



**HAL**  
open science

# Développement d'une méthodologie de tests de véhicules automobiles combinant modèles numériques et banc d'essais moteur (approche HIL)

Thomas Gilormini

## ► To cite this version:

Thomas Gilormini. Développement d'une méthodologie de tests de véhicules automobiles combinant modèles numériques et banc d'essais moteur (approche HIL). Thermique [physics.class-ph]. École centrale de Nantes, 2022. Français. NNT : 2022ECDN0014 . tel-04020117

**HAL Id: tel-04020117**

**<https://theses.hal.science/tel-04020117>**

Submitted on 8 Mar 2023

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

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

# THESE DE DOCTORAT DE

L'ÉCOLE CENTRALE DE NANTES

ÉCOLE DOCTORALE N° 602

*Sciences pour l'ingénieur*

Spécialité : *Energétique - Thermique - Combustion*

Par

**Thomas GILORMINI**

## **Développement d'une méthodologie de tests de véhicules automobiles combinant modèles numériques et banc d'essais moteur (approche HIL)**

Thèse présentée et soutenue à l'Ecole Centrale de Nantes, le 08 avril 2022

Unité de recherche : UMR 6598, Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Énergétique et Environnement Atmosphérique (LHEEA)

### **Rapporteurs avant soutenance :**

Richard BURKE    Professeur, Université de Bath, Royaume-Uni  
Guillaume COLIN    Professeur des universités, Université d'Orléans

### **Composition du Jury :**

Présidente :            Nolwenn LE PIERRES    Professeure des universités, Université Savoie Mont Blanc  
Dir. de thèse :        Pascal CHESSE            Professeur des universités, Ecole Centrale de Nantes  
Co-dir. de thèse :    Xavier TAUZIA            Professeur des universités, Ecole Centrale de Nantes

### **Invité :**

Hervé COLIN    Ingénieur, RENAULT SA, La Motte-Servolex



# Remerciements

---

Après un peu plus de 3 ans, voilà enfin le moment tant attendu d'écrire mes remerciements.

En premier lieu, je tiens à adresser mes remerciements à Guillaume Colin, Professeur à l'Université d'Orléans, et Richard Burke, Professeur à l'Université de Bath, d'abord pour avoir accepté d'être rapporteurs sur cette thèse, et ensuite pour leurs questions et observations qui ont permis d'élargir la discussion lors de la soutenance, ainsi qu'à Nolwenn LE PIERRES, Professeure à Polytech l'Université Savoie Mont Blanc, pour avoir présidé le jury.

Ensuite, je tiens à remercier chaleureusement mes co-directeurs, Pascal Chessé et Xavier Tauzia, Professeurs à l'Ecole Centrale de Nantes, pour leur aide précieuse tout au long de cette thèse. Même si je n'ai pratiquement pas été à Nantes, nos points hebdomadaires m'ont remonté le moral et m'ont permis de résoudre bien des problèmes. C'est grâce à eux que j'ai pu maintenir le cap d'une démarche scientifique. Merci à mon tuteur industriel Hervé Colin, qui a su intégrer cette thèse au contexte industriel, en particulier en se battant pour de précieux créneaux de bancs d'essai.

Je tiens aussi à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé au cours de ces années, en particulier Guillaume Perez, Jean-Marie Millon et toute l'équipe des opérateurs de banc au PIM pour leur support sans faille, Fabien De Oliveira, Frédéric FACON et Pascal LEMESLE pour leur aide et leur disponibilité, ainsi que les collègues de l'EAO pour leur accueil chaleureux au sein du service. Je remercie aussi Nicolas PERROT du LHEEA pour sa disponibilité et son intérêt pour ce sujet.

Enfin, cette thèse n'aurait sûrement pas vu le jour sans le précieux soutien de mes proches qui m'ont supporté tout au long du parcours. Je remercie bien sûr mes parents Pierre et Brigitte qui me soutiennent depuis 27 ans et sans qui rien n'aurait été possible, mais aussi mon acolyte Cha, qui égaie mon quotidien depuis le début de cette thèse. Et évidemment, je n'oublie pas tous les copains qui ont rendu ces années beaucoup plus supportables!

Je dédie cet accomplissement à ma mamie Monique, qui nous a quitté trop tôt cette année.

# Table des matières

---

<b>Remerciements</b>	<b>i</b>
<b>Table des matières</b>	<b>ii</b>
<b>1 Synthèse bibliographique</b>	<b>3</b>
1.1 Contexte . . . . .	3
1.1.1 Transition des procédures d'homologation . . . . .	3
1.1.2 Processus de développement des véhicules . . . . .	5
1.1.3 Importance de la simulation dans les essais . . . . .	8
1.1.4 Applications . . . . .	9
1.2 Modélisation des éléments de la chaîne de traction . . . . .	10
1.2.1 Outils industriels . . . . .	11
1.2.1.1 Applications . . . . .	11
1.2.1.2 Calibration des modèles . . . . .	11
1.2.2 Forces appliquées sur le véhicule . . . . .	12
1.2.2.1 Approche générale . . . . .	13
1.2.2.2 Masse équivalente . . . . .	13
1.2.2.3 Bilan des forces . . . . .	14
1.2.2.4 Résistance aérodynamique . . . . .	15
1.2.2.5 Résistance au roulement . . . . .	16
1.2.2.6 Tests de « coast down » . . . . .	17
1.2.2.7 Résistance due à la pente . . . . .	18
1.2.2.8 Force de freinage . . . . .	19
1.2.3 La transmission . . . . .	19
1.2.3.1 Transmission manuelle . . . . .	20
1.2.3.2 Transmission automatique . . . . .	21
1.2.4 Le conducteur . . . . .	22
1.2.4.1 Types de modèles . . . . .	22
1.2.4.2 Approche générale pour l'application EiL . . . . .	22
1.2.4.3 Profil de conducteur . . . . .	24
1.2.4.4 Approche alternative . . . . .	25
1.2.5 Consommateurs auxiliaires . . . . .	26
1.2.5.1 Principaux consommateurs . . . . .	26
1.2.5.2 Impact sur la représentativité . . . . .	27
1.2.6 Application à l'hybridation . . . . .	29
1.2.6.1 Approche virtuelle . . . . .	29
1.2.6.2 Modèles . . . . .	30
1.2.6.3 Alternatives . . . . .	31
1.3 Modes de contrôle du banc moteur . . . . .	33

