068 et 1083 secondes. Cependant, les points de fonctionnement du moteur sont peu modifiés, ce qui explique la sur-consommation très faible.

3.2.2. Étude paramétrique du pas de température

La figure 3.5 montre l'évolution de la température et de l'efficacité du catalyseur durant le cycle NEDC.

Dans le cas du scénario centré consommation, la température n'a pas d'influence sur la détermination de la stratégie puisqu'elle n'intervient pas dans la fonction objectif. La température n'est donc pas calculée par la méthode d'optimisation. Le premier graphique de la figure 3.5 montre la température calculée grâce au modèle thermique en appliquant en entrée la puissance moteur choisie par la stratégie de gestion d'énergie.

Dans le cas des scénarios équilibré et centré pollution, la fonction objectif tient compte de la pollution qui dépend de l'efficacité thermique du catalyseur. Il est donc nécessaire de calculer l'évolution de la température du catalyseur pour déterminer la stratégie optimale. Pour appliquer la programmation dynamique, cette température est arrondie en fonction du pas choisi pour la grille d'états. Ceci donne lieu à une évolution arrondie de la température, utilisée pour la détermination de la stratégie optimale.

Une fois cette stratégie obtenue, on peut appliquer la puissance développée par le moteur au modèle thermique comme dans le cas du scénario centré consommation. On détermine ainsi l'évolution exacte de la température simulée qui est différente de celle utilisée pour calculer la fonction objectif. C'est cette évolution de température calculée a posteriori qui est tracée en figure 3.5.

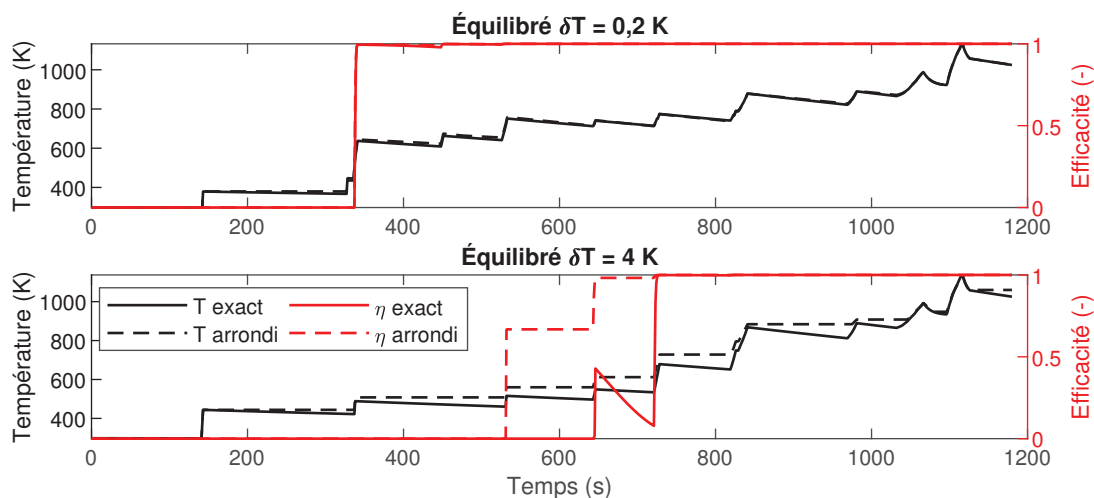


FIGURE 3.8. Effet du pas de température sur l'estimation de l'efficacité du catalyseur pour le scénario équilibré (NEDC).

La figure 3.8 montre que dans le cas du pas de 0,2 K que nous avons choisi, l'écart entre la température arrondie calculée par la programmation dynamique et le recalcul a posteriori est très faible. En revanche, pour un pas de calcul plus grossier comme le pas de 4 K illustré par le deuxième graphique, l'écart est important.

Cet écart peut avoir un impact significatif sur l'estimation de l'efficacité du catalyseur, en particulier durant sa phase d'amorçage. Sur le deuxième graphe de la figure 3.8, on observe ainsi que la forme simulée de l'efficacité thermique du catalyseur (en rouge trait plein) est très mal estimée par la programmation dynamique qui arrondit la température (voir pointillés). À 720 s, la température arrondie est supérieure de 78 K au calcul a posteriori. L'efficacité estimée par la programmation dynamique est de 98% alors que

l'efficacité recalculée descend jusqu'à 8% avant de finalement remonter pour l'amorçage définitif.

Cette erreur d'estimation est principalement due au refroidissement lent du catalyseur par convection naturelle avec l'air ambiant durant les phases de roulage électrique. La variation correspondante de la température est de 0,2 K par seconde environ, ce qui est impossible à modéliser avec une discrétisation à 4 K près.

Cette erreur d'évaluation de l'efficacité du catalyseur donne lieu à une estimation optimiste des émissions de polluants. Le tableau 3.3 donne la valeur des émissions pour trois pas de température différents. La simulation a posteriori (*recalcul*) est indiquée ainsi que l'écart relatif entre cette simulation et l'estimation faite par la stratégie (*erreur*). Pour un pas de 4 K, la stratégie estime que les émissions de polluants sont entre 13 et 30% moins importantes qu'elles ne le sont avec la simulation a posteriori. Avec un pas de 0,2 K, l'erreur d'évaluation de la pollution est entre 1 et 3% seulement et avec un pas de température de 0,1 K l'erreur est toujours inférieure à 1%.

	$\delta T = 0,1K$		$\delta T = 0,2K$		$\delta T = 4K$	
	$\alpha = 1$		$\alpha = 1$		$\alpha = 1$	
	$\delta soc = 0,02\%$		$\delta soc = 0,02\%$		$\delta soc = 0,02\%$	
	<i>recalcul</i>	<i>erreur</i>	<i>recalcul</i>	<i>erreur</i>	<i>recalcul</i>	<i>erreur</i>
Consommation (L/100km)	3,89		3,89		3,88	
CO (g/km)	0,136	-0,07%	0,138	-3%	0,189	-30%
HC (g/km)	0,0109	-0,05%	0,011	-2%	0,014	-24%
NO (g/km)	0,175	-0,03%	0,177	-1%	0,201	-13%
Bilan de SOC (%)	0,006		-0,008		0,004	
Temps de calcul	27 (h)		17 (h)		58 (min)	

TABLEAU 3.3. Performances du scénario équilibré pour différents pas de température (NEDC). Influence de l'arrondi de température sur les émissions (recalcul et erreur).

La figure 3.9 montre la répartition temporelle de la puissance moteur pour le scénario équilibré avec les trois pas de discrétisation en température. Les trois stratégies sont très similaires, elles présentent des pics de puissance intenses dans la partie urbaine pour amorcer le catalyseur le plus rapidement possible grâce à la convection interne. Elles utilisent le reste du cycle pour atteindre un bilan d'énergie nul au niveau de la batterie dans les meilleures conditions du point de vue de la consommation de carburant.

Cependant la répartition temporelle des pics de puissance avant l'amorçage est différente. Pour les pas de discrétisation les plus fins, les pics de puissance sont regroupés aux environs de l'amorçage du catalyseur afin d'augmenter suffisamment la température du catalyseur pour ne pas le désamorcer en cas de roulage en mode électrique.

Les choix effectués pour optimiser les émissions ont un certain impact sur la consommation de carburant sur le cycle. En effet, le pas de température le plus fin présente des points de fonctionnement légèrement moins intéressants au niveau des pertes d'énergies pour la recharge de la batterie (flux série) dans la partie urbaine autour de l'amorçage du catalyseur. Cependant, le pas de température le plus grossier présente au contraire des points de fonctionnement un peu moins avantageux sur la partie extra-urbaine. Globa-

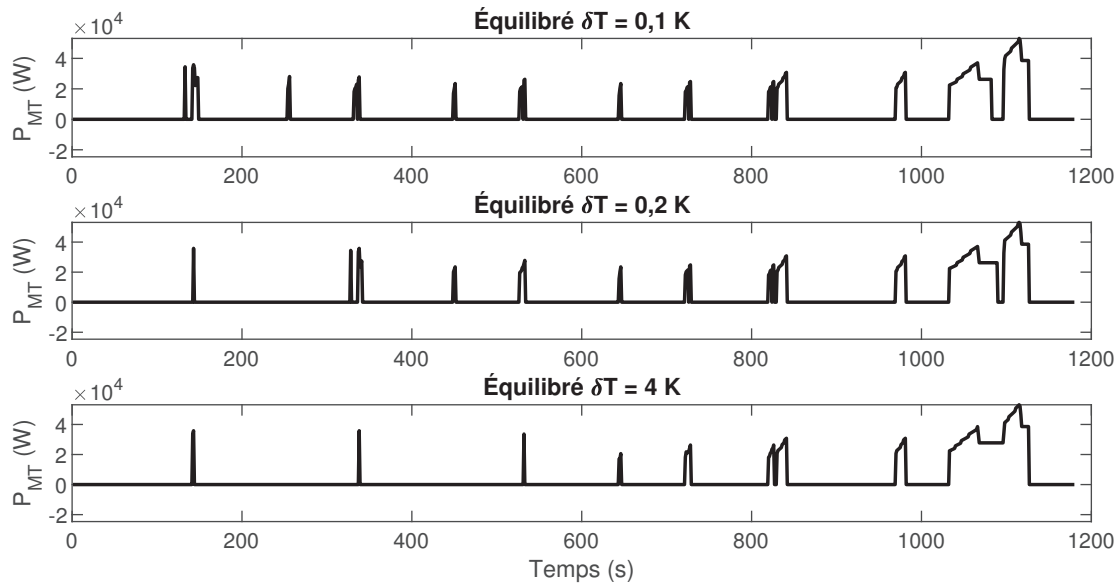


FIGURE 3.9. Puissance optimale du moteur thermique pour le scénario équilibré avec différents pas de température (NEDC).

lement, la consommation est donc très similaire avec une variation relative inférieure à 0,5% entre les pas de température.

	$\delta T = 0,1K$	$\delta T = 0,2K$		$\delta T = 4K$	
	<i>recalcul</i>	<i>arrondi</i>	<i>variation rel.</i>	<i>arrondi</i>	<i>variation rel.</i>
CO (g/km)	0,136	0,134	-1%	0,133	-2%
HC (g/km)	0,0109	0,0108	-1%	0,0107	-2%
NO (g/km)	0,175	0,175	-0,2%	0,174	-0,5%

TABLEAU 3.4. Performances estimées (température arrondie) du scénario équilibré pour différents pas de température (NEDC).

On observe que les résultats en termes d'émissions et de consommation convergent vers une valeur asymptotique en réduisant le pas de température de la grille d'états. L'erreur entre l'évaluation des émissions par la stratégie et leur simulation a posteriori est un bon indicateur pour déterminer si la précision de la grille de température choisie est suffisante.

Le tableau 3.4 prend comme référence le recalcul des émissions sans arrondi de température pour le pas de 0,1 K. Cette référence est comparée aux émissions estimées par les stratégies en arrondissant la température. On constate que pour tous les pas de température étudiés, cette estimation est assez proche de la valeur de référence (variations relatives données en %).

On pourrait donc se contenter d'un pas de 4 K pour obtenir une première estimation du potentiel de réduction des émissions. Cependant un pas de 0,2 K donne une meilleure idée de la répartition temporelle de la puissance tout en présentant un temps de calcul moins important que la valeur de référence à 0,1 K. Nous avons donc choisi de conserver ce pas par défaut. L'erreur entre les émissions évaluées par la stratégie et la simulation est toujours vérifiée pour s'assurer que ce choix est pertinent.

3.2.3. Influence de la température d'amorçage

Comme mentionné à la section 2.2, l'efficacité du catalyseur en fonction de la température est tirée de la littérature. Nous n'avons pas pu vérifier son exactitude car aucun de nos dispositifs expérimentaux ne nous permet de réguler la température du catalyseur. Afin d'évaluer l'influence de cette partie du modèle thermique sur les résultats, nous avons effectué une étude paramétrique portant sur la valeur de la constante T_0 qui apparaît dans la fonction de Wiebe exprimant l'efficacité thermique en fonction de la température du catalyseur (équation 2.25). Cette constante n'a pas d'effet sur la forme de la courbe en S mais elle correspond à une translation le long de l'axe de la température. Elle détermine ainsi la température d'amorçage du catalyseur, qui correspond par définition à une efficacité thermique de 50%.

Dans les calculs présentés à la section 3.1 et aux sous-sections précédentes, T_0 vaut 350 K, ce qui correspond à une température d'amorçage d'environ 553 K ou 280°C. Dans cette sous-section, nous avons modifié la valeur de T_0 de façon à obtenir une température d'amorçage de 523 K ou 250°C.

La valeur du paramètre K_{reac} (équation 2.33) est modifiée en conséquence puisque sa détermination grâce à la méthode des moindres carrés dépend de l'évaluation de l'efficacité du catalyseur en fonction de la température (voir sous-section 2.2.3.3).

Le tableau 3.5 compare le scénario centré pollution pour les deux températures d'amorçage étudiées. Les performances du second modèle (amorçage à 250°C) sont meilleures en termes d'émissions de polluants car l'efficacité du catalyseur augmente plus rapidement, ce qui réduit les émissions à l'échappement. Cependant, les stratégies sont très similaires en ce qui concerne la répartition temporelle de la puissance comme on peut le voir sur la figure 3.10.

La principale différence est que le fonctionnement à forte puissance avant l'amorçage du catalyseur dure plus longtemps pour le premier modèle (amorçage à 280 K) car ce dernier nécessite plus d'énergie pour s'échauffer. Pour compenser ce mode hybride plus court pendant la phase d'amorçage, le deuxième modèle présente un pic de puissance autour de 1000 secondes afin d'atteindre un bilan d'énergie nul pour la batterie. Cette gestion de la recharge est légèrement plus avantageuse ce qui justifie la très faible différence de consommation.

	$\alpha = 5$ T amorce = 280°C	$\alpha = 5$ T amorce = 250°C	Variation relative
Consommation (L/100km)	3,94	3,94	+0,1 %
CO (g/km)	0,131	0,118	-10 %
HC (g/km)	0,0103	0,0096	-7 %
NO (g/km)	0,178	0,17	-4 %
Bilan de SOC (%)	-0,001	-0,003	(-)
Temps de calcul	17 (h)	17 (h)	=

TABLEAU 3.5. Performances du scénario centré pollution pour différentes températures d'amorçage (NEDC).

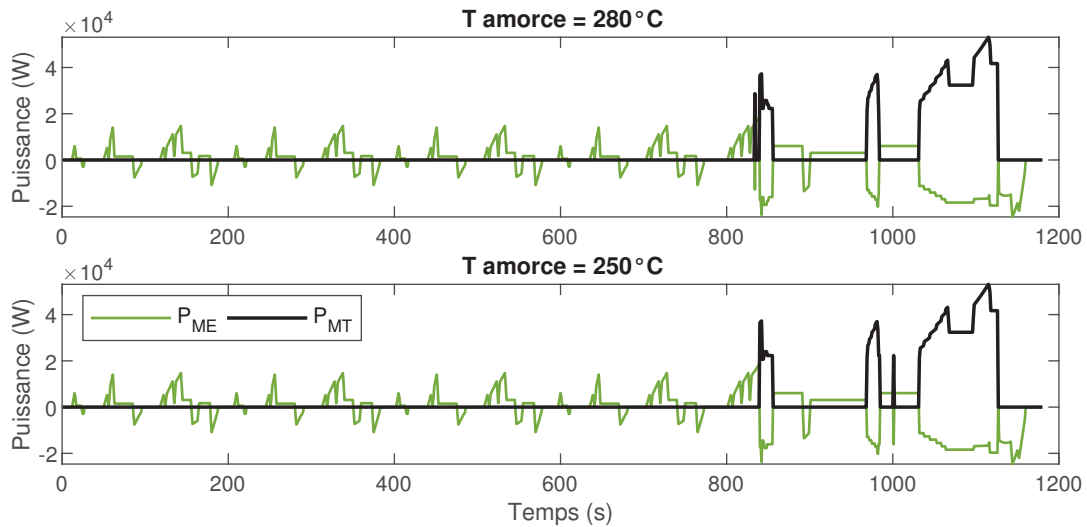


FIGURE 3.10. Effet de la température de light-off sur le scénario centré pollution (NEDC).

3.2.4. Influence du dimensionnement

Le dimensionnement des composants du groupe motopropulseur pour les études présentées aux sections précédentes a été introduit au début du chapitre 2. La cylindrée du moteur thermique est de 1,6 litres, ce qui correspond à une puissance maximale de 78 kW. La machine électrique correspond à celle de la Prius II, qui a une puissance de 25 kW. La puissance totale du groupe motopropulseur est donc de 103 kW.

Cette puissance totale est cohérente puisqu'elle correspond à celle de la Prius de 3^{ème} génération [94]. De plus, un groupe motopropulseur de 100 kW est régulièrement utilisé comme référence dans la littérature qui concerne le dimensionnement des groupes motopropulseurs hybrides [94][95][96].

Afin d'étudier la taille des composants de façon systématique dans un contexte de pré-dimensionnement, de nombreux auteurs ont utilisé le taux d'hybridation [94][95][96][97]. Ce paramètre représente la contribution de la machine électrique à la puissance totale du groupe motopropulseur (équation 3.1).

$$TH = \frac{P_{ME}}{P_{ME} + P_{MT}} \quad (3.1)$$

Dans cette section, nous allons faire varier le taux d'hybridation (0,24 pour le véhicule de référence) en étudiant principalement le "downsizing" du moteur thermique (réduction de la cylindrée). La cylindrée est ainsi modifiée par pas de 0,2 litres en adaptant la taille de la machine électrique afin de conserver la même puissance totale de 103 kW embarqués. Un facteur d'échelle est appliqué à la cartographie des pertes de la machine électrique, à son poids et à son moment d'inertie. Le nombre de cellules de la batterie est adapté pour pouvoir fournir l'intensité de courant nécessaire au fonctionnement du moteur électrique à sa puissance maximale. Quelle que soit la cylindrée du moteur, la taille du catalyseur n'est pas modifiée. Le catalyseur a donc une inertie différente proportionnellement à la cylindrée du moteur quand le taux d'hybridation varie.

Les dimensionnements étudiés sont donnés dans le tableau 3.6. Pour chaque dimensionnement, on détermine la stratégie optimale de gestion d'énergie pour le scénario centré consommation et le scénario centré pollution.

Taux d'hybridation	0,15	0,24	0,34	0,43	0,53
Cylindrée (L)	1,8	1,6	1,4	1,2	1
Puissance du moteur thermique (kW)	88	78	68	59	49
Puissance de la machine électrique (kW)	15	25	35	44	54
Énergie de la batterie (kWh)	1,0	1,7	2,4	3,1	3,8

TABLEAU 3.6. Taux d'hybridation étudiés et dimensionnement des composants correspondants.

Dans le cas du scénario centré consommation, la consommation d'essence diminue avec l'augmentation du taux d'hybridation et de la puissance électrique disponible (figure 3.11). Comme spécifié dans les contraintes, le bilan d'énergie au niveau de la batterie doit toujours être nul (même état de charge à la fin qu'au début du cycle). Cependant, le dimensionnement des composants modifie les points de fonctionnement des moteurs ce qui change la consommation finale.

En mode hybride, quand le moteur est plus petit et la machine électrique est plus grande, la même puissance de recharge correspond à un couple plus proche du couple maximal pour le moteur thermique et plus loin du couple maximal au contraire pour la machine électrique. Ceci a tendance à réduire la consommation spécifique du moteur thermique tout en augmentant simultanément le rendement sur le flux série.

En mode électrique, une batterie plus conséquente pour fournir ou absorber la même puissance à une intensité moins importante, ce qui réduit les pertes joules. Quand la taille de la machine et de la batterie augmentent, le rendement est plus avantageux pour une augmentation minime de la masse. Il est donc logique que la consommation d'essence diminue.

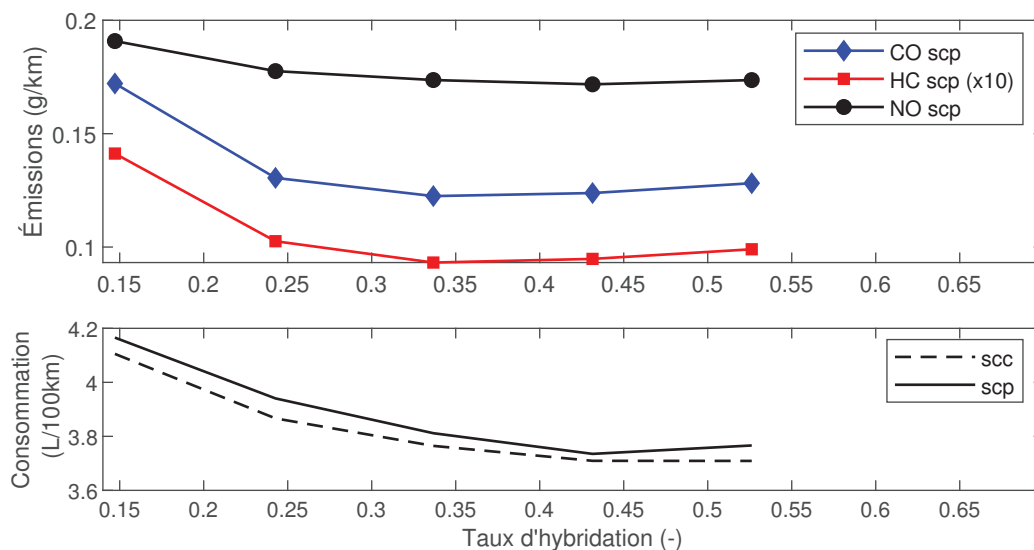


FIGURE 3.11. Performance de la stratégie optimale en fonction du taux d'hybridation (NEDC).
Légende : scc = scénario centré consommation, scp = scénario centré pollution.

La différence de comportement de la stratégie entre le scénario centré pollution et centré consommation présente des similitudes quel que soit le taux d'hybridation étudié. La gestion d'énergie cherche à accélérer l'amorce du catalyseur de deux façons. Premièrement, la puissance développée par le moteur thermique augmente par rapport au scénario

consommation durant les phases de démarrage à froid du moteur thermique. Deuxièmement, le fonctionnement en mode hybride est prolongé en regroupant des pics de puissance pendant la phase d'amorçage pour limiter l'impact du refroidissement à l'air.

L'augmentation de la taille du moteur thermique (taux d'hybridation de 0,15) n'est pas intéressante du point de vue de la pollution car la puissance du moteur thermique en mode hybride est limitée par la puissance maximale de la machine électrique. Le moteur ne peut donc pas utiliser les zones de forte puissance et la phase d'amorçage est plus longue (10 secondes au lieu de 7 secondes) contrairement à ce que l'on pouvait attendre avec un moteur plus puissant et un catalyseur non modifié. Par ailleurs, le catalyseur étudié n'aurait sûrement pas été adapté en ce qui concerne le temps de résidence des gaz pour assurer la conversion des polluants avec des puissances et des débits plus importants.

L'augmentation de la taille de la machine électrique donne tout d'abord lieu à une diminution des émissions de polluants. La stratégie de répartition de l'énergie est quasiment identique pour un taux d'hybridation de 0,24 et 0,34 mais la diminution de la consommation entraîne une diminution de la quantité de gaz d'échappement qui se répercute sur les émissions de polluants.

Avec des moteurs plus petits, le mode hybride est limité en puissance et la gestion d'énergie doit donc augmenter le temps de fonctionnement en mode hybride pour garantir un bilan d'énergie nul au niveau de la batterie. Il n'est plus possible de concentrer l'utilisation du moteur thermique sur la partie extra-urbaine du cycle. Le comportement de la stratégie centrée pollution se rapproche donc de celui de la stratégie équilibrée avec un amorçage durant la phase urbaine (voir figure 3.12). Les émissions augmentent malgré la diminution de la consommation. En effet, les puissances mises en jeu sont moins importantes ce qui a tendance à augmenter les émissions de CO et de HC. De plus, le catalyseur a une inertie proportionnellement plus importante par rapport au moteur thermique. Les puissances, les débits et les températures à l'échappement diminuent et comme le modèle thermique du catalyseur est inchangé, il met plus longtemps à chauffer. L'amorçage est donc moins favorable.

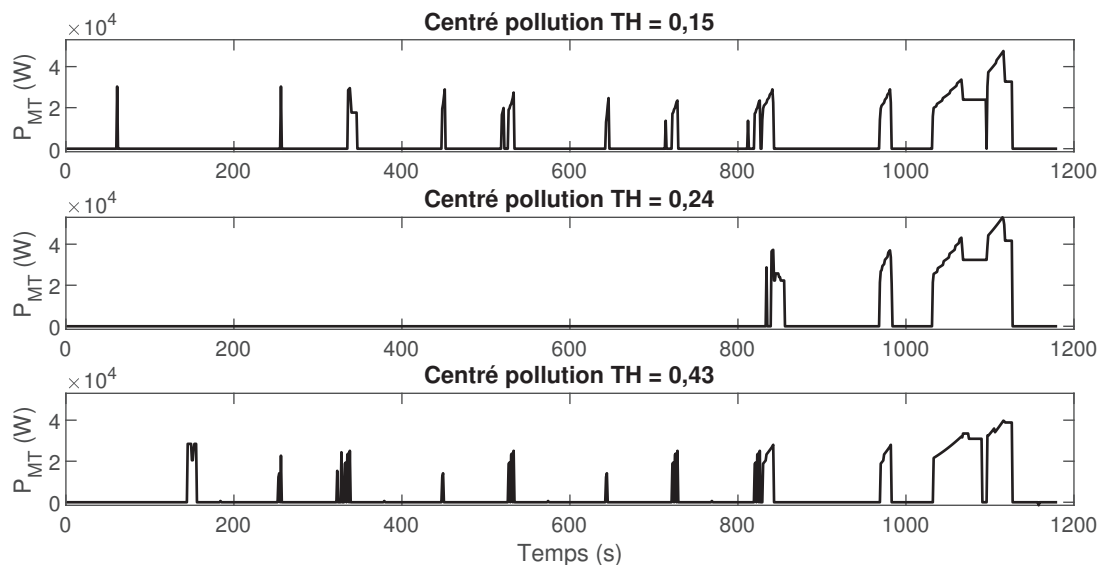


FIGURE 3.12. Puissance optimale du moteur thermique pour le scénario centré pollution avec différents taux d'hybridation (NEDC).

On peut voir sur la figure 3.12 que certaines stratégies ($TH = 0,15$) présentent des pics de puissance isolés avant l'amorçage du catalyseur qui se fait au niveau où le pic est suivi d'un fonctionnement hybride pendant quelques secondes. Ceci suggère qu'il faudrait raffiner encore le pas de temps pour déterminer la répartition optimale des pics de puissance. Cependant cette étude donne une bonne estimation de la valeur des émissions et met en avant les similitudes dans le comportement de la stratégie pour différents dimensionnements.

3.3. Étude du cycle de conduite

La figure 3.13 montre l'évolution de la vitesse et du rapport de boîte pour le cycle WLTC (classe 3) que nous avons utilisé pour déterminer la stratégie de gestion d'énergie sur un cycle plus réaliste. En effet, le cycle NEDC utilisé précédemment est très peu varié, avec beaucoup de paliers de vitesse et des rythmes d'accélération répétés tout au long du cycle. Il sollicite donc un nombre réduit de points de fonctionnement. De plus, le cycle NEDC présente une dynamique très faible avec peu de phases d'accélération et beaucoup de paliers à vitesse constante. L'accélération maximale est de $1,05 \text{ m/s}^2$ ce qui correspond à un passage de 0 à 100 km/h en 27 secondes.

Le cycle WLTC comporte beaucoup moins de paliers à vitesse constante et de phases d'arrêt et inclut des accélérations plus franches. L'accélération maximale est de $1,58 \text{ m/s}^2$ ce qui correspond à un passage de 0 à 100 km/h en 18 secondes. Enfin, les gammes de vitesse sont plus diverses ce qui sollicite le groupe motopropulseur sur des points de fonctionnement plus variés.

Le cycle comporte quatre phases. La phase à basse vitesse (jusqu'à 500 secondes) comprend des vitesses inférieures à 57 km/h et représente une conduite en ville. La phase à vitesse moyenne (de 500 à 1000 secondes) inclut des vitesses inférieures à 77 km/h et représente une conduite en périphérie des villes (péri-urbaine). La phase à vitesse haute (entre 1000 et 1470 secondes) présente des vitesses inférieures à 98 km/h et correspond à une conduite sur route nationale (extra-urbaine). Enfin, la phase à extra-haute vitesse (de 1470 à 1800 secondes) comprend des vitesses inférieures à 132 km/h et représente une conduite autoroutière.

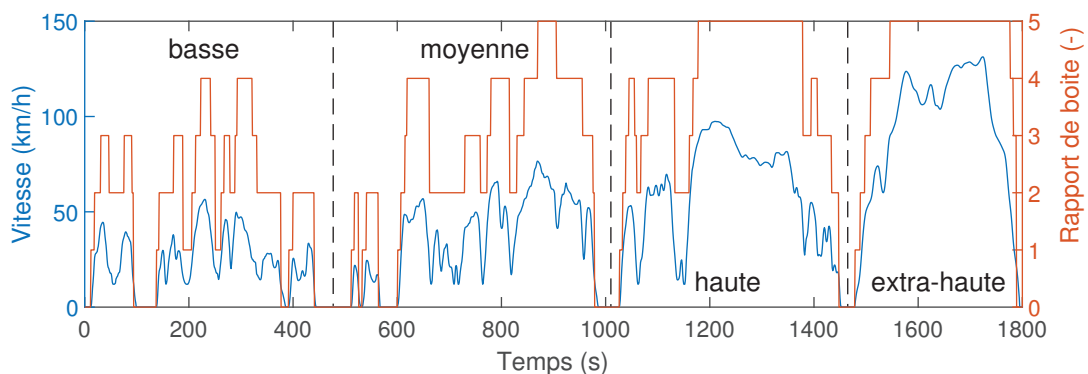


FIGURE 3.13. Vitesse du véhicule et rapport de boîte enclenché en fonction du temps sur le cycle WLTC.

La différence entre le scénario centré consommation et les scénarios prenant en compte la pollution est similaire à ce qui avait été observé sur le cycle NEDC pour ce

nouveau cycle de conduite (figure 3.14). Le scénario centré pollution présente des puissances plus importantes durant la phase à basse vitesse du cycle, avec un regroupement des pics de puissance autour de la phase d'amorçage du catalyseur qui intervient autour de 290 secondes.

La figure 3.15 montre que l'amorçage du catalyseur intervient presque au même moment pour les deux scénarios (3 secondes avant pour le scénario centré consommation). Cependant, l'opération du moteur thermique à moyenne puissance avant l'amorçage du catalyseur (entre 70 et 286 secondes), présente pour le scénario centré consommation, a été supprimée pour limiter les émissions durant cette phase de démarrage à froid.

Cet amorçage franc du catalyseur à plus forte puissance permet de diminuer les émissions de 7 à 29% en fonction du polluant (tableau 3.7). Le scénario centré pollution ne donne pas lieu à une forte augmentation de la consommation (0,1% seulement) car la puissance développée par le moteur reste exactement identique pour 80% des points du cycle. La moitié des points déplacés (11%) correspondent à une très légère augmentation de la puissance moteur (en particulier sur la phase autoroutière) pour compenser l'opération plus importante en mode électrique sur la partie urbaine. Le reste correspond à la gestion du démarrage à froid du catalyseur qui utilise des points de fonctionnement similaires au scénario centré consommation sauf pour 6 points (moins de 2% du temps moteur) qui correspondent au pic de puissance autour de la phase d'amorçage.

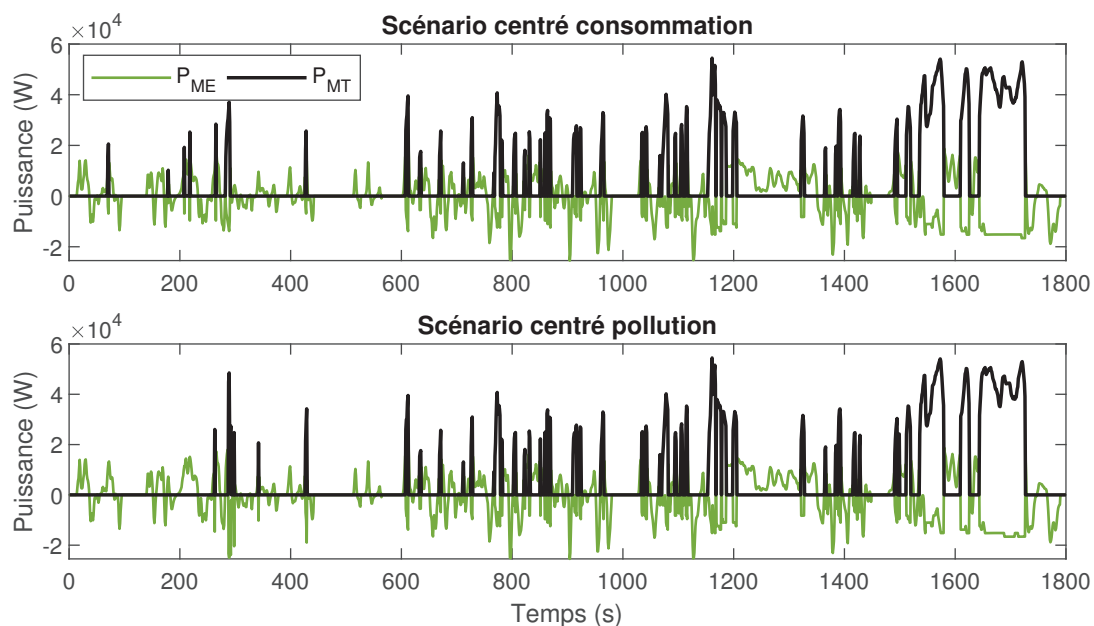


FIGURE 3.14. Répartition optimale de puissance entre les moteurs pour les scénarios centré consommation et centré pollution (WLTC).

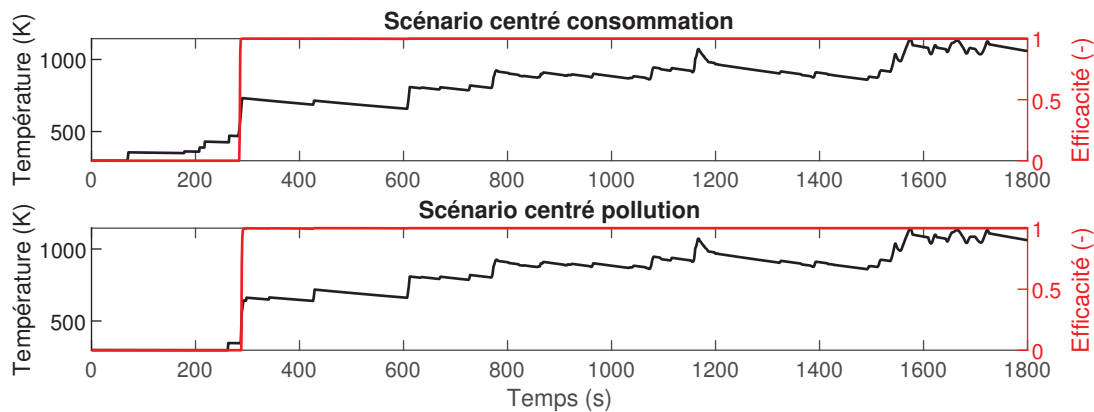


FIGURE 3.15. Température du catalyseur et efficacité thermique pour les scénarios centré consommation et centré pollution (WLTC).

	$\alpha = 0$ $\delta soc = 0,02\%$ δT N.A.	$\alpha = 5$ $\delta soc = 0,02\%$ $\delta T = 0,2K$	Variation relative
Consommation (L/100km)	4,63	4,64	+0,1 %
CO (g/km)	0,121	0,085	-29 %
HC (g/km)	0,0105	0,0081	-22 %
NO (g/km)	0,185	0,172	-7 %
Bilan de SOC (%)	-0,001	-0,009	(-)
Temps de calcul	4 (min)	34 (h)	$\times 465$

TABLEAU 3.7. Performances des scénarios centré consommation et centré pollution (WLTC).

3.4. Discussion

3.4.1. Comparaison des résultats avec la littérature

D'un point de vue énergétique, notre étude confirme la pertinence d'un groupe motopropulseur hybride pour réduire la consommation et les émissions de CO₂, ce qui a déjà été montré par de très nombreuses études énumérées dans l'analyse bibliographique de Zhang et al. [18]. Les stratégies optimales présentent une diminution de la consommation par rapport à un véhicule conventionnel d'environ 39% sur le cycle NEDC et 31% pour le WLTC. En effet, les consommations d'essence pour le véhicule thermique sont de 6,51 et 6,77 L/100 km respectivement pour les deux cycles étudiés.

La littérature concernant le compromis entre la consommation et les émissions pour les véhicules hybrides présente des résultats contradictoires en ce qui concerne la gestion de la phase de démarrage à froid du catalyseur. Certaines études recommandent une chauffe lente du catalyseur pour limiter les émissions de polluants avant l'amorçage du catalyseur [67][68]. D'autres publications mentionnent au contraire une chauffe rapide du catalyseur pour assurer la conversion des polluants aussi rapidement que possible [66][30].

Les résultats de cette partie suggèrent que le temps d'opération cumulé du moteur thermique avant l'amorçage du catalyseur doit être aussi court que possible. Les points de fonctionnement du moteur choisis par la stratégie avant l'amorçage du catalyseur sont proches de la courbe de couple maximum du moteur et maximisent la puissance développée. Ce choix permet d'augmenter la température des gaz d'échappement ainsi que le coefficient de transfert thermique par convection interne pour accélérer la chauffe du catalyseur.

Les études qui recommandent une chauffe lente du catalyseur utilisent des modèles et des méthodes d'optimisation différentes, ce qui peut expliquer la différence de comportement de la stratégie optimale. On peut souligner deux différences notables pour ce qui est de l'approche que nous avons choisie.

Tout d'abord, le modèle d'émissions proposé pour cette thèse est basé sur une campagne expérimentale conduite grâce à une unité de contrôle moteur ouverte. Pour cette première partie, nous avons fait le choix de travailler avec une composition chimique des gaz uniforme pour toute la plage de fonctionnement, le mélange air/carburant étant toujours effectué dans des proportions stœchiométriques. Cependant, les stratégies conventionnelles pour ce qui est du contrôle moteur (e.g. unités de contrôle moteur des véhicules commerciaux) utilisent souvent des mélanges riches en carburant dans les plages de fonctionnement proches du couple maximal. Ce choix permet de maximiser la puissance moteur [98][99] mais change beaucoup les profils d'émissions. Cette différence d'approche peut avoir un impact sur la stratégie car les points utilisés pour accélérer la chauffe du catalyseur sont proches du couple maximal pendant la phase d'amorçage.

De plus, le modèle thermique du catalyseur est basé sur un moteur récent qui répond aux normes EURO 6. Son catalyseur 3 voies est léger, proche de l'échappement et du moteur et sa surface est entourée d'une couche d'isolation thermique. Le temps cumulé d'opération du moteur avant qu'il soit entièrement opérationnel est de 7 secondes environ pour les scénarios tenant compte de la pollution. Une validation expérimentale a confirmé que ceci était une durée réaliste pour le catalyseur du TCE 130. Cependant, il est improbable qu'un catalyseur de génération plus ancienne (EURO 4 ou 5 pour les études [67] et [68] respectivement) chauffe aussi rapidement car ils ont plus d'inertie et sont situés plus loin du moteur. Ceci peut aussi impacter la répartition d'énergie.

Enfin, la plupart des études précédentes utilisaient le principe du minimum de Pontryagin pour déterminer la répartition optimale du couple en tenant compte des émissions et de la consommation. Le co-état associé à la température dans ces études a été choisi comme constant ou négligé entièrement dans la formulation de l'Hamiltonien. Nous avons choisi d'utiliser la programmation dynamique car c'est une méthode robuste, qui permet d'intégrer les contraintes sur les variables d'état comme le SOC et de gérer les modèles non-linéaires.

Son inconvénient est son temps de calcul que nous avons cherché à réduire en utilisant des modèles simplifiés plutôt que des approches cartographiées pour la consommation, les émissions et la température des gaz d'échappement. Le temps de calcul pour les paramètres recommandés (pas de 0,02% en SOC et 0,2 K en température) est de 17 heures sur le cycle NEDC.

3.4.2. Discussion sur les méthodes

Une étude précédente menée au laboratoire DRIVE avait donné lieu à la formulation d'un modèle de consommation de carburant destiné à être utilisé pour des applications hybrides. Une première campagne d'essais nous a permis de formuler le modèle d'émissions et de température des gaz d'échappement présentés à la section 2.2. Cette étude propose donc un modèle simplifié complet du moteur thermique et les données associées, qui peuvent être utilisés pour des applications concernant le contrôle des véhicules hybrides.