1.3.1	Contrôle en régime : mode $n - \alpha$ . . . . .	33
1.3.2	Contrôle en couple : mode $T - \alpha$ . . . . .	34
1.3.3	Machine de charge . . . . .	35
1.3.4	Choix du contrôle . . . . .	36
1.4	Représentativité des essais au banc moteur . . . . .	36
1.4.1	Fidélité de l'environnement virtuel . . . . .	37
1.4.1.1	Précision du contrôle . . . . .	37
1.4.1.2	Représentativité des modèles . . . . .	38
1.4.2	Représentativité de l'environnement . . . . .	41
1.4.2.1	Méthodes de mesure des polluants . . . . .	42
1.4.2.2	Comparaison des émissions . . . . .	44
1.5	Conclusions . . . . .	50
<b>2</b>	<b>Présentation de l'environnement et des moyens d'essais</b>	<b>53</b>
2.1	Démarche et véhicule d'essai . . . . .	53
2.1.1	Démarche initiale . . . . .	53
2.1.1.1	Véhicule de référence . . . . .	53
2.1.1.2	Post-traitement et instrumentation . . . . .	54
2.1.2	Moteur alternatif . . . . .	56
2.1.3	Application à l'architecture hybride . . . . .	57
2.2	Le banc d'essai . . . . .	58
2.2.1	Machines de charge . . . . .	58
2.2.2	Architecture du banc . . . . .	58
2.2.3	L'outil industriel SIMBOX . . . . .	59
2.3	Synthèse des campagnes . . . . .	60
2.4	Mesures de la thermique sous-capot . . . . .	62
2.5	Moyens de mesure . . . . .	63
2.5.1	Bilan énergétique . . . . .	63
2.5.1.1	Puissance demandée . . . . .	63
2.5.1.2	Puissance mesurée . . . . .	64
2.5.1.3	Puissances calculée par l'ECU . . . . .	65
2.5.1.4	Comparaison énergétique . . . . .	66
2.5.1.5	Représentativité du banc à rouleaux . . . . .	67
2.5.2	Consommation de carburant . . . . .	68
2.5.3	Emissions gazeuses . . . . .	70
2.5.3.1	Méthode de calcul . . . . .	71
2.5.3.2	Temps de transfert . . . . .	72
2.5.3.3	Comparaison à la mesure par sacs . . . . .	73
2.5.4	Représentativité thermique . . . . .	74
2.6	Synthèse . . . . .	75
<b>3</b>	<b>Développement de l'environnement de simulation</b>	<b>77</b>
3.1	Simulation du véhicule . . . . .	78
3.1.1	Présentation du modèle GREEN . . . . .	78
3.1.1.1	Modélisation de la transmission . . . . .	78
3.1.1.2	Modélisation des forces sur le véhicule . . . . .	80
3.1.2	Adaptation au banc EiL . . . . .	81
3.1.2.1	Architecture initiale . . . . .	81

3.1.2.2	Régulation de la machine de charge . . . . .	83
3.1.2.3	Oscillations au banc moteur . . . . .	85
3.1.2.4	Modélisation de l’embrayage . . . . .	88
3.1.2.5	Architecture finale . . . . .	89
3.2	Simulation du conducteur . . . . .	91
3.2.1	Qualité du suivi de cycle . . . . .	91
3.2.2	Modèle initial . . . . .	92
3.2.3	Structure du modèle de conducteur . . . . .	93
3.2.3.1	Anti-windup . . . . .	94
3.2.3.2	Anticipation de la consigne . . . . .	95
3.2.3.3	Gestion des changements de rapport . . . . .	97
3.2.3.4	Gestion du décollage . . . . .	104
3.2.4	Calibration du modèle . . . . .	105
3.2.4.1	Dynamique de la réponse moteur . . . . .	107
3.2.4.2	Représentativité . . . . .	110
3.2.4.3	Méthode de calibration . . . . .	112
3.3	Résultats expérimentaux . . . . .	112
3.3.1	Régulation de la machine de charge . . . . .	113
3.3.2	Modélisation de l’embrayage . . . . .	114
3.3.2.1	Analyse des résultats . . . . .	114
3.3.2.2	Discussion . . . . .	116
3.3.2.3	Synthèse . . . . .	117
3.3.3	Réglage des gains $K_P$ , $K_I$ . . . . .	117
3.3.3.1	Analyse des résultats . . . . .	118
3.3.3.2	Discussion . . . . .	119
3.3.4	Impact de l’anticipation . . . . .	120
3.3.4.1	Bilan énergétique . . . . .	120
3.3.4.2	Emissions moteur . . . . .	122
3.3.4.3	Emissions à l’échappement . . . . .	124
3.3.4.4	Synthèse . . . . .	126
3.3.5	Répétabilité des essais . . . . .	127
3.3.5.1	Bilan énergétique et émissions moteur . . . . .	128
3.3.5.2	Emissions à l’échappement . . . . .	132
3.3.5.3	Synthèse . . . . .	133
3.3.6	Représentativité des essais . . . . .	134
3.3.6.1	Bilan énergétique . . . . .	134
3.3.6.2	Emissions en sortie moteur . . . . .	136
3.3.6.3	Impact du temps de transfert . . . . .	141
3.3.6.4	Synthèse . . . . .	144
3.3.7	Impact du profil de changement de rapport . . . . .	145
3.3.7.1	Bilan énergétique . . . . .	145
3.3.7.2	Emissions en sortie moteur . . . . .	146
3.3.7.3	Emissions à l’échappement . . . . .	151
3.3.7.4	Synthèse . . . . .	153
3.3.8	Variation de la masse véhicule et robustesse du conducteur . . . . .	155
3.3.8.1	Bilan énergétique . . . . .	156
3.3.8.2	Emissions en sortie moteur . . . . .	157
3.3.8.3	Synthèse . . . . .	159

3.3.9	Variation de l'efficacité de la transmission . . . . .	159
3.3.9.1	Analyse des résultats . . . . .	159
3.3.9.2	Synthèse . . . . .	161
3.3.10	Application à d'autres cycles . . . . .	161
3.3.10.1	Cycle RDE . . . . .	161
3.3.10.2	Roulage sur piste . . . . .	163
3.3.11	Application à l'hybridation : modèle de conducteur . . . . .	166
3.3.11.1	Vue d'ensemble . . . . .	167
3.3.11.2	Robustesse du modèle de conducteur . . . . .	170
3.3.11.3	Application à un cycle RDE . . . . .	171
3.4	Conclusions . . . . .	171
<b>4</b>	<b>Etude de la représentativité thermique</b> . . . . .	<b>177</b>
4.1	Configuration véhicule . . . . .	177
4.1.1	Circuit de refroidissement . . . . .	177
4.1.2	Circuit d'air de suralimentation . . . . .	178
4.2	Configurations utilisées au banc moteur . . . . .	179
4.2.1	Circuit de refroidissement . . . . .	179
4.2.2	Circuit d'air de suralimentation . . . . .	180
4.2.2.1	Constat initial : refroidissement par arrosage . . . . .	180
4.2.2.2	Refroidissement par soufflante : principe et modifications	183
4.3	Résultats expérimentaux . . . . .	185
4.3.1	Dispersion des conditions initiales . . . . .	186
4.3.2	Circuit de refroidissement . . . . .	191
4.3.3	Circuit d'air suralimenté . . . . .	193
4.3.3.1	Impact du capot . . . . .	194
4.3.3.2	Impact de l'écran . . . . .	196
4.3.3.3	Synthèse . . . . .	197
4.3.4	Emissions en sortie moteur . . . . .	197
4.3.4.1	Impact de l'écran et du capot . . . . .	197
4.3.4.2	Représentativité et dispersion . . . . .	200
4.3.5	Ligne d'échappement et post-traitement . . . . .	202
4.3.5.1	Impact de l'écran et du capot . . . . .	202
4.3.5.2	Représentativité . . . . .	204
4.3.6	Synthèse & discussion . . . . .	207
4.4	Modélisation du circuit d'air de suralimentation . . . . .	209
4.4.1	Approche initiale . . . . .	209
4.4.1.1	Fonctionnement du modèle . . . . .	210
4.4.1.2	Lacunes de l'approche initiale . . . . .	212
4.4.2	Modélisation de l'effet sous capot . . . . .	215
4.4.3	Formulation simplifiée . . . . .	216
4.4.3.1	Température sous-capot . . . . .	216
4.4.3.2	Coefficients de transfert . . . . .	217
4.4.4	Formulation détaillée . . . . .	218
4.4.4.1	Température sous-capot . . . . .	218
4.4.4.2	Coefficients de transfert . . . . .	226
4.4.5	Calibration sur un essai au banc moteur . . . . .	227
4.4.5.1	Branche B (RAS) . . . . .	227

4.4.5.2	Modèle simplifié . . . . .	230
4.4.5.3	Modèle détaillé . . . . .	234
4.4.5.4	Comportement global . . . . .	238
4.4.5.5	Impact du capot . . . . .	242
4.4.5.6	Impact de l'écran . . . . .	244
4.4.5.7	Synthèse . . . . .	246
4.4.6	Régulation thermique du banc EiL par le modèle . . . . .	247
4.4.6.1	Modèle simplifié . . . . .	247
4.4.6.2	Modèle détaillé . . . . .	248
4.4.6.3	Comparaison des modèles . . . . .	248
4.4.6.4	Robustesse du réglage . . . . .	250
4.4.6.5	Synthèse . . . . .	251
4.5	Conclusions & perspectives . . . . .	253
<b>5</b>	<b>Conclusions &amp; perspectives</b>	<b>255</b>
5.1	Synthèse des travaux & conclusions . . . . .	255
5.2	Perspectives . . . . .	257
<b>A</b>	<b>Préparation des essais</b>	<b>259</b>
A.1	Demandes de vitesse et de rapport . . . . .	259
A.1.1	Demande de vitesse . . . . .	259
A.1.2	Changements de rapport . . . . .	260
A.1.2.1	Montée de rapport . . . . .	260
A.1.2.2	Rétrogradage . . . . .	260
A.2	Pente de la route . . . . .	261
A.2.1	Estimation par le contrôle moteur . . . . .	261
A.2.2	Filtre de Kalman . . . . .	262
A.2.3	Essais de calibration . . . . .	265
	<b>Références</b>	<b>267</b>

# Nomenclature

---

## Acronymes

1D, 3D Une, trois dimension(s)

ACC *Adaptative Cruise Control* (radar de régulation de distance)

BM Banc moteur

BàR Banc à Rouleaux

CLD Mesure par chimiluminescence (*Chemiluminescence detector*)

DA1, DA2, DA7, DA8 Thermocouples en surface du système de post-traitement

ECU *Engine Control Unit* (unité de contrôle moteur)

EiL *Engine-in-the-Loop*

FID Détection par ionisation de flamme (*Flame ionization detector*)

FMU *Functional Mock-up Unit*, format de compilation des modèles

GMP Groupe Moto-Propulseur

HiL *Hardware-in-the-Loop*

LHEEA Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Énergétique et Environnement  
Atmosphérique

MAPD *Mean average percent deviation* (écart moyen relatif), [%]

MiL *Model-in-the-Loop*

NDIR Absorption infrarouge non dispersive (*Nondispersive infrared*)

NEDC *New European Driving Cycle* (ancien cycle d'homologation européen)

OBD *On-Board Diagnostic* (diagnostic embarqué)

PCI Pouvoir calorifique inférieur

PEMS *Portable Emission Measurement System* (système portable de mesure des émissions)

PFD Principe Fondamental de la Dynamique

PI, PID Régulateur Proportionnel-Intégral, Proportionnel-Intégral-Dérivé

- PMI, PME, PMF Pression moyenne indiquée, pression moyenne effective, pression moyenne de frottement
- RAS Refroidisseur d'air de suralimentation
- RDE *Real Driving Emissions* (mesure des émissions en conditions de conduite réelles)
- SiL *Software-in-the-Loop*
- SSE, SST *Sum of squared errors* (somme des erreurs au carré), *sum of squared total* (somme totale des carrés)
- T34F, T34M, T34D, T24M Thermocouples internes au système de post-traitement
- UE Union Européenne
- WLTC *Worldwide harmonized Light vehicle Test Cycle* (nouveau cycle d'homologation européen)
- WLTP *Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedure* (nouvelle procédure d'homologation européenne)

## Symboles

- $\alpha$  Position de la pédale d'accélérateur [-]
- $\alpha_{brk}$  Position de la pédale de frein [-]
- $\alpha_{calor}$  Ouverture du calorstat, entre 0 (fermé) et 1 (ouvert) [-]
- $\alpha_{clutch}$  Position de la pédale d'embrayage [-]
- $\beta$  Proportion de la puissance moteur évacuée en chaleur sous le capot [-]
- $\Delta\omega$  Ecart de régime [tr/min]
- $\Delta D$  Ecart de distance relatif à la distance totale de référence [%]
- $\Delta E$  Ecart énergétique final relatif à l'énergie totale de référence [%]
- $\delta E$  Ecart énergétique relatif à l'énergie totale de référence au cours du temps [%]
- $\Delta M$  Ecart massique final relatif à la masse totale de référence [%]
- $\delta M$  Ecart massique relatif à la masse totale de référence au cours du temps [%]
- $\Delta P$  Ecart de pression [Pa]
- $\Delta T$  Ecart de température [K]
- $\Delta t$  Durée [s]
- $\Delta V$  Ecart de vitesse [km/h]
- $\delta_{BLOCK}$  Coefficient de pondération utilisé dans le modèle mathématique de la température sous-capot [-]

---

$\delta_M$	Coefficient de masse [-]
$\epsilon$	Retard dans la fonction de transfert du premier ordre [s]
$\eta$	Efficacité, rendement [-]
$\lambda$	Conductivité thermique de l'air [W/(m.K)]
$\mu$	Viscosité dynamique de l'air [kg/(m.s)]
$\mu_{Vdiff}$	Ecart de vitesse moyen par rapport à la vitesse demandée [km/h]
$\nu$	Viscosité cinématique de l'air [m <sup>2</sup> /s]
$\omega$	Vitesse de rotation [tr/min]
$\Phi$	Puissance de transfert thermique [W]
$\rho$	Masse volumique (de l'air, sauf précision) [kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Constante de temps d'une fonction du premier ordre [s]
$\theta$	Angle de la pente [rad]
$A, B, C$	Coefficients de polynôme de décélération [N], [N/(km/h)], [N/(km/h) <sup>2</sup> ]
$A_{air,RAS}, B_{air,RAS}$	Coefficients du modèle de vitesse d'air en entrée du RAS [m/s], [-]
$A_{air}, B_{air}$	Coefficients du modèle de débit d'air de circulation sous capot [kg/s], [(kg/s)/(m/s)]
$Acc_0$	Valeur d'initialisation de la pédale d'accélérateur lors des décollages sur boîte hybride [-]
$C_i$	Coefficient de pondération relatif à l'anticipation de vitesse de $i$ seconde(s) [-]
$C_P$	Capacité thermique massique (de l'air, sauf précision) [J/(kg.K)]
$d$	Coefficient d'amortissement [N.m/(rad/s)]
$D_{pipe}$	Diamètre du conduit [m]
$D_{tot}$	Distance totale parcourue [m]
$dt$	Pas de temps [s]
$E$	Energie [J]
$ECU_{clutch}$	Position de l'embrayage estimée par le contrôle moteur [-]
$ECU_{EstiTqe}$	Couple effectif estimé par le contrôle moteur [N.m]
$ECU_{EstiTqi}$	Couple indiqué estimé par le contrôle moteur [N.m]
$ECU_{FIM}$	Débit d'injection de carburant estimé par le contrôle moteur [mg/strk]
$ECU_{gear}$	Rapport engagé estimé par le contrôle moteur [-]