Comme souligné à la sous-section précédente, ce modèle est basé sur l'utilisation d'un mélange stœchiométrique air/carburant sur l'ensemble de la plage de fonctionnement du moteur thermique, ce qui impacte le modèle d'émissions. Les stratégies conventionnelles de contrôle rapproché du moteur emploient souvent des mélanges riches dans les régions proches du couple maximal, ce qui augmente fortement les émissions de CO et HC dans ces zones. La stratégie que nous proposons utilise volontiers les forts couples pour optimiser l'échauffement du catalyseur, sans fortes pénalités sur les émissions car notre modèle ne correspond pas à un contrôle conventionnel du moteur.

De la même façon, les stratégies conventionnelles de contrôle rapproché du moteur emploient souvent le retard à l'allumage durant la phase d'amorçage pour augmenter l'enthalpie à l'échappement et réduire le temps de chauffe du catalyseur. Cette stratégie réduit cependant l'efficacité du moteur thermique ce qui n'est peut-être pas nécessaire dans le contexte des groupes motopropulseurs hybrides qui offrent un degré de liberté supérieur pour optimiser la gestion d'énergie et la gestion thermique.

Les deux remarques précédentes vont dans le même sens, et conduisent à l'hypothèse plus générale que le contrôle rapproché du moteur pourrait être optimisé de façon différente dans le cadre de l'hybridation. La seconde partie de la thèse porte sur la prise en compte des paramètres de contrôle rapproché du moteur pour optimiser la gestion d'énergie.

Des études paramétriques portant sur le cycle de conduite, l'efficacité thermique du catalyseur et la puissance électrique montrent que le comportement de la stratégie de gestion d'énergie est cohérent pour une variété de conditions de conduite et de paramètres du modèle.

Une des limitations principales de la programmation dynamique est que la précision des résultats est fortement liée à la finesse de la discrétisation de la commande et de la grille d'états. Nous avons donc raffiné la grille de SOC et la grille de température pour garantir la convergence des résultats.

Les résultats montrent que le pas de discrétisation a un impact important sur l'évaluation des émissions de polluants même si le comportement de la stratégie de contrôle moteur présente des similitudes quel que soit le pas de température. Les points de fonctionnement du moteur thermique mettent en jeu des couples et des puissances importants pour accélérer l'amorçage du catalyseur. Un pas de température plus fin change principalement la distribution temporelle des pics de puissance pour les regrouper autour de l'amorçage du catalyseur afin d'éviter que le catalyseur ne se désamorce en refroidissant par convection avec l'air ambiant.

Certaines études de la littérature [68] suggèrent de négliger le refroidissement à l'air dont l'impact sur l'échauffement du catalyseur est très inférieur à celui de la convection avec les gaz d'échappement. Compte tenu de la discussion précédente, il nous semble nécessaire de conserver cette contribution car elle peut être responsable de problèmes de désamorçage pour certains catalyseurs légers de type EURO 6 lors des phases de roulage électrique.

Il n'y a pas de compromis marqué entre les émissions de polluants et la consommation de carburant (liée aux émissions de CO_2), cette dernière restant relativement stable même pour les scénarios centrés pollution. Ceci indique que plusieurs chemins donnent lieu à des consommations similaires, ce qui est principalement dû à la durée très courte de la phase de démarrage à froid du catalyseur (peu de points déplacés) et à la compensation entre le rendement de recharge sur le flux série et la consommation spécifique du moteur thermique.

Pour limiter le nombre de variables d'état, nous avons négligé l'influence de la température du moteur sur les émissions et la température des gaz d'échappement durant la phase de démarrage à froid. Cependant, la température des parois du cylindre est faible et le rendement de combustion est réduit durant cette phase, ce qui peut donner lieu à une enthalpie plus faible à l'échappement, et à des émissions plus élevées de CO et HC. La prise en compte de cette dynamique pourrait prolonger la durée de la phase d'amorçage et donner lieu à un compromis plus tranché entre les émissions et la consommation.

3.4.3. Limites

Cette étude porte principalement sur l'influence de la gestion d'énergie des véhicules hybrides sur la gestion thermique du catalyseur durant sa phase de démarrage à froid, qui est cruciale pour limiter les émissions de polluants. Un autre facteur décisif pour assurer l'efficacité des systèmes de dépollution est le contrôle de la composition chimique du mélange air/carburant. En effet, il peut être complexe de conserver des proportions stœchiométriques pendant les transitoires rapides, en particulier dans le cas des moteurs à injection indirecte. Le regroupement des phases hybrides pour le scénario centré consommation est plutôt favorable en ce qui concerne la dynamique mais les stratégies proposées présentent tout de même des transitoires très rapides. Des travaux complémentaires pourraient évaluer leur impact sur la composition du mélange et les émissions de polluants des moteurs essence dans les GMP hybrides.

Le cycle de conduite doit être connu à l'avance pour déterminer la gestion optimale de l'énergie avec la programmation dynamique, ce qui ne peut pas être implémenté sur des véhicules commerciaux. Des travaux récents ont porté sur la prédiction de cycles de conduite quotidiens pour adapter des stratégies déterminées grâce à la programmation dynamique au contrôle en temps réel [100][23]. Ces approches ne sont cependant pas applicables à l'approche présentée dans cette thèse car elle demande une puissance de calcul et une quantité de mémoire importante durant des périodes prolongées et ne pourront donc pas être transposées à des unités de calcul embarquées.

Cependant, le rôle de cette solution est de déterminer le potentiel des véhicules hybrides électriques pour réduire les émissions de polluants et d'offrir une référence pour

évaluer des stratégies temps réel dont l'optimalité ne peut être garantie. De plus, on peut noter que la stratégie de gestion d'énergie pour réduire la pollution dépend beaucoup de la température du catalyseur. Il pourrait donc être intéressant d'utiliser une mesure de température sur le véhicule comme entrée de stratégies en temps réel pour optimiser la gestion de la phase d'amorçage.

Enfin, un point important de la gestion thermique du catalyseur est la distribution temporelle des pics de puissance qui doivent être rapprochés ou regroupés avant que le catalyseur soit suffisamment chaud pour éviter un désamorçage pendant les phases de roulage électrique. Pour gérer ce regroupement, l'unité de contrôle peut avoir besoin de garder en mémoire le comportement du moteur durant les instants précédents. Les stratégies habituelles de gestion d'énergie en ligne prennent quant à elles uniquement des décisions instantanées, en se basant par exemple sur la minimisation à chaque instant d'une consommation équivalente qui tient compte du flux série ("equivalent consumption minimization strategy" ou ECMS [91]).

Deuxième partie

Commande rapprochée du moteur thermique

CHAPITRE 4

Méthodes et modèles détaillés pour la commande rapprochée du moteur

Contenu

4.1. Modèles détaillés des émissions	70
4.1.1 État de l'art	70
4.1.2 Campagne de mesures	72
4.1.3 Modèle de CO	73
4.1.4 Modèle de HC	74
4.1.5 Modèle de NO	76
4.2. Modèles détaillés du débit de carburant, du couple et de la température . . .	78
4.2.1 Modèle du débit de carburant	78
4.2.2 Modèle du couple	80
4.2.3 Modèle de la température à l'échappement	83
4.3. Spécificité de l'optimisation en commande rapprochée	85

Dans la première partie de la thèse, nous nous sommes intéressés à l'influence de la répartition de puissance entre le moteur thermique et la machine électrique sur les émissions de polluants. Le moteur thermique était considéré comme une boîte noire émettant une certaine concentration de chaque espèce de polluant en fonction de la puissance développée.

En réalité, le moteur thermique met en jeu un certain nombre d'actionneurs pour fournir une puissance donnée [13] :

- L'énergie fournie par le moteur est proportionnelle au premier ordre à la quantité de combustible (mélange air-carburant) présente dans le cylindre. Le dosage en air est communément contrôlé par un papillon qui modifie la *pression d'admission* et donc la densité des gaz admis dans la chambre de combustion. Le temps d'ouverture des injecteurs contrôle quant à lui la quantité de carburant.
- La composition chimique du mélange (proportion air/essence) a une influence importante sur la dépollution car elle modifie la concentration des polluants émis et surtout l'efficacité du catalyseur. Cette composition est exprimée par la *richesse*, qui est contrôlée grâce à l'injection de carburant qui peut se faire au niveau des tubulures d'admission (injection séquentielle multipoint) ou directement dans le cylindre (injection directe). Pour garantir la composition du mélange, une boucle de rétroaction basée sur la mesure du ratio air/essence est mise en place. Nous supposons ici que le contrôle est parfait et que la composition désirée est toujours atteinte.

- L’allumage des moteurs essence est déclenché par des bougies et doit être synchronisé avec le mouvement du piston pour que l’efficacité du moteur soit optimale. Comme le dégagement d’énergie n’est pas instantané durant la combustion, celle-ci doit commencer légèrement avant le point mort haut de la course du piston pour maximiser le rendement. On parle donc habituellement d’*avance à l’allumage*. Un retard à l’allumage limite au contraire la conversion de l’énergie de combustion en énergie mécanique, il reste donc plus d’énergie thermique dans les gaz à la sortie du moteur ce qui peut accélérer l’amorçage du catalyseur.

Le but de cette deuxième partie est de déterminer la commande optimale du GMP hybride en ce qui concerne les trois paramètres de commande rapprochée du moteur (pression d’admission, richesse, avance à l’allumage). Il est donc nécessaire de modéliser leur impact sur les grandeurs étudiées à la partie précédente : le débit de carburant, le couple, la température des gaz et les concentrations des différentes espèces de polluants en sortie du moteur.

4.1. Modèles détaillés des émissions

4.1.1. État de l’art

Comme l’industrie automobile est soumise à des normes d’émissions depuis de nombreuses années, divers modèles d’émissions ont été développés. Certains sont basés sur des mécanismes chimiques simplifiés comme le mécanisme de Zeldovich [101] et ses versions étendues qui évaluent les émissions de NO.

Les émissions de CO et de HC dépendent des caractéristiques du front de flamme et de son évolution durant la combustion. La modélisation précise de ces émissions nécessite donc le couplage d’un modèle numérique 3D de mécanique des fluides dans le cylindre avec des mécanismes réactionnels et leur cinétique chimique. Ces modèles décrivent la formation des polluants dans la chambre de combustion en fonction de l’évolution de l’angle du vilebrequin [102] et demandent des temps de calcul très longs incompatibles avec l’optimisation. Des approches 0D/1D permettent de réduire la complexité de cette approche et offrent des temps de calculs plus réduits [103] [104] mais qui restent incompatibles avec une boucle d’optimisation.

Certains auteurs utilisent des approches hybrides basées à la fois sur la modélisation et la mesure pour prédire les émissions de NOx et de particules pour le diesel [105] ou de HC pour les moteurs essence [106]. Certains paramètres du modèle comme le taux de dégagement de chaleur sont estimés grâce à des systèmes d’acquisition rapides qui permettent de connaître l’état du système à l’angle de vilebrequin près. Ces moyens de mesure ne sont pas disponibles sur les bancs moteur dont nous disposons et engendrent des campagnes expérimentales plus coûteuses.

Les systèmes d’acquisition classiques permettent de formuler des modèles à valeurs moyennes bien adaptés aux applications d’optimisation en utilisant des approches empiriques. Un modèle de ce type, développé en 1994 par Abida et Claude [107], décrit les émissions du moteur essence Renault F3N en fonction de la richesse, de l’avance, du régime et de la pression d’admission. Des études successives ont ensuite exploré ce sujet dans la

littérature, en étudiant l'influence d'autres variables, en réduisant la complexité des modèles ou en utilisant des techniques comme les réseaux de neurones artificiels pour formuler des modèles précis à partir d'un nombre limité de données expérimentales [108][109].

Shayler et Belton [110] proposent en 1999 un modèle des émissions durant la phase de démarrage à froid dont le seul paramètre est la température du liquide de refroidissement moteur. En 2004, Lumsden [111] propose un modèle d'émissions en fonction d'un paramètre qui décrit la synchronisation de l'allumage relativement à une avance optimale. Cette avance relative permet d'utiliser des formes plus simple pour décrire les émissions. En 2012, Andrianov et al. [112] développent un modèle qui tient compte des mêmes variables que le celui d'Abida, de la température du moteur comme Shayler, et qui introduit le calage des soupapes (synchronisation de l'ouverture et fermeture du cylindre avec le mouvement du piston). Un travail de réduction du modèle permet de négliger certaines de ces variables selon le polluant considéré.

D'autres études introduisent des dynamiques dans le modèle décrivant les émissions. L'approche proposée par Arsie et al. [113] inclut ainsi une dynamique d'adsorption et de désorption des HC par le film d'huile qui couvre les parois du cylindre. En 2016, Mozaffari et al. [114] présentent un modèle des émissions de HC pendant la phase de démarrage à froid qui utilise 3 variables d'états basées sur le régime du moteur, la richesse et l'avance à l'allumage.

L'inconvénient principal des approches empiriques est que les modèles obtenus sont valides pour un moteur spécifique et difficilement adaptables à un autre moteur du même type car ils ne tiennent pas compte des paramètres de la chambre de combustion (e.g. volume interstitiel entre le cylindre et le piston, rapport surface/volume, intensité de la turbulence). Il est donc nécessaire de calibrer les modèles pour le moteur étudié.

Comme précisé dans la première partie de cette thèse, nous cherchons à limiter le nombre de variables d'état qui complexifie fortement la résolution du problème d'optimisation. Étant donnée l'importance de la température du catalyseur, nous avons choisi de négliger l'influence de la température du moteur et des autres dynamiques introduites dans les références [113] et [114]. Nous allons appliquer une démarche similaire à celle d'Abida et Claude ou d'Andrianov, qui consiste à proposer des formes simples pour décrire le comportement des émissions avec un modèle empirique.

Les paramètres retenus pour notre étude sont la pression d'admission, la richesse, l'avance à l'allumage et le régime du moteur. Le moteur étudié est le moteur Renault D4F (2000-2014) équipé d'une unité de contrôle ouverte qui permet de faire varier les paramètres mentionnés. Les valeurs numériques des coefficients obtenus pour les différents modèles de ce chapitre sont donnés en annexe B.

4.1.2. Campagne de mesures

Les concentrations de polluants sont mesurées avant le catalyseur 3 voies en régime stabilisé (température du liquide de refroidissement à $85^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$) en utilisant le dispositif expérimental présenté en figure 2.4. Le point de fonctionnement est stabilisé pendant au moins 3 minutes avant chaque mesure pour éviter les fluctuations de température à l'admission et à l'échappement et pour réguler la température du liquide de refroidissement. Le débit de carburant est mesuré par la balance de carburant et moyenné sur 30 secondes pour assurer la précision de la mesure.

Le moteur est à injection indirecte, les émissions de particules sont donc négligeables et n'ont pas été mesurées pour cette étude. Comme il s'agit d'un moteur essence, les émissions d'oxydes d'azote correspondent principalement au monoxyde d'azote (NO).

Les mesures ont été effectuées sur une large plage de conditions de fonctionnement comme décrit par le tableau 4.1. La valeur minimale de l'avance à l'allumage (avance négative i.e. retard à l'allumage) correspond à une température d'environ 750°C mesurée à l'échappement. Cette valeur ne doit pas être dépassée pour éviter d'endommager les systèmes de mesure. La valeur maximale de l'avance à l'allumage est de 25 degrés avant l'avance optimale (celle qui maximise le rendement du moteur). En fonction de la pression d'admission choisie (qui conditionne la pression et température maximales dans le cylindre), certaines avances ne peuvent être atteintes car elles risquent d'entraîner du cliquetis. Ce phénomène correspond à l'auto-inflammation d'une partie du mélange air-carburant et donne lieu à des pics de pression qui endommagent le moteur. Le régime varie de 800 à 4000 tr/min, la pression d'admission de 0,3 à 1 bar et la richesse de 0,7 à 1,2. Toutes les combinaisons ne sont pas explorées afin de réduire la quantité de mesures et pour des raisons d'instabilité du fonctionnement ou de température trop importante.

Pression admission (bar)	0,3 0,5 0,7 0,9 1					
Régime (tr/min)	800	1000	1500	2000	3000	4000
Richesse (-)	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1 1,1 1,2
Avance à l'allumage ($^{\circ}\text{APMH}$)	-10 : 5 : 50					

TABLEAU 4.1. Conditions de fonctionnement du moteur pour la campagne d'essais au laboratoire DRIVE (émissions en fonction des paramètres de commande rapprochée du moteur).

Pour observer l'influence qualitative de chaque paramètre de commande rapprochée, les mesures sont classées en séries. Chaque série comprend plus de 3 points de mesure entre lesquels seul une des variables du modèle varie. Les autres paramètres sont constants à un écart près : 50 tr/min pour le régime, 0,05 pour la richesse, 1 degré pour l'avance et 0,05 bar pour la pression d'admission. Ces séries permettent ainsi d'observer l'influence d'une seule variable sur la variation de la concentration de chaque polluants (voir figures 4.1, 4.3, 4.5).

4.1.3. Modèle de CO

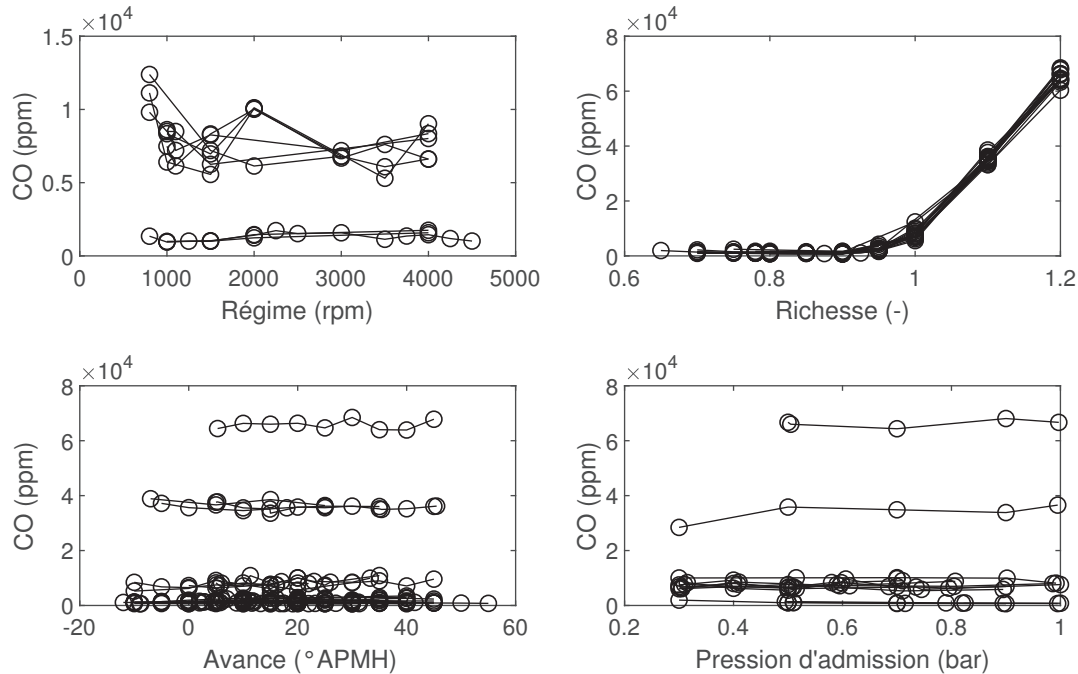


FIGURE 4.1. Mesures de concentration de CO en fonction des paramètres de commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.

Durant la combustion, le carburant est oxydé et l'un des principaux chemins réactionnels conduit à la formation de monoxyde de carbone, qui est donc abondant aux abords du front de flamme [115]. Cette espèce est ensuite elle-même oxydée dans un second temps pour donner le dioxyde de carbone si la température et la quantité d'oxygène sont suffisantes.

Dans son modèle d'émissions, Andrianov exprime la concentration de CO uniquement en fonction de la richesse qui contrôle la quantité d'oxygène présente dans le cylindre [112]. Cette approche est cohérente avec les résultats expérimentaux que nous avons obtenus comme le montre la figure 4.1. En effet, les courbes représentant les séries où le régime, l'avance et la pression varient sont très proches de droites horizontales. Quelle que soit la valeur choisie pour la variable en abscisse, la concentration de CO est constante.

Andrianov [112] propose d'utiliser un polynôme de degré 5 pour modéliser la dépendance de la concentration de CO à la richesse. Abida et Claude [107] utilisent la racine d'un polynôme de degré 2, qui donne une forme adaptée en réduisant le nombre de coefficients à ajuster. Nous avons donc choisi de reprendre la forme proposée par Abida et Claude (équation 4.1) et d'ajuster les coefficients aux mesures effectuées grâce à la méthode des moindres carrés.

$$[CO] = c_{01} \left(\phi - 1 + \sqrt{(\phi - 1)^2 + c_{02}} \right) \quad (4.1)$$

La figure 4.2 montre que l'ajustement proposé correspond bien aux mesures. Un grand nombre de mesures sont concentrées autour de l'origine du graphe qui correspond à des valeurs faibles de CO. En effet, une bonne partie des mesures présente une richesse

inférieure à 1 (mélange pauvre en carburant), il y a donc suffisamment d'oxygène pour convertir le CO en CO₂. Le coefficient de détermination est de 0,99 et l'erreur moyenne entre les mesures et l'estimation est de 31%.

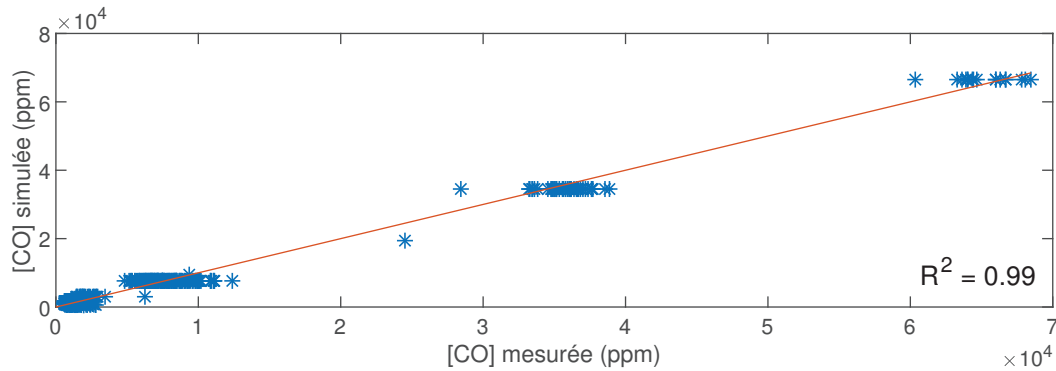


FIGURE 4.2. Adéquation du modèle détaillé d'émissions de CO aux mesures.

4.1.4. Modèle de HC

Les hydrocarbures imbrûlés dans les moteur essence proviennent principalement de 4 mécanismes : le coincement de flamme au niveau des parois du cylindre, l'emprisonnement du mélange imbrûlé dans des volumes morts (interstices), l'adsorption-désorption du carburant dans le film d'huile qui recouvre les parois, et la combustion incomplète ou les ratés de combustion [14].

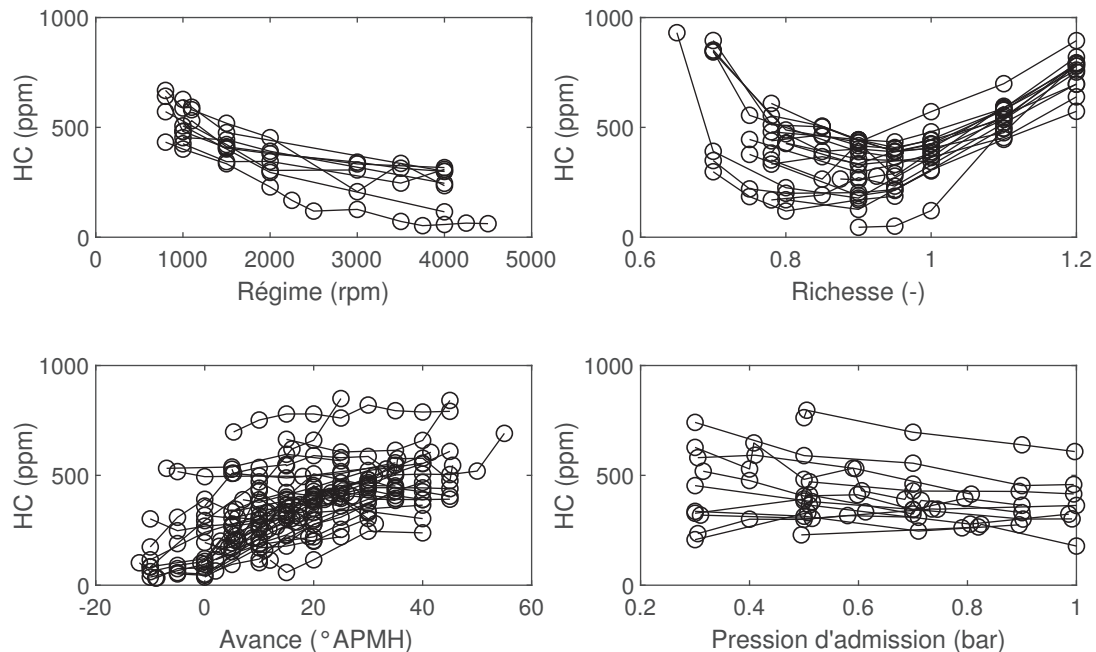


FIGURE 4.3. Mesures de concentration de HC en fonction des paramètres de commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.

La richesse a une influence sur les émissions d'hydrocarbures imbrûlés. En effet, si le mélange est très pauvre en carburant, la vitesse de flamme est réduite ce qui peut donner

lieu à des ratés de combustion et à une augmentation importante de la concentration de HC. Quand le mélange est riche, une partie du carburant subsiste après la combustion quand tout l'oxygène a été consommé pour produire du monoxyde ou dioxyde de carbone et de l'eau. La concentration de HC présente donc un minimum et augmente en mélange riche comme en mélange pauvre. Ceci correspond bien au comportement observé en figure 4.3 que nous avons modélisé par une fonction du second degré.

Le minimum de la courbe exprimant la concentration de HC en fonction de la richesse se situe autour de 0,9 ou 0,95. Afin de limiter le nombre de paramètres à ajuster pour faciliter l'identification, nous avons cherché à fixer ce minimum a priori. Pour compléter une première analyse graphique, nous avons étudié la corrélation des mesures de HC aux facteurs quadratiques $(\phi - 0,95)^2$ et $(\phi - 0,9)^2$. Les coefficients de corrélation respectifs aux facteurs analysés sont de 0,5 et 0,6, nous avons donc fixé le minimum à 0,9.

L'avance à l'allumage modifie les émissions de HC dues au stockage des gaz frais dans les volumes interstitiels et dans le film d'huile aux parois [116]. En effet, les hydrocarbures emprisonnés peuvent être libérés et oxydés à leur tour pendant la phase de détente si la température et la quantité d'oxygène sont suffisantes. Quand l'avance à l'allumage est importante, la combustion se termine plus tôt ce qui ne permet pas une oxydation efficace et augmente les concentrations de HC. La figure 4.3 montre bien ce comportement, que nous avons modélisé par une fonction linéaire.

Le régime a une influence sur l'aérodynamique interne du moteur. L'augmentation du régime améliore l'homogénéité du mélange et favorise la turbulence durant la combustion. La vitesse de flamme augmente ce qui améliore le rendement de combustion et diminue les émissions de HC [117][118]. La figure 4.3 montre bien cet effet, que nous avons modélisé par une fonction linéaire.

Quand le mélange est pauvre en carburant ou que la pression d'admission est réduite, la concentration en carburant est plus faible et le libre parcours moyen des molécules augmente. Par ailleurs, quand la pression d'admission diminue, la fraction de gaz résiduels dans le cylindre avant l'admission de gaz frais augmente ce qui dilue également les gaz frais. Une pression d'admission faible peut ainsi engendrer des combustions incomplètes et augmenter les émissions de HC, en particulier combinée avec un mélange pauvre. Nous avons choisi de modéliser cette influence par une fonction linéaire.

Le modèle complet de HC correspond aux contributions détaillées dans cette section ainsi qu'à une saturation pour éviter les concentrations négatives qui ne sont pas physiquement justes. Il est donné par l'équation 4.2.

$$[HC] = \max(0, hc_1 \cdot N + hc_2 \cdot (\phi - 0,9)^2 + hc_3 \cdot AA + hc_4 \cdot P_{adm} + hc_5); \quad (4.2)$$

La figure 4.4 montre que l'ajustement proposé correspond bien aux mesures. Le coefficient de détermination de 0,74 et l'erreur moyenne entre les mesures et l'estimation est de 31%. Une dizaine de points présentent des émissions mesurées de HC supérieures à 840 ppm et sont un peu excentrées par rapport à la droite d'adéquation entre le modèle et les mesures. Ces points correspondent à des richesses faibles ($\phi < 0,8$) et des pressions d'admission faibles ou intermédiaires ($P_{adm} \leq 500$ bar) sauf pour un point ($\phi = 0,65, P_{adm} = 1$ bar).

Cela est probablement dû au fait que la courbe de concentration de HC n'est pas tout à fait symétrique et l'ajustement choisit une forme qui s'adapte mieux à la branche de richesse supérieures à 0,9. Un modèle d'ordre supérieur à 2 pourrait donner des résultats plus intéressants mais augmenterait le nombre de paramètres à déterminer. Nous avons choisi de conserver le modèle proposé qui est un bon compromis entre la complexité et la précision. Il est de toute façon improbable que la stratégie optimale choisisse des richesses inférieures à 0,8 qui ne sont pas avantageuses du point de vue du rendement ni de l'efficacité du catalyseur.

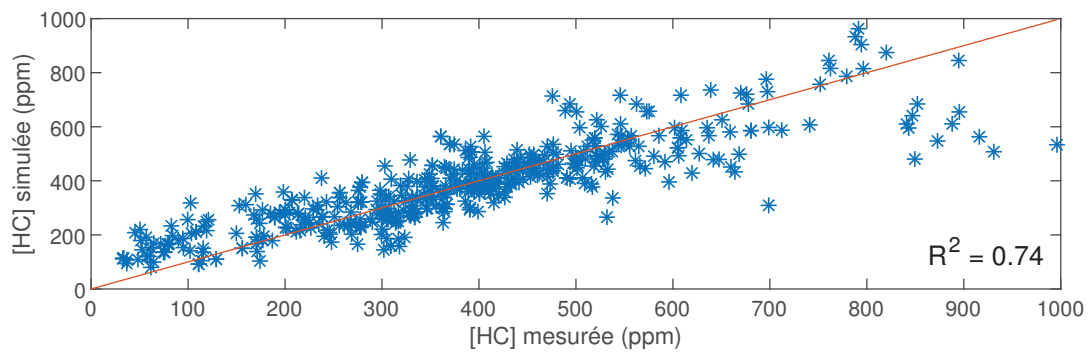


FIGURE 4.4. Adéquation du modèle détaillé d'émissions de HC aux mesures.

4.1.5. Modèle de NO

Les oxydes d'azote se forment selon trois mécanismes distincts :

- Les NO_x précoces [119] sont formés au niveau du front de flamme et dans les zones riches en carburant. Ils proviennent de la combinaison de l'azote N_2 avec les radicaux hydrocarbonés (C, C_2 , CH_2 ou CH_2) pour donner les produits intermédiaires HN, HCN, CN ou CNH_2 . Ceux-ci peuvent se recombiner avec l'oxygène pour donner de l'oxyde d'azote NO.
- Les NO_x combustibles [120] sont issus de l'oxydation des atomes d'azote présents dans le carburant.
- Les NO_x thermiques [115] sont formés par la réaction directe de l'azote et de l'oxygène présents dans l'air quand la température et la concentration d'oxygène sont suffisantes. Ce processus contribue de façon importante aux émissions totales de NO_x et il est modélisé par le mécanisme de Zeldovich étendu.

La vitesse de formation des NO dépend fortement de la température comme le décrit le mécanisme de Zeldovich [101]. Les températures nécessaires à la formation de NO sont atteintes grâce au dégagement de chaleur intense provoqué par la combustion.

Le dégagement de chaleur varie en fonction de la masse de carburant injectée dans le cylindre. Dans les moteur essence, la masse de carburant est principalement contrôlée par la pression d'admission qui régule la quantité de mélange introduite dans le cylindre. La figure 4.5 montre bien que les émissions de NO augmentent avec la pression d'admission. Ce comportement sera modélisé par une fonction linéaire.

L'avance influence aussi la température maximale atteinte lors de la combustion. En effet, la synchronisation de l'allumage avec la phase de compression des gaz par le piston influence la température et la pression au début de la combustion et durant la propagation

de la flamme. Une pression plus importante augmente la concentration volumique du mélange et réduit le libre parcours moyen des molécules. La combustion est plus rapide et le dégagement de chaleur plus intense, ce qui augmente la température maximale de combustion et les émissions de NO. La figure 4.5 montre ainsi que les émissions de NO augmentent avec l'avance à l'allumage. Cette influence sera exprimée par une fonction linéaire.

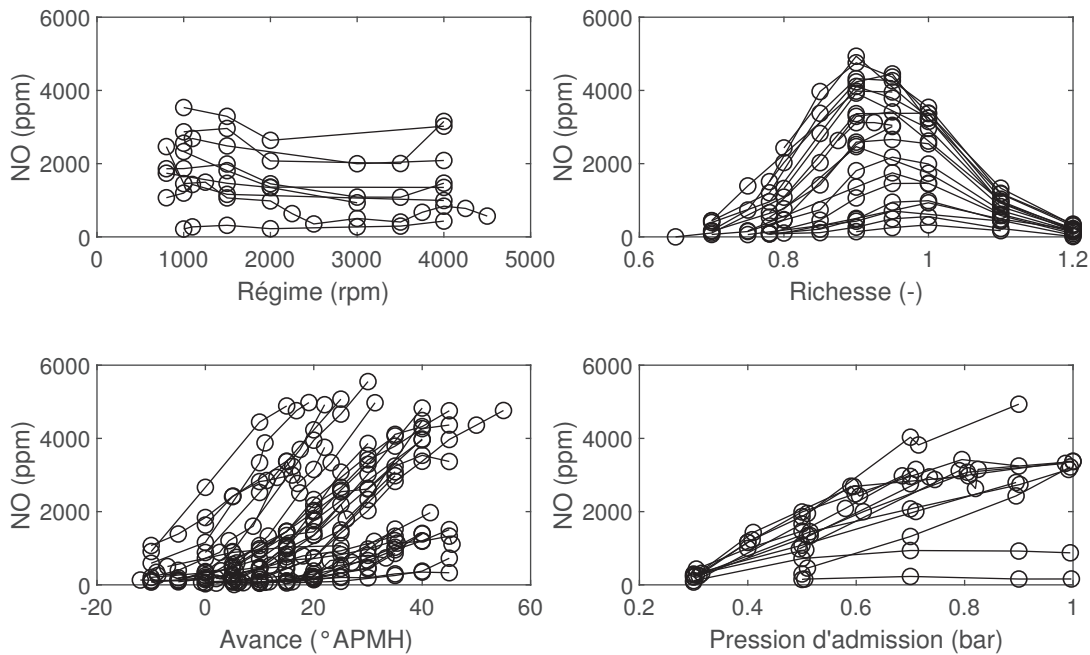


FIGURE 4.5. Mesures de concentration de NO en fonction des paramètres de commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.

La richesse joue également un rôle important dans la formation des NO. Dans des conditions légèrement pauvres en carburant ($0,9 \leq \phi \leq 0,95$), le carburant consommé permet d'augmenter suffisamment la température du cylindre et l'oxygène est présent en quantité importante ce qui favorise la formation des oxydes d'azote. Des conditions plus pauvres en carburant diminuent la masse brûlée et donc la température maximale de combustion, ce qui réduit les émissions de NO. Enfin, un mélange riche en carburant diminue les émissions de NO car l'oxygène est consommé pour produire du CO ou du CO₂ via des réactions demandant moins d'énergie. La concentration de NO présente donc un maximum et diminue en mélange riche comme en mélange pauvre. Ceci correspond bien au comportement observé en figure 4.5 que nous avons modélisé par une fonction du second degré.

Le maximum de la courbe exprimant la concentration de NO en fonction de la richesse se situe autour de 0,9 ou 0,95. Pour limiter le nombre de paramètres nous avons cherché à fixer ce minimum a priori, comme dans le modèle de HC. Pour compléter une première analyse graphique, nous avons étudié la corrélation des mesures aux facteurs quadratiques $(\phi - 0,95)^2$ et $(\phi - 0,9)^2$. Les coefficients de corrélation aux facteurs analysés valent -0,4 et sont identiques (à 0,01% près), nous avons donc fixé le minimum à 0,9 comme pour le modèle de HC.

Le régime n'a pas une influence marquée sur les émissions de NO comme le montre la figure 4.5. Nous avons donc choisi de ne pas l'inclure dans notre modèle.

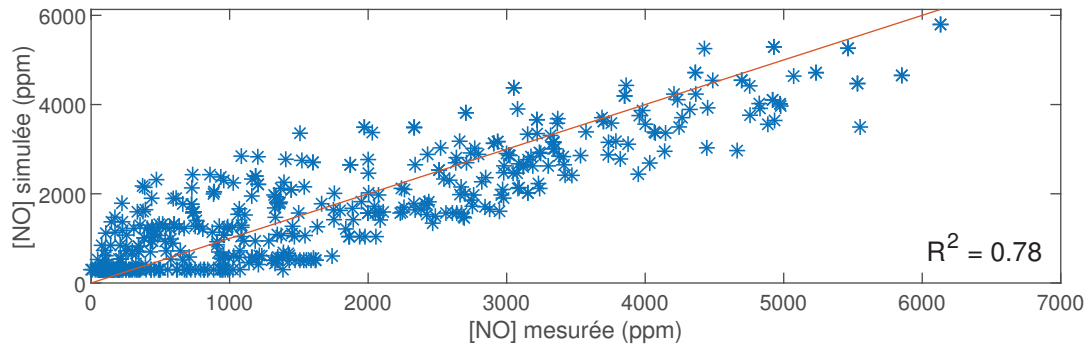


FIGURE 4.6. Adéquation du modèle détaillé d'émissions de NO aux mesures.

Le modèle complet de NO est donné par l'équation 4.3. Il correspond aux contributions détaillées dans cette section ainsi qu'à une saturation pour éviter les concentrations négatives. Nous avons tout d'abord proposé une saturation à 0 comme pour le modèle de HC présenté précédemment. Cependant, la saturation était utilisée pour un nombre de points importants ce qui donnait lieu à de nombreuses estimations nulles pour la concentration de NO. Nous avons donc intégré cette saturation aux paramètres à identifier pour minimiser l'erreur au carré entre les mesures et le modèle. La saturation optimale obtenue est de 300 ppm comme concentration minimale.

$$[NO] = \max([NO]_{min}, no_1 \cdot (\phi - 0,9)^2 + no_2 \cdot AA + no_3 \cdot P_{adm} + no_4); \quad (4.3)$$

La figure 4.6 montre que l'ajustement proposé correspond bien aux mesures avec un coefficient de détermination de 0,78.

4.2. Modèles détaillés du débit de carburant, du couple et de la température

Dans la première partie, le modèle de consommation (débit carburant) et celui de la température dépendent uniquement du couple et du régime du moteur. Le couple est une conséquence de la commande en puissance électrique et une entrée du modèle du moteur, la causalité est donc inversée. Dans cette deuxième partie, le modèle du moteur est direct et le couple est une conséquence des paramètres de fonctionnement rapproché du moteur, qui doivent également être inclus dans le modèle de consommation et de température.

Les modèles de débit carburant et de couple sont principalement basés sur la littérature, avec des formes inspirées de celles proposées par d'autres auteurs et des ordres de grandeurs relevés dans diverses études. Le modèle de température est basé sur les mesures effectuées au laboratoire DRIVE avec des coefficients ajustés grâce à la méthode des moindres carrés.

4.2.1. Modèle du débit de carburant

Concernant la circulation des gaz, le fonctionnement du moteur est proche de celui d'une pompe volumétrique, pour laquelle le débit est approximativement proportionnel

au régime de fonctionnement. Une première formulation de ce modèle a été proposée au chapitre 2 (équation 2.34). Selon ce modèle, le débit d'air est proportionnel au régime et à la pression d'admission. Le débit de carburant est lui-même proportionnel au débit d'air, à la composition chimique du mélange près.

Pour augmenter la précision du modèle, on introduit un paramètre supplémentaire, le taux de remplissage (η_{rempl}). Il exprime l'efficacité réelle du moteur par rapport à une pompe volumétrique parfaite et donc sa capacité à aspirer les gaz frais (équation 4.4). Il prend en compte les pertes de charge et les effets thermiques liés au régime par la vitesse des gaz.

$$\dot{m}_{carb} = \frac{\phi}{\phi + (m_{air}/m_{carb})_{st}} \cdot \eta_{rempl} \cdot P_{adm} \times 10^5 \cdot V_{cyl} \cdot \frac{N}{60R_c} \cdot \frac{M_{gaz}}{R_{gaz} \cdot T_{adm}} \quad (4.4)$$

Le taux de remplissage dépend fortement du régime qui contrôle la vitesse d'écoulement des gaz à l'admission. Le flux est limité par le frottement d'écoulement, en particulier autour des soupapes, qui augmente avec le régime (et la vitesse du fluide). De plus, à très haut régime, un débit critique est atteint qui limite l'écoulement autour de la soupape pendant au moins une partie de la phase d'admission (phénomène d'étranglement ou "choking") [121].

A contrario, le remplissage à haut régime peut être amélioré en fermant la soupape d'admission en retard pour profiter de l'inertie de la colonne d'air. Ce type de réglage peut donner lieu à des reflux à l'admission qui dégradent le rendement à bas régime [14]. Enfin, le remplissage peut être maximisé pour certains régimes grâce à un accord acoustique qui augmente la pression à l'admission par des phénomènes de propagation d'ondes [121].

Le remplissage en fonction du régime présente donc un maximum et décroît à bas régime comme à haut régime. La position du maximum dépend des choix de conception et en particulier de la géométrie des tubulures [122]. En fonction des études, le taux de remplissage évolue dans une plage d'environ 0,1 à 0,3 points et le régime correspondant au maximum varie de 1250 à 4000 tr/min [123] [122] [121] [13] [14].

Nous avons choisi de modéliser l'effet du régime sur le taux de remplissage par une fonction quadratique qui présente une amplitude de 0,2 points et un maximum pour un régime de 2250 tr/min (équation 4.5 et figure 4.7).

Le taux de remplissage est aussi influencé par la richesse du mélange. En effet, le carburant est injecté sous forme de liquide et se vaporise dans les tubulures. La chaleur consommée a pour effet de diminuer la température et d'augmenter la masse volumique des gaz ainsi que le taux de remplissage du cylindre [14].

Nous avons choisi de modéliser cet effet en faisant varier la valeur maximale du taux de remplissage (équation 4.6 et figure 4.7). Celle-ci est égale à 0,9 pour une richesse inférieure à 1 (excès d'air) et augmente pour un excès de combustible (richesse supérieure à 1).

$$\eta_{rempl} = \eta_{rempl,\phi} - 1,4 \times 10^{-8} \cdot (N - 2250)^2 \quad (4.5)$$

$$\eta_{rempl,\phi} = \begin{cases} 0,9 & \phi \leq 1 \\ 0,5 \cdot \phi + 0,4 & 1 < \phi \leq 1.2 \end{cases} \quad (4.6)$$

Enfin, le régime a une influence sur la température à l'admission [14]. En effet, à bas régime, le temps de résidence des gaz dans le système d'admission est plus important, ce qui favorise les échanges thermiques avec les parois chaudes et augmente leur température [124]. A haut régime, les gaz n'ont pas le temps de se réchauffer et restent à température ambiante.

Nous avons modélisé cette influence par une fonction linéaire du régime, qui présente la plus grande augmentation de température constatée lors de la campagne de mesures (16°C) pour le régime de ralenti et diminue jusqu'à la température ambiante pour le régime maximum de 6000 tr/min (équation 4.7 et figure 4.7).

$$T_{adm} = T_{amb} - 0,003 \cdot N + 18 \quad (4.7)$$

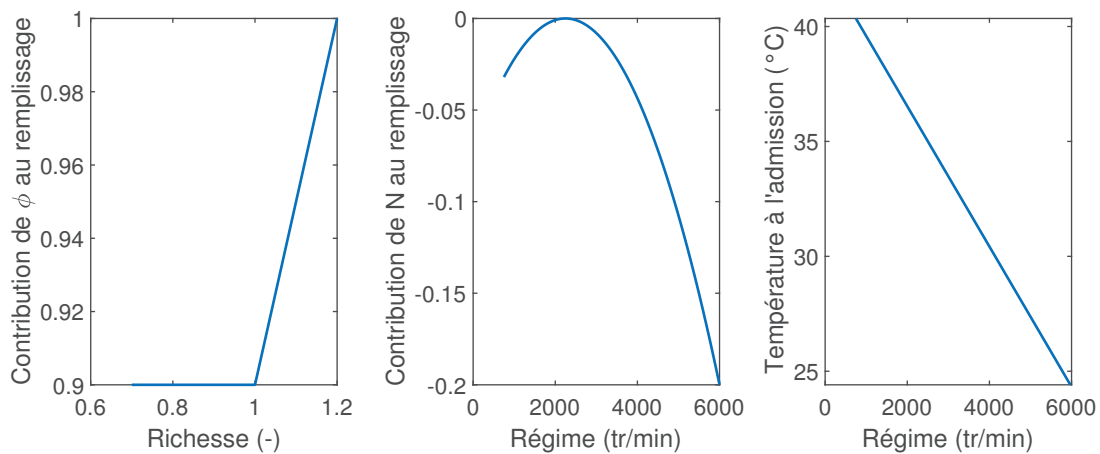


FIGURE 4.7. Contribution des paramètres au modèle détaillé du débit de carburant.

On peut voir en figure 4.8 que le modèle présente une bonne adéquation aux mesures, avec un coefficient de détermination de 0,96 et une erreur moyenne inférieure à 10%.

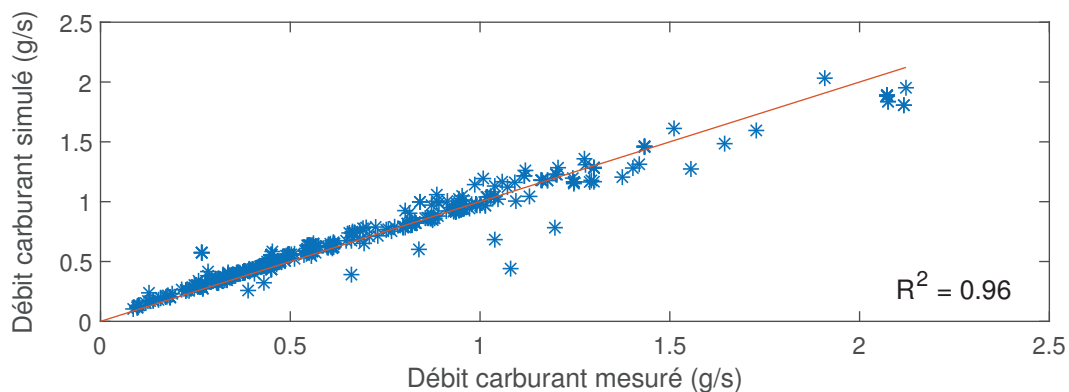


FIGURE 4.8. Adéquation du modèle détaillé du débit de carburant aux mesures.

4.2.2. Modèle du couple

Dans cette deuxième partie, le couple est déduit du débit de carburant, contrairement au modèle utilisé dans la première partie (équation 2.8) qui liait la consommation de carburant au couple et au régime du moteur.

En inversant le modèle de consommation formulé par le laboratoire DRIVE, on obtient une relation entre le couple et le débit de carburant (équation 4.8). Le couple est proportionnel au rapport entre le débit et le régime, au couple de frottement près. Le coefficient de proportionnalité correspond au rendement du moteur, qui dans la première partie dépendait uniquement du régime.

Dans cette deuxième partie, on introduit l'influence des paramètres de contrôle rapproché du moteur (richesse et avance à l'allumage) sur ce rendement, en se basant sur les formes proposées par Guzzella et Onder [13]. L'évolution du rendement de combustion avec le régime est issue du modèle de la première partie (équation 4.9 et figure 4.9). La forme du couple de frottement est basée sur un modèle de Heywood (équation 4.10) [14].

$$C_{MT} = \eta_{global} \cdot \eta_{comb} \cdot \eta_{\phi} \cdot \eta_{AA} \cdot \frac{\dot{m}_{carb} \cdot PCI}{\pi N/30} - C_f \quad (4.8)$$

$$\eta_{comb} = \left(\eta_{c0} - \frac{A}{B + N} \right) \quad (4.9)$$

$$C_f = (97 + 0,015 \cdot N + 5 \times 10^{-6} \cdot N^2) \cdot \frac{V_{cyl}}{2\pi R_c} \quad (4.10)$$

L'efficacité en fonction de la richesse diminue quand le mélange est riche en carburant. En effet, le carburant supplémentaire n'est pas converti en énergie par manque d'oxygène. De plus, la raréfaction de l'oxygène peut donner lieu à une combustion incomplète et réduire l'efficacité thermodynamique. En mélange pauvre, tout le carburant introduit peut être consommé et l'efficacité garde une valeur de 1 sur une large plage [13].

Le modèle de Guzzella et Onder tient compte de ces deux phénomènes et propose donc une portion proportionnelle à l'excès d'air ($1/\phi$), une transition puis un palier à 1. Cependant, il n'est applicable que pour des richesses supérieures à 0,77 (excès d'air inférieur à 1,3).

Pour des richesses inférieures à cette borne, des ratés de combustion peuvent apparaître à cause de la faible concentration de carburant [13]. Le rendement se détériore donc rapidement jusqu'à ce que la combustion devienne impossible (limite d'inflammabilité) [125]. Nous avons choisi de modéliser ce comportement par une portion proportionnelle à l'excès d'air avec un coefficient directeur légèrement plus important que celui du mélange riche. Le modèle complet est donné par l'équation 4.11 et tracé en figure 4.9.

$$\eta_{\phi} = \begin{cases} 1,373/\phi - 0,373 & 0,7 \leq 1/\phi < 0,95 \\ 0,9313 + (1 - 0,9313) \cdot \sin\left(\frac{1/\phi - 0,95}{1 - 0,95}\right) & 0,95 \leq 1/\phi < 0,95 + \frac{\pi}{2}(1 - 0,95) \\ 1 & 0,95 + \frac{\pi}{2}(1 - 0,95) \leq 1/\phi < 1,3 \\ -1,4286/\phi + 2,8571 & 1,3 \leq 1/\phi < 1,54 \end{cases} \quad (4.11)$$

Comme expliqué en introduction du chapitre et dans les modèles d'émission, l'avance à l'allumage a un impact important sur la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Pour un régime, une richesse et un débit de carburant donné, il existe une avance optimale qui maximise le couple et donc le rendement du moteur [14] [13] [111].

On peut donc définir une avance relative, qui correspond à la différence entre le réglage choisi et l'avance optimale pour un point de fonctionnement donné. Pour le moteur D4F utilisé pour cette étude, les avances optimales en fonction du régime et de la pression

d'admission du moteur ont été relevées lors de campagnes d'essais précédentes. Nous avons donc déterminé l'avance relative pour les différentes mesures effectuées au banc grâce à la table des avances optimales (selon l'équation 4.13). Par ailleurs, l'avance relative peut aussi être estimée avec un nombre plus limité de mesures grâce à l'approche proposée par Lumsden [111].

La forme du modèle de rendement en fonction de l'avance relative est inspirée de Guzzella et Onder [13] (équation 4.12 et figure 4.9). Nous avons simplement dissocié l'influence de l'avance (η_{AA}) de celle du rendement thermodynamique global du moteur. Le rendement maximum en fonction de l'avance relative vaut donc 1 au lieu de 0,43 et ce facteur multiplicatif a été isolé dans une constante (η_{global}).

$$\eta_{AA} = 1 - 0,04 \times 10^{-2} \cdot \Delta_{AA}^2 \quad (4.12)$$

$$\Delta_{AA} = AA - AA_{opti}(N, P_{adm}) \quad (4.13)$$

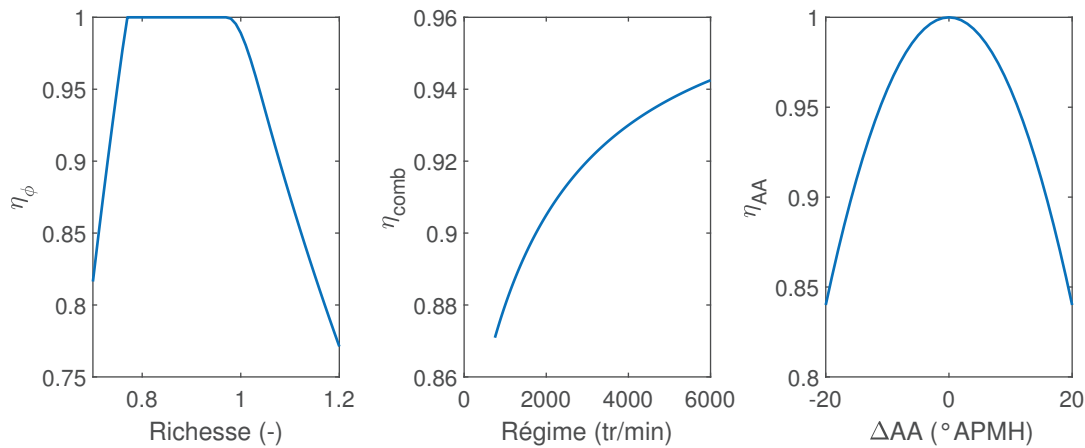


FIGURE 4.9. Contribution des paramètres au modèle détaillé du couple.

On peut voir en figure 4.10 que le modèle présente une bonne adéquation aux mesures, avec un coefficient de détermination de 0,92 et une erreur moyenne de 30%.

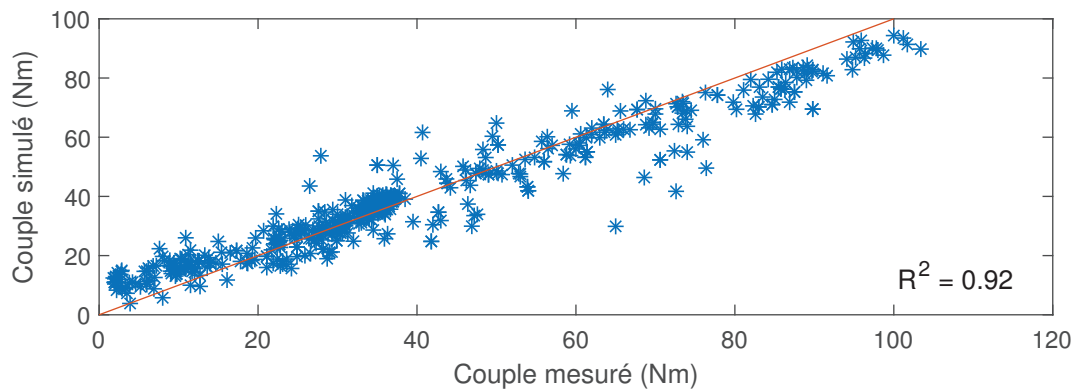


FIGURE 4.10. Adéquation du modèle détaillé du couple aux mesures.

4.2.3. Modèle de la température à l'échappement

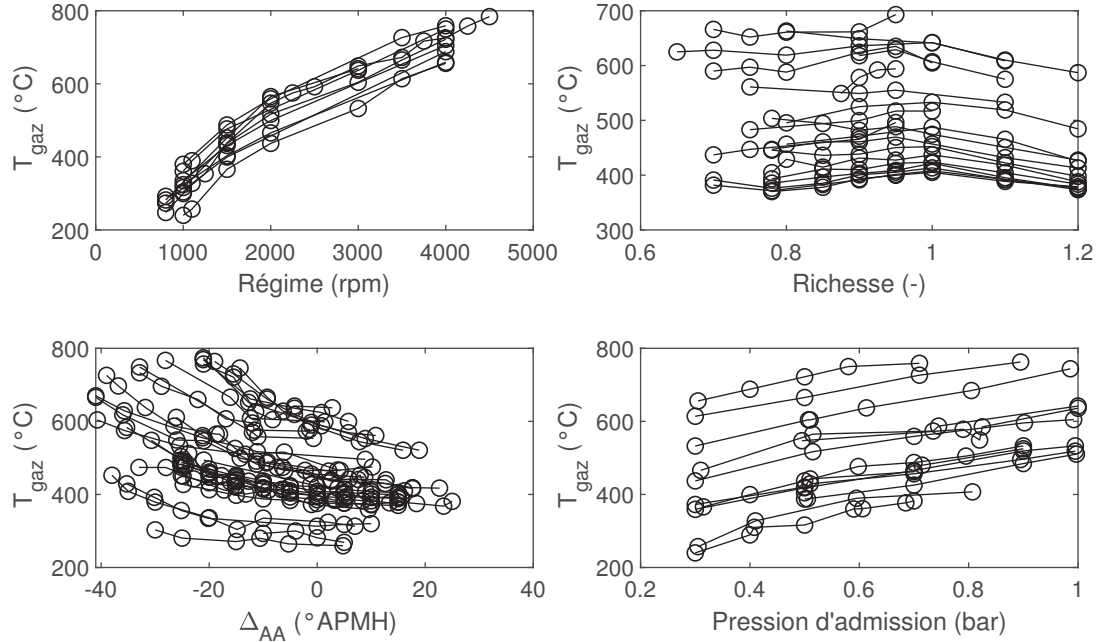


FIGURE 4.11. Mesures de température à l'échappement en fonction de la commande rapprochée. Chaque courbe représente une série où seul le paramètre considéré (en abscisse) varie.

L'élévation de température à la sortie du moteur dépend de la proportion d'énergie mise en jeu lors de la combustion qui subsiste à l'échappement et de la capacité thermique des gaz. La proportion d'énergie encore présente à l'échappement dépend des paramètres de contrôle rapproché du moteur. La température à l'échappement dépend de l'élévation de température et de la température à l'admission (équation 4.14). Cette dernière est calculée selon la même formule que pour le modèle de débit (équation 4.7).

$$T_{gaz} = T_{adm} + \frac{k_{\phi} \cdot k_{AA} \cdot k_N \cdot k_{P_{adm}} \cdot PCI}{C_{p,gaz} \cdot \left(1 + \frac{(m_{air}/m_{carb})_{st}}{\phi}\right)} \quad (4.14)$$

Le régime et la pression d'admission contrôlent le débit des gaz dans le moteur. Plus le débit est important, moins le temps disponible pour les échanges thermiques avec les parois est important relativement aux quantités mises en jeu [14] [13]. Les pertes thermiques aux parois diminuent et la température à l'échappement augmente. Ce comportement est apparent sur la figure 4.11, et nous avons choisi de modéliser l'influence de ces paramètres grâce à deux fonctions linéaires (équation 4.15 et 4.16).

$$k_N = b_N + a_N \cdot N \quad (4.15)$$

$$k_{P_{adm}} = b_{P_{adm}} + a_{P_{adm}} \cdot P_{adm} \quad (4.16)$$

L'influence de la richesse sur la température à l'échappement est similaire à son effet sur la température maximale de combustion (voir section 4.1.5) [14]. Le carburant en excès comme l'air en excès constituent une masse inerte qui diminue la température dans le cylindre et à l'échappement. Cette dernière présente donc un maximum autour du

rapport stœchiométrique air/carburant comme le montre la figure 4.11. Comme le modèle de température dépend déjà de la richesse par le facteur multiplicatif au dénominateur, nous avons ajouté une fonction linéaire de la richesse au numérateur (équation 4.17) qui permet d'obtenir une forme parabolique pour l'influence globale de ce paramètre.

$$k_\phi = b_\phi + a_\phi \cdot \phi \quad (4.17)$$

Enfin, plus l'allumage est tardif (avance à l'allumage négative), plus la combustion se décale vers l'ouverture de la soupape d'échappement et plus la température augmente, comme le montre la figure 4.11. Nous avons choisi de modéliser cet effet par une parabole (équation 4.18).

$$k_{AA} = b_{AA} + a_{AA} \cdot (\Delta_{AA} - \Delta_{AA,min})^2 \quad (4.18)$$

Les 9 paramètres d'ajustement du modèle ont été déterminés grâce à la méthode des moindres carrés (2 constantes pour le régime, la pression et la richesse, et 3 pour l'avance). La figure 4.12 montre les formes des coefficients qui expriment la portion d'énergie résiduelle à l'échappement. La contribution globale de la richesse (en orange) correspond au rapport (adimensionné) entre k_{phi} et le coefficient dépendant de ϕ au dénominateur. Le modèle correspond bien aux mesures comme on peut le voir en figure 4.13, avec un coefficient de détermination de 0,94 et une erreur moyenne de 5,6%.

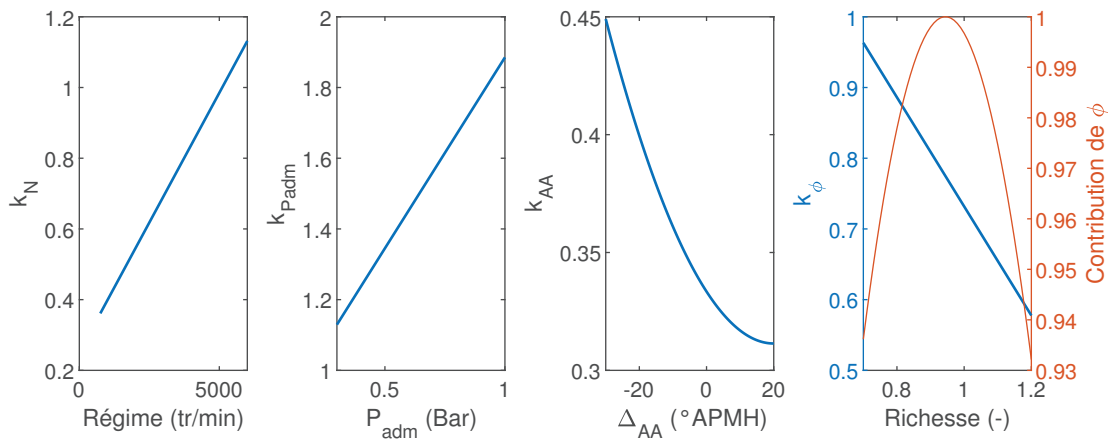


FIGURE 4.12. Contribution des paramètres au modèle détaillé de la température à l'échappement.

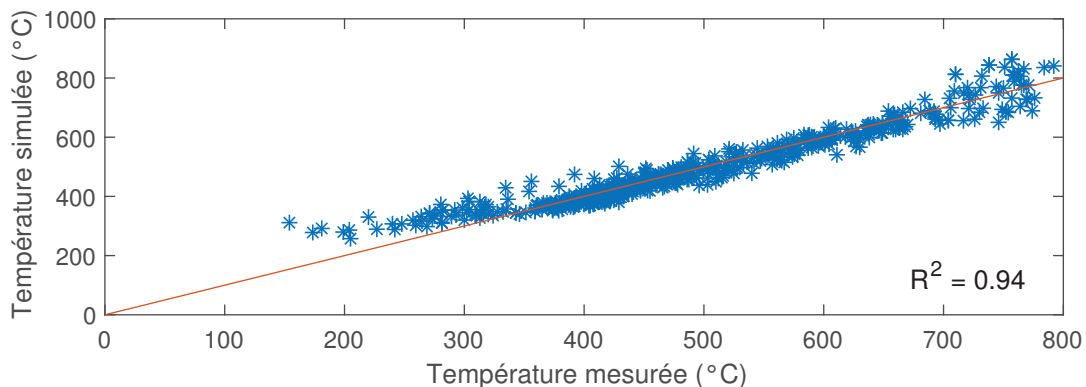


FIGURE 4.13. Adéquation du modèle détaillé de la température aux mesures.

4.3. Spécificité de l'optimisation en commande rapprochée

Comme expliqué en introduction, la programmation dynamique consiste à discrétiser la commande et les variables d'état en y associant des échelles de valeurs accessibles à chaque instant du cycle. Dans la première partie de la thèse, la commande correspondait à la variation du SOC de la batterie (image de la puissance électrique). Le SOC de la batterie étant également une variable d'état, une commande discrète donnait donc naturellement lieu à des SOC discrets (sauf pour le mode électrique).

Cependant, les modèles proposés pour cette deuxième partie de la thèse ont pour but de remplacer la puissance électrique par la commande rapprochée du moteur thermique pour étudier l'influence de nouveaux paramètres sur la stratégie optimale. La demande de puissance au niveau de la batterie dépend de la pression d'admission, de la richesse et de l'avance à l'allumage choisies pour le moteur thermique. La variation correspondante de l'état de charge de la batterie peut prendre n'importe quelle valeur continue.

Le SOC doit systématiquement être arrondi à la quantité la plus proche sur l'échelle de discrétisation choisie comme pour le mode électrique de la première partie (voir équation 2.38). L'influence du pas de SOC choisi sur les résultats est donc plus marquée dans cette deuxième partie de la thèse.

Comme mentionné à la section 1.3.2, le maintien de l'état de charge de la batterie impose une contrainte sur le SOC à la fin du cycle. Celui-ci doit être égal au SOC initial pour toutes les stratégies à comparer. Cependant, le SOC est arrondi durant le processus d'optimisation comme expliqué précédemment.

Pour assurer la précision du bilan d'énergie de la batterie, il faut tenir compte de la valeur réelle de la puissance de charge ou de recharge de la batterie. La variation réelle du SOC est donc recalculée à partir de la commande rapprochée du moteur après l'optimisation. C'est cette valeur non arrondie du SOC qui est utilisée pour choisir une stratégie qui donne lieu à un bilan d'énergie nul à l'exploitation du calcul.

Enfin, la commande rapprochée du moteur thermique comprend trois paramètres distincts. Le vecteur de commandes possibles correspond à toutes les combinaisons de ces trois paramètres. Chacune des combinaisons doit être évaluée au départ de chacun des points atteignables de la grille d'états. La combinatoire augmente grandement le nombre de calculs à effectuer (et la taille des vecteurs manipulés) par rapport à la partie précédente de la thèse. Cela augmente non seulement le temps de calcul mais aussi la mémoire nécessaire.

La machine sur laquelle nous avons effectué les calculs de cette deuxième partie dispose d'une mémoire vive de 256 Go. Nous avons cependant dû choisir des paramètres de calcul différents par rapport à la première partie de la thèse afin de ne pas dépasser la quantité de mémoire disponible. Ces choix sont discutés au chapitre suivant.

CHAPITRE 5

Résultats et discussion pour l'optimisation en commande rapprochée

Contenu

5.1. Influence des modèles sur les résultats	88
5.1.1 Modèle détaillé de la consommation de carburant	88
5.1.2 Influence du modèle d'émissions	90
5.1.2.1 Concentrations d'émissions constantes	90
5.1.2.2 Modèle détaillé de consommation et d'émissions	91
5.2. Paramètres de l'optimisation rapprochée	93
5.2.1 Influence de la méthode et pas de pression	94
5.2.2 Étude paramétrique du pas de temps	96
5.2.3 Paramètres d'optimisation choisis	97
5.3. Commande rapprochée sur le cycle NEDC	98
5.3.1 Pression et avance variables, richesse unitaire	98
5.3.1.1 Influence du paramètre alpha	98
5.3.1.2 Stratégies en puissance	99
5.3.1.3 Paramètres de contrôle rapproché du moteur thermique	100
5.3.1.4 Compromis entre les espèces de polluants et richesse	101
5.3.2 Pression et avance variables, richesse non unitaire	104
5.3.3 Commande en pression, richesse et avance (NEDC)	108
5.3.4 Commande en pression, richesse et avance (WLTC)	110
5.4. Discussion	112
5.4.1 Comparaison des résultats des deux parties	112
5.4.2 Discussion sur la méthode et ses limites	114

5.1. Influence des modèles sur les résultats : Comparaison de différents modèles avec la même méthode d'optimisation

Les nouveaux modèles proposés au chapitre précédent modifient le calcul de la consommation de carburant et des émissions de polluants par rapport à la première partie du travail. Nous avons cherché à caractériser l'influence de ces nouveaux modèles sur les résultats en utilisant les modèles détaillés du moteur avec l'optimisation en puissance électrique vue en première partie.

Cependant, l'entrée des modèles détaillés n'est pas la puissance développée par le moteur mais les trois paramètres de commande que nous avons choisis : la pression d'admission, l'avance à l'allumage et la richesse. Pour pouvoir faire le lien entre les deux approches, nous avons fait l'hypothèse que le moteur thermique travaillait toujours à l'avance optimale (avance relative nulle) et avec un mélange dans les proportions stœchiométriques (richesse unitaire).

Pour un régime donné, on peut déterminer le couple correspondant à la puissance développée par le moteur. L'inversion du modèle de couple donné par l'équation 4.8 permet d'obtenir le débit de carburant et donc la consommation du moteur grâce au modèle détaillé (avec les hypothèses sur les paramètres énoncées au paragraphe précédent). L'équation 4.4 permet alors de déduire la pression d'admission correspondant au débit de carburant.

Une fois cette pression déterminée, les trois paramètres de fonctionnement du moteur sont définis et les modèles de température et de concentrations de polluants peuvent être utilisés directement.

5.1.1. Modèle détaillé de la consommation de carburant

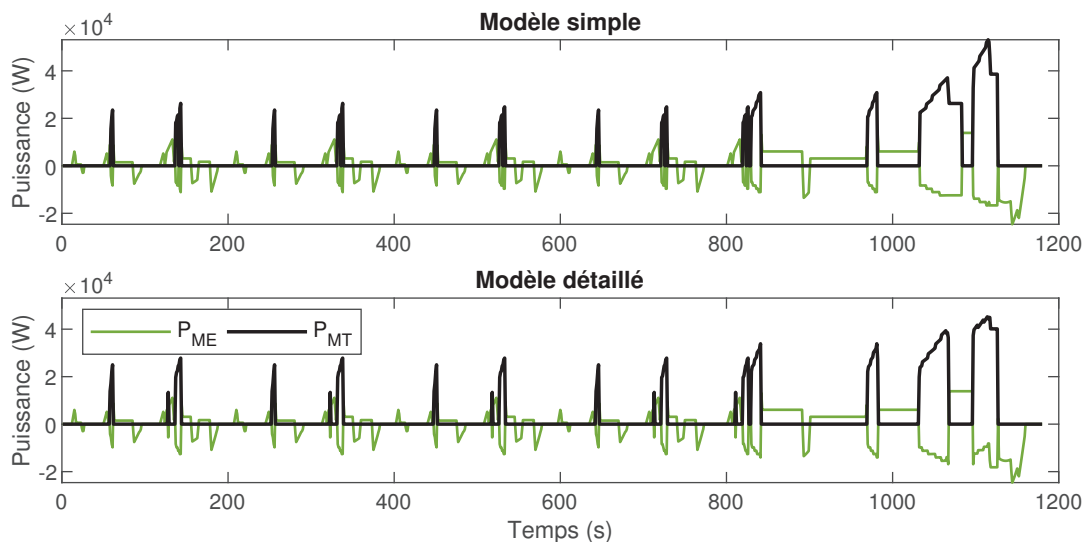


FIGURE 5.1. Effet du modèle de consommation (débit et couple) sur la stratégie optimale (NEDC).

Pour étudier l'influence du modèle de consommation de carburant sur les résultats, nous nous sommes intéressés à l'impact des modèles détaillés sur la stratégie classique d'optimisation de la consommation seule. Celle-ci ne tient pas compte des émissions et est donc uniquement influencée par le calcul du couple et du débit.

On observe en figure 5.1 que le modèle détaillé présente des puissances plus faibles pour le moteur thermique durant la partie extra-urbaine du cycle. La puissance mise en jeu est au contraire plus importante durant la partie urbaine du cycle. La répartition temporelle est différente mais permet également d'arriver à un bilan d'énergie nul pour la batterie (pas de charge ni de décharge).

La différence entre les deux stratégies s'explique par la forme de la courbe de couple maximum et des courbes iso-CSE (même consommation spécifique) du moteur thermique, comme le montre la figure 5.2.

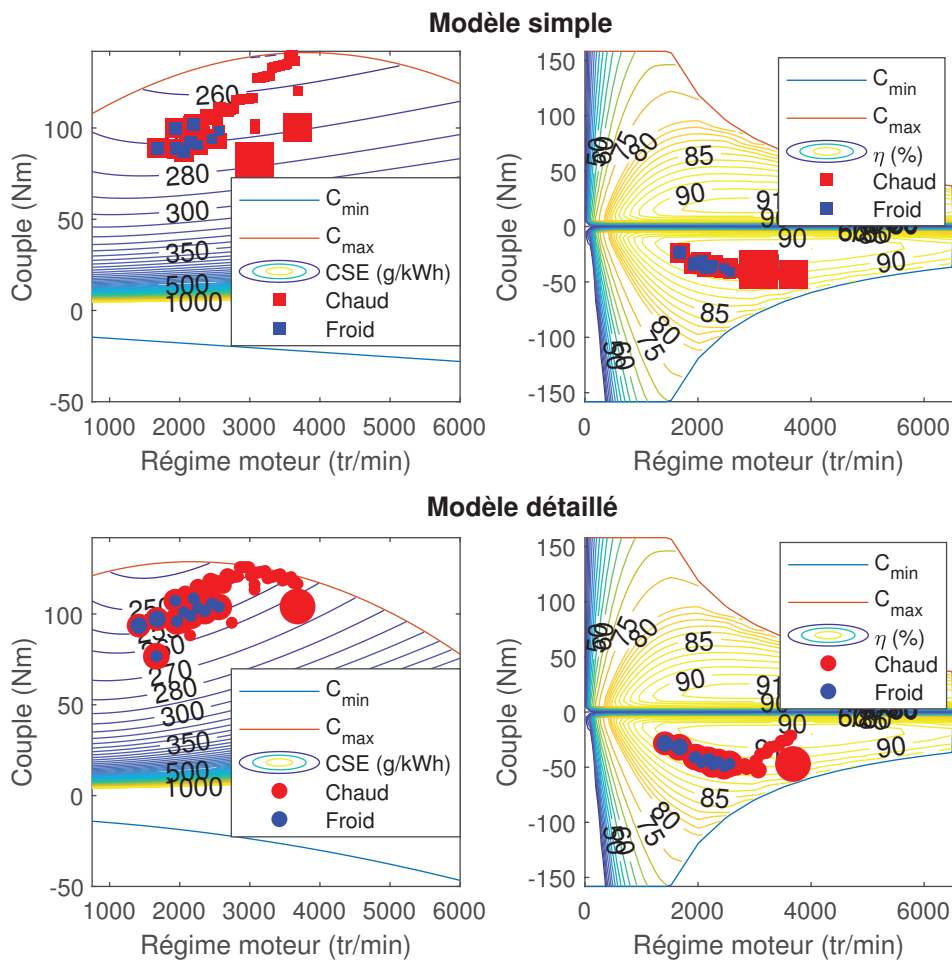


FIGURE 5.2. Effet du modèle de consommation (débit et couple) sur la cartographie de rendement.

Le modèle détaillé présente en effet un couple maximum inférieur à celui du modèle en puissance de la première partie (129 Nm contre 141 Nm respectivement). De plus, le couple maximum est déplacé vers les faibles régimes (2200 tr/min contre 3800 tr/min), le couple développé par le moteur thermique dans la partie extra-urbaine du cycle avec le modèle simple n'est donc pas accessible avec le modèle détaillé.

Enfin, la zone de meilleure consommation spécifique est également décalée vers les faibles régimes pour le modèle détaillé (entre 1500 et 2000 tr/min) par rapport au modèle en puissance (entre 3000 et 3500 tr/min). Les couples mis en jeu sont donc plus importants dans la partie urbaine pour profiter du rendement du moteur thermique (mais limités par le rendement de recharge de la partie électrique). Dans la partie extra-urbaine, le couple est limité par les capacités du moteur thermique (couple maximum).

En termes de performances, la consommation d'essence de la stratégie déterminée avec le modèle détaillé est plus faible que pour le scénario centré consommation présenté en première partie. La consommation globale est de 3,71 L/100km pour le modèle détaillé contre 3,87 L/100km pour le modèle simple. Ceci s'explique par une meilleure CSE pour le modèle détaillé (243 g/kWh au minimum) que pour le modèle simple (255 g/kWh au minimum).

5.1.2. Influence du modèle d'émissions

Les modèles de concentration de polluants en fonction de la puissance formulés dans la première partie de la thèse présentaient des erreurs moyennes assez faibles pour toutes les espèces étudiées. Cependant, les modèles de CO et de NO présentaient des coefficients de détermination faibles (voir figure 2.13). Ceci suggère que la puissance seule avait un effet limité sur les mesures, la concentration aurait donc pu être décrite comme une constante en fonction de la puissance.

Cette sous-section analyse donc dans un premier temps une optimisation orientée pollution avec le modèle de consommation de la première partie (modèle simple) et des concentrations d'émissions constantes.

Dans une seconde sous-partie, nous analyserons les résultats de l'optimisation centrée pollution avec les modèles de la seconde partie de la thèse (modèle détaillé), pour la consommation de carburant comme pour les émissions de polluants.

5.1.2.1. Concentrations d'émissions constantes

Les modèles linéaires en fonction de la puissance proposés à la section 2.2.4 pour les concentrations de polluants sont comparés avec des modèles constants quel que soit le point de fonctionnement du moteur thermique. La constante choisie correspond à la moyenne des concentrations mesurées présentées en figure 2.13 (0,687 % pour le CO, 302 ppm pour les HC et 3349 ppm pour le NO). Le débit de polluants à l'échappement dépend alors uniquement du débit de gaz d'échappement associé à la stratégie de gestion d'énergie.

Les concentrations constantes et linéaires sont comparées sur le cycle NEDC avec un scénario centré pollution ($\alpha = 5$). On constate en figure 5.3 que le comportement des deux stratégies est quasiment identique avec une différence de consommation sur le cycle de 0,001 % seulement. Des résultats similaires sont obtenus pour le scénario équilibré, avec moins de 0,04 % d'écart de consommation et des profils temporels très proches entre les deux modèles de concentrations.

Ceci suggère que les points de fonctionnement du moteur thermique sont principalement choisis pour optimiser la température en sortie du moteur et le coefficient de convection interne entre les gaz et le pain du catalyseur. Cette stratégie permet d'optimiser

l'amorçage du système de dépollution. La concentration des polluants n'est pas prépondérante, ce qui est favorisé par la pente relativement faible des modèles (en particulier pour le NO et le CO).

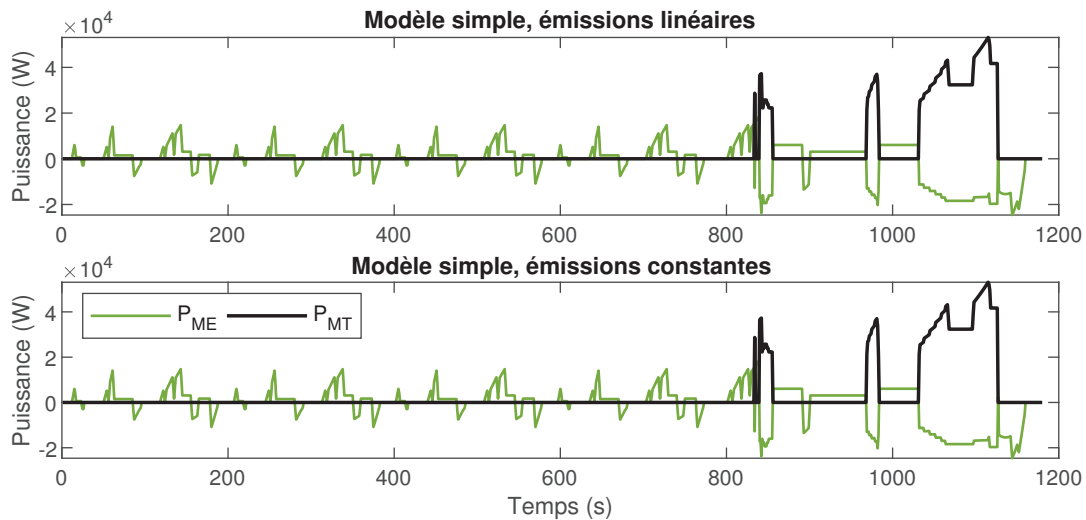


FIGURE 5.3. Effet des concentrations constantes sur le scénario centré pollution (NEDC).

5.1.2.2. Modèle détaillé de consommation et d'émissions

La figure 5.4 montre que le passage au modèle détaillé des émissions influence fortement le comportement de la stratégie optimale pour le scénario équilibré. On observe une diminution importante de la puissance développée par le moteur thermique tout au long du cycle de conduite. Pour atteindre un bilan d'énergie nul au niveau de la batterie, la fréquence d'allumage du moteur augmente pour multiplier les phases de recharge.