$ECU_{MAF}$	Débit d'air moteur estimé par le contrôle moteur [kg/h]
$ECU_{MAT}$	Température de l'air de suralimentation mesurée par le contrôle moteur [°C]
$ECU_N$	Régime moteur mesuré par le contrôle moteur [tr/min]
$ECU_{Pboost}$	Pression de suralimentation mesurée par le contrôle moteur [Pa]
$ECU_{rich}$	Richesse du moteur estimée par le contrôle moteur [-]
$ECU_{TCO}$	Température du circuit de refroidissement mesurée par le contrôle moteur [°C]
$ECU_{Toil}$	Température du circuit d'huile mesurée par le contrôle moteur [°C]
$F$	Force [N]
$F_{35}$	Fréquence sous laquelle est contenu 35% du spectre du signal de la pédale d'accélérateur [Hz]
$g$	Accélération de la pesanteur [m.s <sup>-2</sup> ]
$Gear$	Rapport de boîte [-]
$h$	Coefficient de convection [W/(m <sup>2</sup> .K)]
$i$	Rapport de transmission [-]
$J$	Moment d'inertie [kg.m <sup>2</sup> ]
$j$	Rapport de vitesse de rotation [-]
$K$	Coefficient de transfert [W/K] dans le Chapitre 4
$k$	Raideur [N.m/rad]
$K_P, K_I, K_D$	Coefficient du régulateur PID, branches proportionnelle, intégrale et dérivée respectivement
$L$	Longueur du conduit [m]
$M$	Masse [kg]
$N_{dev}$	Nombre de déviations hors des tolérances WLTP [-]
$Nu$	Nombre de Nusselt [-]
$P$	Pression [Pa] dans le Chapitre 4, puissance [W] sinon
$p$	Elongation du modèle d'embrayage [rad]
$Pr$	Nombre de Prandtl [-]
$Q$	Débit massique [kg/s]
$R$	Rayon [m]
$R^2$	Coefficient de corrélation [-]

---

$Re$	Nombre de Reynolds [-]
$S$	Surface [m <sup>2</sup> ]
$T$	Température [°C] dans le Chapitre 4, couple [N.m] sinon
$t_{dev,Max}$	Durée de la plus longue déviation hors des tolérance WLTP [s]
$t_{end}$	Durée de l'essai [s]
$t_{OutTol}$	Temps cumulé hors des tolérances WLTP [s]
$V$	Vitesse [km/h]
$v_{cyl}$	Volume de cylindrée [m <sup>3</sup> ]
$X_i$	Indicateur temporel de l'étape $i$ du changement de rapport [s]
CO	Monoxyde de carbone
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de carbone
HC	Hydrocarbures
NO <sub>x</sub>	Oxydes d'azote
PM	Particules

### Indices

$act$	Vitesse réalisée par le conducteur
$adm$	Admission
$amb$	Condition ambient
$APC$	Mesure en aval du compresseur
$APE$	Mesure en aval du RAS
$aux$	Auxiliaires
$AV$	Pertes à vide
$AVC$	Mesure en amont du compresseur
$aw$	<i>Anti-windup</i>
$axle$	Variable relative au différentiel
$BLOCK$	Température de la masse moteur
$calc$	Variable calculée
$carb$	Carburant
$cell$	Variable relative à la cellule du banc d'essai

*circu* Variable relative à l'air circulant sous capot

*clutch* Variable relative à l'embrayage

*comb* Variable relative à la combustion de carburant dans le cylindre

*command* Couple de commande de la machine de charge

*comp* Variable relative au compresseur

*cyl* Cylindre

*dem, i s* Vitesse de consigne anticipée de *i* seconde(s)

*dwn* Durée des rétrogradages

*dyno* Machine de charge

*e* Entrée

*ech* Mesure à l'échappement

*EiL, C, EiL, F* Essais réalisés au banc EiL à chaud, à froid

*eng* Moteur thermique

*eq* Equivalent(e)

*ext* Extérieur(e)

*filt* Température après filtrage par une inertie thermique

*fric* Friction

*GB* Boîte de vitesses

*gear* Rapport engagé

*in* Interne

*init* Valeur initiale

*input* Apport de chaleur par le moteur

*int* Valeur intermédiaire

*loss* Pertes

*mean* Valeur moyenne

*mot* Mesure en sortie moteur

*PdC* Point de contact

*Pipe* Conduit entre le RAS et le collecteur d'admission

*prim* Variable relative à l'arbre primaire

<i>radia</i>	Radiateur du circuit de refroidissement
<i>ref</i>	Référence
<i>req</i>	Demandée
<i>res</i>	Résistance
<i>Rlx</i>	Rouleaux
<i>rr</i>	Résistance au roulement
<i>s</i>	Sortie
<i>spring</i>	Variable relative à la raideur amortie
<i>start</i>	Durée de la phase de lancement d'un essai
<i>target</i>	Vitesse cible de la régulation PI
<i>th</i>	Théorique
<i>tire</i>	Coefficients relatifs à la friction du pneu
<i>tkof</i>	Variable relative au décollage
<i>tol</i>	Vitesse tolérée par la procédure WLTP
<i>tqe</i>	Variable calculée à partir du couple $ECU_{EstiTqe}$
<i>tqi</i>	Variable calculée à partir du couple $ECU_{EstiTqi}$
<i>trac</i>	Traction
<i>Under</i>	Température sous capot modélisée
<i>up</i>	Durée des montées de rapport
<i>v</i>	Vent
<i>w</i>	Variable relative à la roue
<i>wall</i>	Variable relative à la paroi du conduit
<i>x</i>	Projection longitudinale



# Introduction

---

Du fait de sa dépendance aux énergies fossiles, le secteur des transports, notamment l'automobile, a un impact majeur sur le dérèglement climatique ainsi que sur la santé publique. Dans le but de limiter cet impact, les normes imposées par les institutions internationales tendent à réduire progressivement les niveaux d'émissions polluantes des véhicules neufs. Pour répondre à ces normes tout en satisfaisant les exigences sur la consommation, la complexité des GMP (groupe moto propulseur) développés par les constructeurs augmente. On remarque notamment le recours à la suralimentation, à la recirculation des gaz d'échappement, à des systèmes de post-traitement avancés, ainsi que l'introduction de l'hybridation électrique. Ces évolutions induisent inéluctablement une augmentation du nombre d'actionneurs et de capteurs, et plus généralement du temps de développement et de calibration du système.

Dans le même temps, le scandale du DieselGate a accéléré le durcissement des procédures d'homologation afin de réduire l'écart constaté entre les niveaux d'émissions en conditions réelles et les seuils autorisés. La transition vers le cycle WLTC (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle*) et l'introduction d'un test RDE sur route réelle (*Real Driving Emissions*) conduisent à un élargissement significatif des conditions d'homologation. Le véhicule est ainsi testé sur un cycle plus dynamique, et la mesure sur route implique l'utilisation libre des accessoires ainsi que l'impact aléatoire du trafic routier et des conditions extérieures.

Face à ces défis, les méthodes de mise au point sont vouées à se virtualiser. En particulier, cette thèse porte sur la méthode d'essai Engine-in-the-Loop (EiL), qui s'appuie sur un banc semi-virtuel composé d'un moteur thermique couplé à un banc haute dynamique, lui-même contrôlé par un simulateur modélisant en temps réel la transmission, le véhicule, le conducteur et la route. Une telle approche permet de tester le GMP entier et ses différents sous-systèmes, tout en s'affranchissant des contraintes liées aux essais sur véhicule. L'utilisation d'un environnement virtuel réduit les coûts et améliore la répétabilité des essais ainsi que la flexibilité des composants périphériques, tandis que le banc moteur permet l'automatisation des essais dans un environnement contrôlé. Par rapport à une approche basée purement sur la simulation, l'utilisation du moteur thermique doit en outre garantir une mesure fiable des émissions polluantes et de la consommation de carburant.

L'approche EiL étant relativement récente, la problématique principale de cette thèse réside dans l'établissement d'une méthode permettant d'assurer la bonne représentativité de ce moyen d'essai par rapport aux essais sur véhicule. Dans cette perspective, le Chapitre 1 commence par présenter une synthèse de la bibliographie disponible s'articulant en trois axes : les différents modèles utilisés et leur niveau de précision ; le choix du mode de contrôle de la machine de charge ; et la représentativité de l'environnement, à la fois virtuel (les modèles et le contrôle) et physique (conditions ambiantes, conditionnement thermique du moteur et de la ligne d'échappement).

Suite à cet état de l'art, les différents moyens d'essais utilisés dans cette thèse sont

synthétisés dans le Chapitre 2 ainsi que la démarche générale suivie. On détaille notamment l'architecture du banc moteur ainsi que les indicateurs utilisés pour analyser la représentativité des essais.

Le Chapitre 3 présente ensuite le travail réalisé sur l'environnement virtuel. On décrit d'une part le fonctionnement du modèle véhicule, et plus particulièrement du modèle d'embrayage. D'autre part, le modèle conducteur développé dans cette thèse est présenté en détail, ainsi que la méthode de calibration associée. Les résultats expérimentaux obtenus sur le banc EiL sont ensuite analysés.

Le Chapitre 4 est enfin axé sur la problématique de la corrélation thermique du banc EiL. En particulier, on présente les manipulations expérimentales réalisées sur le banc moteur pour améliorer la représentativité de la température d'air de suralimentation. Suite aux résultats expérimentaux, on présente un modèle thermique simple de la ligne d'air, prenant notamment en compte l'accumulation de chaleur sous-capot.

Les principales conclusions sont finalement résumées dans le dernier Chapitre, et des perspectives à ces travaux sont proposées.

# CHAPITRE 1

## Synthèse bibliographique

---

Ce chapitre a pour objectif de détailler le contexte général et les avantages de la méthode Engine-in-the-Loop. Ensuite, un état de l'art des méthodes utilisées est présenté et organisé en trois axes majeurs. Tout d'abord, on synthétise les différents niveaux de modélisation des éléments périphériques à la chaîne de traction utilisés dans l'approche EiL. Ensuite, la liaison entre le banc physique et l'environnement virtuel est détaillée, en particulier les différents modes de contrôle utilisés. Enfin, la dernière partie se concentre sur la caractérisation de la représentativité des essais, y compris de l'environnement moteur.

### 1.1 Contexte

#### 1.1.1 Transition des procédures d'homologation

La prise de conscience quant à l'impact de la pollution atmosphérique sur le dérèglement climatique et la santé publique en a fait un enjeu capital des années à venir. En Europe, le secteur des transports représentait près d'un quart des émissions (24%) de dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) de 2016, dont près de 44% pour les véhicules particuliers [1]. Le transport routier représentait par ailleurs 39% des émissions d'oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) en 2015 [2]. Dans la lignée d'autres mesures visant à répondre à l'urgence climatique, les seuils d'émissions de polluants des nouveaux véhicules automobiles (définis en UE par les normes Euro) se sont donc durcis au cours des dernières années. Ainsi, les émissions de  $\text{CO}_2$  des véhicules neufs ne doivent pas dépasser 95 g/km en 2021 pour les pays européens, contre plus de 160 g/km en 2000, comme représenté sur la Figure 1.1 [3].

Outre les émissions de  $\text{CO}_2$ , la sévèrisation des normes concerne aussi les  $\text{NO}_x$ , le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (HC) et les particules (PM). En Europe, jusqu'en 2018, l'homologation de chaque nouveau modèle, c'est à dire la certification du respect de ces limites, se basait exclusivement sur le cycle NEDC (New European Driving Cycle), élaboré en 1996.

Le cycle est défini par la trace de vitesse représentée en rouge sur la Figure 1.2. On mesure les masses de polluants émis lors de la réalisation du NEDC par un pilote sur banc à rouleaux (BàR), illustré Figure 1.3(a). L'utilisation d'un cycle commun, réalisé dans des conditions de laboratoire contrôlées et répétables, permet une comparaison systématique des émissions d'un véhicule donné aux seuils autorisés. Toutefois, en 2015, l'affaire du « DieselGate » de Volkswagen marque un tournant pour le monde automobile. Il est révélé que ces procédures d'homologation sont facilement détournées par certains constructeurs [4]. En particulier, il apparaît que les niveaux d'émission de  $\text{NO}_x$  mesurés sur des véhicules en circulation sont de loin supérieurs aux seuils autorisés et observés sur

NEDC. Les écarts entre les niveaux d'émission en laboratoire et sur route sont d'ailleurs en augmentation, allant à contre-courant des normes.

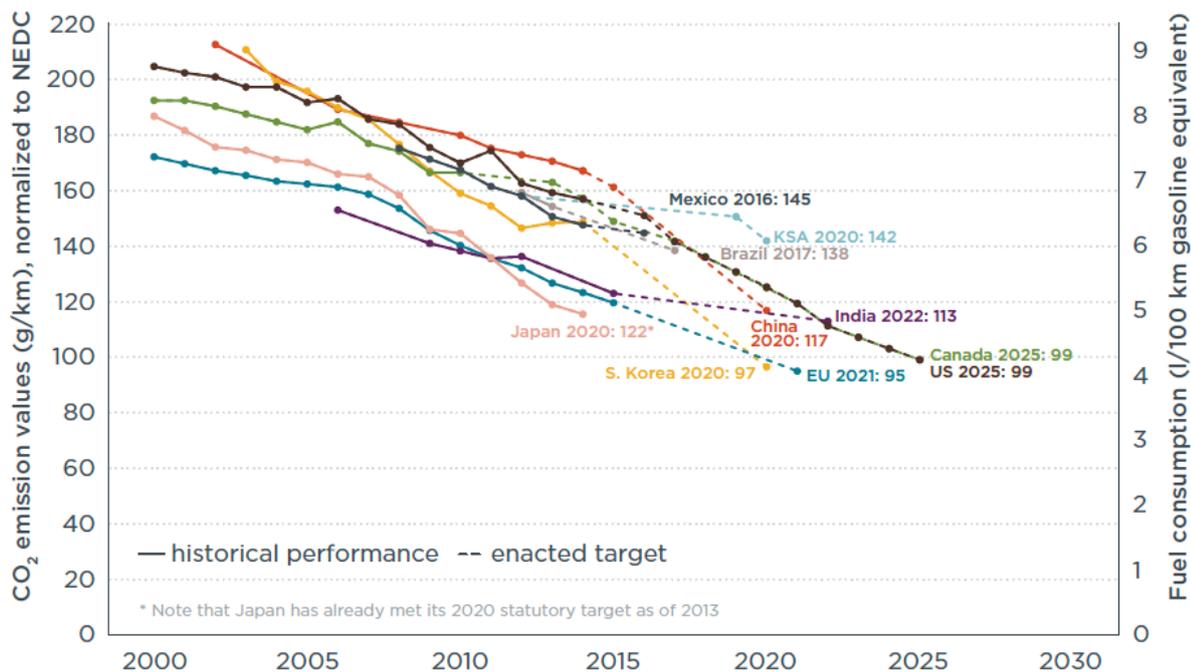


Fig. 1.1 : Evolution des seuils d'émission de CO<sub>2</sub> autorisés [3].