La phase d'amorçage du catalyseur est la seule phase du cycle qui reste gérée de façon similaire avec des pics de puissance importants et regroupés de façon à accélérer l'amorçage du catalyseur sans subir les effets du refroidissement au contact de l'air ambiant.

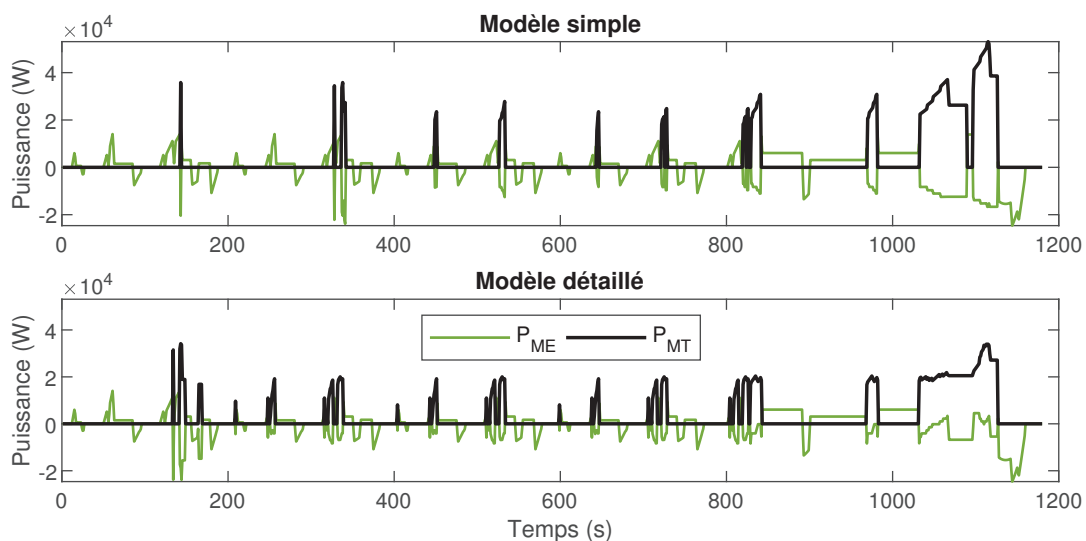


FIGURE 5.4. Effet du modèle détaillé sur le scénario équilibré (NEDC).

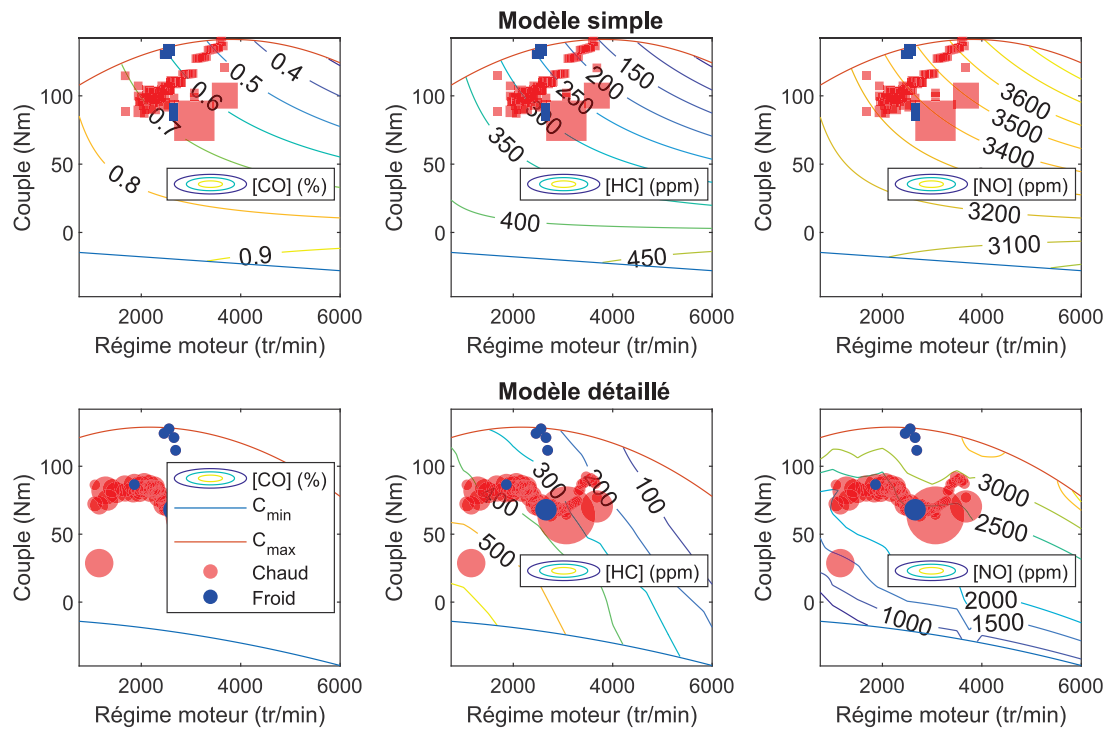


FIGURE 5.5. Effet du modèle détaillé sur le scénario équilibré (NEDC).
Cartographies de concentration d'émissions et points de fonctionnement.

L'effet du point de fonctionnement choisi par la stratégie optimale sur les concentrations de polluants est illustré en figure 5.5.

Dans la première partie du travail de thèse (modèle simple), les concentrations de polluants dépendent de la puissance développée par le moteur. Les lignes d'iso-concentration correspondent aux iso-puissances et apparaissent donc comme des hyperboles sur la cartographie en couple et en régime.

Une diminution de la puissance n'est pas favorable aux émissions de polluants car elle donne lieu à une augmentation non négligeable des concentrations de CO et de HC et une diminution très faible du NO. L'augmentation de la puissance développée a un effet positif sur l'amorçage du catalyseur et sur les concentrations de CO et HC.

Pour utiliser les modèles détaillés du moteur avec une optimisation en puissance, nous avons fait l'hypothèse que la richesse est unitaire sur toute la plage de fonctionnement du moteur. La concentration de CO ne dépend que de la richesse et ne varie pas en fonction de la puissance pour le modèle détaillé (c'est une constante sur toute la plage de fonctionnement). Les émissions de HC et de NO sont liées à la pression d'admission et à l'avance à l'allumage absolue qui varient sur la plage de fonctionnement. Pour un régime fixé par le cycle de conduite, diminuer la puissance revient à diminuer le couple et donc la pression d'admission.

La figure 5.5 montre les iso-concentrations de HC et de NO sur une cartographie régime-couple. Pour un régime de 2500 tr/min, la diminution de la puissance de 28 à 18 kW (-35 %) donne lieu à une augmentation de 25 % de la concentration de HC et à une diminution de 23 % de celle de NO. Quand la pression d'admission est la seule variable, il y a donc un compromis tranché entre les concentrations de NO et de HC.

Dans la fonction objectif, les émissions de chaque polluant sont divisées par une valeur de référence qui correspond au seuil imposé par la norme EURO 4 pour chaque

espèce (équation 1.1). Le coût associé à un type d'émission est donc d'autant plus élevé que les émissions sont proches du seuil imposé par la norme. Ici, les émissions de NO sont prépondérantes dans la fonction objectif de part les facteurs choisis pour adimensionner. La stratégie diminue donc la puissance et la pression d'admission sur l'ensemble du cycle. La prise en compte des émissions a donc ici une influence non seulement sur la phase d'amorçage et de montée en température du catalyseur mais aussi sur le reste du cycle.

Enfin, la consommation d'essence est équivalente pour les deux stratégies proposées (moins de 0,2 % de variation). En effet, la consommation spécifique du modèle détaillé étant plus avantageuse, la diminution de la puissance développée par le moteur thermique n'entraîne pas de surconsommation par rapport à la stratégie correspondant au modèle simple.

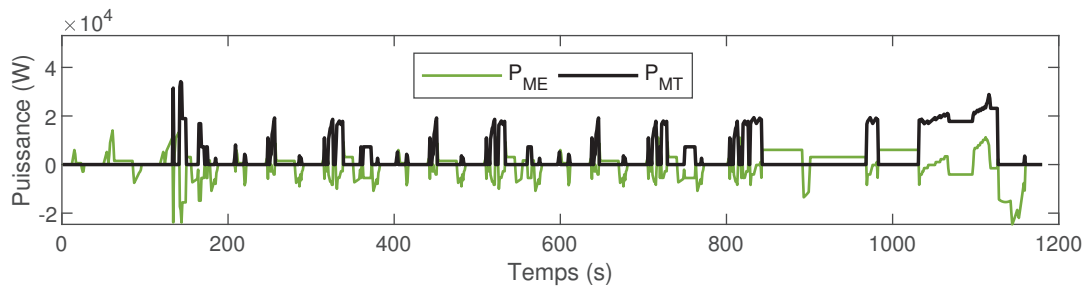


FIGURE 5.6. Stratégie optimale pour le scénario centré pollution avec le modèle détaillé (NEDC).

Le comportement de la stratégie optimale pour le scénario centré pollution avec le modèle détaillé est similaire à celui du scénario équilibré (voir figure 5.6) mais il met en jeu des puissances encore plus faibles au niveau du moteur thermique. Ceci permet de réduire les émissions de NO mais donne lieu à une augmentation de la consommation et des émissions de CO et de HC.

Pour agir sur le compromis entre les différents types de polluants, on pourrait ajouter des facteurs de pondération supplémentaires ou modifier les émissions de référence. On pourrait par exemple se baser sur les émissions simulées avec les modèles que nous utilisons pour un GMP comportant uniquement le moteur thermique étudié. Nous verrons aussi dans les sections suivantes que les autres paramètres de contrôle rapproché du moteur ont une influence sur le compromis entre les différentes espèces de polluants.

5.2. Paramètres de l'optimisation rapprochée

Dans la section précédente, nous nous sommes intéressés aux modèles formulés dans la deuxième partie de la thèse tout en optimisant la commande en puissance électrique, comme dans la première partie. A partir de cette section nous allons chercher à optimiser la commande rapprochée du moteur en termes de pression d'admission, d'avance à l'allumage et de richesse du mélange air-carburant. Cette section porte ainsi sur la différence entre les deux méthodes d'optimisation et le choix des paramètres de calcul pour la commande rapprochée.

5.2.1. Influence de la méthode et pas de pression

Dans la première partie de la thèse, une étude paramétrique nous avait amené à choisir un pas de SOC de 0,02 %. Ce pas s'appliquait non seulement à la grille d'état mais également à la commande, la variation du SOC de la batterie étant une image de la puissance électrique.

Dans la section précédente, les hypothèses effectuées sur le choix de l'avance à l'allumage (optimale) et de la composition chimique du mélange (richesse 1) ont permis de faire correspondre une pression d'admission à chaque valeur de la grille d'état de SOC (i.e. commande en puissance électrique). Cependant, un pas de SOC constant n'équivaut pas directement à un pas de pression constant.

En effet, différentes variations de SOC donnent lieu à des rendements différents pour la machine électrique et la batterie. Le rendement de la partie électrique du GMP dépend également du régime et du couple demandés. Un vecteur de N variations de SOC réparties de façon régulière donne donc lieu à un vecteur de N pressions d'admission séparées par des intervalles variables. De plus, un même vecteur de variations de SOC donne lieu à des vecteurs de pression différents en fonction du régime et du couple imposés par le cycle de conduite.

Le tableau 5.1 donne ainsi le pas de pression moyen, minimum et maximum pour un pas de SOC de 0,02 %, et ce pour trois points de fonctionnement différents du GMP. Le premier point correspond à un régime et à un couple faibles, le deuxième à un régime et à un couple moyens, et le dernier à un régime et couple importants. On constate que le pas de pression varie entre 15 et 74 mBar, avec des moyennes entre 20 et 50 mBar.

Puissance demandée au GMP	Pas de Pression (mBar)		
	min(δP)	moyenne(δP)	max(δP)
9 Nm, 1860 tr/min	38	53	74
26 Nm, 2150 tr/min	30	41	54
91 Nm, 3470 tr/min	15	20	27

TABLEAU 5.1. Pas de pression correspondant au pas de SOC de référence (0,02 %) pour différents points de fonctionnement du GMP hybride.

Pour comparer les deux méthodes d'optimisation et pour choisir un pas de pression d'admission pour la suite des calculs, nous nous sommes intéressés à l'optimisation de la consommation seule sur le cycle NEDC. L'avance à l'allumage et la composition chimique pour l'optimisation de la commande rapprochée sont les mêmes qu'à la section précédente, et sont donc des constantes (avance relative nulle et richesse 1). Deux pas de pression sont étudiés : 20 et 50 mBar.

La figure 5.7 montre que les trois stratégies obtenues avec la commande en variation de SOC et avec la commande rapprochée pour les deux pas de pression sont assez similaires du point de vue de la répartition temporelle de la puissance.

La différence principale est que l'optimisation en variation de SOC présente des puissances relativement plus faibles dans la partie urbaine du cycle. Pour compenser cette augmentation de puissance en recharge, la partie extra-urbaine du cycle présente des puissances un peu moins élevées pour la commande rapprochée. Ceci peut s'expliquer par

l'absence de points de puissance tout à fait équivalente avec la nouvelle discrétisation. Les erreurs d'arrondi sur la grille de SOC sont aussi plus importantes pour la nouvelle méthode comme expliqué à la section 4.3. La sur-consommation associée est d'environ 1,6 % (voir tableau 5.2).

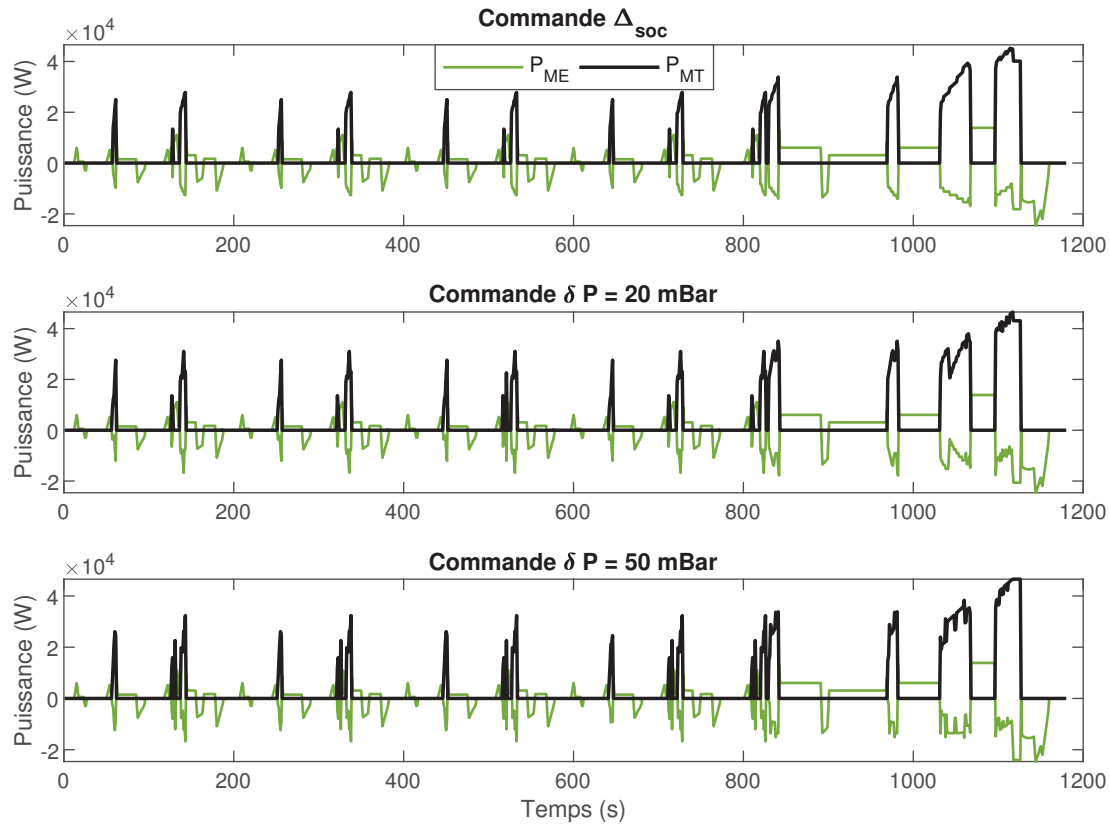


FIGURE 5.7. Stratégie optimale pour le scénario centré consommation avec une commande en variation du SOC et une commande rapprochée (NEDC).

Type de commande :	Δ_{soc}	$\delta P = 20$ mBar	$\delta P = 50$ mBar
Consommation(L/100 km)	3,71	3,77	3,77
Variation	=	+ 1,57 %	+ 1,61 %

TABLEAU 5.2. Variation de la consommation sur le cycle NEDC en fonction du type de commande et de la discrétisation en pression.

La forme de la stratégie est similaire entre les deux pas de pression d'admission étudiés, malgré un profil de puissance moins lisse pour le pas le plus grossier. Le tableau 5.2 montre que la variation de consommation est très faible entre les deux optimisations rapprochées (0,04 % seulement). Nous avons donc choisi de conserver un pas de pression d'admission de 50 mBar car il présente une stratégie très proche et une sur-consommation négligeable pour des temps de calcul et des besoins en mémoire nettement inférieurs.

5.2.2. Étude paramétrique du pas de temps

Dans la première partie de la thèse, nous avons déterminé que pour capter le refroidissement du catalyseur au contact de l'air ambiant, il était nécessaire d'utiliser un pas de température de 0,2 K pour un pas de temps de 1 s. En effet, la vitesse de refroidissement est d'environ 0,2 K/s pour des températures faibles du pain du catalyseur. Cependant, étant donné l'augmentation combinatoire de la taille du vecteur de commande par rapport aux calculs précédents, il est nécessaire de réduire la grille d'états que nous utilisons dans cette deuxième partie de la thèse afin de satisfaire les contraintes de mémoire vive de la machine que nous utilisons.

Pour continuer à tenir compte du refroidissement à l'air durant la phase de démarrage à froid tout en réduisant la taille du vecteur d'état, il est possible de modifier le pas de temps utilisé pour le calcul. En effet, un rythme de refroidissement de 0,2 K/s correspond à 0,4 K pour une durée de 2 s. Cette augmentation du pas de temps permet de réduire de moitié le nombre de calculs à effectuer et la quantité maximale de mémoire utilisée pour le calcul des grandeurs associées aux arcs du graphe.

Cependant, l'augmentation du pas de temps a un effet sur le résultat de l'optimisation. En effet, la puissance demandée à la roue par le cycle est calculée numériquement à partir des vecteurs de vitesse et d'accélération. Pour augmenter le pas de temps, on détermine un nouveau vecteur vitesse par interpolation à partir du profil de vitesse du cycle échantillonné à la seconde. Ce nouveau vecteur est utilisé pour évaluer l'accélération du véhicule et donc les forces d'inertie. Le ré-échantillonnage et le calcul de l'accélération sur un intervalle plus large lissent le profil de puissance comme le montre la figure 5.8. L'augmentation du pas de temps a aussi une influence sur la précision de l'intégration numérique car la variation de puissance sur le système physique est en réalité continue et non discrète.

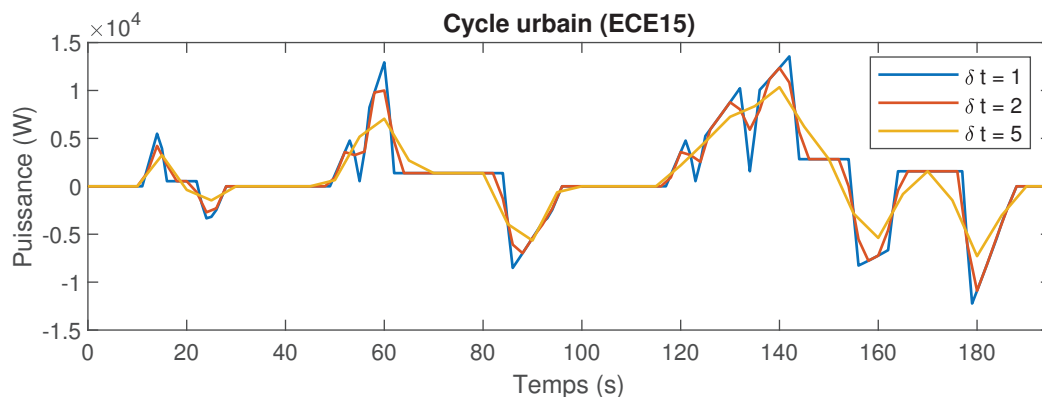


FIGURE 5.8. Comparaison de la demande de puissance à la roue pour différents pas de temps (ECE15).

Pour quantifier la variation du profil de puissance en fonction du pas de temps, on détermine l'énergie de traction nécessaire à la mise en mouvement du véhicule. Celle-ci correspond à l'intégrale de la puissance positive sur l'ensemble du cycle (déterminée grâce à une intégration numérique trapézoïdale) rapportée à la distance parcourue. Les énergies de traction après ré-échantillonnage sont comparées à la référence correspondant à un pas de temps de 1 s.

	$\delta t = 1s$	$\delta t = 2s$	$\delta t = 5s$
Énergie de traction (Wh/km)	114	112	108
Variation	=	- 1,2 %	- 4,7 %

TABLEAU 5.3. Variation de l'énergie de traction sur le cycle NEDC en fonction du pas de temps (référence à 1 Hz).

Le tableau 5.3 montre l'influence du lissage du profil de puissance sur l'énergie de traction demandée à la roue. On constate une diminution de 1,2 % de la demande de puissance pour un pas de 2 s et de 4,7 % pour un pas de 5 s. Une erreur d'environ 1 % sur le profil de puissance nous a semblé être un compromis acceptable pour diminuer de moitié la quantité de mémoire et pouvoir ainsi respecter les capacités de la machine utilisée pour le calcul.

5.2.3. Paramètres d'optimisation choisis

Cette section nous a permis d'aborder l'influence du pas de pression et du pas de temps sur l'optimisation. Les paramètres d'optimisation choisis suite à cette étude sont les suivants :

- Le pas de temps est de 2 secondes contrairement à la première partie de la thèse où un pas de 1 seconde avait été choisi.
- En ce qui concerne les grilles d'état, le pas de SOC de 0,02 % est conservé comme dans la première partie. Le pas de température passe de 0,2 K à 0,4 K mais sans modifier la vitesse de refroidissement modélisable grâce à l'augmentation du pas de temps.
- Concernant la commande, nous nous sommes intéressés au pas de pression d'admission qui est lié au premier ordre à la puissance développée par le moteur thermique. Il peut donc être rapproché du pas de SOC utilisé précédemment pour décrire la puissance électrique du GMP. Nous avons choisi un pas de pression d'admission de 50 mBar.

Ces pas seront utilisés par défaut pour tous les calculs des sections suivantes, sauf s'il est explicitement indiqué que des valeurs différentes ont été choisies.

Enfin, pour ce qui est de l'avance à l'allumage et de la richesse, les pas étudiés seront précisés aux sections suivantes. En effet, une analyse de l'utilisation de mémoire vive sur la machine de calcul a montré que l'implémentation de la méthode (développée avec MATLAB®) ne permet pas d'utiliser plus de 11 valeurs d'avance et/ou de richesse sans atteindre les limites de la mémoire disponible. En conservant la grille d'état et le pas de pression d'admission choisis, il est donc possible de travailler au maximum avec un vecteur de 11 valeurs d'avance et une richesse constante (et vice versa) ou avec des combinaisons comme 2 avances et 5 richesses (soient $2 \times 5 = 10$ éléments) ou 3 avances et 3 richesses (9 éléments).

5.3. Commande rapprochée sur le cycle NEDC

5.3.1. Pression et avance variables, richesse unitaire

Nous allons tout d'abord étudier l'influence combinée de la pression d'admission et de l'avance à l'allumage, en conservant une composition chimique constante pour le mélange air/carburant (richesse unitaire). Suite à une première exploration avec un pas de température grossier, nous avons choisi un vecteur d'avances relatives asymétrique : de -30 à +10 par pas de 5 degrés avant le point mort haut. Les avances relatives positives correspondent à un allumage en avance par rapport à l'optimum (durant la phase de compression) et les avances négatives correspondent à un allumage en retard.

5.3.1.1. Influence du paramètre alpha

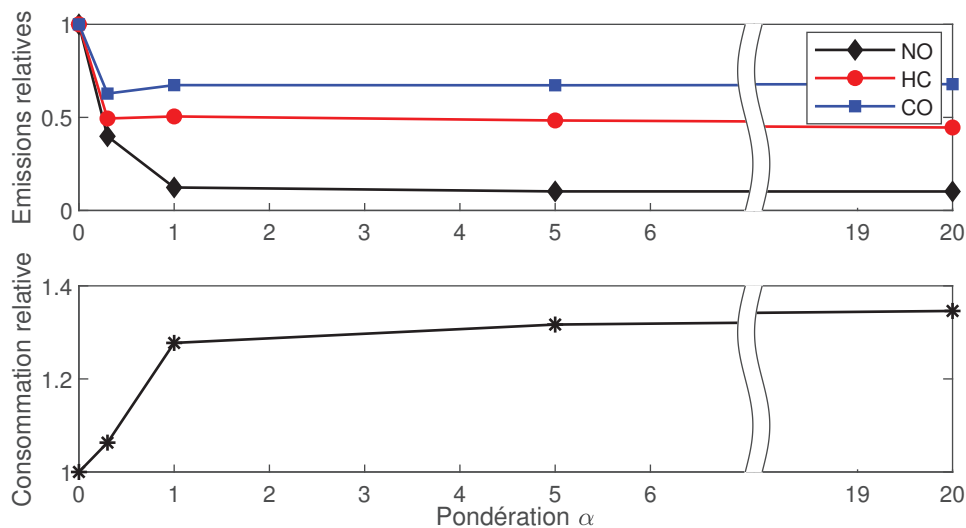


FIGURE 5.9. Performances des stratégies optimales en commande rapprochée (P_{adm} et Δ_{AA} variables).

Étude paramétrique sur α comparée au scénario centré consommation (sur le NEDC).

Comme pour la commande en puissance électrique, la valeur du facteur de pondération α entre les émissions et la consommation a une influence primordiale sur les performances de la stratégie de gestion d'énergie en commande rapprochée (voir figure 5.9).

Les émissions de polluants décroissent de 33 à 90 % selon l'espèce pour atteindre une valeur asymptotique (très peu de variation pour α supérieur à 5). On observe un compromis marqué avec la consommation qui présente une augmentation de 32 %.

Les performances et la répartition temporelle de l'énergie sont assez similaires pour des valeurs de α supérieures ou égales à 1. On distingue ainsi 3 scénarios :

- Un scénario *centré consommation* tient uniquement compte de la consommation de carburant et des émissions de CO_2 associées, avec un α nul comme pour la première partie de la thèse.
- Un scénario *intermédiaire* tient compte de la consommation et des émissions de polluants en moindre mesure avec un α de 0,3.
- Un scénario *centré pollution* tient principalement compte des émissions de polluants, avec un α de 5 comme pour la première partie de la thèse.

5.3.1.2. Stratégies en puissance

En ce qui concerne la répartition de puissance, le **scénario centré consommation** présente une stratégie similaire à celle que nous avons discutée dans la première partie de la thèse et dans les premières sections de ce chapitre (voir figure 5.10). La stratégie est légèrement différente de celle obtenue à la sous-section 5.2.1. En effet, le pas de temps étant passé à 2 secondes, le profil de puissance est lissé et la demande d'énergie est plus faible. Le moteur thermique est donc utilisé un peu moins fréquemment pour la recharge.

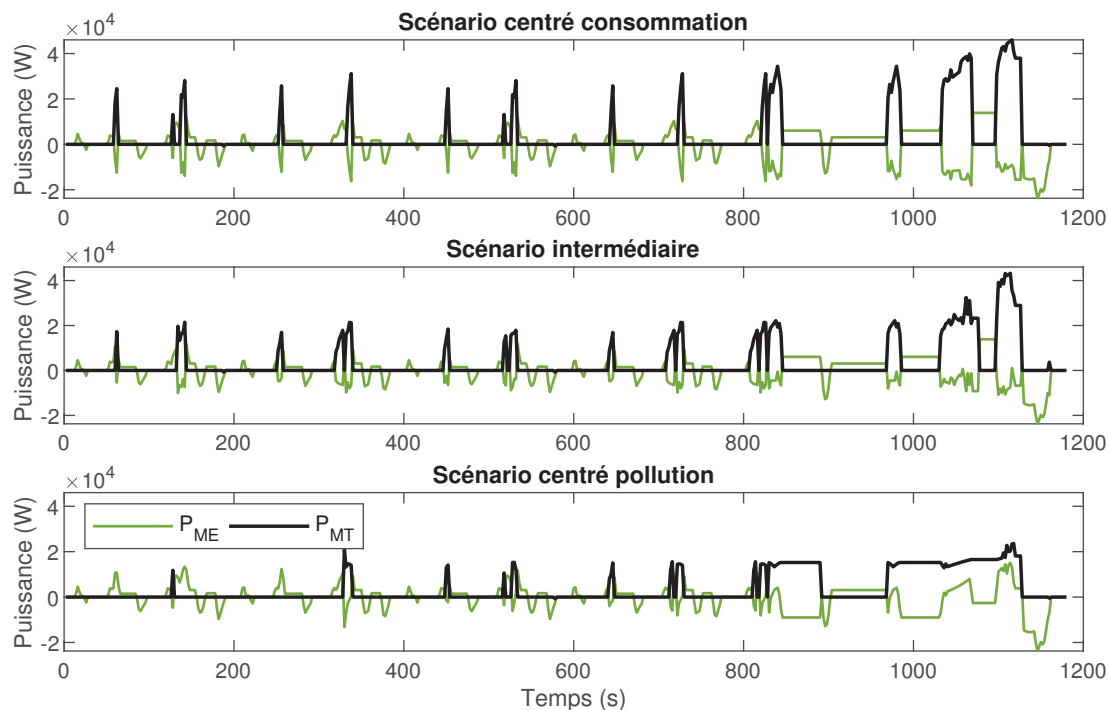


FIGURE 5.10. Répartition optimale de puissance pour chaque stratégie en pression et avance (NEDC).

La figure 5.10 montre aussi la répartition temporelle de la puissance pour le **scénario centré pollution**, avec une commande en pression et en avance à l'allumage. La stratégie est proche de celle obtenue avec la commande en puissance électrique et les modèle d'émissions détaillés à la section 5.1.2.2 (figure 5.6). En effet, les deux méthodes d'optimisation conduisent à une réduction importante de la puissance développée par le moteur thermique tout au long du cycle de conduite. La puissance moyenne est ainsi de 13 kW sur la partie urbaine et 15,5 kW sur la partie extra-urbaine du cycle pour le scénario centré pollution contre 20 kW et 32 kW pour le scénario centré consommation.

La différence principale entre la commande en puissance électrique et la commande en pression et avance à l'allumage concerne la gestion de l'amorçage du catalyseur durant les premiers démarrages du moteur thermique. Les scénarios centré pollution étudiés jusqu'à présent comprenaient des pics de puissance plus importants lors de la phase d'amorçage pour accélérer la chauffe du catalyseur. Ces derniers ne sont pas reproduits en figure 5.10. L'introduction d'un degré de liberté supplémentaire (l'avance à l'allumage) permet de gérer la phase d'amorçage de façon différente comme nous le détaillerons par la suite.

Enfin, la répartition temporelle de la puissance pour le **scénario intermédiaire** se situe entre les deux stratégies présentées précédemment. La puissance développée par

le moteur thermique est nettement plus faible que pour le scénario centré consommation mais elle reste quand même relativement élevée sur la partie extra-urbaine du cycle. La puissance moyenne sur la partie urbaine est de 15 kW, 24 kW pour la partie extra-urbaine.

5.3.1.3. Paramètres de contrôle rapproché du moteur thermique

Pour le **scénario centré consommation**, les paramètres de contrôle rapproché du moteur thermique sont très similaires à ceux de la section 5.2.1. La figure 5.11 montre que l'avance à l'allumage choisie par la stratégie est presque toujours égale à l'optimum et la richesse n'est pas variable dans cette sous-section.

L'avance optimale est celle qui maximise le couple si tous les autres paramètres sont inchangés, ce qui correspond au meilleur rendement du moteur. Il est logique que ce soit le paramètre choisi par la stratégie centrée consommation. Seuls cinq points présentent une avance non optimale. La variation de l'avance permettant de modifier la puissance développée par le moteur thermique, elle peut permettre d'atteindre des points plus intéressants, notamment du point de vue de la recharge de la batterie.

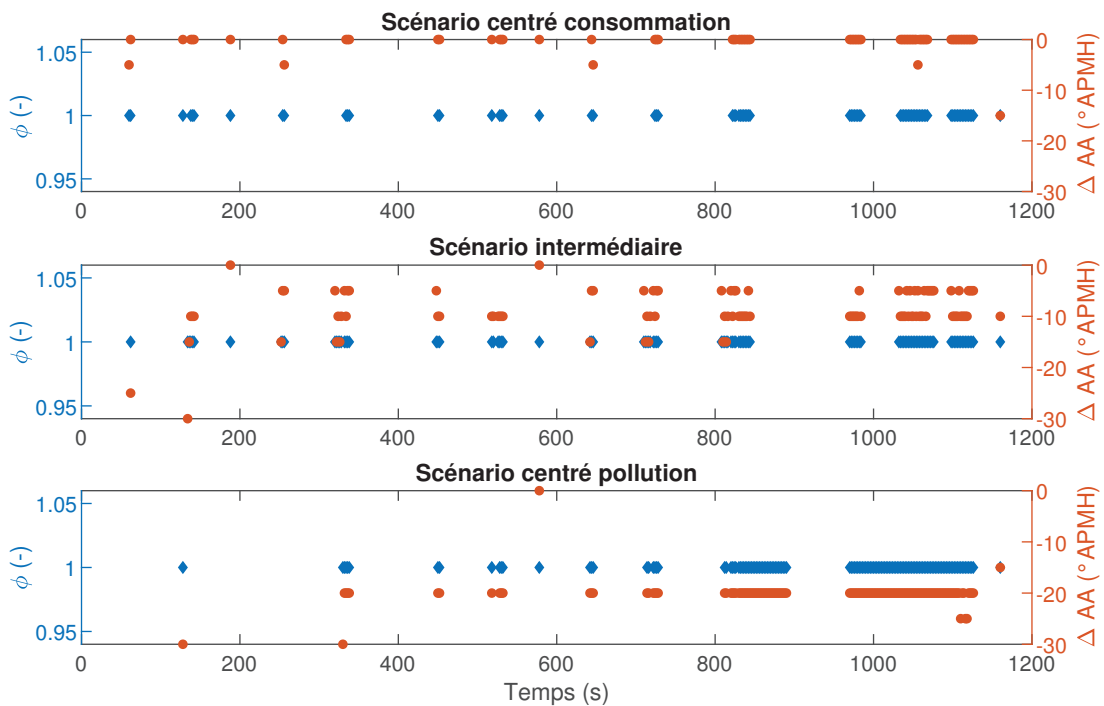


FIGURE 5.11. Paramètres de commande rapprochée du moteur pour chaque stratégie (NEDC).

Pour le **scénario centré pollution**, la figure 5.11 montre que l'avance à l'allumage est fortement dégradée au début de la phase d'amorçage du catalyseur. Les quatre premières secondes de fonctionnement du moteur présentent une avance de -30° . Pour ces points de fonctionnement, le passage d'une avance optimale à une avance relative de -30° permet d'augmenter la température des gaz à la sortie du moteur de 22 à 24 %. C'est donc l'avance à l'allumage qui remplace l'augmentation de la puissance développée par le moteur pour gérer la montée en température du catalyseur.

Pour le reste du cycle de conduite, l'avance relative à l'allumage est maintenue fortement négative. La dégradation de l'avance diminue la puissance développée par le moteur comme le faisait la diminution de la pression d'admission observée à la section

5.1.2.2. On observe ainsi des puissances similaires pour le scénario centré pollution entre la figure 5.6 et la figure 5.10.

Quand seule la pression d'admission variait, la diminution de puissance était associée à des pressions très faibles (plus d'un quart des points présentent une pression de 250 à 450 mBar pour la stratégie de la figure 5.6). Quand l'avance est aussi variable, elle permet d'obtenir des puissances faibles avec une pression d'admission plus importante (ici, 99 % des points du scénario centré pollution présentent une pression supérieure à 550 mBar).

Du point de vue des émissions de polluants, la diminution de la pression d'admission jouait sur le compromis entre les différentes espèces avec une augmentation des concentrations de HC et une diminution de celles de NO. La dégradation de l'avance est plus avantageuse car elle réduit à la fois les concentrations de HC et de NO et ne modifie pas celle de CO. Cependant, cette stratégie est plus pénalisante pour la consommation de carburant. La consommation du scénario centré pollution avec le modèle d'émissions détaillé et la commande en puissance électrique (figure 5.6) est inférieure de 18 % à celle de la stratégie à avance et pression variable.

Enfin, les paramètres de contrôle rapproché du moteur pour le **scénario intermédiaire** se situent entre les deux stratégies présentées précédemment. L'avance est de -25 et -30 degrés pour les premiers points afin de permettre l'amorçage rapide du catalyseur. Pour le reste du cycle, l'avance relative est le plus souvent de -10 ou -5 degrés par rapport à l'optimal et la pression d'admission est toujours supérieure à 600 mBar sauf pour un point.

5.3.1.4. Compromis entre les espèces de polluants et richesse

Comme pour la section 5.1.2.2, le coût associé aux espèces polluantes est dominé par les émissions de NO qui orientent fortement la forme de la stratégie optimale. Les différents coûts associés à la fonction objectif sont présentés dans le tableau 5.4. Ils correspondent au rapport entre les performances de la stratégie et leurs facteurs adimensionnants respectifs. Pour le scénario centré consommation, les émissions de CO et HC sont déjà en dessous de la valeur autorisée par la norme. Le NO au contraire est plus de deux fois supérieur à la quantité autorisée.

Les stratégies qui tiennent compte de la pollution vont donc avoir tendance à cibler les émissions de NO pour minimiser le coût associé à la fonction objectif car il s'agit du facteur prépondérant. Le tableau 5.4 montre ainsi que le scénario intermédiaire diminue les émissions de tous les polluants mais son impact est plus prononcé sur le NO. Le tableau 5.5 montre que le scénario centré pollution entraîne quant à lui une diminution supplémentaire du NO à hauteur de 74 % alors que le CO augmente de 8 % et que les émissions de HC sont stables. On observe donc une convergence des poids des émissions de CO et de NO, avec un impact faible sur les HC.

	<i>facteur adim.</i>	$\alpha = 0$		$\alpha = 0,3$		Variation relative
		$pas_{AA} = 5^\circ$	$\phi = 1$	$pas_{AA} = 5^\circ$	$\phi = 1$	
		valeur	coût	valeur	coût	
Consommation (L/100km)	6,9	3,74	0,54	3,98	0,58	+6 %
CO (g/km)	1	0,232	0,23	0,147	0,15	-37 %
HC (g/km)	0,1	0,0154	0,15	0,0076	0,08	-50 %
NO (g/km)	0,08	0,174	2,18	0,069	0,87	-60 %
Bilan de SOC (%)		-0,003		0,007		(-)
Temps de calcul		1 (min)		57 (h)		× 2690

TABLEAU 5.4. Performances des scénarios centré consommation et intermédiaire (commande rapprochée, NEDC).

	<i>facteur adim.</i>	$\alpha = 0,3$		$\alpha = 5$		Variation relative
		$pas_{AA} = 5^\circ$	$\phi = 1$	$pas_{AA} = 5^\circ$	$\phi = 1$	
		valeur	coût	valeur	coût	
Consommation (L/100km)	6,9	3,98	0,58	4,93	0,71	+24 %
CO (g/km)	1	0,147	0,15	0,159	0,16	+8 %
HC (g/km)	0,1	0,0076	0,08	0,0075	0,08	-1 %
NO (g/km)	0,08	0,069	0,87	0,018	0,22	-74 %
Bilan de SOC (%)		0,007		-0,01		(-)
Temps de calcul		57 (h)		57 (h)		=

TABLEAU 5.5. Performances des scénarios intermédiaire et centré pollution (commande rapprochée, NEDC).

Une différence majeure entre les trois espèces de polluants est leur efficacité de dégradation par le catalyseur, comme le montre la figure 5.12. En effet, pour une richesse unitaire, le modèle que nous avons développé présente une efficacité respective de 96 et 98 % pour l'oxydation des HC et du CO. L'efficacité de réduction du NO est de seulement 92 % pour la même composition chimique du mélange air/carburant.

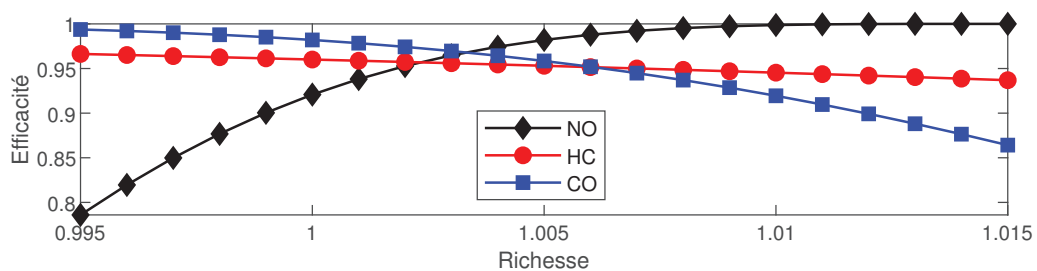


FIGURE 5.12. Efficacité de dégradation par le catalyseur de chaque polluant en fonction de la richesse

Cela donne lieu à des profils temporels d'émissions assez différents selon les espèces comme le montre la figure 5.13. Pour le **scénario centré consommation** (en bleu), on observe que la majorité des CO et des HC sont émis avant l'amorçage du catalyseur (signalé par une étoile). Durant le reste du cycle, le catalyseur élimine plus de 98 ou 96 % des émissions et permet donc de rabaisser les courbes de cumul. Concernant le NO, le catalyseur est moins efficace et la majeure partie des émissions correspond au contraire à portion extra-urbaine du cycle (après 800 seconde).

Le **scénario intermédiaire** (en orange) agit sur la phase de démarrage à froid pour limiter les émissions avant l'amorçage. Ce phénomène est prépondérant dans la réduction des HC et du CO, les courbes d'émissions étant relativement parallèles à celles du scénario centré consommation à partir de 400 s.

Pour le CO, la dégradation de l'avance pendant le démarrage à froid du catalyseur permet uniquement d'accélérer l'amorçage et donc d'assurer l'efficacité du catalyseur dès que possible. Pour les HC et le NO, la dégradation de l'avance réduit également la concentration à la sortie du moteur ce qui permet de diminuer d'autant plus les émissions pendant la phase de démarrage à froid.

Concernant le NO, l'influence de la stratégie est double car la dégradation de l'avance à l'allumage permet également de diminuer sa concentration sur l'ensemble du cycle. La pente du profil d'émission est donc réduite, en particulier sur la partie extra-urbaine.

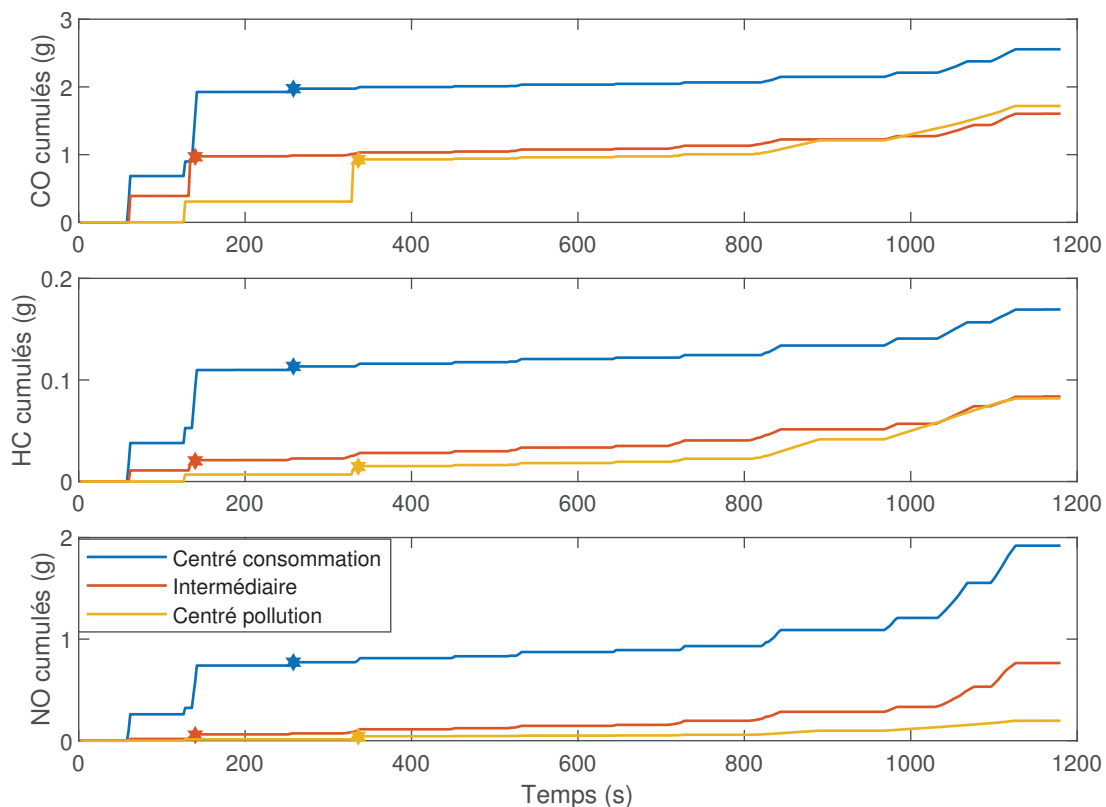


FIGURE 5.13. Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces et les différents scénarios

Le **scénario centré pollution** (en jaune) agit légèrement sur la phase de démarrage à froid en dégradant encore plus l'avance lors des premiers allumage du moteur pour augmenter l'enthalpie à l'échappement. Cependant, ce gain sur la phase d'amorçage est rattrapé sur le reste du cycle pour le CO. En effet, sa concentration à la sortie du moteur

est constante à richesse unitaire quels que soient les paramètres choisis. L'accroissement de la consommation d'essence donne lieu à un débit de gaz plus important qui augmente donc les émissions. Une tendance similaire est observée pour les HC mais leur accroissement est limité par la réduction de la concentration en dégradant l'avance. Enfin, les avances relatives très négatives et les pressions d'admissions limitées sur l'ensemble du cycle de conduite permettent d'aplanir encore d'avantage le profil d'émissions de NO.

Le choix de l'avance à l'allumage et de la pression d'admission pour réduire la pollution dépend donc fortement de l'efficacité simulée du catalyseur pour chaque espèce. Notre stratégie centrée pollution cible le NO qui est prépondérant dans la fonction coût car ses émissions cumulées sont proches de la norme. Cet effet s'explique lui-même principalement par une efficacité limitée du catalyseur pour convertir cette espèce.

L'efficacité du catalyseur n'est cependant pas constante. Elle est au contraire extrêmement sensible aux variations de la composition chimique du mélange et cette influence se modélise classiquement par une courbe en S. La figure 5.12 montre que le modèle que nous avons identifié présente des fluctuations importantes pour un intervalle très réduit autour de la richesse unitaire.

Par exemple, une augmentation de 0,8 % de la richesse (1,008) inverse la tendance entre les espèces de polluants avec une efficacité de 94 % pour l'oxydation du CO (95 % pour les HC) et de 99 % pour la réduction du NO.

On peut donc chercher à optimiser le scénario centré pollution avec une avance relative constante et une richesse et une pression d'admission variables. Nous avons ainsi effectué un calcul avec une avance relative nulle (allumage optimal) et une richesse variant entre 0,995 et 1,015 par pas de 0,002. La stratégie obtenue alterne entre une richesse de 1,007 et 1,009 pour optimiser la conversion du NO tout en conservant des efficacités suffisantes pour le CO et les HC.

Les sous-sections suivantes présentent des études de l'influence croisée de la richesse et de l'avance à l'allumage pour le scénario centré pollution :

- Tout d'abord, la stratégie optimale est déterminée avec une pression et une avance variables comme pour l'étude paramétrique du facteur α mais avec une richesse constante égale à 1,008 (valeur proche de l'optimum pour une avance relative nulle).
- Dans une deuxième sous-partie, l'avance, la richesse et la pression varient conjointement avec 4 niveaux d'avance et deux valeurs de richesse.

5.3.2. Pression et avance variables, richesse non unitaire

On retrouve pour une richesse constante et égale à 1,008 une répartition de puissance plus similaire à celles de la commande en puissance électrique ou du scénario centré consommation (voir figure 5.14). La puissance moyenne développée par le moteur thermique est de 21 kW sur la partie urbaine du cycle et de 34 kW sur la partie extra-urbaine.

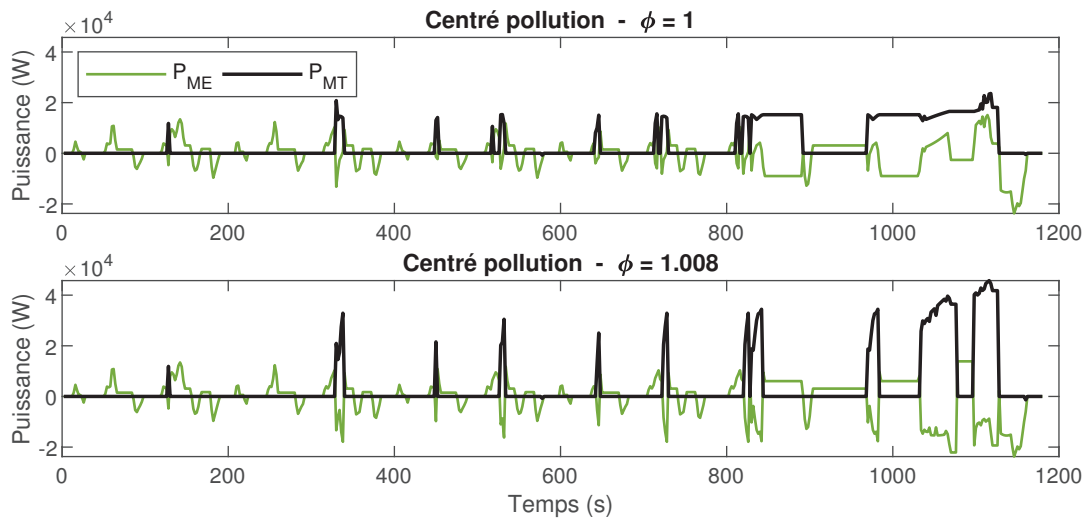


FIGURE 5.14. Répartition optimale de puissance pour les deux niveaux de richesse (NEDC).

Concernant les paramètres de commande rapprochée du moteur, la figure 5.15 montre que l'avance relative à l'allumage reste très négative pour les 8 premières secondes du cycle avec une richesse non unitaire (-30 ou -20° avant l'avance optimale). Ceci augmente l'enthalpie à l'échappement et la vitesse de montée en température du catalyseur, et tend à diminuer les concentrations de HC et NO avant l'amorçage du système de dépollution.

Pendant le reste du cycle, l'avance est plus proche de l'allumage optimal pour le scénario centré pollution avec une richesse de 1,008 que pour celui à richesse unitaire. Les avances sont plutôt semblables à celles observées pour le scénario intermédiaire présenté à la section précédente. Les pressions d'admissions sont aussi nettement supérieures pour une richesse constante de 1,008. En effet, 80 % des points présentent une pression supérieure à 850 mBar pour cette valeur de richesse alors que 99 % des pressions sont inférieures à ce seuil pour une richesse unitaire.

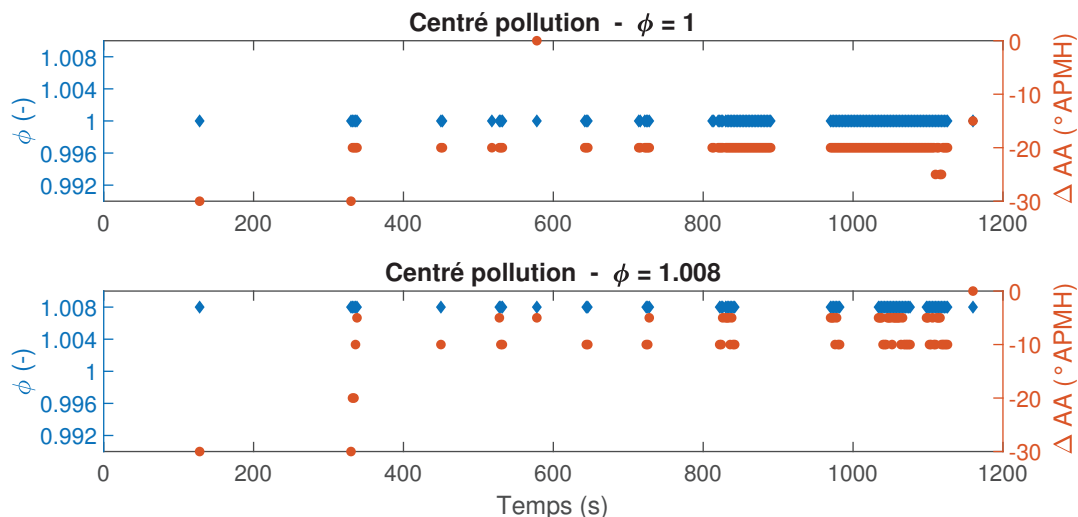


FIGURE 5.15. Paramètres de commande rapprochée pour chaque niveau de richesse (NEDC)

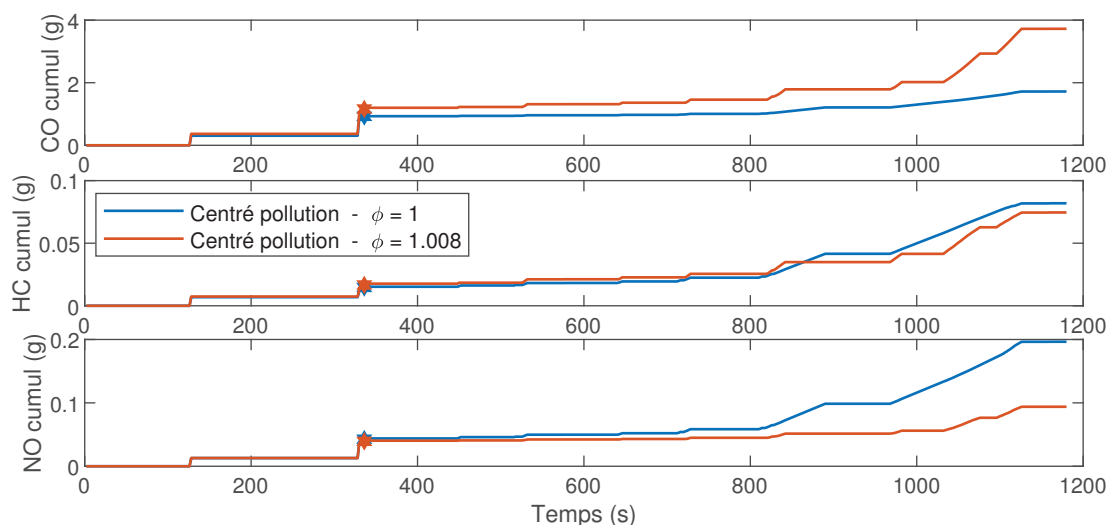


FIGURE 5.16. Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces et les deux niveaux de richesse

Du point de vue des performances, le rapprochement de l'avance optimale et l'augmentation de la pression d'admission permettent d'améliorer le rendement du moteur et donc de diminuer la consommation à hauteur de 20 % comme le montre le tableau 5.6.

Pour ce qui est des émissions de polluants, on observe en figure 5.16 une inversion claire de la forme des profils entre le CO et le NO. Ce résultat est cohérent avec les valeurs d'efficacité du catalyseur que nous avons relevées à la section précédente. En effet, pour une richesse unitaire le NO est dégradé à 92 % et le CO à 98 % alors que pour une valeur de 1,008 le NO est dégradé à 99 % et le CO à 94 %. Pour le HC, l'efficacité passe de 96 à 95 % entre 1 et 1,008 mais cette différence d'efficacité du catalyseur est compensée par un débit réduit de gaz (car le rendement du moteur est amélioré).

La variation des paramètres de contrôle rapproché du moteur a également une influence sur les concentrations de polluants à la sortie du moteur. Pour une richesse unitaire, le CO est à la fois mieux dégradé par le catalyseur mais sa concentration en sortie du moteur est également plus faible (sa concentration augmente de 18 % avec l'augmentation de la richesse). Ce changement de composition est donc doublement pénalisant pour les émissions de CO.

En ce qui concerne le NO, l'augmentation de la richesse a tendance à diminuer sa concentration. Cependant, la stratégie pour une richesse de 1,008 présente une avance à l'allumage plus proche de l'optimal et des pressions d'admission plus importantes, deux facteurs qui augmentent fortement la concentration de NO. Les concentrations de NO sont ainsi 9,5 fois plus importantes pour les phases d'accélération de la portion extra-urbaine du cycle. Cependant, les émissions de NO restent plus faibles de par l'efficacité très importante du catalyseur pour dégrader cette espèce dans les conditions de richesse choisies.

Enfin, en ce qui concerne les HC, l'augmentation de la richesse et le rapprochement de l'avance optimale ont tendance à augmenter sa concentration à la sortie du moteur. L'augmentation de la pression a au contraire tendance à la diminuer. Les concentrations de HC sont donc supérieures ou inférieures selon les points du cycle, mais la concentration moyenne de HC est plus faible de 7 % pour une richesse de 1,008. La diminution de la concentration peut aller jusqu'à 12.5 % pour les accélérations de la phase extra-urbaine qui sont critiques pour le cumul d'émissions car elles correspondent à des débits importants.

La diminution de la concentration moyenne et du débit global de gaz (via le rendement moteur) permettent donc de diminuer les émissions de HC malgré une efficacité moindre du catalyseur pour une richesse de 1,008.

	<i>facteur adim.</i>	$\alpha = 5$ $pas_{AA} = 5^\circ$ $\phi = 1$		$\alpha = 5$ $pas_{AA} = 5^\circ$ $\phi = 1,008$		Variation relative
		valeur	coût	valeur	coût	
Consommation (L/100km)	6,9	4,93	0,71	3,92	0,57	-20 %
CO (g/km)	1	0,159	0,16	0,341	0,34	+115 %
HC (g/km)	0,1	0,0075	0,08	0,0069	0,07	-9 %
NO (g/km)	0,08	0,018	0,22	0,009	0,11	-52 %
Bilan de SOC (%)		-0,01		0,021		(-)
Temps de calcul		57 (h)		58 (h)		$\times 1,02$

TABLEAU 5.6. Performances des scénarios centré pollution pour les deux niveaux de richesse (commande rapprochée, NEDC).

La dégradation de l'efficacité du catalyseur pour le CO et l'augmentation de sa concentration à la sortie du moteur avec une richesse de 1,008 donnent lieu à une forte augmentation des émissions de cette espèce (+115 %) comme le montre le tableau 5.6. Celui-ci devient alors prépondérant au niveau du coût dans la fonction objectif (0,34 alors que le NO et les HC présentent des coûts inférieurs à 0,11).

La valeur de 1,008 que nous avons utilisé pour la richesse provient d'une optimisation où la richesse et la pression d'admission variaient avec une avance à l'allumage constante. Cependant, une valeur différente aurait peut-être été choisie en faisant varier les trois paramètres de contrôle rapproché à la fois. C'est ce que nous allons faire dans la section suivante avec une pression variable par pas de 50 mBar, quatre niveaux d'avance (-30/-20/-10/0) et deux valeurs de richesse (1,003/1,008).

5.3.3. Commande en pression, richesse et avance (NEDC)

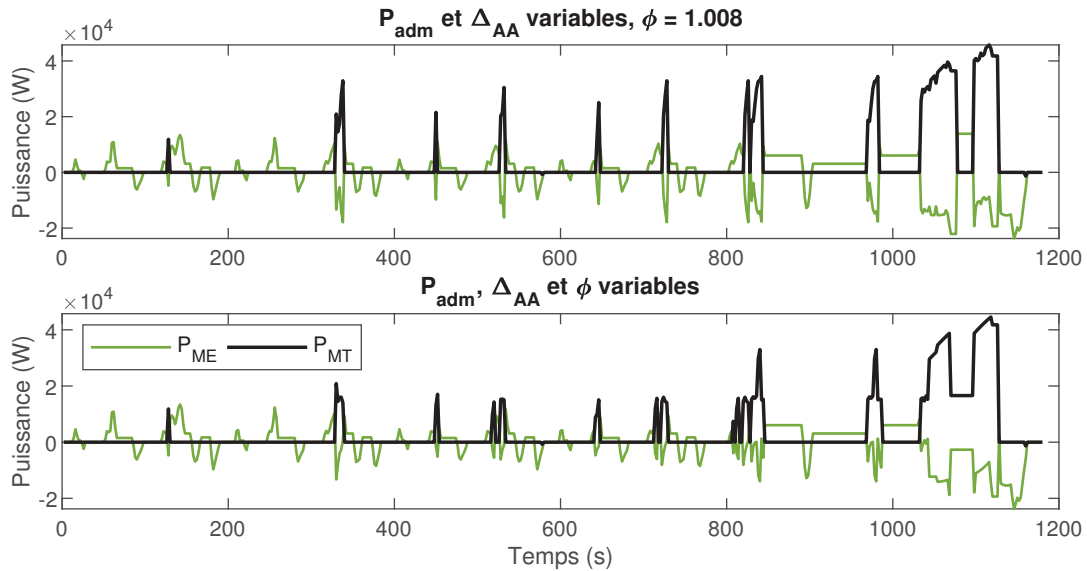


FIGURE 5.17. Répartition optimale de puissance avec une richesse unitaire et une commande à trois variables (Scénario centré pollution - NEDC).

La figure 5.17 montre la répartition temporelle de la puissance pour le scénario centré pollution avec une pression variable par pas de 50 mBar, quatre niveaux d'avance et deux valeurs de richesse. Celle-ci est proche de la stratégie optimale obtenue avec une richesse unitaire pour la partie urbaine du cycle de conduite. Pour la partie extra-urbaine, elle présente un profil mixte entre le résultat obtenu avec une richesse unitaire et celui de la richesse constante égale à 1,008 (ce dernier correspondant aux phases d'accélération pour des régimes moteur supérieur à 2440 tr/min).

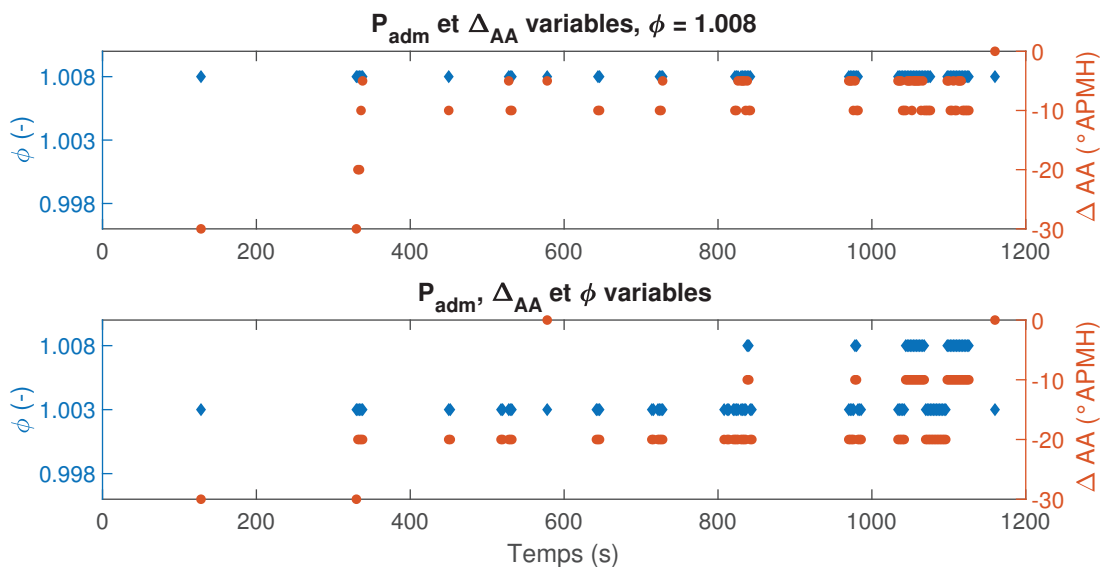


FIGURE 5.18. Paramètres de commande rapprochée avec une richesse constante et une commande à trois variables (Scénario centré pollution - NEDC)

De façon similaire, la figure 5.18 montre que les paramètres de contrôle rapproché du moteur sont proches de la stratégie obtenue avec une richesse unitaire pour la portion

urbaine du cycle et pour une partie de la portion extra-urbaine. La richesse est alors plus proche de l'unité (1,003) et l'avance à l'allumage est fortement dégradée (avance relative de -20° avant l'optimale). Pour les phases d'accélération à haut régime de la portion extra-urbaine, la richesse est de 1,008 et l'avance est moins dégradée (-10° avant l'optimale).

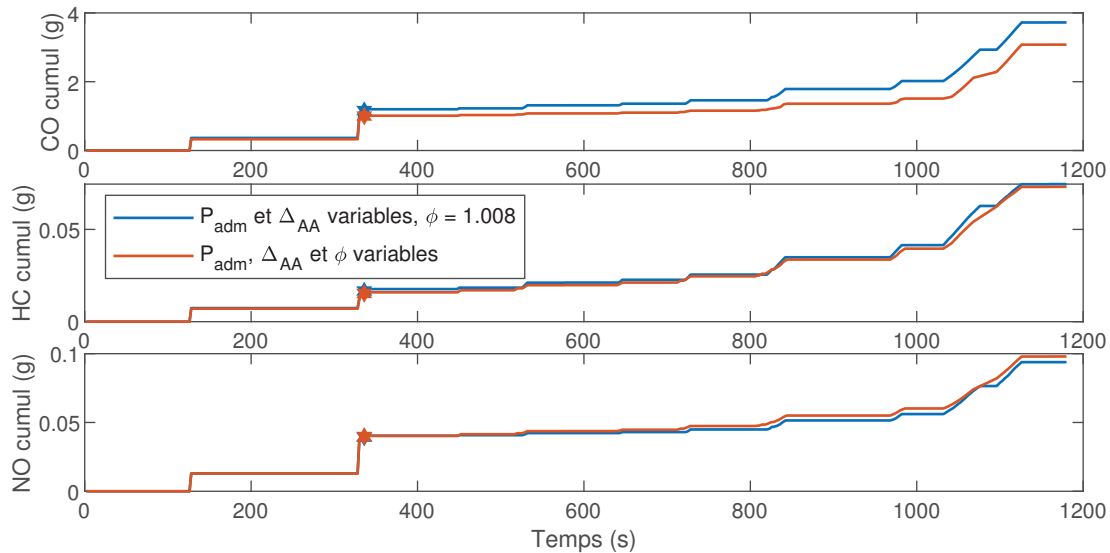


FIGURE 5.19. Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces avec une richesse constante et une commande à trois variables

La figure 5.19 montre que cette stratégie conduit principalement à une réduction des émissions de CO tout le long du cycle de conduite. Ce choix de commande cible donc le CO, qui est le facteur de coût prépondérant dans la somme de polluants de la fonction objectif, comme le montre le tableau 5.7. Le nombre de grammes de CO par kilomètre est ainsi réduit de 17 % avec une augmentation substantielle de la consommation (+9 %), une diminution minimale des émissions de HC (-2 %) et un léger accroissement de celles de NO (+4 %).

	<i>facteur adim.</i>	$\alpha = 5$		$\alpha = 5$		Variation relative
		$pas_{AA} = 5^\circ$ $\phi = 1,008$ valeur	coût	$pas_{AA} = 10^\circ$ $pas_\phi = 0,005$ valeur	coût	
Consommation (L/100km)	6,9	3,92	0,57	4,29	0,62	+9 %
CO (g/km)	1	0,341	0,34	0,282	0,28	-17 %
HC (g/km)	0,1	0,0069	0,07	0,0067	0,07	-2 %
NO (g/km)	0,08	0,009	0,11	0,009	0,11	+4 %
Bilan de SOC (%)		0,021		-0,004		(-)
Temps de calcul		58 (h)		51 (h)		× 0,88

TABLEAU 5.7. Performances des scénarios centrés pollution avec une richesse constante et une commande à trois variables (NEDC).

La façon la plus directe de réduire les émissions de CO est de modifier la richesse. En effet, pour une richesse de 1,003 la concentration de CO à la sortie du moteur est réduite de 10 % et l'efficacité du catalyseur pour l'oxydation du CO passe de 94 à 97 %.

Cependant, ce changement de richesse diminue l'efficacité de réduction du NO qui passe de 99 % à 96 % et augmente les concentration de NO de 6% environ. Pour conserver des émissions de NO faibles, la stratégie choisit donc de diminuer la pression d'admission et l'avance à l'allumage pour réduire fortement les concentrations de NO à la sortie du moteur. L'augmentation des émissions de NO est ainsi contenue, avec une augmentation de 4 % seulement.

Enfin, les HC n'orientent pas les choix de la stratégie car les émissions cumulées sont toujours largement en dessous du seuil acceptable pour la norme EURO 4. Ils diminuent de façon minimale pour la stratégie à trois variables de commande car leur concentration est minimisée par une pression admission importante et une avance assez faible quand ils sont le moins bien dégradés par le catalyseur. Au contraire, ils sont mieux oxydés par le catalyseur quand la richesse vaut 1,003 et que leur concentration augmente du fait des pressions d'admission plus faibles.

5.3.4. Commande en pression, richesse et avance (WLTC)

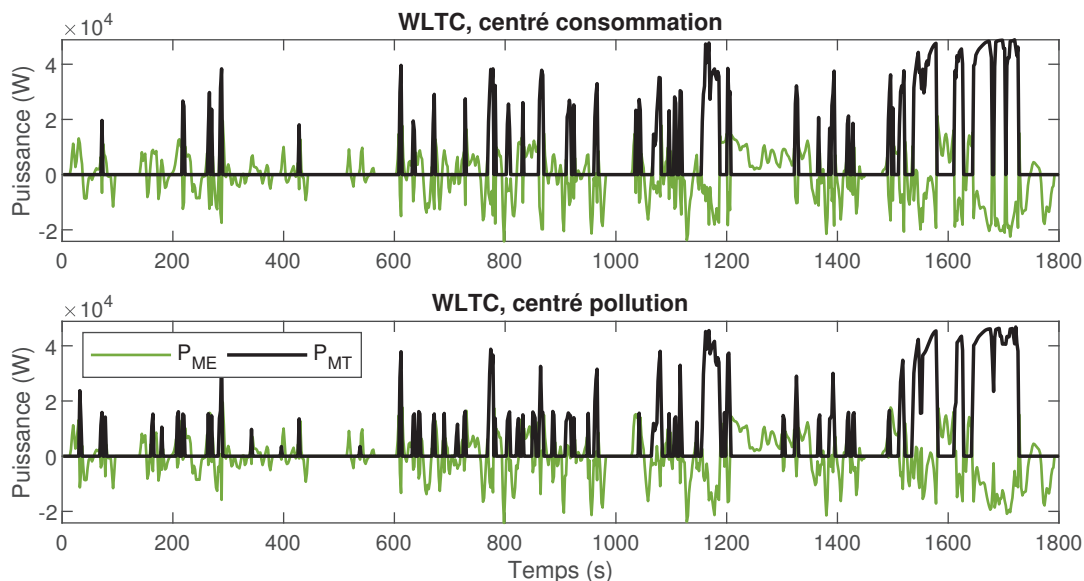


FIGURE 5.20. Répartition optimale de puissance pour une commande à trois variables (WLTC).

La figure 5.20 montre que la répartition d'énergie pour le scénario centré pollution sur le cycle WLTC avec une commande à trois variables est similaire à celle observée sur le cycle NEDC. En effet, on observe une séparation entre deux niveaux de puissance distincts. Le premier niveau correspond aux puissances faibles (autour de 12 à 18 kW), qui se rapprochent de la stratégie à richesse unitaire et qui représentent 48 % des points de fonctionnement du moteur. Le deuxième niveau correspond à des puissances importantes (autour de 27 à 47 kW), qui se rapprochent de la stratégie à richesse 1,008 et représentent 52 % des points.

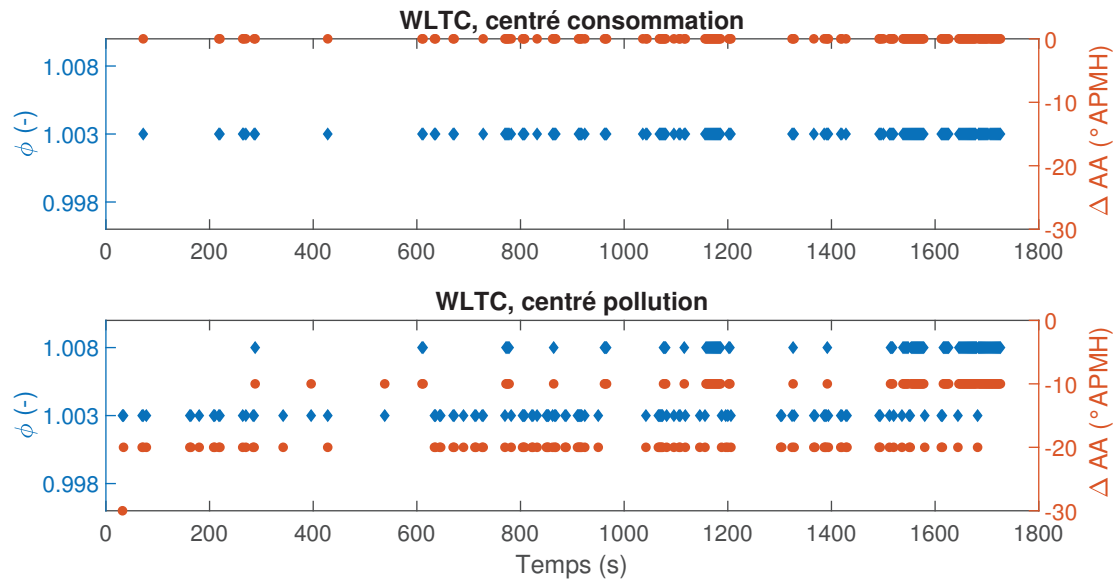


FIGURE 5.21. Paramètres de commande rapprochée pour une commande à trois variables (WLTC)

La figure 5.21 montre que les paramètres de contrôle rapproché du moteur sont en cohérence avec la répartition de puissance observée à la figure précédente. La richesse est égale à 1,008 pour les points de puissance importante, afin d'éliminer les NO produits dans ces conditions. La richesse est égale à 1,003 pour le reste des points qui correspondent à des puissances faibles et de faibles émissions de NO. On peut alors choisir une richesse plus faible pour mieux éliminer le CO. L'avance à l'allumage est en cohérence avec la richesse sauf pour 2 points qui présentent une richesse faible et une avance plus proche de l'optimale. Ces points correspondent à des puissances extrêmement faibles pour lesquels les émissions de NO sont très basse même pour une avance de -10° avant l'optimale. L'avance de -30° pour maximiser l'enthalpie à l'échappement correspond à un seul point et les points de puissance faible et d'avance relative de -20° sont suffisants pour assurer un amorçage anticipé.

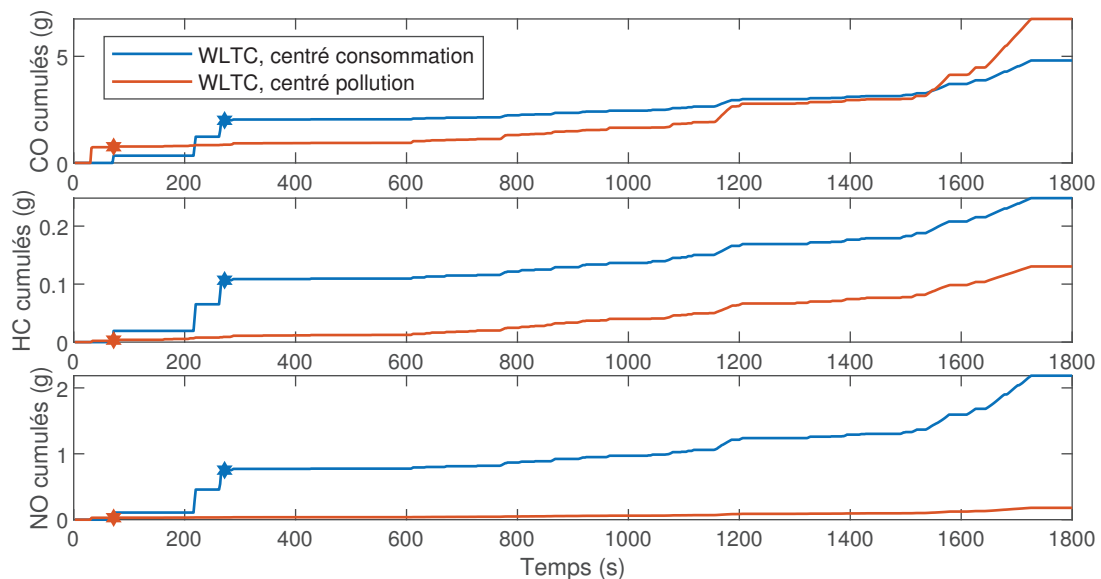


FIGURE 5.22. Cumuls temporels d'émissions pour les différentes espèces pour une commande à trois variables (WLTC)

Concernant les profils d'émissions, on observe en figure 5.22 que les émissions de CO sont supérieures à celles du scénario centré consommation pour la stratégie centrée pollution. L'amorçage anticipé permet de réduire les émissions pendant la phase de démarrage à froid mais l'influence du reste du cycle, déjà majoritaire pour le scénario centré consommation, augmente substantiellement pour la stratégie centrée pollution. Ceci est dû à la diminution d'efficacité du catalyseur, à la concentration accrue de CO en sortie du moteur et à l'augmentation globale du débit de gaz à l'échappement.

Les émissions de HC diminuent grâce à la meilleur gestion de la phase d'amorçage, et les profils restent presque parallèles pour les deux scénarios après l'amorçage du scénario centré consommation.

Enfin, les émissions de NO diminuent très fortement à la fois pendant la phase d'amorçage et jusqu'à la fin du cycle, grâce à l'optimisation de l'efficacité du catalyseur ou à la diminution de la concentration à la sortie du moteur par la réduction de la puissance.

Comme pour le NEDC, le NO est prépondérant dans la somme de polluants du scénario centré consommation (qui ne tient pas compte de ce facteur). Au contraire, c'est le CO qui est prépondérant dans la fonction objectif de la stratégie centrée pollution (voir tableau 5.8). Il est possible que la convergence de la stratégie centrée pollution ne soit pas atteinte avec une valeur de α égale à 5.

	<i>facteur adim.</i>	$\alpha = 0$		$\alpha = 5$		Variation relative
		$\Delta_{AA} = 0^\circ$ $\phi = 1,003$ valeur	coût	$pas_{AA} = 10^\circ$ $pas_\phi = 0,005$ valeur	coût	
Consommation (L/100km)	6,9	4,53	0,66	5	0,72	+10 %
CO (g/km)	1	0,207	0,21	0,29	0,29	+41 %
HC (g/km)	0,1	0,0107	0,11	0,0056	0,06	-47 %
NO (g/km)	0,08	0,094	1,17	0,008	0,1	-92 %
Bilan de SOC (%)		-0,022		-0,007		(-)
Temps de calcul		2 (min)		79 (h)		× 2163

TABLEAU 5.8. Performances des scénarios centré consommation et centré pollution avec une commande à trois variables (WLTC).

5.4. Discussion

5.4.1. Comparaison des résultats des deux parties

La première partie de la thèse concernait l'optimisation de la répartition de puissance entre les deux moteurs du GMP hybride. La variable de commande choisie était la variation du SOC de la batterie, qui représente une image de la puissance développée par la batterie et disponible pour la machine électrique. Les modèles d'émissions et de température des gaz dépendaient uniquement de la puissance développée par le moteur thermique, avec une richesse unitaire sur toute la plage de fonctionnement et une avance constante par paliers.

Pour cette deuxième partie, nous avons modifié le problème d'optimisation pour inclure les variables de contrôle rapproché du moteur thermique : la pression d'admission, l'avance relative à l'allumage et la richesse. La pression d'admission peut être rapprochée au premier ordre à la puissance développée par le moteur thermique et donc à la variable de commande utilisée à la partie précédente. L'avance à l'allumage et la richesse offrent des degrés de liberté supplémentaires pour la variation de la puissance du moteur et ont surtout une influence importante sur les émissions de polluants et la température pour lesquelles de nouveaux modèles ont été proposés.