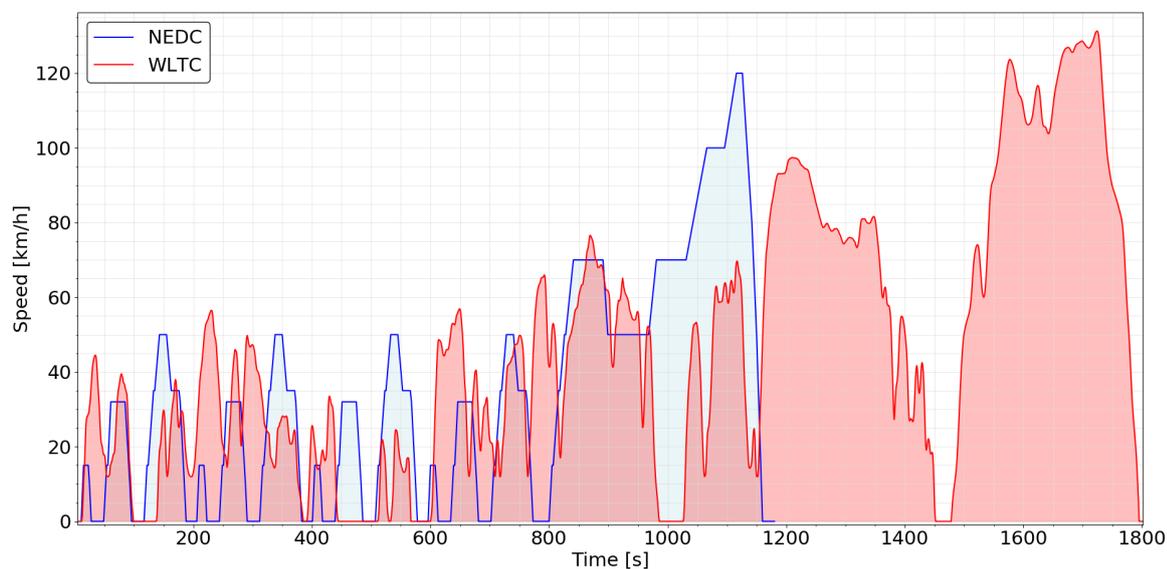


Fig. 1.2 : Trace de vitesse des cycles d'homologation NEDC et WLTC en fonction du temps.

Ce scandale accélère la transition du très décrié NEDC, jugé trop peu représentatif des conditions réelles d'utilisation [5, 6] car faisant appel à une faible fraction de la plage de fonctionnement du moteur, vers le cycle WLTC (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle*), représenté en bleu sur la Figure 1.2. Celui-ci est plus long et basé sur des données de conduite réelles, ce qui le rend plus dynamique dans les accélérations [7].



((a)) Véhicule sur banc à rouleaux en laboratoire. ((b)) PEMS à l'arrière d'un véhicule.

**Fig. 1.3** : Mesure des émissions de polluants.

Pour contraindre les constructeurs à assurer le respect des normes d'émissions durant un usage réel, la procédure WLTP (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure*) est en outre complétée par un test en fonctionnement normal sur la voie publique, appelé RDE (*Real Driving Emissions*) [7]. Cet essai dépend de l'itinéraire choisi, du trafic et du conducteur, et ne suit donc pas un cycle de vitesse donné. Il doit plutôt répondre à certaines exigences, par exemple en ce qui concerne les durées de circulation urbaine, péri-urbaine (ou rurale) et sur autoroute (Tableau 1.1).

**Tableau 1.1** : Synthèse des critères de distance et vitesse pour un roulage RDE [8].

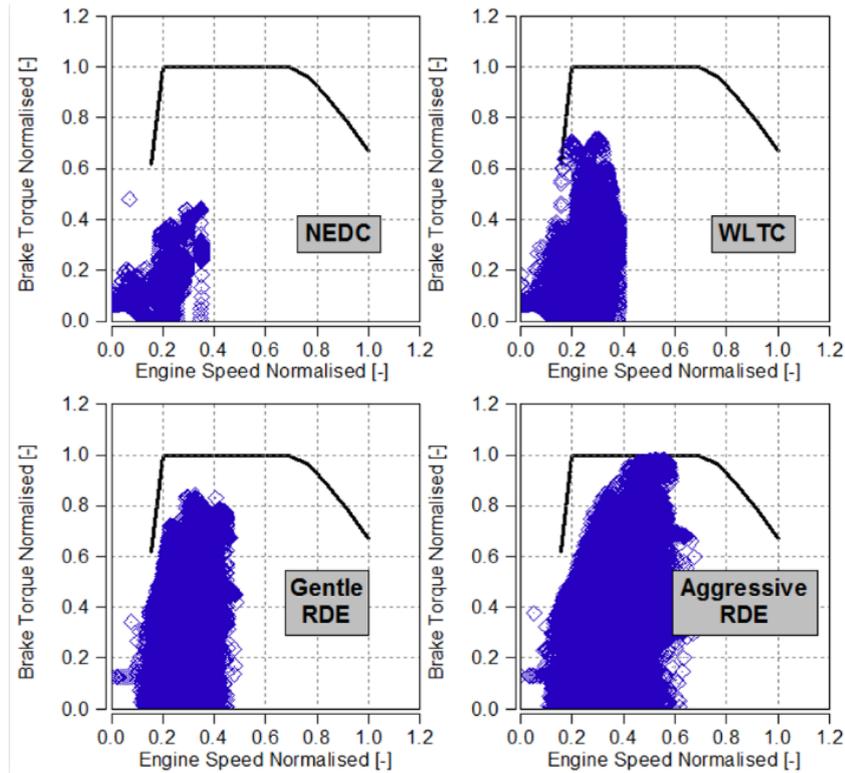
Phase	Distance [km]	Proportion [%]	Vitesse [km/h]	Autre critère
Urbaine	$\geq 16$	29-44	$\leq 60$	Moyenne : 15 - 40 km/h
Rurale	$\geq 16$	23-43	60 - 90	
Autoroute	$\geq 16$	23 - 43	$>90$	$>100$ km/h au moins 5 minutes

De plus, le conducteur est libre d'utiliser les auxiliaires comme la climatisation, et les conditions extérieures comme le trafic, la température externe, le vent ou la pente de la route ne sont pas contrôlées comme en laboratoire. Les niveaux d'émissions sont mesurés en direct par un appareil portable (PEMS : *Portable Emission Measurement System*, Figure 1.3(b)) et doivent être en accord avec ceux observés au banc, à un facteur de conformité près [9]. Ce facteur de conformité, introduit pour accorder un temps d'adaptation aux constructeurs, est amené à diminuer de sa valeur initiale de 2.1 en 2017 à 1.5 en 2020, l'idée étant ainsi de réduire progressivement les écarts autorisés entre RDE et WLTC. Comme représenté Figure 1.4, cette nouvelle procédure d'homologation fait donc appel à toute la plage de fonctionnement du moteur, et dans des conditions extérieures bien plus diverses et aléatoires que le cadre du processus NEDC, Figure 1.5.

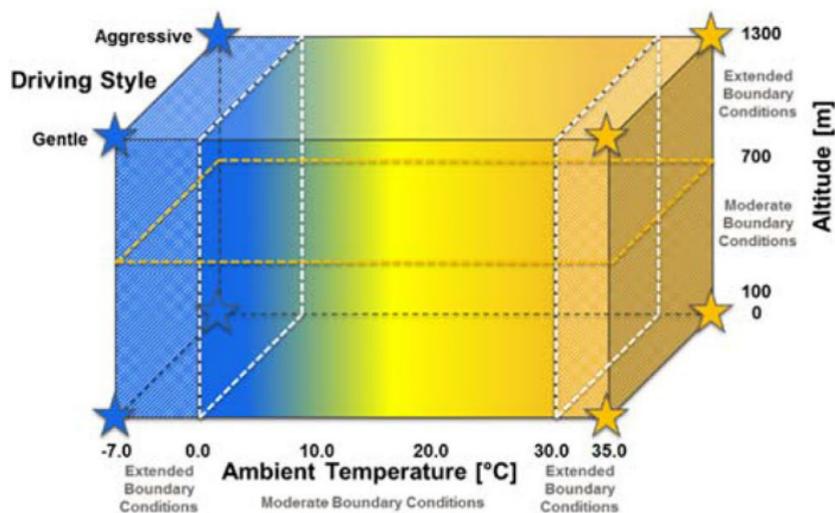
## 1.1.2 Processus de développement des véhicules

Dans ce contexte de durcissement des normes d'émissions, les constructeurs doivent en outre répondre aux exigences de basse consommation et de performance du marché automobile actuel. Le défi est donc de plus en plus grand et les architectures de

GMP (Groupe Moto Propulseur) se diversifient. Entre autres, on peut souligner l'essor de la suralimentation, de la recirculation des gaz d'échappement, de l'hybridation et de l'électrification, et le recours à des systèmes de post-traitement de plus en plus élaborés. Toutes ces évolutions nécessitent naturellement l'ajout de nouveaux capteurs et actionneurs dans le système.