Les nouveaux modèles de pollution présentent des amplitudes de concentrations différentes des premiers modèles en puissance moteur. La concentration de CO ne varie pas du tout en fonction de la pression et de l'avance pour le modèle détaillé. L'amplitude de variation des concentrations de HC est au contraire plus large pour le modèle détaillé avec [50-650] ppm contre [80-400] ppm environ en puissance. Enfin, la différence est particulièrement marquée pour le modèle de NO qui peut atteindre des concentrations beaucoup plus faibles avec le modèle détaillé : [300-3550] ppm contre [3150-3800] ppm précédemment.

Cela ouvre donc des possibilités nouvelles à la stratégie pour optimiser les émissions de polluants non seulement par la gestion de la montée en température du catalyseur mais aussi en modulant les concentrations de polluants à la sortie du moteur. Cette modulation peut intervenir à la fois pendant la phase d'amorçage et durant l'ensemble du cycle de conduite. La stratégie peut ainsi à tout moment dégrader l'avance à l'allumage pour réduire conjointement les concentrations de NO et de HC ou agir sur le compromis entre ces deux espèces en modifiant la pression d'admission.

Si la stratégie optimale profite de l'ensemble des points du cycle de conduite pour réduire les émissions, cela donne lieu à des compromis plus marqués entre les différentes grandeurs manipulées.

En particulier, il y a un compromis tranché entre la consommation de carburant et les émissions de CO₂ associées d'une part et les émissions de polluants locaux et la qualité de l'air d'autre part. Dans la première partie de la thèse, l'augmentation de la consommation pour les scénarios tenant compte de la pollution ne dépassait pas les 2 % par rapport au scénario centré consommation. Ici, le scénario centré pollution présente un surplus de consommation de 32 % pour une richesse unitaire (15 % pour la commande à trois variables).

Il y a également un compromis prononcé entre les émissions de CO et de NO, la diminution de 52 % des émissions de NO pour une richesse de 1,008 s'accompagne ainsi d'une augmentation de 115 % des émissions de CO.

Les différents paramètres de contrôle rapproché du moteur thermique influencent ces compromis entre les différentes grandeurs :

- L'avance à l'allumage diminue les émissions de NO et de HC mais augmente la consommation de carburant et les émissions de CO₂ (les émissions de CO augmentent indirectement car elles sont proportionnelles au débit de gaz).
- Des variations faibles de richesse contrôlent le compromis entre les émissions de CO et de NO en jouant sur l'efficacité du catalyseur. Des variations plus importantes de richesse ont une influence sur la consommation, le meilleur rendement du moteur

correspondant à un mélange légèrement pauvre (richesse de 0,97) mais ces plages de variation sont rédhibitoires pour la pollution du fait de l'inefficacité du catalyseur et de l'augmentation sensible des concentrations de NO. La richesse contrôle ainsi le compromis émissions de CO (HC) vs NO.

- La pression d'admission influence principalement le compromis entre les émissions de NO et la consommation de carburant (liée directement aux émissions de CO₂ et indirectement à celles de CO). Elle agit aussi sur le compromis entre le NO et les HC mais ces derniers n'influencent jamais les choix de la stratégie centrée pollution car les émissions cumulées sont très inférieures au seuil imposé par la norme.

Dans la première partie de la thèse, la montée en température du catalyseur était gérée grâce à la répartition de puissance entre le moteur thermique et la machine électrique. L'utilisation du moteur thermique à forte puissance permettait d'augmenter la température des gaz et d'accélérer l'amorçage du catalyseur en dégradant très peu la consommation de carburant. Dans les véhicules conventionnels, l'amorçage du catalyseur est habituellement géré grâce à la dégradation de l'avance à l'allumage qui permet d'augmenter l'enthalpie à la sortie du moteur pour des puissances de démarrage faibles en dégradant volontairement le rendement du moteur.

Dans cette deuxième partie, la stratégie optimale choisit de dégrader l'avance à l'allumage pour optimiser la phase d'amorçage du catalyseur, comme dans un véhicule conventionnel. En effet, malgré la diminution de l'efficacité du moteur thermique, le retard à l'allumage a un double effet positif sur la pollution. Un retard important par rapport à l'allumage optimal augmente la température des gaz à la sortie du moteur tout en diminuant les concentrations de HC et de NO. Cela permet donc d'assurer l'amorçage au plus tôt du catalyseur tout en réduisant les émissions durant cette phase critique où le catalyseur n'est pas encore actif.

Pour la phase de démarrage à froid, le degré de liberté apporté par l'hybridation ne remet donc pas en question la stratégie de contrôle rapproché du moteur thermique comme nous aurions pu le penser. La commande optimale du moteur hybridé choisit au contraire des paramètres de contrôle qui optimisent les concentrations de polluants et l'efficacité du catalyseur durant l'ensemble du cycle. Le rendement du moteur thermique passe au second plan car la consommation n'est pas prépondérante dans la fonction objectif. En effet, l'hybridation permet d'assurer dans tous les cas une réduction de la consommation par rapport au véhicule conventionnel qui constitue notre valeur de référence.

5.4.2. Discussion sur la méthode et ses limites

Nous avons choisi ici de traiter les différents polluants locaux comme un seul bloc dans la fonction objectif. Celle-ci contient un facteur de pondération unique entre la consommation et la somme des émissions adimensionnées. Le choix de la stratégie dépend donc beaucoup des facteurs choisis pour adimensionner les émissions.

Nous avons choisi d'utiliser les seuils de la norme EURO 4 dans toute la thèse qui présente des modèles de pollution différents selon les parties. Cependant, on aurait également pu choisir les émissions simulées sur cycle avec le véhicule conventionnel correspondant au modèle du moteur thermique dans chacune des parties. De cette façon, les facteurs adimensionnants auraient été plus cohérents avec les différents modèles utilisés.

Il est également possible d'ajouter des facteurs de pondération supplémentaires si on s'intéresse à la réduction d'un type de polluant en particulier.

Les émissions d'hydrocarbures imbrûlés (HC) sont très faibles par rapport au facteur choisi pour adimensionner (plus de 6 fois inférieures à la norme même pour le scénario centré consommation). Ceci peut être dû au fait que l'on ne tient pas compte de la température du moteur dans la phase de démarrage à froid. Celle-ci a un effet sur la qualité de la combustion et donc les émissions de HC avant que les parois du cylindre ne soient chaudes. De plus, pour stabiliser la flamme quand le moteur est froid, le mélange peut être enrichi en carburant ce qui augmente encore les émissions d'imbrûlés. Ce polluant est donc particulièrement sensible à la gestion du démarrage à froid et moins influencé par les conditions de fonctionnement tout au long du cycle. Pour obtenir une estimation précise des émissions de HC, il faudrait caractériser les sur-émissions en fonction de la température du moteur et inclure une variable d'état supplémentaire pour modéliser la température du moteur.

Étant donné la verticalité des courbes d'efficacité du catalyseur, une variation très faible de la richesse ou des paramètres de la courbe en S modélisant l'efficacité peut avoir une influence importante sur les résultats. Indépendamment des paramètres du modèle, la forme exacte de l'efficacité varie aussi en fonction du composant considéré, deux catalyseurs de formulations différentes pouvant avoir des comportements distincts quant à l'efficacité de dégradation de chaque polluant.

La stratégie optimale obtenue avec une variation conjointe des trois paramètres de contrôle rapproché du moteur comporte des variations de richesse régulières entre un niveau de 1,003 et un niveau de 1,008. En pratique, il n'est pas possible de contrôler la composition chimique des gaz avec une telle précision dans un moteur réel, en particulier dans le cas de régimes transitoires qui sont fréquents avec l'hybridation. Les stratégies réelles de contrôle de la richesse consistent habituellement à osciller autour de la valeur unitaire de la richesse pour oxyder les CO et les HC d'une part ou réduire les NO d'autre part. Le catalyseur possède de plus des capacités de stockage d'oxygène qui permettent de réguler l'efficacité lors de régimes transitoires.

La modélisation de cette boucle de régulation de la richesse est très complexe et met en jeu de nombreuses variables d'état, il n'est donc pas réaliste d'en tenir compte dans le cadre de l'optimisation de la stratégie de gestion de l'énergie. Il est cependant intéressant de noter que le contrôle proposé pour la richesse dans cette deuxième partie de la thèse présente également un caractère oscillant à plus grande échelle. Quand la puissance développée et le régime du moteur sont importants, ce qui correspond aux conditions susceptibles de produire le plus de NO, un mélange plus riche en carburant est choisi pour favoriser la dégradation de ce polluant. Quand la puissance et le régime sont plus faibles, un mélange moins riche est choisi pour mieux dégrader le reste des polluants.

La détermination de la stratégie optimale sur le cycle NEDC dans la première partie de la thèse nécessitait 17 heures de calcul sur une machine de calcul avec deux processeurs à 3,5 GHz et 64 Go de RAM, avec un pas de temps de 1 s et un pas de température de 0,2 K. Pour cette deuxième partie, nous utilisons une machine de calcul différente avec deux processeurs à 2,2 GHz et 256 Go de RAM. Le cycle NEDC nécessite un temps de calcul de 58 heures et utilise 72,6 % de la RAM pour un pas de temps de 2 s, un pas de température

de 0,4 K et 9 niveaux d'avance à l'allumage. L'augmentation du temps de calcul et de la mémoire nécessaire malgré une grille d'états plus grossière (moins de sommets dans le graphe) est due à la combinatoire sur les variables de commande, qui multiplie le nombre d'arcs accessibles au départ de chaque sommet. Les calcul nécessitent donc des ressources importantes et il est difficile d'envisager de rajouter des variables d'états supplémentaires dans les modèles utilisés.

Conclusion et perspectives

Ce travail de thèse s'inscrit dans la continuité d'une étude précédemment menée au laboratoire ECO7 sur le compromis entre la consommation de carburant (et les émissions de CO₂ associées) et les émissions de polluants dans le cadre de l'hybridation des moteurs à allumage commandé. La méthode utilisée dans cette première étude était le principe du minimum de Pontryagin qui fait apparaître plusieurs co-états dont la détermination et l'interprétation physique peuvent être complexes et qui a depuis été approfondie par plusieurs autres auteurs.

Dans le cadre d'une collaboration entre les laboratoires ECO7 et DRIVE, nous avons exploré une autre méthode d'optimisation encore peu utilisée pour l'étude du compromis entre consommation et émissions : la programmation dynamique. Cette méthode pourra permettre de valider les résultats obtenus avec le principe du minimum de Pontryagin. Nous avons aussi introduit les paramètres de contrôle rapproché du moteur dans le problème d'optimisation, dans le but de comparer la commande optimale du moteur thermique hybridé à celle d'une motorisation conventionnelle.

Une première partie du travail, essentiellement méthodologique, a consisté à analyser la convergence de la programmation dynamique au regard de la discrétisation choisie. Cette partie s'est appuyée sur un modèle simplifié du moteur thermique formulé à partir de données expérimentales. Une deuxième partie du travail a permis d'optimiser la commande rapprochée du moteur grâce à la méthode développée. Un modèle plus détaillé du moteur thermique a été formulé de façon expérimentale afin de tenir compte des nouvelles variables de commande. Dans les deux parties, nous avons étudié les résultats sur l'ancien cycle d'homologation (NEDC), qui est simple et permet une bonne compréhension des phénomènes, et sur le nouveau cycle d'homologation (WLTC), qui est plus proche des conditions de conduite réelles.

Dans cette conclusion générale, nous dressons le bilan des principales contributions du travail de thèse et nous relevons des perspectives intéressantes pour des travaux futurs.

Principales contributions

Concernant la méthode d'optimisation

Développement de deux algorithmes basés sur la programmation dynamique pour optimiser la répartition d'énergie avec deux variables d'état : Le premier algorithme concerne la commande en puissance électrique et utilise la même discrétisation pour la variable de commande et la variable d'état, ce qui permet de limiter les erreurs d'arrondis. Le deuxième algorithme concerne la commande rapprochée du moteur et présente une structure plus générique (3 variables de commande et 2 variables d'état non liées au niveau de la discrétisation).

Analyse de la convergence des résultats au regard de la discrétisation : Des études paramétriques ont permis de valider la convergence de la méthode dans la première partie pour un pas de temps de 1 s, un pas de SOC de 0,02 % et un pas de température de 0,2 K. L'augmentation du pas de temps en deuxième partie a permis de réduire le temps de calcul en gardant la même précision concernant l'évolution des variables d'état, avec un impact minimal sur l'évaluation de l'énergie consommée. La convergence des résultats au regard de la discrétisation des variables d'état a été étudiée pour la pression d'admission, la discrétisation de la richesse et de l'avance à l'allumage restent à explorer plus en détail.

Évaluation du temps de calcul pour l'implémentation de la programmation dynamique : La discrétisation nécessaire à la convergence des résultats présente pour le cycle WLTC un temps de calcul de 34 h avec une commande en puissance électrique et un pas de temps de 1 s et de 79 h en tenant compte du contrôle rapproché du moteur avec un pas de temps de 2 s. Ces temps de calcul et les capacités nécessaires en terme de mémoire vive permettent difficilement d'envisager l'ajout de variables d'état supplémentaires à la modélisation du système dans le cadre de cette méthode.

Concernant la modélisation

Mise à jour du modèle thermique du catalyseur à partir de mesures sur un moteur conforme aux normes de dépollution récentes : La forme du modèle de température du catalyseur a été déterminée par des études précédemment effectuées au laboratoire ECO7 et DRIVE. La valeur des coefficients a été ajustée à partir de mesures réalisées au laboratoire ECO7 sur un moteur à allumage commandé conforme à la norme EURO 6 (catalyseur léger, isolé thermiquement et proche de la sortie du moteur). Ce modèle a été validé de façon expérimentale sur les cycles NEDC et WLTC.

Modèles du moteur thermique en fonction des paramètres de contrôle rapproché : Des modèles du couple, de la consommation, des émissions et de la température des gaz en fonction de la pression d'admission, de la richesse et de l'avance à l'allumage ont été construits à partir de données expérimentales. Les mesures ont été collectées au laboratoire DRIVE pour un moteur à allumage commandé en fonctionnement stabilisé et équipé d'une unité de contrôle ouverte. Les données sont publiées en annexe du travail de thèse.

Concernant l'analyse de la stratégie optimale

Analyse de la répartition temporelle des pics de puissance : La prise en compte des émissions de polluants dans la stratégie optimale modifie la répartition des phases hybrides par rapport à une stratégie centrée sur la consommation seule. Les allumages du moteur sont positionnés de façon à éviter la diminution de l'efficacité du catalyseur causée par refroidissement à l'air. Il existe donc un risque de désamorçage avec un catalyseur léger, même dans le cas d'un hybride non rechargeable dont le moteur thermique est allumé régulièrement pour maintenir la charge de la batterie autour d'une valeur médiane.

Influence du modèle de pollution sur la vitesse d'amorçage du catalyseur :

En première partie de la thèse, le modèle simplifié des concentrations de polluants présente peu de variations sur la plage de fonctionnement du moteur. La stratégie optimale consiste alors à accélérer l'échauffement du catalyseur en maximisant la puissance développée par le moteur thermique jusqu'à atteindre la température d'amorçage.

En deuxième partie, les concentrations varient davantage et l'optimisation centrée pollution exploite cette variation pour minimiser la concentration de NO à la sortie du moteur thermique. La puissance développée par le moteur est faible pour limiter la formation de NO ce qui a pour conséquence de retarder l'amorçage du catalyseur. Cette stratégie de chauffe lente est fortement influencée par la prépondérance des émissions de NO dans la fonction objectif car elle augmente au contraire les émissions de HC.

Cette prépondérance est due : a) aux facteurs choisis pour adimensionner les émissions et les comparer entre elles et b) au fait que l'efficacité modélisée du catalyseur pour la réduction du NO est nettement inférieure à celle des deux autres polluants pour une richesse unitaire. En augmentant très légèrement la richesse, on retrouve ainsi en deuxième partie une stratégie plus similaire à la première. Il serait intéressant d'approfondir cette analyse en proposant des modèles plus précis pour la formation des HC et pour la régulation de la richesse dont l'influence sur l'efficacité du catalyseur est très marquée de par la verticalité du modèle.

Contrôle rapproché optimal du moteur thermique dans le cadre de l'hybridation : Nous avons étudié trois paramètres de contrôle rapproché du moteur : la pression d'admission, la richesse et l'avance à l'allumage. Nous avons analysé l'influence de ces trois paramètres :

- Sur une plage de variation large, la richesse agit sur le compromis entre l'efficacité du système de dépollution et la consommation de carburant car le rendement optimal du moteur se situe en mélange pauvre. Cependant, lorsque l'on tient compte des émissions, la plage de variation optimale de la richesse est très réduite et se situe autour d'une proportion stœchiométrique. Dans cette plage de variation réduite, la richesse joue sur le compromis entre la dépollution du NO d'une part et des HC et CO d'autre part. Comme précisé précédemment, un modèle plus précis de l'influence de cette variable serait nécessaire pour approfondir cette analyse du contrôle de la richesse.
- La pression d'admission est directement liée à la puissance développée par le moteur thermique et agit d'une part sur le compromis entre la concentration de NO et de HC à la sortie du moteur et d'autre part sur la vitesse de chauffe du catalyseur. Comme précisé au point précédent, on observe deux types de stratégies. Soit on optimise la chauffe du catalyseur avec des pressions d'admission importantes soit on chauffe lentement pour minimiser les émissions de NO en limitant la pression tout le long du cycle. Le passage d'une stratégie à l'autre est influencé par la valeur de la richesse.
- L'avance à l'allumage est classiquement utilisée dans les moteurs à allumage commandé pour optimiser la chauffe du catalyseur car une avance tardive permet d'augmenter l'enthalpie à l'échappement au prix d'une dégradation du rendement. Notre hypothèse était que le degré de liberté introduit par l'hybridation permettrait d'éliminer ce mode de fonctionnement et d'optimiser la

chauffe du catalyseur sans dégrader le rendement du moteur thermique grâce au mode hybride.

Le résultat de l'optimisation est contraire à cette hypothèse. En effet, la dégradation de l'avance est très positive du point de vue de la pollution car elle augmente non seulement la vitesse de chauffe du catalyseur mais permet également de réduire les concentrations de HC et NO (sans influence sur le CO). La stratégie hybride tenant compte des émissions de polluants tend donc à dégrader systématiquement l'avance, pas seulement pendant la phase d'amorçage mais tout le long du cycle moteur. L'hybridation réduisant la consommation d'essence (et les émissions de CO₂ associées) par rapport à la valeur de référence pour le véhicule conventionnel, la pollution est toujours prépondérante dans la fonction objectif (sauf pour des valeurs très faibles de α).

Perspectives

Concernant la modélisation

Étude d'un moteur plus récent et d'un contrôle rapproché plus complexe : Le modèle de couple, de consommation, de température des gaz et de concentration de polluants à la sortie du moteur est basé sur l'étude d'un moteur à allumage commandé EURO 4. Il pourrait être intéressant de modifier ce modèle pour tenir compte des évolutions plus récentes des moteurs, notamment l'injection directe essence. Dans ce contexte, il pourrait être intéressant d'introduire des variables de contrôle rapproché du moteur supplémentaires, comme la distribution variable (permettant des cycles thermodynamiques particuliers) ou la suralimentation.

Introduction de variables d'état supplémentaires : Pour modéliser les émissions de façon plus précise il pourrait être intéressant d'introduire des variables d'état supplémentaires dans le modèle du moteur :

- La variation de la richesse du mélange n'est pas immédiate, en particulier dans le cas d'un moteur à injection indirecte. La modélisation de la dynamique de richesse au niveau de l'injection ainsi que des capacités de stockage d'oxygène au niveau du catalyseur serait intéressante dans le cadre de l'optimisation du contrôle rapproché.
- Une modélisation multi-0D du catalyseur (plusieurs cellules de température uniforme en série) permet une meilleure évaluation de sa dynamique de température et donc de son efficacité.
- La modélisation de la température du moteur pourrait aussi améliorer l'estimation des émissions de HC.

Concernant l'amélioration de l'implémentation existante

Réduction du temps de calcul par élimination des états de charge inaccessibles : Dans la mesure où l'on connaît avant de commencer le calcul le niveau de SOC de la batterie au début et à la fin du cycle, on peut éliminer par défaut des régions du graphes qui ne permettront pas de respecter ces contraintes. En effet,

les vitesses de charge et de décharge de la batterie sont limitées. Si on détermine les vitesses maximales, on peut construire une enveloppe d'états de charge à chaque instant du cycle qui permettent de respecter les contraintes initiales et finales. De cette façon, on réduit le nombre de coûts à déterminer et le temps de calcul global de la méthode. Des implémentations de cette enveloppe de SOC accessibles existent au laboratoire ECO7 mais elles doivent être adaptées à notre algorithme.

Interpolation du coût à la discrétisation des variables d'état : Dans l'implémentation de la programmation dynamique, on calcule la nouvelle valeur des variables d'état et le coût correspondant après l'application d'une certaine commande. On arrondit ensuite la valeur des variables d'état pour se ramener à une grille discrète et le coût calculé est donc faussé car il ne correspond pas tout à fait à l'arc du graphe considéré. Pour limiter cette erreur on peut choisir un pas plus fin pour la grille d'états, comme nous l'avons fait.

Une solution complémentaire est d'évaluer l'erreur faite sur le coût en l'interpolant par rapport à celui des sommets voisins. Cette méthode peut permettre d'améliorer la convergence de l'algorithme pour une discrétisation plus grossière et donc d'obtenir des résultats plus précis en réduisant le temps de calcul.

Concernant l'utilisation de l'outil développé

Étude de l'inertie du catalyseur : Les résultats que nous avons obtenus sont basés sur un modèle thermique validé de façon expérimentale pour un catalyseur léger présentant une inertie faible. L'utilisation de données issues de catalyseurs plus anciens étudiés au laboratoire pourrait permettre d'étudier l'influence de la conception de cet organe sur les résultats obtenus. Par ailleurs, on pourrait envisager d'introduire un facteur de dimensionnement pour étudier la variation de l'inertie indépendamment de données expérimentales précises.

Comparaison avec le principe du minimum de Pontryagin : Les modèles du moteur et du catalyseur ont été développés de façon à pouvoir être utilisés dans le cadre des outils existants du laboratoire ECO7 qui présentent des implémentations du principe du minimum de Pontryagin. Une comparaison des deux méthodes d'optimisation sur le même problème peut donc être envisagée.

Application à d'autres types de véhicules : L'algorithme d'optimisation des paramètres de contrôle moteur que nous avons développé peut être appliqué à d'autres types de motorisations. On peut s'intéresser au véhicule conventionnel pour lequel le nombre de variables d'état est réduit (seule la température du catalyseur varie). On peut aussi s'intéresser au véhicule hybride rechargeable en augmentant la taille des composants électriques, en étudiant un cycle de conduite plus long et en modifiant la contrainte sur l'état final du SOC (la batterie peut se recharger sur le réseau et on la laisse donc se décharger pendant le trajet).

Nomenclature

Acronymes et composés chimiques

AEE Agence européenne pour l'environnement

AIE Agence internationale de l'énergie

APMH avant le point mort haut

CO monoxyde de carbone

CO₂ dioxyde de carbone

COVNM composés organiques volatils non méthaniques

CSE Consommation Spécifique Effective (exprimée en g/KWh)

FTIR Fourier transform infrared (spectrométrie infrarouge à transformée de Fourier)

GIEC Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat

GMP groupe motopropulseur

HIL hardware in the loop, test d'un système embarqué dont l'environnement est simulé

IFSTTAR Institut français des sciences et technologies des transports, de l'aménagement et des réseaux (auquel est rattaché l'équipe ECO7)

MVEM mean value engine model (modèle moteur à valeur moyenne)

NEDC new european driving cycle (ancien cycle d'homologation européen)

NO Monoxyde d'azote

NO_x oxydes d'azote

PEMS portable emissions measurement system (système portable de mesure des émissions)

PM_{10(2,5)} particules de moins de 10 (2,5) microns

SO_x oxydes de soufre

SOC state of charge

UCM Unité de contrôle rapproché du moteur

WLTC Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Cycle (nouveau cycle d'homologation européen)

Symboles utilisés dans les équations

$[NO]_{min}$ paramètre de saturation du modèle détaillé de [NO]

α facteur de pondération des émissions par rapport à la consommation

$\Delta\lambda_X$	intervalle de montée courbe de Wiebe (efficacité fonction de la richesse pour le polluant X)
ΔH_X	variation d'enthalpie de la réaction de dégradation du polluant X en $\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}$
Δ_{soc}	variation de l'état de charge de la batterie sur un pas de temps en %
δ_{soc}	pas de discrétisation du SOC (entrée contrôlable et variable d'état) en %
ΔT	intervalle de montée courbe de Wiebe (efficacité fonction de la température)
δT	pas de discrétisation de la température du catalyseur (variable d'état) en K
δt	pas de temps pour la discrétisation du cycle en s
ΔT_{cata}	variation de température du catalyseur sur un pas de temps en K
$\Delta_{AA,min}$	coefficient d'ajustement du modèle (effet de l'avance sur la température)
Δ_{AA}	avance relative (différence entre le réglage et l'avance optimale) en °APMH
$\eta_{\phi,X}$	efficacité du catalyseur dépendant de la richesse pour dégrader le polluant X
η_{ϕ}	contribution de la richesse au rendement moteur
η_{AA}	contribution de l'avance à l'allumage au rendement moteur
η_{BV}	rendement de la boîte de vitesse
η_{c0}	rendement de combustion de référence
$\eta_{cata,X}$	efficacité du catalyseur pour dégrader le polluant X
η_{DF}	rendement du différentiel de pont
$\eta_{temp,\phi}$	contribution de la richesse au taux de remplissage
η_{temp}	taux de remplissage du moteur thermique
η_{th}	rendement thermodynamique
η_T	efficacité du catalyseur dépendant de la température
λ	paramètre adimensionné exprimant l'excès d'air du mélange brûlé
$\lambda_{0,X}$	abscisse de référence courbe de Wiebe (efficacité fonction de la richesse pour le polluant X)
ω_{ME}	régime de rotation de la machine électrique en $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$
ω_{MT}	régime de rotation du moteur thermique en $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$
ω_{ral}	régime de ralenti du moteur thermique en $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$
ϕ	richesse, paramètre adimensionné exprimant l'excès de carburant du mélange brûlé
ρ	masse volumique de l'air en $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
A	coefficient de l'hyperbole de rendement de combustion en $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$
a	accélération du véhicule en $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_X	coefficient courbe de Wiebe (efficacité fonction de la richesse pour le polluant X)

a_{AA}	coefficient d'ajustement du modèle (effet de l'avance sur la température)
A_{amb}	surface équivalente d'échange entre le catalyseur et l'extérieur en m^2
A_{gaz}	surface équivalente d'échange entre les gaz et le monolithe en m^2
a_N	coefficient d'ajustement du modèle (effet du régime sur la température)
a_{Padm}	coefficient d'ajustement du modèle (effet de la pression sur la température)
a_{phi}	coefficient d'ajustement du modèle (effet de la richesse sur la température)
a_T	coefficient courbe de Wiebe (efficacité fonction de la température)
AA_{opti}	avance à l'allumage optimale (maximisant le couple) °APMH
B	coefficient de l'hyperbole de rendement de combustion en $tr \cdot min^{-1}$
b_{AA}	coefficient d'ajustement du modèle (effet de l'avance sur la température)
b_N	coefficient d'ajustement du modèle (effet du régime sur la température)
b_{Padm}	coefficient d'ajustement du modèle (effet de la pression sur la température)
b_{phi}	coefficient d'ajustement du modèle (effet de la richesse sur la température)
C_f	couple de frottement en $N \cdot m$
C_{arbre}	couple sur l'arbre reliant le moteur au coupleur en $N \cdot m$
C_{GMP}	couple à fournir par les moteurs en $N \cdot m$
C_{max}	couple maximum du moteur en $N \cdot m$
C_{ME}	couple de la machine électrique en $N \cdot m$
C_{min}	couple minimum (de frottement) du moteur en $N \cdot m$
C_{MT}	couple du moteur thermique en $N \cdot m$
C_p	capacité thermique du catalyseur en $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$
C_{roue}	couple à la roue du véhicule en $N \cdot m$
C_x	coefficient de traînée
CO_X	paramètres d'ajustement du modèle détaillé de [CO]
E	tension de la source parfaite en V
e	exposant du terme de rendement de la transmission en fonction du sens du flux
f	ordonnée à l'origine de la courbe de pression moyenne de frottement en kPa
f_p	pente de la courbe de pression moyenne de frottement en $kPa \cdot tr \cdot min^{-1}$
F_{res}	effort de résistance au roulement en N
g	accélération de la pesanteur en $m \cdot s^{-2}$
H	Hamiltonien
h_{amb}	coefficient de transfert thermique en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

h_{gaz}	coefficient de transfert thermique en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
hc_X	paramètres d'ajustement du modèle détaillé de [HC]
I_{bat}	courant batterie en A
J_{ME}	moment d'inertie de la machine électrique en $kg \cdot m^{-2}$
J_{MT}	moment d'inertie du moteur thermique en $kg \cdot m^{-2}$
J_{roue}	moment d'inertie d'une roue en $kg \cdot m^2$
J_{veh}	moment d'inertie équivalent du véhicule en $kg \cdot m^2$
k	variable de temps discrète
K_X	coefficient courbe de Wiebe (efficacité fonction de la richesse pour le polluant X)
k_{AA}	effet de l'avance à l'allumage sur la température à l'échappement
K_{amb}	paramètre d'ajustement du modèle de convection externe
k_{BV}	rapport de réduction de la boîte de vitesse
k_{CP}	rapport de réduction du coupleur
k_{DF}	rapport de réduction du différentiel de pont
K_{gaz}	paramètre d'ajustement du modèle de convection interne
k_N	effet du régime sur la température à l'échappement
k_{Padm}	effet de la pression d'admission sur la température à l'échappement
k_{phi}	effet de la richesse sur la température à l'échappement
K_{reac}	paramètre d'ajustement du modèle d'exothermie des réactions
k_{reac}	constante exprimant l'importance des réactions par rapport aux autres sources de chaleur
k_{roul}	coefficient de résistance au roulement
m_{air}	masse d'air mélangée au carburant en g
m_{air}	masse de carburant du mélange brûlé en g
$\dot{m}_{carb,ref}$	débit massique moyen de carburant sur le cycle d'homologation en $g \cdot s^{-1}$
$\dot{m}_{carb}(t)$	débit massique instantané de carburant en $g \cdot s^{-1}$
m_{cata}	masse du catalyseur en kg
M_{gaz}	masse molaire du mélange en $g \cdot mol^{-1}$
\dot{m}_{gaz}	débit massique des gaz à travers le catalyseur en $g \cdot s^{-1}$
m_T	exposant courbe de Wiebe (efficacité fonction de la température)
m_{veh}	masse du véhicule en kg
$\dot{m}_{X,ref}$	débit massique moyen de l'espèce X sur le cycle d'homologation en $g \cdot s^{-1}$
m_X	exposant courbe de Wiebe (efficacité fonction de la richesse pour le polluant X)

$\dot{m}_X(t)$	débit massique instantané de l'espèce X en $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$
N	régime de rotation du moteur thermique en $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$
\dot{n}_X	débit molaire du polluant X dans le catalyseur en $\text{mol}\cdot\text{s}^{-1}$
no_X	paramètres d'ajustement du modèle détaillé de [NO]
p_1	état adjoint au SOC
p_2	état adjoint à la température
P_{adm}	pression du collecteur d'admission moteur en Pa
P_{bat}	puissance délivrée par la batterie en W
P_{MT}	puissance effective développée par le moteur en W
P_{norm}	puissance du moteur thermique adimensionnée par la cylindrée en $\text{bar}\cdot\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$
PCI	pouvoir calorifique du carburant en $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
PME	pression moyenne effective en bar
Q_0	capacité nominale de la batterie en A·s
Q_{ACM}	pertes de l'association convertisseur machine en W
\dot{Q}_{amb}	flux thermique du catalyseur vers l'air ambiant en W
\dot{Q}_{gaz}	flux thermique des gaz vers le monolithe en W
\dot{Q}_{reac}	flux thermique correspondant aux réactions chimiques en W
R	résistance batterie en Ω
r	constante spécifique de l'air en $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
R_c	nombre de tours par cycle de combustion (2 pour un moteur à 4 temps)
R_{gaz}	constante des gaz parfaits en $\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
R_{pneu}	rayon du pneu en m
S_F	surface frontale du véhicule en m^2
soc	charge de la batterie par rapport à sa capacité en %
st	symbole indiquant la stœchiométrie
T_0	abscisse de référence courbe de Wiebe (efficacité fonction de la température)
T_{adm}	température du collecteur d'admission moteur en K
T_{amb}	Température ambiante en K
$T_{cata}(t)$	température du catalyseur en K
T_{gaz}	température des gaz à la sortie du moteur en K
TH	Taux d'hybridation
v	vitesse du véhicule en $\text{m}\cdot\text{s}$
V_{cyl}	cylindrée du moteur en L
$[X]$	concentration volumique de l'espèce polluante X en ppm ou %vol

Bibliographie

- [1] IPCC, *Climate Change 2014 : Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. IPCC, Geneva, Switzerland, 2014. *2 citations pages 3 et 4*
- [2] R. Sims, R. Schaeffer, F. Creutzig, X. Cruz-Núñez, M. D’Agosto, D. Dimitriu, M. F. Meza, L. Fulton, S. Kobayashi, O. Lah, A. McKinnon, P. Newman, M. Ouyang, J. Schauer, D. Sperling, et G. Tiwari, “Transport”, *Climate Change 2014 : Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* (O. Edenhofer, R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, E. Farahani, S. Kadner, K. Seyboth, A. Adler, I. Baum, S. Brunner, P. Eickemeier, B. Kriemann, J. Savolainen, S. Schlömer, C. von Stechow, T. Zwickel, et J. Minx, eds.), ch. 8, pp. 599–670, Cambridge University Press, 2014. DOI. *Cité page 3*
- [3] IEA, *Energy Technology Perspectives 2012*. Paris, IEA, 2012. URL. *Cité page 4*
- [4] B. Cox, C. Bauer, A. Mendoza Beltran, D. P. van Vuuren, et C. L. Mutel, “Life cycle environmental and cost comparison of current and future passenger cars under different energy scenarios”, *Applied Energy*, vol. 269, no. April, p. 115021, 2020. DOI. *Cité page 4*
- [5] C. Tagliaferri, S. Evangelisti, F. Acconcia, T. Domenech, P. Ekins, D. Barletta, et P. Lettieri, “Life cycle assessment of future electric and hybrid vehicles : A cradle-to-grave systems engineering approach”, *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 112, pp. 298–309, aug 2016. DOI. *Cité page 4*
- [6] Santé Publique France, “Impacts sanitaires de la pollution de l’air en France : nouvelles données et perspectives”, jun 2016. URL. *Cité page 4*
- [7] European Environment Agency, “Air quality in Europe - 2018 report”, 2018. DOI. *Cité page 4*
- [8] F. Badin, *Hybrid vehicles - from components to systems*. Editions Technip, 2013. *3 citations pages 5, 6, et 7*
- [9] European Council, “Vehicle emissions in real driving conditions : council gives green light to second package”. Press release 35/16, 2016. URL. *Cité page 5*
- [10] European Environment Agency, “Emissions of air pollutants from transport”, 2019. URL. *Cité page 5*
- [11] L. Guzzella et A. Sciarretta, *Vehicle Propulsion Systems, Third Edition*. Springer, 2013. DOI. *5 citations pages 5, 6, 10, 24, et 26*
- [12] M. Koebel, M. Elsener, et M. Kleemann, “Urea-SCR : a promising technique to reduce NOx emissions from automotive diesel engines”, *Catalysis Today*, vol. 59, no. 3, pp. 335–345, 2000. DOI. *Cité page 7*

- [13] L. Guzzella et C. H. Onder, *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer, 2004. *9 citations pages 7, 10, 32, 33, 69, 79, 81, 82, et 83*
- [14] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. MacGraw-Hill International Editions, 1988. *7 citations pages 7, 33, 74, 79, 80, 81, et 83*
- [15] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, C. Nouillant, et G. Bloch, “*3WCC Temperature Integration in a Gasoline-HEV Optimal Energy Management Strategy*”, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, p. 802597, 2014. DOI. *2 citations pages 7 et 31*
- [16] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, C. Nouillant, et G. Bloch, “*Energy management of HEV to optimize fuel consumption and pollutant emissions*”, *11th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC’12*, (Seoul), 2012. *3 citations pages 7, 25, et 31*
- [17] D. Maamria, K. Gillet, G. Colin, Y. Chamaillard, et C. Nouillant, “*Computation of eco-driving cycles for Hybrid Electric Vehicles : Comparative analysis*”, *Control Engineering Practice*, vol. 71, no. October 2017, pp. 44–52, 2018. DOI. *Cité page 7*
- [18] P. Zhang, F. Yan, et C. Du, “*A comprehensive analysis of energy management strategies for hybrid electric vehicles based on bibliometrics*”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 48, no. 205, pp. 88–104, 2015. DOI. *6 citations pages 7, 8, 11, 13, 17, et 61*
- [19] T. E. Hajji, B. Kabalan, Y. Cheng, E. Vinot, et C. Dumand, “*Sensitivity Analysis on the Sizing Parameters of a Series-Parallel HEV*”, *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, vol. 52, pp. 405–410, Elsevier Ltd, 2019. DOI. *Cité page 7*
- [20] B. Kabalan, E. Vinot, C. Yuan, R. Trigui, C. Dumand, et T. E. Hajji, “*Efficiency Improvement of a Series-Parallel Hybrid Electric Powertrain by Topology Modification*”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 68, no. 12, pp. 11523–11531, 2019. DOI. *2 citations pages 7 et 8*
- [21] E. Silvaş, T. Hofman, et M. Steinbuch, “*Review of optimal design strategies for hybrid electric vehicles*”, *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, vol. 45, pp. 57–64, 2012. DOI. *Cité page 7*
- [22] V. Reinbold, *Méthodologie de dimensionnement d’un moteur électrique pour véhicules hybrides : optimisation conjointe des composants et de la gestion d’énergie*. PhD, Université de Grenoble, 2014. URL. *Cité page 7*
- [23] L. Joud, D. Chrenko, A. Keromnes, R. Da Silva, et L. Le Moyne, “*Predictive Energy Management for Hybrid Vehicles Based on Driving Cycle Recognition*”, *2017 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, 2017. DOI. *2 citations pages 9 et 64*
- [24] A. A. Yusuf et F. L. Inambao, “*Effect of cold start emissions from gasoline-fueled engines of light-duty vehicles at low and high ambient temperatures : Recent trends*”, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 14, no. February, p. 100417, 2019. DOI. *2 citations pages 11 et 17*
- [25] R. Westerholm, A. Christensen, et Å. Rosén, “*Regulated and unregulated exhaust emissions from two three-way catalyst equipped gasoline fuelled vehicles*”, *Atmospheric Environment*, vol. 30, no. 20, pp. 3529–3536, 1996. DOI. *Cité page 11*