**Fig. 1.4 :** Plage de fonctionnement du moteur (couple vs régime) pour le NEDC, WLTC, et deux RDE (« tranquille » et « agressif ») [8].



**Fig. 1.5 :** Conditions limites d'un roulage RDE : style de conduite, température ambiante, altitude [8].

Le processus de développement d'un nouveau GMP suit généralement le cycle en V, représenté Figure 1.6 [10-13]. Une fois les besoins et fonctions du système spécifiés, le développement d'une stratégie de contrôle robuste et optimale s'appuie sur la simulation pour la partie gauche du V, c'est-à-dire la conception des différents sous-systèmes et des communications entre ceux-ci. C'est l'approche dite « software-in-the-loop » (SiL), pour laquelle un modèle du contrôleur est relié à un modèle du système entier. Dans ce cas, les modèles n'ont pas besoin de fonctionner en temps réel puisque tous les composants sont virtuels, aussi bien le banc que le système en conception.

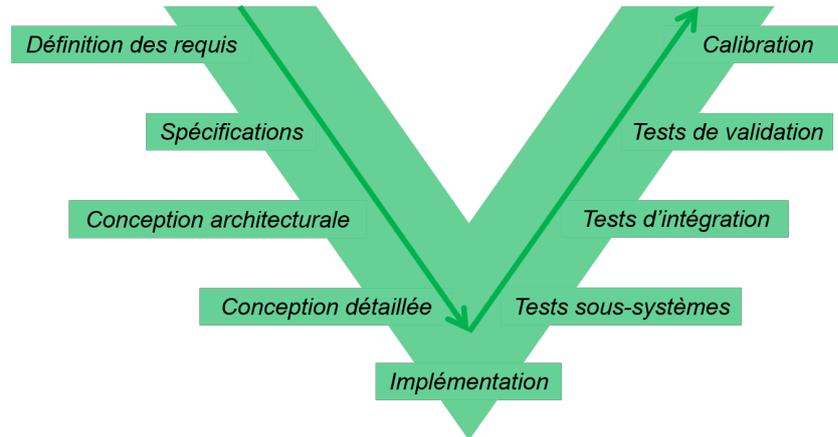


Fig. 1.6 : Le cycle en V.

Une fois le contrôle développé et implémenté, les différents sous-systèmes prototypés sont testés séparément, puis leur intégration dans le système est elle aussi validée. Pour la partie droite du V, les tests sont donc réalisés avec les sous-systèmes réels. Toutefois, ces sous-systèmes ne sont généralement pas testés dans le système entier, d'abord parce qu'il n'est pas possible d'en disposer à cette phase du développement, et ensuite parce que ces essais seraient trop coûteux et longs à réaliser. Ainsi, les tests d'intégration et de validation sont basés sur l'approche « hardware-in-the-loop » (HiL), qui consiste à réaliser des essais sur un composant réel (en *hardware*) relié à un système virtuel [14]. Cette méthode est déjà largement établie pour les tests d'unité de contrôle moteur (ECU : *Engine Control Unit*). Dans ce cas, l'ECU est connectée à un simulateur qui doit modéliser le comportement du moteur en temps réel [15-19]. L'approche HiL peut aussi être appliquée pour développer une loi de gestion d'un GMP hybride [20-23] ou tester un système de suspension [24, 25]. L'intérêt d'utiliser un simulateur en temps réel est de pouvoir contrôler les signaux d'entrée du contrôleur, pour placer volontairement le composant dans des conditions critiques afin de balayer le maximum de cas tests.

Enfin, un point crucial de la mise au point d'un véhicule est la calibration du diagnostic embarqué, ou *On-Board Diagnostic* (OBD). Présent dans tous les véhicules depuis les années 2000, il regroupe l'ensemble des diagnostics réalisés pour détecter la défaillance de divers composants, comme les sondes de richesse ou le système de post-traitement des  $\text{NO}_x$ . Pour chaque procédure de test, il est indispensable de définir précisément le critère de détection d'un composant défaillant afin d'alerter le conducteur en cas de nécessité de remplacement de la pièce. Concrètement, un ECU mal calibré pourrait ne pas diagnostiquer certains phénomènes assez tôt (non-détection, par exemple du vieillissement d'un composant de dépollution), ou au contraire alerter le conducteur pour des problèmes non-existants (fausse détection). Pour cette étape, le système entier est testé

et des essais sur véhicule sont généralement réalisés sur piste. Ici aussi, le but est de réaliser un balayage le plus complet possible des différents cas critiques envisageables, afin de perfectionner la calibration. Naturellement, il ressort que plus un GMP est complexe, plus la phase de validation et de calibration nécessite un nombre important de tests.

### 1.1.3 Importance de la simulation dans les essais

En somme, l'homologation des véhicules est de plus en plus stricte et exige de tester le véhicule dans des conditions bien plus étendues. D'autre part, les GMP sont de plus en plus complexes et leur calibration devient donc plus fastidieuse. Ces deux tendances associées, les constructeurs voient ainsi croître de manière exponentielle les efforts de test et de calibration. Il semble très peu probable, voire impossible, que les méthodes conventionnelles d'essais sur véhicule puissent être appliquées aux prochaines architectures. Outre les coûts et les délais que cela qu'ils engendrent, les essais sur route dépendent de nombreux facteurs extérieurs (style de conduite du pilote, conditions ambiantes, état de la route...) et sont donc peu répétables, ce qui complexifie encore la démarche.

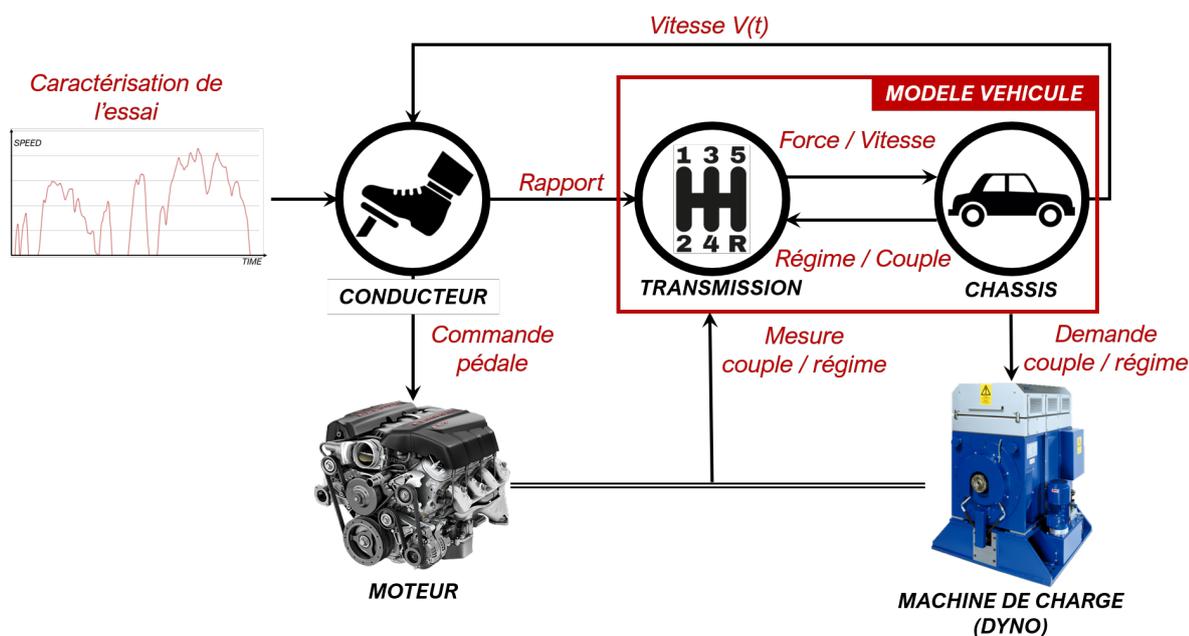


Fig. 1.7 : Schéma de l'approche EiL.