- [26] V. Boltyanski, R. Gamkrelidze, E. Mishchenko, et L. Pontryagin, “*The maximum principle in the theory of optimal processes of control*”, *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 1, pp. 464–469, 1960. DOI. Cité page 11
- [27] S. Delprat, T. M. Guerra, G. Paganelli, J. Lauber, et M. Delhom, “*Control strategy optimization for an hybrid parallel powertrain*”, *Proceedings of the 2001 American Control Conference*, pp. 1315–1320, 2001. DOI. Cité page 11
- [28] R. Du, X. Hu, S. Xie, L. Hu, Z. Zhang, et X. Lin, “*Battery aging- and temperature-aware predictive energy management for hybrid electric vehicles*”, *Journal of Power Sources*, vol. 473, no. July, p. 228568, 2020. DOI. Cité page 11
- [29] Y. Zeng, Y. Cai, C. Chu, G. Kou, et W. Gao, “*Integrated Energy and Catalyst Thermal Management for Plug-In Hybrid Electric Vehicles*”, *Energies*, vol. 11, no. 7, p. 1761, 2018. DOI. 4 citations pages 11, 17, 18, et 19
- [30] D. Maamria, *Dynamic optimization in multi-states systems for automobile energy efficiency*. PhD, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2015. URL. 6 citations pages 11, 18, 19, 25, 34, et 61
- [31] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, G. Bloch, et C. Nouillant, “*Pollution constrained optimal energy management of a gasoline-HEV*”, *SAE Technical Papers*, 2013. DOI. Cité page 12
- [32] R. Bellman, “*The theory of dynamic programming*”, *Bulletin of the American Mathematical Society*, vol. 60, no. 6, pp. 503–515, 1954. URL. Cité page 12
- [33] E. Vinot, R. Trigui, et B. Jeanneret, “*Optimal management of electric vehicles with a hybrid storage system*”, *2010 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, (Lille), pp. 1–6, 2010. DOI. Cité page 13
- [34] C. C. Lin, H. Peng, J. W. Grizzle, et J. M. Kang, “*Power management strategy for a parallel hybrid electric truck*”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 11, no. 6, pp. 839–849, 2003. DOI. Cité page 13
- [35] G. Li et D. Görge, “*Energy management strategy for parallel hybrid electric vehicles based on approximate dynamic programming and velocity forecast*”, *Journal of the Franklin Institute*, vol. 356, no. 16, pp. 9502–9523, 2019. DOI. Cité page 13
- [36] B. Kabalan, *Systematic methodology for generation and design of hybrid vehicle powertrains*. PhD, Université Claude Bernard Lyon 1, 2020. URL. Cité page 13
- [37] M. Le Guyadec, *Dimensionnement multi-physique des véhicules hybrides, de leurs composants et de la commande du système*. PhD, Université Grenoble Alpes, 2018. Cité page 13
- [38] A. H. Land et A. G. Doig, “*An Automatic Method of Solving Discrete Programming Problems*”, *Econometrica*, vol. 28, no. 3, pp. 497–520, 1960. DOI. 2 citations pages 13 et 15
- [39] S. Burer et A. N. Letchford, “*Non-convex mixed-integer nonlinear programming : A survey*”, *Surveys in Operations Research and Management Science*, vol. 17, no. 2, pp. 97–106, 2012. DOI. Cité page 15
- [40] S. Liu, M. Wang, N. Kong, et X. Hu, “*An Enhanced Branch-and-Bound Algorithm for Bilevel Integer Linear Programming*”, *European Journal of Operational Research*, no. xxxx, 2020. DOI. Cité page 15

- [41] E. C. Sewell et S. H. Jacobson, “*A branch, bound, and remember algorithm for the simple assembly line balancing problem*”, INFORMS Journal on Computing, vol. 24, no. 3, pp. 433–442, 2012. DOI. Cité page 15
- [42] Y. Gaoua, S. Caux, et P. Lopez, “*A combinatorial optimization approach for the electrical energy management in a multi-source system*”, *2nd International Conference on Operations Research and Enterprise Systems (ICORES 2013)*, pp. 55–59, 2013. DOI. Cité page 15
- [43] A. Chauvin, *Contribution à l’optimisation globale pour le dimensionnement et la gestion d’énergie de véhicules hybrides électriques basée sur une approche combinatoire*. PhD, INSA de Lyon, 2015. URL. Cité page 15
- [44] IBM, “*CPLEX Optimizer*”. URL. Cité page 15
- [45] S. Delprat et T. Hofman, “*Hybrid vehicle optimal control : linear interpolation and singular control*”, *2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pp. 1–6, 2014. DOI. Cité page 16
- [46] M. Sánchez et S. Delprat, “*Hybrid vehicle energy management : Avoiding the explicit hamiltonian minimization*”, *2018 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pp. 1–5, 2018. DOI. Cité page 16
- [47] Y. Wu, H. Tan, J. Peng, H. Zhang, et H. He, “*Deep reinforcement learning of energy management with continuous control strategy and traffic information for a series-parallel plug-in hybrid electric bus*”, Applied Energy, vol. 247, no. September 2018, pp. 454–466, 2019. DOI. Cité page 17
- [48] J. Li, Q. Zhou, Y. He, B. Shuai, Z. Li, H. Williams, et H. Xu, “*Dual-loop online intelligent programming for driver-oriented predict energy management of plug-in hybrid electric vehicles*”, Applied Energy, vol. 253, no. July, 2019. DOI. Cité page 17
- [49] S. Zhang, X. Hu, S. Xie, Z. Song, L. Hu, et C. Hou, “*Adaptively coordinated optimization of battery aging and energy management in plug-in hybrid electric buses*”, Applied Energy, vol. 256, no. May, p. 113891, 2019. DOI. Cité page 17
- [50] S. Zhang, Y. Wu, J. Hu, R. Huang, Y. Zhou, X. Bao, L. Fu, et J. Hao, “*Can Euro V heavy-duty diesel engines, diesel hybrid and alternative fuel technologies mitigate NOX emissions ? New evidence from on-road tests of buses in China*”, Applied Energy, vol. 132, no. 2, pp. 118–126, 2014. DOI. Cité page 17
- [51] F. Mensing, E. Bideaux, R. Trigui, J. Ribet, et B. Jeanneret, “*Eco-driving : An economic or ecologic driving style ?*”, Transportation Research Part C : Emerging Technologies, vol. 38, pp. 110–121, 2014. DOI. 2 citations pages 17 et 24
- [52] M. S. Reiter et K. M. Kockelman, “*The problem of cold starts : A closer look at mobile source emissions levels*”, Transportation Research Part D : Transport and Environment, vol. 43, no. x, pp. 123–132, 2016. DOI. Cité page 17
- [53] S. Sinha Majumdar, J. A. Pihl, et T. J. Toops, “*Reactivity of novel high-performance fuels on commercial three-way catalysts for control of emissions from spark-ignition engines*”, Applied Energy, vol. 255, p. 113640, 2019. DOI. Cité page 17
- [54] C. Dardiotis, G. Martini, A. Marotta, et U. Manfredi, “*Low-temperature cold-start gaseous emissions of late technology passenger cars*”, Applied Energy, vol. 111, pp. 468–478, 2013. DOI. Cité page 17

- [55] A. Martínez-Arias, M. Fernández-García, A. B. Hungría, A. Iglesias-Juez, K. Duncan, R. Smith, J. A. Anderson, J. C. Conesa, et J. Soria, “*Effect of thermal sintering on light-off performance of Pd/(Ce, Zr)Ox/Al₂O₃ three-way catalysts : Model gas and engine tests*”, Journal of Catalysis, vol. 204, no. 1, pp. 238–248, 2001. DOI. *Cité page 17*
- [56] L. Pace et M. Presti, “*An alternative way to reduce fuel consumption during cold start : The electrically heated catalyst*”, SAE Technical Papers, pp. 1–7, 2011. DOI. *Cité page 17*
- [57] M. Gumus, “*Reducing cold-start emission from internal combustion engines by means of thermal energy storage system*”, Applied Thermal Engineering, vol. 29, no. 4, pp. 652–660, 2009. DOI. *Cité page 17*
- [58] E. Korin, R. Reshef, D. Tshernichovesky, et E. Sher, “*Improving Cold-Start Functioning of Catalytic Converters by Using Phase-Change Materials*”, SAE Technical Papers, pp. 1–9, 1998. DOI. *Cité page 17*
- [59] J. Gao, G. Tian, A. Sorniotti, A. E. Karci, et R. Di Palo, “*Review of thermal management of catalytic converters to decrease engine emissions during cold start and warm up*”, Applied Thermal Engineering, vol. 147, no. June 2018, pp. 177–187, 2019. DOI. *Cité page 18*
- [60] T. Castiglione, S. Bova, et M. Belli, “*A Novel Approach to the Thermal Management of Internal Combustion Engines*”, Energy Procedia, vol. 126, pp. 883–890, 2017. DOI. *Cité page 18*
- [61] K. Cedrone et W. K. Cheng, “*SI Engine Control in the Cold-Fast-Idle Period for Low HC Emissions and Fast Catalyst Light Off*”, SAE International Journal of Engines, vol. 7, no. 2, pp. 968–976, 2014. DOI. *Cité page 18*
- [62] R. Hedinger, P. Elbert, et C. Onder, “*Optimal cold-start control of a gasoline engine*”, Energies, vol. 10, no. 10, 2017. DOI. *Cité page 18*
- [63] L. Serrao, A. Sciarretta, O. Grondin, A. Chasse, Y. Creff, D. Di Domenico, P. Pognant-Gros, C. Querel, et L. Thibault, “*Open Issues in Supervisory Control of Hybrid Electric Vehicles : A Unified Approach Using Optimal Control Methods*”, Oil Gas Sci. Technol. - Rev. IFP Energies nouvelles, vol. 68, no. 1, pp. 23–33, 2013. DOI. *Cité page 18*
- [64] G. Paganelli, M. Tateno, A. Brahma, G. Rizzoni, et Y. Guezennec, “*Control development for a hybrid-electric sport-utility vehicle : strategy, implementation and field test results*”, Proceedings of the 2001 American Control Conference, (Arlington, VA), pp. 5064–5069, 2001. DOI. *Cité page 18*
- [65] V. H. Johnson, K. B. Wipke, et D. J. Rausen, “*HEV control strategy for real-time optimization of fuel economy and emissions*”, SAE Technical Papers, 2000. DOI. *Cité page 18*
- [66] D. Kum, H. Peng, et N. K. Bucknor, “*Optimal energy and catalyst temperature management of plug-in hybrid electric vehicles for minimum fuel consumption and tail-pipe emissions*”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 21, no. 1, pp. 14–26, 2013. DOI. *3 citations pages 18, 19, et 61*
- [67] E. Vinot et B. Jeanneret, “*Fuel consumption vs pollutant emission trade-off for hybrid electric vehicle : An application of the pontryagin’s minimum principle*”,

- 2014 *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, (Coimbra), pp. 1–6, 2014. DOI. 5 citations pages 18, 19, 25, 61, et 62
- [68] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, G. Bloch, et C. Nouillant, “Optimizing fuel consumption and pollutant emissions of gasoline-HEV with catalytic converter”, *Control Engineering Practice*, vol. 61, pp. 198–205, 2017. DOI. 5 citations pages 18, 19, 61, 62, et 64
- [69] USDOE Office of Scientific and Technical Information, “*Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System*”, 2006. DOI. Cité page 23
- [70] Z. Asus, D. Chrenko, E. H. Aglzim, A. Kéromnès, et L. Le Moyne, “Simple method of estimating consumption of internal combustion engine for hybrid applications”, *2012 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, 2012. DOI. 3 citations pages 25, 28, et 143
- [71] V. H. Johnson, “Battery performance models in ADVISOR”, *Journal of Power Sources*, vol. 110, no. 2, pp. 321–329, 2002. DOI. Cité page 26
- [72] R. Trigui, F. Badin, B. Jeanneret, F. Harel, G. Coquery, R. Lallemand, J. P. Ousten, M. Castagne, M. Debest, E. Gittard, F. Vangraefshepe, V. Morel, L. Baghli, A. Rezzoug, J. Labbé, et S. Biscaglia, “Hybrid light duty vehicles evaluation program”, *International Journal of Automotive Technology*, vol. 4, no. 2, pp. 65–75, 2003. URL. Cité page 27
- [73] R. Trigui, *Approche systémique pour la modélisation, la gestion de l’énergie et l’aide au dimensionnement des véhicules hybrides thermiques-électriques*. HdR, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2011. URL. Cité page 28
- [74] S. Javanmardi, E. Bideaux, R. Trigui, et E. N. Bourles, “Effect of trajectory optimization parameters on energy consumption and CO2 emissions for a gasoline powered vehicle”, *Journal of Earth Sciences and Geotechnical Engineering*, vol. 7, no. 1, pp. 263–276, 2017. URL. Cité page 28
- [75] Z. Asus, *Effective Simulation Model and New Control Strategy to Improve Energy Efficiency in Hybrid Electric Land Vehicle*. PhD, Université de Bourgogne, 2014. URL. Cité page 28
- [76] C. Depcik et D. Assanis, “One-dimensional automotive catalyst modeling”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 31, no. 4, pp. 308–369, 2005. DOI. 5 citations pages 28, 31, 33, 34, et 35
- [77] R. Trigui, B. Jeanneret, B. Malaquin, et C. Plasse, “Performance comparison of three storage systems for mild HEVs using PHIL simulation”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 58, no. 8, pp. 3959–3969, 2009. DOI. Cité page 29
- [78] J. M. A. Harmsen, *Kinetic modelling of the dynamic behaviour of an automotive three-way catalyst under cold-start conditions*. PhD, Technical University of Eindhoven, 2001. DOI. Cité page 31
- [79] G. Mauviot, F. le Berr, S. Raux, F. Perretti, L. M. Malbec, et C. N. Millet, “0D Modelling : a Promising Means for After-treatment Issues in Modern Automotive Applications”, *Oil and Gas Science and Technology*, vol. 64, no. 3, pp. 285–307, 2009. DOI. Cité page 31
- [80] R. Godi et S. Onori, “Reduced order model design for three way catalytic converter temperature dynamics”, *2017 IEEE Conference on Control Techno-*

- logy and Applications (CCTA)*, (Mauna Lani, HI), pp. 886–891, 2017. DOI. 3 citations pages 31, 32, et 33
- [81] S. Sabatini, I. Kil, J. Dekar, T. Hamilton, J. Wuttke, M. A. Smith, M. A. Hoffman, et S. Onori, “A new semi-empirical temperature model for the three way catalytic converter”, *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, vol. 28, pp. 434–440, 2015. DOI. 3 citations pages 31, 32, et 33
- [82] B. T. I. Shaw, G. D. Fischer, et J. K. Hedrick, “A Simplified Coldstart Catalyst Thermal Model to Reduce Hydrocarbon Emissions”, *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, vol. 35, (Barcelona), pp. 307–312, IFAC, 2002. DOI. 4 citations pages 31, 32, 33, et 34
- [83] A. J. Kean, R. A. Harley, et G. R. Kendall, “Effects of Vehicle Speed and Engine Load on Motor Vehicle Emissions”, *Environmental Science & Technology*, vol. 37, no. 17, pp. 3739–3746, 2003. DOI. Cité page 32
- [84] P. R. Sanketi, J. C. Zavala, J. K. Hedrick, M. Wilcutts, et T. Kaga, “A simplified catalytic converter model for automotive coldstart control applications with Adaptive Parameter Fitting”, *8th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC '06*, (Taipei), 2006. 2 citations pages 33 et 34
- [85] S. H. Oh et J. C. Cavendish, “Transients of Monolithic Catalytic Converters : Response to Step Changes in Feedstream Temperature as Related to Controlling Automobile Emissions”, *Industrial & Engineering Chemistry Product Research and Development*, vol. 21, no. 1, pp. 29–37, 1982. DOI. Cité page 34
- [86] P. Kiwitez, C. Onder, et L. Guzzella, “Control-oriented modeling of a three-way catalytic converter with observation of the relative oxygen level profile”, *Journal of Process Control*, vol. 22, no. 6, pp. 984–994, 2012. DOI. Cité page 34
- [87] E. P. Brandt, Y. Wang, et J. W. Grizzle, “Dynamic modeling of a three-way catalyst for SI engine exhaust emission control”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 8, no. 5, pp. 767–776, 2000. DOI. Cité page 34
- [88] Y. M. Kang et G. C. Park, “An experimental study on evaporative heat transfer coefficient and applications for passive cooling of AP600 steel containment”, *Nuclear Engineering and Design*, vol. 204, no. 1-3, pp. 347–359, 2001. DOI. Cité page 36
- [89] J. S. Prost, M. T. González, et M. J. Urbicain, “Determination and correlation of heat transfer coefficients in a falling film evaporator”, *Journal of Food Engineering*, vol. 73, no. 4, pp. 320–326, 2006. DOI. Cité page 36
- [90] I. Tosun, “Evaluation of Transfer Coefficients : Engineering Correlations”, *Modeling in Transport Phenomena*, pp. 59–115, Elsevier Science, 2007. DOI. Cité page 36
- [91] A. Chasse et A. Sciarretta, “Supervisory control of hybrid powertrains : An experimental benchmark of offline optimization and online energy management”, *Control Engineering Practice*, vol. 19, no. 11, pp. 1253–1265, 2011. DOI. 2 citations pages 45 et 65
- [92] D. P. Bertsekas, “Convergence of Discretization Procedures in Dynamic Programming”, *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 20, no. 3, pp. 415–419, 1975. DOI. Cité page 50
- [93] D. Maamria, K. Gillet, G. Colin, Y. Chamailard, et C. Nouillant, “On the use of Dynamic Programming in eco-driving cycle computation for electric vehicles”,

- 2016 *IEEE Conference on Control Applications (CCA)*, pp. 1288–1293, 2016. DOI. Cité page 50
- [94] S. Lukic et A. Emadi, “*Effects of drivetrain hybridization on fuel economy and dynamic performance of parallel hybrid electric vehicles*”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 53, no. 2, pp. 385–389, 2004. DOI. Cité page 56
- [95] J. M. Tyrus, R. M. Long, M. Kramskaya, Y. Fertman, et A. Emadi, “*Hybrid electric sport utility vehicles*”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 53, no. 5, pp. 1607–1622, 2004. DOI. Cité page 56
- [96] C. Holder et J. Gover, “*Optimizing the hybridization factor for a small car with a parallel HEV drive*”, *2006 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pp. 202–206, 2006. DOI. Cité page 56
- [97] D. Buecherl, I. Bolvashenkov, et H. G. Herzog, “*Verification of the optimum hybridization factor as design parameter of hybrid electric vehicles*”, *2009 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pp. 847–851, 2009. DOI. Cité page 56
- [98] R. A. Searles, “*Car Exhaust Pollution Control*”, *Platinum Metals Review*, vol. 32, no. 3, pp. 123–129, 1988. URL. Cité page 62
- [99] S. Fallah, *Electric and Hybrid Vehicles - Technologies, Modeling and Control : A Mechatronic Approach*. Wiley-Blackwell, 2014. URL. Cité page 62
- [100] L. Joud, R. Da Silva, D. Chrenko, A. Kéromnès, et L. Le Moyne, “*Smart energy management for series hybrid electric vehicles based on driver habits recognition and prediction*”, *Energies*, vol. 13, no. 11, 2020. DOI. Cité page 64
- [101] G. A. Lavoie, J. B. Heywood, et J. C. Keck, “*Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines*”, *Combustion Science and Technology*, vol. 1, pp. 313–326, 1970. URL. 2 citations pages 70 et 76
- [102] H. Kwon, H. Choi, J. Kim, et K. Min, “*Combustion and emission modelling of a direct-injection spark-ignition engine by combining flamelet models for premixed and diffusion flames*”, *Combustion Theory and Modelling*, vol. 16, no. 6, pp. 1089–1108, 2012. DOI. Cité page 70
- [103] A. Karvountzis-Kontakiotis et L. Ntziachristos, “*Improvement of NO and CO predictions for a homogeneous combustion SI engine using a novel emissions model*”, *Applied Energy*, vol. 162, pp. 172–182, 2016. DOI. Cité page 70
- [104] M. Baratta, A. Ferrari, et Q. Zhang, “*Multi-zone thermodynamic modeling of combustion and emission formation in CNG engines using detailed chemical kinetics*”, *Fuel*, vol. 231, no. May, pp. 396–403, 2018. DOI. Cité page 70
- [105] X. Tauzia, A. Maiboom, et H. Karaky, “*Semi-physical models to assess the influence of CI engine calibration parameters on NOx and soot emissions*”, *Applied Energy*, vol. 208, pp. 1505–1518, 2017. DOI. Cité page 70
- [106] B. T. Shaw et J. Karl Hedrick, “*Closed-Loop Engine Coldstart Control to Reduce Hydrocarbon Emissions*”, *Proceedings of the 2003 American Control Conference*, vol. 2, pp. 1392–1397, 2003. DOI. Cité page 70
- [107] J. Abida et D. Claude, “*Spark ignition engines and pollution emission : new approaches in modelling and control*”, *International Journal of Vehicle Design*, vol. 15, no. 3-5, pp. 494–508, 1994. URL. 2 citations pages 70 et 73

- [108] C. Sayin, H. M. Ertunc, M. Hosoz, I. Kilicaslan, et M. Canakci, “*Performance and exhaust emissions of a gasoline engine using artificial neural network*”, Applied Thermal Engineering, vol. 27, pp. 46–54, 2007. DOI. Cité page 71
- [109] K. Nikzadfar et A. H. Shamekhi, “*An extended mean value model (EMVM) for control-oriented modeling of diesel engines transient performance and emissions*”, Fuel, vol. 154, pp. 275–292, 2015. DOI. Cité page 71
- [110] P. J. Shayler et C. Belton, “*In-cylinder fuel behaviour and exhaust emissions during the cold operation of a spark ignition engine*”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering, vol. 213, no. 2, pp. 161–174, 1999. DOI. Cité page 71
- [111] G. Lumsden, “*Characterizing Engine Emissions with Spark Efficiency Curves*”, SAE Technical Papers, no. 2004-01-30, 2004. DOI. 3 citations pages 71, 81, et 82
- [112] D. I. Andrianov, M. J. Brear, et C. Manzie, “*A Physics-Based Integrated Model of a Spark Ignition Engine and a Three-Way Catalyst*”, Combustion Science and Technology, vol. 184, no. 9, pp. 1269–1301, 2012. DOI. 2 citations pages 71 et 73
- [113] I. Arsie, C. Pianese, et G. Rizzo, “*Models for the Prediction of Performance and Emissions in a Spark Ignition Engine - A Sequentially Structured Approach*”, SAE Technical Papers, no. 980779, 1998. DOI. Cité page 71
- [114] A. Mozaffari, N. L. Azad, et J. K. Hedrick, “*A Nonlinear Model Predictive Controller with Multiagent Online Optimizer for Automotive Cold-Start Hydrocarbon Emission Reduction*”, IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 65, no. 6, pp. 4548–4563, 2016. DOI. Cité page 71
- [115] C. T. Bowman, “*Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion*”, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 1, no. 1, pp. 33–45, 1975. DOI. 2 citations pages 73 et 76
- [116] L. Zhao, X. Yu, D. Qian, W. Dong, P. Sun, L. He, et S. Yang, “*The effects of EGR and ignition timing on emissions of GDI engine*”, Science China Technological Sciences, vol. 56, no. 12, pp. 3144–3150, 2013. DOI. Cité page 75
- [117] E. W. Kaiser, W. O. Siegl, D. D. Brehob, et M. Haghgoie, “*Engine-Out Emissions from a Direct-Injection Spark-Ignition (DISI) Engine*”, SAE Technical Papers, no. 1999-01-1529, 1999. DOI. Cité page 75
- [118] J. R. Sodré, “*Further improvements on a HC emissions model : Partial burn effects*”, SAE Technical Papers, 1999. DOI. Cité page 75
- [119] C. P. Fenimore, “*Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames*”, Symposium (International) on Combustion, vol. 13, pp. 373–380, 1971. DOI. Cité page 76
- [120] C. P. Fenimore, “*Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethylene flames*”, Combustion and Flame, vol. 19, no. 2, pp. 289–296, 1972. DOI. Cité page 76
- [121] M. Bordjane, *Modélisation et caractérisation dynamique des circuits d’admission et d’échappement des moteurs à combustion interne*. PhD, Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d’Oran, 2013. URL. Cité page 79
- [122] D. N. Malkhede et H. Khalane, “*Maximizing Volumetric Efficiency of IC Engine through Intake Manifold Tuning*”, SAE Technical Papers, no. 2015-01-1738, pp. 1–8, 2015. DOI. Cité page 79

-
- [123] Y. Shiao, M. B. Kantipudi, et T. H. Yang, “*Performance estimation of an engine with magnetorheological variable valve train*”, Advances in Mechanical Engineering, vol. 11, no. 5, pp. 1–11, 2019. DOI. *Cité page 79*
- [124] G. Borman et K. Nishiwaki, “*Internal-combustion engine heat transfer*”, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 13, no. 1, pp. 1–46, 1987. DOI. *Cité page 80*
- [125] F. Liu, M. Z. Akram, et H. Wu, “*Hydrogen effect on lean flammability limits and burning characteristics of an isooctane–air mixture*”, Fuel, vol. 266, no. January, p. 117144, 2020. DOI. *Cité page 81*

Annexes

ANNEXE A

Coefficients des modèles de la partie I

N	C _{MT}	P _{adm}	AA	T _{gaz}	[CO]	[HC]	[NO]
(tr/min)	(Nm)	(bar)	(°APMH)	(K)	(%vol)	(ppm)	(ppm)
1000	33	0,525	30	593	0,933	413	3120
1550	39	0,525	30	696	0,83	446	3256
2050	43	0,525	30	788	0,844	358	3080
2550	38,7	0,525	30	837	0,66	304	2630
3050	40	0,525	30	874	0,774	318	3031
3550	47,7	0,525	30	931	0,609	283	3628
1050	64,5	0,75	24	667	0,687	318	3425
1550	69,5	0,75	24	759	0,682	338	3675
2050	73,8	0,75	24	847	0,741	314	3318
2550	68,8	0,75	24	896	0,648	277	3220
3050	66,7	0,75	24	927	0,531	259	3452
3550	75,7	0,75	24	994	0,57	228	3691
1250	77	0,9	20	735	0,608	327	3643
1500	87,5	0,9	20	809	0,757	301	3435
2050	92	0,9	20	903	0,775	274	3349
2550	88,7	0,9	20	954	0,591	253	3390
3050	86	0,9	20	982	0,585	230	3401
3550	93	0,9	20	1040	0,543	208	3539

TABLEAU A.1. Mesures de température des gaz d'échappement et de la concentration des polluants.

	pente	ordonnée à l'origine
T _{gaz}	0,0129	354
[CO]	-9,51 · 10 ⁻⁶	0,848
[HC]	-0,00628	409
[NO]	0,0125	3,14 · 10 ³

TABLEAU A.2. Valeurs des paramètres pour les régressions linéaires de T_{gaz}, [CO], [HC] et [NO].

	CO	HC	NO _x
K_X	0,8	0,7	1
a_X	0,143	0,00112	0,142
m_X	9,14	5,77	3,58
$\Delta\lambda_X$	0,129	0,128	0,0168
$\lambda_{0,X}$	0,815	0,502	0,986

TABLEAU A.3. Valeurs des paramètres pour les fonctions de Wiebe décrivant les effets de λ sur les efficacité du catalyseur pour chaque espèce de polluant.

	Amorçage ≈ 553 K / 280 °C	Amorçage ≈ 523 K / 250 °C
a_T	0,8	0,8
m_T	14	14
ΔT	200	200
T_0	350	321

TABLEAU A.4. Valeurs des paramètres pour les fonctions de Wiebe décrivant les effets de T sur l'efficacité du catalyseur.

N (tr/min)	enfonce- ment de la pédale d'accélération (%)	débit massique de gaz (g/s)	K_{gaz}
800	0	3,43	0,00346
1000	0	3,34	0,0019
1500	6	5,99	0,00681
1500	10	8,81	0,0116
1500	20	14,1	0,0344
1500	30	18,9	0,0527
1500	30	17,4	0,0442
1500	35	18,9	0,0524
2000	25	22,5	0,0662
2500	25	28,5	0,0838
3000	25	33,9	0,0980

TABLEAU A.5. Estimation des paramètres d'ajustement pour le modèle de convection interne.

M_{gaz}	29,4
K_{amb}	$8,08 \cdot 10^{-4}$
K_{gaz} pente	0,00328
K_{gaz} ordonnée à l'origine	-0,0111
K_{reac} (Amorçage ≈ 553 K / 280 °C)	0,00179
K_{reac} (Amorçage ≈ 523 K / 250 °C)	0,00172

TABLEAU A.6. Valeurs des paramètres du modèle thermique du catalyseur (K_{amb} , K_{gaz} , K_{gen}).

η_{DF}	0,97	\mathbf{k}_{roul}	0,008
η_{BV}	0,95	\mathbf{S}_F	0,728
η_{CP}	0,98	ρ	1,1841
\mathbf{k}_{DF}	4,7647	\mathbf{C}_x	1
\mathbf{k}_{BV}	[3,4545 1,8667 1,2903 0,9512 0,7447]	\mathbf{m}_{veh}	1499,3
\mathbf{k}_{CP}	1	\mathbf{J}_{roue}	0,7
\mathbf{R}_{pneu}	0,3069	ω_{ral}	78,53

TABLEAU A.7. Valeurs des paramètres pour le modèle de la dynamique du véhicule.

paramètre	valeur
f	100
f_p	0,02
R_c	2
V_{cyl}	1,6
η_{th}	0,4
η_{c0}	0,98
A	300
B	2000
PCI	44,000

TABLEAU A.8. Valeurs des paramètres du modèle de moteur [70].

paramètre	valeur
E	130
R	0,0605
Q_0	$4,79 \cdot 10^4$

TABLEAU A.9. Valeurs des paramètres du modèle de batterie.

ANNEXE B

Coefficients des modèles de la partie II

P_{adm} (mBar)	N (tr/min)													
	500	750	1000	1500	2000	2500	3000	3500	3750	4000	4500	5000	5500	6000
200	29	30	33	36	38	40	40	40	44,1	40	40	40	40	40
300	30	30	30	33	36	40,1	40,1	38,1	42,1	40,1	40	40	40	40
400	28	28	30	32	33,3	35,1	35,1	34,1	34,1	34,1	34	34	34	34
500	22	25	28	30	31,1	33,1	31,1	29,1	32,1	31,1	31	31	31	31
600	20	23	25	27	28,1	29,1	28,1	27,1	29,1	30,1	29	29	29	29
700	19	20	20	21	23,1	27,1	28,1	26,1	26,1	26,1	26	26	26	26
800	21	20	20	24	21,1	26,1	28,1	24,1	25,1	24,1	25	25	25	25
900	20	22	20	22	21,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24	24	24	24
1000	20	20	20	17	19,1	21,1	21,1	20,1	23,1	24,1	21	21	21	29

TABLEAU B.1. Table d'interpolation des valeurs d'avance optimale en fonction du régime et de la pression d'admission.

R_{gaz}	8.314	a_{AA}	$5.507 \cdot 10^{-5}$
η_{global}	0.43	b_{AA}	0.311
$(m_{air}/m_{carb})_{st}$	14.7	$\Delta_{AA,min}$	20
$C_{p,gaz}$	$1.2 \cdot 10^3$	a_N	$1.468 \cdot 10^{-4}$
a_ϕ	-0.771	b_N	0.251
b_ϕ	1.503	$a_{P_{adm}}$	0.00108
		$b_{P_{adm}}$	0.805

TABLEAU B.2. Valeurs des paramètres pour les modèles de débit, couple et température.

co_1	164073	hc_1	-0.0866	no_1	4.666
co_2	0.00217	hc_2	4976	no_2	-73687
		hc_3	5.864	no_3	105.7
		hc_4	-0.1995	no_4	-2669
		hc_5	480.4	$[NO]_{min}$	300

TABLEAU B.3. Valeurs des paramètres pour les modèles de concentrations de polluants.

ANNEXE C

Mesures de débit, couple, température et pollution

C.1. Mesures de débit, couple et température

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
700	300	15	0,79	37,3	0,31	2	181
720	320	10	0,79	37	0,35	1,9	154
760	285	5	1	37	0,37	2	220
780	300	20	0,79	37,2	0,35	2	227
800	250	28,4	1	21,1	0,35	2,8	205
800	265	20	1	22,3	0,36	2,9	173,5
800	300	20	1	22,5	0,43	8,9	204
800	300	25	0,79	37,1	0,35	2,1	199
800	400	20	1	22,4	0,62	20,7	247,8
800	500	5	0,8	35,1	0,66	19,3	280,4
800	500	20	1	22,4	0,81	31	273,3
800	500	25	0,8	35,3	0,66	25,4	264,6
800	500	35	0,8	35,3	0,66	24	259,5
800	505	0	0,8	35,1	0,66	13,8	303
800	505	15	0,8	35,6	0,66	24,8	271
800	505	15	1,1	39	0,87	31,8	271
800	515	15	0,7	39,7	0,55	18,6	275
800	520	15	0,8	40,1	0,63	26,9	280
800	520	15	0,9	40,5	0,68	31,2	292
800	520	15	1	39,4	0,84	33,6	282
800	780	20	0,7	34,1	0,97	47,6	317
800	780	25	0,7	34,5	0,97	47,2	304
800	780	35	0,7	34,1	0,97	46,9	302
800	800	-10	0,8	34,4	1,11	26	429
800	800	-5	0,8	34,5	1,11	36,5	392
800	800	0	0,8	33,9	1,11	44,2	356
800	800	5	0,8	34	1,11	50,7	334,5
800	800	20	0,8	36,6	1,12	54,8	313
800	800	25	0,8	35,3	1,11	53,6	318
800	800	30	0,8	34,8	1,11	52	320
980	300	10	0,9	32,2	0,47	1,8	293,1

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
1000	295	16	0,9	32,3	0,45	2,3	300
1000	300	20	0,9	31,8	0,5	6,2	281,3
1000	300	20	1	26,2	0,57	10,4	240
1000	300	25	0,9	31,6	0,5	7,2	268,8
1000	305	28,1	1	21	0,57	11,2	242
1000	400	20	1	22,3	1,4	23	289,3
1000	400	28	1	20,4	0,81	21,9	281,2
1000	408	20	1	22,8	0,82	22,6	310
1000	500	0	0,9	30,8	0,94	18,6	379
1000	500	10	0,9	30,8	0,95	28,1	336,4
1000	500	20	0,9	31,1	0,94	30	335
1000	500	20	1	22,5	1,55	33,2	316,2
1000	500	25,2	1	29	0,99	33,3	332,3
1000	505	-5	0,9	31	0,93	12,1	408,5
1000	505	15	0,9	38,8	0,89	28,6	304
1000	505	30	0,9	31,1	0,96	29,4	324
1000	505	35	0,9	30,5	0,96	28,4	313
1000	510	-10	0,9	31	0,93	5,2	452,5
1000	510	25,3	1	19,9	1,1	34,5	309
1000	590	20	1	22,5	1,26	43	360,1
1000	606	20	1	23,4	2,38	45,8	361
1000	630	22	1	21,6	1,35	48,7	366
1000	685	20	1	24	3,89	55,7	377
1000	700	20	1	23,4	1,57	56,4	382,3
1000	995	10	0,9	27,1	0,96	83,1	451,5
1000	995	15	0,9	27,2	0,96	84,2	436,3
1000	997	-10	0,9	27,8	0,96	52,8	583,5
1000	997	0	0,9	27,2	0,96	73,8	491,4
1100	305	20	1	24	0,64	10,4	257,1
1100	410	20	1	23,1	0,94	25	327,5
1100	595	20	1	22,7	1,42	46,1	389,5
1100	807	20	1	21,8	2,04	72,6	407
1500	295	20	1,2	25,3	1,02	9,4	314,3
1500	300	20	0,8	25,9	0,46	2,8	298,4
1500	300	20	0,9	27,1	0,77	6	372,5
1500	300	20	1,1	26,8	0,93	11,3	359,2
1500	300	32,3	0,9	31,3	0,81	11,7	346
1500	315	20	1	30,7	0,95	12,5	366
1500	320	31,5	1,01	29,1	0,96	15,4	351,4
1500	379	11,8	0,85	30,4	1	9	412
1500	379	11,8	0,85	30,4	1	9	412
1500	400	20	1	31	1,27	24,6	399,5
1500	400	28	0,9	29,8	1,13	22,1	369
1500	400	28	1	28,6	1,22	23,9	371,6
1500	405	0	0,85	34,2	1,05	3,3	474

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
1500	405	0	0,85	34,2	1,05	3,3	474
1500	420	5	0,85	33,2	1,11	5,7	473,7
1500	420	10	0,85	33,2	1,09	12,4	442,5
1500	420	31,2	0,85	27,8	1,13	22,6	372,5
1500	420	31,2	0,85	27,8	1,13	22,6	372,5
1500	420	41,5	0,85	26,4	1,11	22,6	359
1500	420	41,5	0,85	26,4	1,11	22,6	359
1500	420	51,9	0,85	25,8	1,13	21,1	343
1500	420	51,9	0,85	25,8	1,13	21,1	343
1500	447	48,7	0,85	30,7	1,16	24,9	365
1500	447	48,7	0,85	30,7	1,16	24,9	365
1500	490	35	0,85	27,3	1,35	31	384,5
1500	490	35	0,85	27,3	1,35	31	384,5
1500	490	40	0,85	27,5	1,36	30,5	383
1500	490	40	0,85	27,5	1,36	30,5	383
1500	490	50	0,85	27,6	1,36	29,9	375
1500	490	50	0,85	27,6	1,36	29,9	375
1500	491	45	0,85	27,5	1,35	30	377
1500	491	45	0,85	27,5	1,35	30	377
1500	492	55	0,85	27,5	1,37	29,3	368
1500	493	25	0,85	27,6	1,36	30,5	413,6
1500	493	25	0,85	27,6	1,36	30,5	413,6
1500	495	15	0,85	27,1	1,35	25,9	434
1500	495	15	0,85	27,1	1,35	25,9	434
1500	500	5	0,78	35,6	1,22	8,2	503,6
1500	500	5	0,85	36,2	1,31	16,5	492
1500	500	5	0,85	27,3	1,37	17,3	495,5
1500	500	5	0,85	27,3	1,37	17,3	495,5
1500	500	5	0,9	35	1,42	22,8	481
1500	500	5	0,9	24,2	1,47	22,7	482,8
1500	500	5	0,95	24,6	1,55	26,7	488,4
1500	500	5	1	23,6	1,62	28,8	474,5
1500	500	5	1,1	27,1	1,81	30,4	451,2
1500	500	5,3	1,1	31,5	1,62	31,3	450
1500	500	5,3	1,2	31,6	1,98	30,3	427,3
1500	500	5,5	0,9	31,7	1,44	22,7	478,6
1500	500	5,7	1	31	1,63	29,3	480
1500	500	6,2	0,78	32	1,24	8	512
1500	500	10	0,78	35,8	1,22	21,7	447
1500	500	10	0,85	36,1	1,3	22,7	465,5
1500	500	10	0,85	27,1	1,36	22	458,5
1500	500	10	0,85	27,1	1,36	22	458,5
1500	500	10	0,9	31,8	1,62	27,9	459,5
1500	500	10	0,9	35,2	1,41	27,6	463,5
1500	500	10	0,9	24,3	1,47	27,7	459,4

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
1500	500	10	0,95	24,7	1,54	30,5	469,5
1500	500	10	1	30,9	1,63	33	453,6
1500	500	10	1	23,8	1,65	33	460
1500	500	10	1,1	31,5	1,62	34,3	424,8
1500	500	10	1,1	27,3	1,78	34	439,1
1500	500	10	1,2	30,8	2,01	33,3	413
1500	500	14,9	1,1	31,4	1,62	36,7	420,8
1500	500	15	0,7	28,3	1,18	10,7	455
1500	500	15	0,78	31,7	1,28	22,3	427,3
1500	500	15	0,78	35,7	1,22	15	478
1500	500	15	0,78	24	1,28	19,7	431,7
1500	500	15	0,85	36,1	1,31	27,5	440,5
1500	500	15	0,9	31,6	1,44	30,9	429
1500	500	15	0,9	35,3	1,41	30,9	443
1500	500	15	0,95	24,8	1,56	33,8	449,1
1500	500	15	0,95	25,7	1,6	36	451,5
1500	500	15	1	22,5	1,66	35,8	451
1500	500	15	1	29,5	1,61	35,1	457,1
1500	500	15	1	31,2	1,62	35,6	449
1500	500	15	1	34	1,58	35,1	452
1500	500	15	1	23,5	1,6	34,2	436
1500	500	15	1	24,7	1,62	35,9	460
1500	500	15	1	24,5	1,61	35,7	450
1500	500	15	1	28,6	1,59	34,6	453
1500	500	15	1	32,4	1,67	35,9	449
1500	500	15	1	29,8	1,67	32,7	454,8
1500	500	15	1	31	1,63	34,7	467,3
1500	500	15	1,1	27,4	1,79	35,8	424
1500	500	15	1,2	31,4	1,96	35,5	397,8
1500	500	20	0,7	28,4	1,15	14	433
1500	500	20	0,7	28,5	1,2	15,5	433
1500	500	20	0,78	31,8	1,27	25,5	404,5
1500	500	20	0,85	36,3	1,3	28,5	419
1500	500	20	0,85	27,5	1,37	29,7	412,5
1500	500	20	0,85	27,5	1,37	29,7	412,5
1500	500	20	0,9	31,7	1,62	32,7	420
1500	500	20	0,95	24,8	1,55	34,7	433
1500	500	20	0,95	27,1	1,54	34,8	422
1500	500	20	1	22,5	1,65	37	436,5
1500	500	20	1	30,3	1,6	36,5	434
1500	500	20	1	34,2	1,55	36,5	440,6
1500	500	20	1,1	31,4	1,62	36,9	411,6
1500	500	20	1,1	27,5	1,79	36,7	410
1500	500	20	1,1	26,3	1,84	38,5	433
1500	500	20	1,2	31,2	1,98	36,3	387,5

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
1500	500	25	0,7	29,5	1,15	17,8	422
1500	500	25	0,78	31,9	1,26	27,5	393,2
1500	500	25	0,85	36,3	1,32	30,5	405,8
1500	500	25	0,9	31,8	1,62	33,2	410
1500	500	25	0,95	24,9	1,56	35,4	428,7
1500	500	25	0,95	27	1,53	35,3	414,4
1500	500	25	1	22,5	1,63	37,6	425,1
1500	500	25	1	30,5	1,59	36,7	422,3
1500	500	25	1	31,4	1,62	37,1	424,8
1500	500	25	1	34,4	1,56	36,8	431
1500	500	25	1	28,5	1,56	36,5	415,5
1500	500	25	1,1	31,3	1,62	37,1	401,5
1500	500	25	1,1	35	1,76	37,1	409,6
1500	500	25	1,1	27,6	1,79	36,8	401,5
1500	500	25	1,2	31,3	1,97	36,7	383,5
1500	500	30	0,7	29,4	1,15	19,2	408
1500	500	30	0,78	31,9	1,25	28	385,4
1500	500	30	0,85	36,4	1,3	30,9	396,4
1500	500	30	0,85	27,3	1,36	31	396,7
1500	500	30	0,85	27,3	1,36	31	396,7
1500	500	30	0,9	31,7	1,62	34,6	400,5
1500	500	30	0,9	35	1,42	34,4	405,7
1500	500	30	0,95	27	1,52	35,3	408,5
1500	500	30	1	30,6	1,62	36,9	420,9
1500	500	30	1	35	1,58	36,7	422,5
1500	500	30	1,1	31,4	1,62	36,7	397
1500	500	30	1,1	27,7	1,79	36,2	393,6
1500	500	30	1,2	31,5	2	36,1	375,4
1500	500	35	0,7	29,1	1,15	23,1	391
1500	500	35	0,78	31,9	1,25	28,5	376
1500	500	35	0,85	36,5	1,29	30,7	386,6
1500	500	35	0,9	31,7	1,62	33,7	395
1500	500	35	0,9	35,5	1,42	33,6	406,1
1500	500	35	0,95	27,1	1,53	34,5	405,3
1500	500	35	1	30,7	1,6	35,9	411,7
1500	500	35	1	24	1,65	35,7	414,8
1500	500	35	1,1	27,6	1,78	35	390,5
1500	500	35	1,2	31,2	1,97	35,3	376,4
1500	500	35,4	1,1	31,5	1,62	35,6	393,6
1500	500	40	0,7	28,9	1,15	23,1	381,7
1500	500	40	0,78	32,1	1,23	28	371,5
1500	500	40	0,85	36,5	1,3	31	382,6
1500	500	40	0,9	31,8	1,62	32,7	391,5
1500	500	40	0,95	27,1	1,53	33,8	401,3
1500	500	40	1	30,8	1,59	34,9	408,2

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
1500	500	40	1	24	1,64	34,8	407,5
1500	500	40	1,1	31,5	1,62	34,6	391,5
1500	500	40	1,1	35,1	1,77	34,3	396,1
1500	500	40	1,1	27,6	1,78	33,8	388,9
1500	500	40	1,2	31	1,98	34,2	373,5
1500	500	45	0,7	28,8	1,2	24,2	373,8
1500	500	45	0,78	32	1,23	28	370
1500	500	45	0,85	36,4	1,3	30,6	379,5
1500	500	45	0,9	31,8	1,45	32,7	393,2
1500	500	45	0,95	27,1	1,52	33,2	399,8
1500	500	45	1	24	1,64	34	405,1
1500	500	45	1,1	27,6	1,78	32,7	388,6
1500	500	45	1,2	31,6	1,99	32,6	378,8
1500	500	45,5	1,1	31,5	1,62	33,1	392,2
1500	500	55	0,85	32,4	1,37	29	381
1500	500	55	0,85	32,4	1,37	29	381
1500	505	15	1	21	1,58	33,1	438,5
1500	505	20	1,2	24,1	2,02	37	388
1500	510	15	0,9	35,3	1,41	30,9	443
1500	510	15	1	26	1,66	35,9	447,8
1500	510	15	1	29,5	1,67	34,4	465
1500	510	20	0,8	25,1	1,35	27,7	429
1500	510	20	0,9	26,9	1,49	34,2	442,4
1500	513	-0,7	0,85	32,6	1,41	9,3	548,1
1500	598	20	1	30,5	1,98	48,6	476,5
1500	600	21,6	0,9	29	1,84	46,7	441
1500	600	21,9	1	29,5	1,96	48,3	469
1500	603	45	0,85	28,8	1,69	42,7	420
1500	603	45	0,85	28,8	1,69	42,7	420
1500	607	50	0,85	27,8	1,69	42	417
1500	608	55	0,85	27,4	1,75	41,8	415
1500	608	55	0,85	27,4	1,75	41,8	415
1500	690	22	1	25,9	2,38	63	475,9
1500	700	19,8	0,9	28,5	2,2	59,3	462,1
1500	700	20	0,8	25	1,93	50,2	456,5
1500	700	20	1	29,3	2,33	61,3	487,4
1500	700	20	1,1	26,1	2,61	63,8	465,4
1500	700	20	1,2	23,8	2,93	62	425,5
1500	702	38,3	0,85	28,2	1,97	53,9	433,5
1500	702	38,3	0,85	28,2	1,97	53,9	433,5
1500	703	40	0,85	28,4	2,01	54	431
1500	703	40	0,85	28,4	2,01	54	431
1500	715	20	0,9	26,5	2,18	60	480
1500	760	-12	0,85	36,1	2,16	7,6	726
1500	760	-10	0,85	35,1	2,16	10,9	697

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
1500	760	-5	0,85	34,5	2,15	22,3	638
1500	760	17,4	0,85	34,3	2,19	58,8	489
1500	760	17,4	0,85	34,3	2,19	58,8	489
1500	763	0	0,85	35,8	2,21	37,8	587
1500	763	0	0,85	35,8	2,21	37,8	587
1500	763	2,9	0,85	33,8	2,2	43,8	565
1500	763	2,9	0,85	33,8	2,2	43,8	565
1500	763	5,8	0,85	32,8	2,2	49	526
1500	763	5,8	0,85	32,8	2,2	49	526
1500	763	11,6	0,85	34,3	2,2	56	486,3
1500	763	11,6	0,85	34,3	2,2	56	486,3
1500	763	23,2	0,85	35	2,2	61,4	464
1500	763	23,2	0,85	35	2,2	61,4	464
1500	763	31,3	0,85	35,8	2,2	61,2	475,1
1500	763	31,3	0,85	35,8	2,2	61,2	475,1
1500	795	20	1	29,7	2,71	74,5	505
1500	800	18	1	29,3	2,73	73,9	508,6
1500	820	17	0,9	28,5	2,63	74	492,8
1500	890	13	1	29,1	3,15	86,3	551,8
1500	895	20	0,8	24,5	2,55	72,9	495,5
1500	900	12,7	0,9	29	2,87	80,2	527
1500	900	20	0,9	26	2,87	83,5	525
1500	900	20	1	29	3,1	87,8	533
1500	900	20	1,1	25,6	3,44	88,6	519
1500	900	20	1,2	24	3,93	89,1	484,5
1500	900	21	1	25,8	3,16	88,8	541,8
1500	980	11,3	1	28,5	3,5	96,3	576
1500	987	-10	1	35,1	3,42	57	733
1500	987	-8,8	0,85	33,2	2,95	37	754
1500	987	4,4	0,85	26,8	2,99	72,8	607
1500	987	4,4	0,85	26,8	2,99	72,8	607
1500	990	-10	0,9	31	3,11	40,5	749
1500	990	-5	1	35,1	3,42	70	696
1500	990	0	0,85	32,4	2,95	63,5	646
1500	990	0	0,85	32,4	2,95	63,5	646
1500	990	0	1	35,1	3,44	81,1	660
1500	990	2,7	0,85	25,4	2,98	67,7	623
1500	990	2,7	0,85	25,4	2,98	67,7	623
1500	990	5,1	1	34,5	3,43	89,7	607
1500	990	10	0,9	32,7	3,13	86,4	570
1500	990	10	1	34,5	3,45	94,1	595,5
1500	990	11	0,9	29,3	3,17	89	558
1500	990	16	1	35,1	3,43	96,4	573,3
1500	992	-9	0,85	34,6	2,95	35	752
1500	992	-9	0,85	34,6	2,95	35	752

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
1500	992	-5	0,85	34	2,95	50,2	704
1500	992	-5	0,85	34	2,95	50,2	704
1500	992	8,8	0,85	27,5	2,95	77,8	567
1500	992	8,8	0,85	27,5	2,95	77,8	567
1500	992	13,2	0,85	27,6	2,98	85,8	557
1500	992	13,2	0,85	27,6	2,98	85,8	557
1500	992	17,5	0,85	27,3	2,95	85,5	526
1500	992	17,5	0,85	27,3	2,95	85,5	526
1500	993	16,1	1	24,4	3,57	101,7	578,2
1500	993	22	0,85	30	2,91	87,5	504
1500	993	22	0,85	30	2,91	87,5	504
1500	995	20	0,8	24	2,87	85	518,5
1500	995	20	1,1	25	3,86	101,2	533
1500	995	22	0,8	26,1	2,89	86,9	507,8
1500	997	20	1,2	24,6	4,34	100	510,3
1500	998	16,8	0,9	26,7	3,2	94,8	553,5
1500	999	16	0,95	27,1	3,4	98,7	575,5
2000	290	30	0,8	39,8	0,89	4,2	424,8
2000	290	40	0,8	39,3	0,91	5,9	404
2000	300	10	0,95	34,5	1,17	2,9	474
2000	300	11	0,9	35,2	1,11	2,2	474,1
2000	300	20	0,9	35,6	1,09	7	436,8
2000	300	20	0,95	34,5	1,17	9,1	440
2000	300	20	1	22,6	1,46	10,9	437
2000	300	25	0,95	34,8	1,18	10,2	440,8
2000	300	30	0,9	35,1	1,11	9,5	430
2000	300	35	0,9	34,7	1,11	10,3	416
2000	300	35	0,95	34,5	1,17	11,6	418,5
2000	300	40	0,95	34,5	1,17	11,5	417,3
2000	310	6	1	40,4	1,21	3,5	491
2000	310	15	1	40,3	1,21	9,6	466
2000	310	30	1	40,6	1,21	12,6	440
2000	312	33,3	1	22,6	1,02	13,3	410
2000	320	23	1	40,3	1,21	13,9	442
2000	365	25	0,75	36,1	1,17	9,7	453
2000	365	35	0,75	35,8	1,17	11,7	427
2000	365	40	0,75	35,5	1,17	12	417
2000	365	45	0,75	35,1	1,17	12,7	408,5
2000	370	15	0,75	36,3	1,18	3,8	494
2000	410	28,7	1	22,6	2	25,1	444
2000	490	26	1	23,3	2,5	34,5	486
2000	495	-5	0,9	32,1	1,95	2,5	665,8
2000	495	-5	0,95	35,9	1,96	6	670
2000	495	0	0,9	31,5	1,96	10,2	618
2000	495	10	0,9	31,2	1,96	24,6	549

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
2000	495	30	0,9	31,6	1,95	32,4	465,7
2000	495	40	0,9	31,1	1,95	31,3	465,6
2000	500	-5	1,1	39,3	2,39	16,1	604
2000	500	0	0,95	34,1	2,01	14,7	629
2000	500	0	1,1	38,8	2,39	22,4	575
2000	500	10	0,7	38,4	1,52	6,4	567
2000	500	10	1,1	38,6	2,39	65	533
2000	500	15	0,7	38,3	1,52	9,8	523
2000	500	20	0,7	30,4	1,57	13,6	503
2000	500	20	0,9	31,1	1,97	31,6	499,5
2000	500	25	1	29,3	2,22	37	492,1
2000	500	40	0,7	31,9	1,55	22,8	437
2000	505	-10	1	38,3	2,18	3,9	689
2000	505	0	1	37,3	2,21	19,6	607
2000	505	7	0,75	34,3	1,7	6,8	611
2000	505	18	1,1	39,5	2,41	36,1	510
2000	505	35	0,7	38,3	1,53	23,6	447
2000	505	35	1,1	31,8	2,46	35,7	467
2000	505	40	0,75	33,1	1,68	27,3	447
2000	510	3	0,75	33,9	1,71	2,7	630
2000	510	5	1	35,3	2,21	27,1	577
2000	510	10	0,75	33,2	1,68	10,2	561
2000	510	10	0,95	33,2	2,05	29,7	555
2000	510	20	0,75	33,3	1,68	22	483
2000	510	20	0,95	31,3	2,04	33,6	517
2000	510	25	1,1	39,5	2,39	37,1	516
2000	510	27	0,7	38,3	1,53	18,7	477
2000	510	30	0,75	33,1	1,68	26,4	456
2000	510	35	1	36,9	2,21	36,2	510
2000	510	40	0,95	32,1	2,07	34,7	496
2000	515	15	1	38,8	2,21	34,2	565
2000	515	20	1	25,8	2,46	37,3	517
2000	590	15	1,2	34,6	3,29	46,2	508
2000	595	22	1	23,6	2,79	47,9	530
2000	615	15	1,2	34,2	3,43	50	508,5
2000	690	15	1,1	35,1	3,4	59,2	544
2000	700	20	1	25,7	2,89	60,6	559
2000	720	15	1,05	35,8	3,4	62	563
2000	735	15	1	33,8	3,33	63,6	573,5
2000	745	15	1	34,5	3,41	66	587
2000	790	15	0,9	35	3,28	65	578,4
2000	800	15	0,95	37	3,39	69,7	594
2000	802	18,9	1	25,9	3,19	73,4	580
2000	810	15	0,93	36,2	3,42	69,6	592
2000	825	15	0,9	34,9	3,43	68,8	585

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
2000	865	15	0,85	36,4	3,38	69,2	588
2000	890	15	0,8	33,3	3,36	65,3	585
2000	900	15	0,8	32,3	3,42	66,8	590
2000	902	20	1	24,5	3,63	86,9	596
2000	905	17,8	1	24,5	4,48	85,9	602
2000	930	15	0,72	37	3,13	53	605
2000	930	15	0,75	32,1	3,35	60,4	605
2000	940	15	0,75	32	3,4	60,4	605
2000	992	17	1	25,6	4,6	94,9	626,5
2000	992	20	1	24,4	5,11	95,9	604,8
2000	993	15	1,1	38,3	5,16	97,3	608,5
2000	994	25	1,1	38,1	5,16	98	598,7
2000	995	2	0,75	33,9	3,56	27,9	774
2000	995	10	0,75	32,4	3,56	49,5	652
2000	995	10	0,9	29,7	4,24	82	661,5
2000	995	15	0,65	36,6	3,15	43	625
2000	995	15	0,7	30,3	3,37	53	628
2000	995	20	0,7	31,5	3,37	58,4	590
2000	995	20	0,75	34,5	3,56	70,6	597
2000	995	30	0,75	34,6	3,56	76	553
2000	995	40	0,75	34,5	3,52	76,4	521
2000	997	5	1,1	38	5,16	89,8	666
2000	1000	-7	1,1	38,9	5,16	65,2	767
2000	1000	0	0,9	30,7	4,24	59,5	769
2000	1000	0	0,95	34,7	4,32	68,8	776
2000	1000	0	1	35,1	4,68	76,3	757
2000	1000	2	0,8	36,8	3,67	40,7	764
2000	1000	5	0,8	36,3	3,66	50	730
2000	1000	5	1	36,5	4,68	85,3	721
2000	1000	6	0,7	34,6	3,37	26,5	746
2000	1000	10	0,7	33,5	3,37	37,5	666
2000	1000	10	0,8	35,1	3,73	65,6	661
2000	1000	10	0,95	35,1	4,33	87,3	693
2000	1000	15	0,8	34	3,74	73,5	619
2000	1000	15	0,9	31,6	4,18	87,8	636
2000	1000	15	1	34	4,68	95,7	642
2000	1000	20	0,8	34,7	3,73	79,8	588
2000	1000	20	0,9	32	4,19	89,8	624,2
2000	1000	20	0,95	34,7	4,32	95,2	635
2000	1000	22	1	34,2	4,68	97,8	637,2
2000	1000	25	0,8	34,7	3,7	82,3	569
2000	1000	25	0,9	31,7	4,18	91,1	599,8
2000	1000	27	0,7	32,7	3,37	68,6	544,5
2000	1000	30	0,8	34,1	3,7	82,6	561,3
2000	1000	35	0,7	32,4	3,35	72,6	521

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
2500	510	15	0,9	36,8	2,36	24,8	592
3000	300	20	1	22,3	3,02	4,6	532,5
3000	300	36,9	1	32,6	1,63	9	523
3000	400	30,5	1	31,7	2,49	22,8	542
3000	500	15	0,8	35,6	2,52	11,5	663
3000	500	15	1,2	37,1	4,03	30	587
3000	500	26	1	31,6	3,14	33,6	598,8
3000	507	20	1	27,5	3,03	27,6	604,4
3000	507	20	1	27,5	3,03	27,6	604,4
3000	510	15	1	32,7	3,21	29,4	641,4
3000	510	15	1,1	34,8	3,55	31,5	610
3000	510	20	1	26,6	3,19	34,5	604
3000	600	22	1	31,3	3,81	43,7	638
3000	613	20	1	25,6	4,02	47,4	637
3000	613	20	1	25,6	4,02	47,4	637
3000	700	21,7	1	31	4,59	56,5	658
3000	805	20	1	25,6	6,22	73,4	684,4
3000	986	20	1	25,5	7,64	103,4	744
3500	300	20	1	30,5	3,74	6,9	614
3500	500	20	1	30	3,74	27,6	665,3
3500	710	20	1	29,4	5,44	48,3	726,5
3500	895	20	1	28,8	6,87	64	762,5
3500	981	16,7	0,85	31,1	7,46	83	757
3500	981	16,7	0,85	31,1	7,46	83	757
3500	981	19,8	0,85	27,6	7,46	84,7	738
3500	981	19,8	0,85	27,6	7,46	84,7	738
3500	981	26,7	0,85	30,7	7,46	89,8	710
3500	981	26,7	0,85	30,7	7,46	89,8	710
3750	495	15	0,9	40,1	4,07	26,6	717
4000	300	38	1	32,6	2,76	12,7	604,4
4000	305	20	1	27,6	4,31	8	656
4000	400	20	1	27,2	3,77	21,9	688
4000	400	31,8	1	32,2	3,94	25,9	645,8
4000	420	10	0,9	30,9	3,65	11,5	771
4000	420	20	0,9	31,3	3,65	21,1	706
4000	420	30	0,9	28,8	3,6	23,6	639
4000	500	12	0,9	29,8	4,49	24,9	759
4000	500	20	1	27	5,6	34,5	722
4000	505	15	0,9	29,1	4,49	28,2	731
4000	505	15	0,9	29,1	4,49	28,2	720
4000	505	20	0,9	28,1	4,64	32	705
4000	505	30	0,9	27	4,68	36,3	659,1
4000	505	40	0,9	29,3	4,49	35,9	654
4000	510	28,6	1	30,9	5,05	39,5	692
4000	580	20	1	25,7	5,92	46,4	750

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	T _{adm} (°C)	\dot{m}_{carb} (kg/h)	C _{MT} (Nm)	T _{gaz} (°C)
4000	710	20	1	24,1	7,62	70,6	759
4000	710	20	1	24,1	7,62	70,6	759
4000	800	22	0,9	29,6	7,47	72,4	751
4000	800	28	0,9	29,9	7,47	74	732
4250	505	15	0,9	38,8	4,66	28,7	758

C.2. Mesures de concentrations de polluants

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
760	285	5	1	5556	476	61
800	400	20	1	9807	668	1069
800	500	5	0,8	912	509	102
800	500	20	1	11131	642	1861
800	500	25	0,8	897	508	1499
800	500	35	0,8	819	557	2981
800	505	0	0,8	804	360	29
800	505	15	0,8	913	501	576
800	505	15	1,1	33280	699	618
800	510	15	1,2	63286	895	132
800	515	15	0,7	1124	843	150
800	520	15	0,8	934	475	957
800	520	15	0,9	1345	433	2466
800	520	15	1	12387	572	1740
800	780	20	0,7	813	543	817
800	780	25	0,7	813	526	1423
800	780	35	0,7	732	489	2753
800	800	-10	0,8	986	174	76
800	800	-5	0,8	711	309	129
800	800	0	0,8	657	391	361
800	800	5	0,8	705	335	908
800	800	20	0,8	704	409	3950
800	800	25	0,8	647	395	4664
800	800	30	0,8	579	329	5552
980	300	10	0,9	2192	441	154
1000	295	16	0,9	2642	620	82
1000	300	20	0,9	2425	660	141
1000	300	20	1	7485	627	215
1000	300	25	0,9	2383	850	226
1000	305	28,1	1	8148	873	576
1000	400	20	1	9231	529	1159
1000	400	28	1	7501	565	1754

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
1000	408	20	1	7758	648	1232
1000	500	0	0,9	1098	294	205
1000	500	10	0,9	984	470	1075
1000	500	20	0,9	980	507	2330
1000	500	20	1	6411	482	1865
1000	500	25,2	1	11095	500	2075
1000	505	-5	0,9	1383	189	129
1000	505	15	0,9	946	401	1454
1000	505	30	0,9	981	453	3533
1000	505	35	0,9	881	452	4066
1000	510	-10	0,9	1316	83	105
1000	510	25,3	1	9455	521	2382
1000	590	20	1	7610	533	2693
1000	606	20	1	9629	430	2423
1000	630	22	1	8825	450	2746
1000	685	20	1	6911	390	2978
1000	700	20	1	9777	460	2762
1000	995	10	0,9	626	315	4445
1000	995	15	0,9	590	317	4886
1000	997	-10	0,9	1109	116	910
1000	997	0	0,9	663	240	2663
1100	305	20	1	6145	580	273
1100	410	20	1	8494	592	1431
1100	595	20	1	7199	531	2687
1100	807	20	1	8791	415	2979
1500	300	20	0,9	1950	328	77
1500	300	20	1,1	28436	741	115
1500	300	32,3	0,9	1831	436	387
1500	315	20	1	8327	519	316
1500	320	31,5	1,01	9363	547	986
1500	379	11,8	0,85	1642	256	85
1500	379	11,8	0,85	1642	256	85
1500	400	20	1	6253	476	1162
1500	400	28	0,9	1194	457	1539
1500	400	28	1	7472	501	1893
1500	405	0	0,85	1575	194	63
1500	405	0	0,85	1575	194	63
1500	420	5	0,85	1677	153	81
1500	420	10	0,85	1564	256	73
1500	420	19,6	0,85	1282	392	227
1500	420	31,2	0,85	1190	499	1188
1500	420	31,2	0,85	1190	499	1188
1500	420	41,5	0,85	1123	605	1972
1500	420	41,5	0,85	1123	605	1972
1500	447	48,7	0,85	608	608	3051

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
1500	447	48,7	0,85	608	608	3051
1500	490	35	0,85	961	520	2907
1500	490	35	0,85	961	520	2907
1500	490	40	0,85	938	530	3219
1500	490	40	0,85	938	530	3219
1500	490	50	0,85	863	520	4362
1500	490	50	0,85	863	520	4362
1500	491	45	0,85	903	520	3851
1500	491	45	0,85	903	520	3851
1500	492	55	0,85	819	712	4428
1500	493	25	0,85	1037	491	1445
1500	493	25	0,85	1037	491	1445
1500	495	15	0,85	1144	401	443
1500	495	15	0,85	1144	401	443
1500	500	5	0,78	1670	170	81
1500	500	5	0,85	1504	177	120
1500	500	5	0,85	1523	200	114
1500	500	5	0,85	1523	200	114
1500	500	5	0,9	1404	328	186
1500	500	5	0,9	1534	214	344
1500	500	5	0,95	1979	233	494
1500	500	5	1,1	37610	528	282
1500	500	5,3	1,1	37707	510	176
1500	500	5,3	1,2	64429	698	9
1500	500	5,5	0,9	1409	205	396
1500	500	5,7	1	7182	345	751
1500	500	6,2	0,78	1752	198	75
1500	500	10	0,78	1216	352	83
1500	500	10	0,85	1283	243	201
1500	500	10	0,85	1360	276	216
1500	500	10	0,85	1360	276	216
1500	500	10	0,9	1175	234	644
1500	500	10	0,9	1177	699	251
1500	500	10	0,9	1253	356	543
1500	500	10	0,95	1726	278	948
1500	500	10	1	7879	427	951
1500	500	10	1	8464	351	1024
1500	500	10	1,1	37641	534	353
1500	500	10	1,1	33442	538	553
1500	500	10	1,2	66310	752	43
1500	500	14,9	1,1	35124	549	491
1500	500	15	0,78	1145	347	143
1500	500	15	0,78	1522	238	53
1500	500	15	0,78	1335	414	118
1500	500	15	0,85	1097	299	480

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
1500	500	15	0,9	1042	331	1019
1500	500	15	0,9	1030	336	1087
1500	500	15	0,95	2229	367	1544
1500	500	15	0,95	6252	412	1372
1500	500	15	1	5671	400	1588
1500	500	15	1	5730	411	1554
1500	500	15	1	6855	418	1535
1500	500	15	1	6286	392	1430
1500	500	15	1	8350	381	1623
1500	500	15	1	7784	415	1618
1500	500	15	1	7346	516	1304
1500	500	15	1	6693	473	1347
1500	500	15	1	8360	433	1472
1500	500	15	1	7081	417	1335
1500	500	15	1	6335	412	1507
1500	500	15	1,1	33603	544	674
1500	500	15	1,2	66006	779	86
1500	500	20	0,78	1053	383	297
1500	500	20	0,85	1034	353	737
1500	500	20	0,85	1070	409	741
1500	500	20	0,85	1070	409	741
1500	500	20	0,9	970	392	1664
1500	500	20	0,95	1753	366	2246
1500	500	20	0,95	2016	412	2108
1500	500	20	1	4826	407	1977
1500	500	20	1	5872	413	2056
1500	500	20	1	5991	398	1939
1500	500	20	1,1	35913	586	719
1500	500	20	1,1	34766	547	814
1500	500	20	1,1	36834	637	622
1500	500	20	1,2	66707	763	148
1500	500	25	0,78	1040	439	538
1500	500	25	0,85	1000	417	1369
1500	500	25	0,9	941	417	2588
1500	500	25	0,95	1707	370	2241
1500	500	25	0,95	2313	436	3081
1500	500	25	1	5140	401	2640
1500	500	25	1	6274	458	2562
1500	500	25	1	11059	477	2232
1500	500	25	1	6498	456	2673
1500	500	25	1	6026	434	2608
1500	500	25	1,1	36692	635	842
1500	500	25	1,1	35121	602	688
1500	500	25	1,1	34987	504	948
1500	500	25	1,2	64668	761	202

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
1500	500	30	0,78	1034	480	662
1500	500	30	0,85	970	437	2339
1500	500	30	0,85	1009	471	1871
1500	500	30	0,85	1009	471	1871
1500	500	30	0,9	1001	426	3409
1500	500	30	0,9	1008	462	3176
1500	500	30	0,95	1850	434	3414
1500	500	30	1	9221	458	2262
1500	500	30	1	7340	502	2971
1500	500	30	1,1	35350	651	987
1500	500	30	1,1	37009	522	968
1500	500	30	1,2	68465	820	193
1500	500	35	0,7	1528	895	392
1500	500	35	0,78	1019	512	958
1500	500	35	0,85	936	466	2661
1500	500	35	0,9	982	440	4073
1500	500	35	0,9	936	447	4147
1500	500	35	0,95	2426	408	3789
1500	500	35	1	7074	476	3300
1500	500	35	1	10855	406	3189
1500	500	35	1,1	35167	501	1208
1500	500	35	1,2	64011	794	299
1500	500	35,4	1,1	34975	576	1140
1500	500	40	0,7	1411	852	438
1500	500	40	0,78	996	553	1204
1500	500	40	0,85	895	457	3688
1500	500	40	0,9	877	443	4322
1500	500	40	0,95	2591	390	4266
1500	500	40	1	5544	477	3735
1500	500	40	1	8655	375	3341
1500	500	40	1,1	33463	563	1185
1500	500	40	1,1	37367	678	1104
1500	500	40	1,1	34836	494	1283
1500	500	40	1,2	63902	788	348
1500	500	45	0,78	961	609	1508
1500	500	45	0,85	879	470	4208
1500	500	45	0,9	869	439	4755
1500	500	45	0,95	2334	391	4366
1500	500	45	1	9591	405	3369
1500	500	45	1,1	36093	476	1330
1500	500	45	1,2	67818	791	331
1500	500	45,5	1,1	36184	546	1110
1500	500	55	0,85	736	681	4929
1500	500	55	0,85	736	681	4929
1500	505	15	1	7490	403	1192

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
1500	505	20	1,2	65996	796	157
1500	510	15	0,9	1030	336	1087
1500	510	15	1	9840	434	1383
1500	510	15	1	6953	402	1605
1500	510	20	0,8	1096	471	458
1500	510	20	0,9	1042	411	1952
1500	513	-0,7	0,85	1343	100	71
1500	598	20	1	8262	412	2485
1500	600	21,6	0,9	820	363	3471
1500	600	21,9	1	7100	351	2844
1500	603	45	0,85	724	393	5233
1500	603	45	0,85	724	393	5233
1500	607	50	0,85	669	370	5464
1500	607	50	0,85	669	370	5464
1500	608	55	0,85	617	361	6132
1500	608	55	0,85	617	361	6132
1500	690	22	1	5357	431	3090
1500	700	19,8	0,9	735	324	4033
1500	700	20	0,8	867	429	1321
1500	700	20	1	6964	344	2962
1500	700	20	1,1	34851	555	938
1500	700	20	1,2	64356	696	230
1500	702	38,3	0,85	671	366	5533
1500	702	38,3	0,85	671	366	5533
1500	703	40	0,85	642	352	5853
1500	703	40	0,85	642	352	5853
1500	715	20	0,9	770	386	3820
1500	760	-12	0,85	1098	102	132
1500	760	-10	0,85	1089	62	127
1500	760	-5	0,85	1086	90	109
1500	760	17,4	0,85	783	367	2512
1500	760	17,4	0,85	783	367	2512
1500	763	0	0,85	1401	108	343
1500	763	0	0,85	1401	108	343
1500	763	2,9	0,85	1332	201	384
1500	763	2,9	0,85	1332	201	384
1500	763	5,8	0,85	1089	225	599
1500	763	5,8	0,85	1089	225	599
1500	763	11,6	0,85	864	333	1333
1500	763	11,6	0,85	864	333	1333
1500	763	23,2	0,85	765	420	3338
1500	763	23,2	0,85	765	420	3338
1500	763	31,3	0,85	677	280	4973
1500	763	31,3	0,85	677	280	4973
1500	795	20	1	6324	395	3422

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
1500	800	18	1	6711	343	3229
1500	820	17	0,9	699	302	4140
1500	890	13	1	7480	362	3238
1500	895	20	0,8	771	427	2429
1500	900	12,7	0,9	710	267	3734
1500	900	20	0,9	656	330	4934
1500	900	20	1	6913	364	3246
1500	900	20	1,1	33829	454	923
1500	900	20	1,2	68073	639	159
1500	900	21	1	8880	351	3347
1500	980	11,3	1	10870	330	2848
1500	987	-10	1	8424	302	1075
1500	987	-8,8	0,85	633	34	256
1500	987	-5	0,85	968	75	309
1500	987	4,4	0,85	1083	171	1206
1500	987	4,4	0,85	1083	171	1206
1500	990	-10	0,9	684	37	590
1500	990	-5	1	6774	248	1388
1500	990	0	0,85	1278	79	725
1500	990	0	0,85	1278	79	725
1500	990	0	0,9	1214	95	1160
1500	990	0	1	6499	269	1839
1500	990	2,7	0,85	1275	177	887
1500	990	2,7	0,85	1275	177	887
1500	990	5,1	1	7497	278	2425
1500	990	10	0,9	734	212	3335
1500	990	10	1	7118	299	2821
1500	990	11	0,9	1443	244	3876
1500	990	16	1	7428	304	2999
1500	990	19,1	0,9	638	221	4978
1500	992	-9	0,85	635	33	343
1500	992	-9	0,85	635	33	343
1500	992	-5	0,85	1001	76	440
1500	992	-5	0,85	1001	76	440
1500	992	8,8	0,85	935	216	1601
1500	992	8,8	0,85	935	216	1601
1500	992	13,2	0,85	719	268	2935
1500	992	13,2	0,85	719	268	2935
1500	992	17,5	0,85	714	309	3699
1500	992	17,5	0,85	714	309	3699
1500	993	16,1	1	7467	364	3236
1500	993	22	0,85	673	391	4920
1500	993	22	0,85	673	391	4920
1500	995	20	0,8	701	415	3220
1500	995	20	1,1	36553	458	875

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
1500	995	22	0,8	666	353	4001
1500	997	20	1,2	66677	608	161
1500	998	16,8	0,9	695	317	4757
1500	999	16	0,95	1497	305	4245
2000	290	30	0,8	2578	561	106
2000	290	40	0,8	2419	996	372
2000	300	10	0,95	1874	103	63
2000	300	11	0,9	1773	160	71
2000	300	20	0,9	1996	276	210
2000	300	20	0,95	2865	277	295
2000	300	20	1	10013	453	223
2000	300	25	0,95	2682	310	447
2000	300	30	0,9	1995	374	437
2000	300	35	0,9	1972	426	858
2000	300	35	0,95	2931	429	1026
2000	300	40	0,95	2841	468	1405
2000	310	6	1	8118	207	124
2000	310	15	1	7678	319	250
2000	310	30	1	8456	467	806
2000	312	33,3	1	9942	529	735
2000	320	23	1	8742	404	661
2000	365	25	0,75	2115	606	97
2000	365	35	0,75	1762	614	256
2000	365	40	0,75	1652	659	375
2000	365	45	0,75	1615	841	727
2000	370	15	0,75	2670	664	52
2000	410	28,7	1	7917	374	1061
2000	490	26	1	8468	420	1797
2000	495	-5	0,9	1163	51	129
2000	495	-5	0,95	1427	57	192
2000	495	0	0,9	1096	45	142
2000	495	10	0,9	1681	189	428
2000	495	15	0,9	1411	229	982
2000	495	30	0,9	1234	391	2637
2000	495	40	0,9	1323	390	3981
2000	500	-5	1,1	37183	517	82
2000	500	0	0,95	1932	51	253
2000	500	0	1,1	35624	494	170
2000	500	10	1,1	34547	497	433
2000	500	20	0,9	1451	295	1360
2000	500	25	1	8257	344	2052
2000	500	40	0,7	1301	847	444
2000	505	-10	1	5242	84	204
2000	505	0	1	6206	121	329
2000	505	7	0,75	2396	389	59

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
2000	505	18	1,1	35572	495	790
2000	505	35	0,7	1282	888	323
2000	505	35	1,1	36029	546	1327
2000	505	40	0,75	1051	555	1393
2000	510	5	1	9109	268	457
2000	510	10	0,75	2431	377	63
2000	510	10	0,95	2660	213	708
2000	510	20	0,75	1407	445	165
2000	510	20	0,95	2794	331	1750
2000	510	25	1,1	36147	517	930
2000	510	27	0,7	1780	916	124
2000	510	30	0,75	1151	522	470
2000	510	35	1	10901	395	3087
2000	510	40	0,95	3452	364	3958
2000	515	15	1	6137	304	1347
2000	515	20	1	10068	380	1450
2000	515	25	1	6560	377	2339
2000	590	15	1,2	64035	670	201
2000	595	22	1	9337	366	2259
2000	615	15	1,2	63626	676	191
2000	690	15	1,1	35771	502	690
2000	700	20	1	10114	345	2075
2000	720	15	1,05	24511	406	1214
2000	735	15	1	6727	347	2948
2000	745	15	1	5860	346	2877
2000	790	15	0,9	936	261	3119
2000	800	15	0,95	2082	290	3046
2000	802	18,9	1	9354	333	2547
2000	810	15	0,93	1068	278	3121
2000	820	15	0,88	849	265	2632
2000	825	15	0,9	914	277	3154
2000	865	15	0,85	883	256	2000
2000	890	15	0,8	973	251	1162
2000	900	15	0,8	991	239	937
2000	902	20	1	9950	301	2741
2000	905	17,8	1	8706	298	2710
2000	930	15	0,72	1102	326	101
2000	930	15	0,75	1075	279	334
2000	940	15	0,75	1047	263	392
2000	992	17	1	8682	288	2769
2000	992	20	1	8120	302	3151
2000	993	15	1,1	38557	596	1029
2000	994	25	1,1	36381	566	1070
2000	995	2	0,75	1517	116	47
2000	995	10	0,75	1499	185	147

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
2000	995	10	0,9	1010	170	2523
2000	995	15	0,65	1950	931	0
2000	995	15	0,7	1389	391	106
2000	995	20	0,7	927	349	173
2000	995	20	0,75	975	220	733
2000	995	30	0,75	762	336	2332
2000	995	40	0,75	626	303	4488
2000	997	5	1,1	36625	538	885
2000	1000	-7	1,1	38871	532	500
2000	1000	0	0,9	924	37	884
2000	1000	0	0,95	1479	60	1364
2000	1000	0	1	7242	318	1633
2000	1000	2	0,8	971	65	172
2000	1000	5	0,8	1283	95	223
2000	1000	5	1	6386	305	2409
2000	1000	6	0,7	2802	307	58
2000	1000	10	0,7	2193	298	66
2000	1000	10	0,8	1254	119	472
2000	1000	10	0,95	1862	187	3015
2000	1000	15	0,8	925	226	1085
2000	1000	15	0,9	814	178	3365
2000	1000	15	1	7609	363	3379
2000	1000	20	0,8	780	200	2030
2000	1000	20	0,9	731	203	4234
2000	1000	20	0,95	1632	217	4451
2000	1000	22	1	7981	399	3756
2000	1000	25	0,8	700	254	3079
2000	1000	25	0,9	678	220	5072
2000	1000	27	0,7	809	406	614
2000	1000	30	0,8	663	304	3863
2000	1000	35	0,7	759	386	1522
2250	500	15	0,9	1727	168	636
2500	510	15	0,9	1522	119	353
3000	300	20	1	6807	207	272
3000	300	36,9	1	7477	390	593
3000	400	30,5	1	9954	377	1326
3000	500	15	0,8	1682	171	105
3000	500	15	1,2	60345	573	197
3000	500	26	1	6479	312	1887
3000	507	20	1	6649	330	958
3000	507	20	1	6649	330	958
3000	510	15	1	6803	306	931
3000	510	15	1,1	33222	446	486
3000	510	20	1	6745	365	1344
3000	515	15	0,9	1600	150	517

N (tr/min)	P _{adm} (mBar)	AA (°APMH)	ϕ (-)	[CO] (ppm)	[HC] (ppm)	[NO] (ppm)
3000	515	15	0,9	1558	104	491
3000	600	22	1	7112	309	2045
3000	613	20	1	7188	334	1998
3000	613	20	1	7188	334	1998
3000	700	21,7	1	5926	277	2671
3000	805	20	1	6972	278	3075
3000	986	20	1	7975	323	3317
3500	300	20	1	6087	336	294
3500	495	15	0,9	1134	72	406
3500	500	20	1	7610	314	1083
3500	710	20	1	5300	246	2004
3500	895	20	1	5831	275	2797
3500	981	16,7	0,85	1409	111	2333
3500	981	16,7	0,85	1409	111	2333
3500	981	19,8	0,85	1448	129	2705
3500	981	19,8	0,85	1448	129	2705
3500	981	26,7	0,85	1151	156	4697
3500	981	26,7	0,85	1151	156	4697
3750	495	15	0,9	1356	53	671
4000	300	38	1	8453	320	1756
4000	305	20	1	6622	235	431
4000	400	20	1	8017	300	994
4000	400	31,8	1	8233	322	2438
4000	420	10	0,9	966	48	252
4000	420	20	0,9	1661	81	759
4000	420	30	0,9	1819	227	2002
4000	500	12	0,9	1187	114	535
4000	500	20	1	6602	299	1467
4000	505	15	0,9	1446	58	752
4000	505	15	0,9	1446	58	925
4000	505	20	0,9	1749	116	1351
4000	505	30	0,9	1581	246	3024
4000	505	40	0,9	1225	238	4829
4000	510	28,6	1	10187	315	2699
4000	580	20	1	8350	317	2087
4000	710	20	1	9023	309	3153
4000	710	20	1	9023	309	3153
4000	800	22	0,9	1365	174	3573
4000	800	28	0,9	1109	171	4824
4250	505	15	0,9	1185	64	778
4500	495	15	0,9	1014	62	568