Face à ce défi, les moyens d'essais sont donc voués à se virtualiser. En particulier, l'attention s'est récemment focalisée sur l'approche « Engine-in-the-Loop » (EiL), représentée sur la Figure 1.7. De manière similaire à l'approche HiL, l'idée est de réaliser les essais sur un banc semi-virtuel, composé cette fois du moteur entier couplé à un banc haute dynamique (aussi appelé machine de charge), lui-même associé à un simulateur en temps réel modélisant la transmission, le véhicule, le conducteur et la route. Une telle approche permettrait ainsi de tester le GMP entier et ses différents sous-systèmes, tout en s'affranchissant des contraintes liées aux essais sur route. Même s'il n'est pour l'instant pas envisageable de remplacer totalement les essais de validation sur route, l'objectif est de disposer d'un simulateur suffisamment représentatif de la réalité pour pouvoir

réduire au maximum l'importance de cette étape. Les avantages d'une telle approche sont nombreux [26] :

- Coûts et délais réduits par rapport aux essais véhicules : un banc EiL permet de s'affranchir du besoin d'un conducteur et d'un véhicule en avance de phase de production. En outre, l'environnement du banc moteur permet l'automatisation des essais, pendant la nuit par exemple.
- Représentativité : l'environnement EiL représente un bon compromis en termes d'efforts de simulation, puisque le composant le plus complexe, i.e. le moteur à combustion, est présent physiquement. Plus particulièrement, un avantage majeur du banc EiL est sa représentativité en termes d'émissions de polluants, car ce phénomène reste un véritable défi à modéliser précisément [26].
- Répétabilité : l'environnement du banc est contrôlable et permet de s'affranchir de la variabilité importante des conditions extérieures lors d'un essai sur véhicule, afin de reproduire un même essai référence et de faciliter la démarche de comparaison et d'analyse.
- Flexibilité : l'architecture du GMP virtuel peut être facilement modifiée, par exemple pour tester plusieurs types de transmission ou une stratégie de loi de gestion hybride. En outre, il est aussi plus facile de modifier un composant de la ligne d'échappement sur un banc moteur que sur un véhicule.
- Exhaustivité : le banc peut être utilisé pour tester le moteur dans des conditions extrêmes ou rares qui seraient difficiles, voire impossibles, à mettre en place sur piste.
- RDE : un des défis posés par les essais RDE est la non garantie de conformité d'un essai. Sur un trajet identifié comme correspondant aux critères d'homologation RDE, un incident de trafic ou un style de conduite inapproprié peut rendre l'essai non valide. Cette vérification n'est faite qu'à posteriori et représente donc une perte de temps considérable. Le contrôle de la trace de vitesse ou de l'environnement virtuel entier sur banc EiL permet d'assurer systématiquement la conformité RDE.

### 1.1.4 Applications

Même si l'intérêt porté à l'approche EiL est relativement récent, plusieurs applications ont déjà fait l'objet de publications :

- Analyse et optimisation de l'hybridation d'un GMP en termes de consommation et d'émissions [27-41] : la flexibilité de l'approche EiL permet d'inclure les composants d'hybridation (moteur électrique, batterie, loi de gestion) dans le simulateur, afin de comparer rapidement la performance du véhicule sur cycle pour différents niveaux d'hybridation. L'environnement virtuel offre la possibilité de modifier certains composants ou la loi de gestion de l'énergie.
- Réduction des émissions polluantes sur cycle [12, 26, 42-49] : le moteur étant présent physiquement au banc ainsi que sa ligne d'échappement, la représentativité en termes d'émissions de polluants permet d'analyser la performance du véhicule sur cycle d'homologation et de simuler des roulages RDE.

- Calibration de paramètres clés du contrôle du moteur [50-52] : l'ECU étant présent au banc, il est possible d'évaluer l'influence d'un paramètre donné sur la performance du moteur, par exemple l'avance à l'allumage. La calibration de l'ECU peut alors se faire de manière systématique et rapide, voire automatique.
- Test de systèmes de récupération d'énergie à l'échappement [53, 54].
- Evaluation d'architectures GMP nouvelles [55, 56].
- Réalisation d'essais de composants dispersés géographiquement [57].
- Analyse de l'agrément de conduite lors de changements de rapport [45].

## 1.2 Modélisation des éléments de la chaîne de traction

Comme abordé plus haut, le banc EiL est composé d'un moteur à combustion présent physiquement et connecté à une machine de charge, ou génératrice, dont le rôle est de freiner le moteur pour représenter dynamiquement la résistance subie pendant un roulage donné. Ce frein est contrôlé par le simulateur, composé de plusieurs composants virtuels. Comme représenté sur la Figure 1.7, les principaux éléments qui doivent être intégrés dans le banc virtuel sont :

- Le conducteur : dans l'environnement EiL, un conducteur virtuel contrôle les commandes de pédale envoyées au moteur ou aux freins, en fonction du profil de vitesse demandé et de la vitesse actuelle du véhicule modélisé.
- La transmission : elle comprend la boîte de vitesse, le différentiel, et peut inclure l'embrayage ou le convertisseur de couple. En fonction du rapport engagé et du couple ou du régime moteur mesuré, le modèle de transmission calcule la force de traction ou la vitesse de rotation des roues.
- Le châssis véhicule : c'est un composant fondamental de l'environnement virtuel, puisque le rôle de ce modèle est de calculer la vitesse véhicule en prenant en compte le couple ou le régime moteur d'une part, et les forces résistantes d'autre part.

La modélisation de ces éléments doit permettre d'assurer que le comportement du moteur au banc, caractérisé principalement par son régime et son couple, corresponde de manière fidèle à celui d'un moteur installé à bord d'un véhicule et effectuant le même trajet.

Il est important de préciser que le contrôle de la machine de charge peut être fait soit par une demande de couple à partir d'une mesure de régime, soit par une demande de régime à partir d'une mesure de couple. Ces modes de contrôle seront détaillés dans la section suivante.

## 1.2.1 Outils industriels

### 1.2.1.1 Applications

Plusieurs projets de simulation EiL s'appuient sur des modèles industriels spécialisés. Un des environnements les plus utilisés est InMotion de CarMaker [35, 37, 47, 48, 58, 59]. Ce simulateur permet de modéliser le véhicule complet en se basant sur une approche tridimensionnelle (3D), prenant en compte les accélérations longitudinale, latérale et verticale en incluant la géométrie de la suspension, l'angle de direction etc. Bier et al. [35] soulignent l'intérêt d'un tel niveau de précision, par exemple pour simuler le comportement d'un système de freinage récupératif hybride lors d'un virage. Un tel environnement est aussi capable de générer un essai RDE sur un trajet donné, en simulant le trafic et les feux de circulation [35, 48], ce qui permet d'évaluer une stratégie de « stop and start », ou de loi de gestion de l'énergie pour un véhicule hybride, en termes d'émissions et de consommation de carburant. Le profil du conducteur peut aussi être modifié, ce qui rend les accélérations plus ou moins brutales.

D'autre part, certaines références se basent sur l'outil ASM Tool Suite de dSpace [41, 49, 56] pour simuler le véhicule, le conducteur et la route. De manière similaire à InMotion, cette suite d'outils s'appuie sur une approche 3D du véhicule entier prenant en compte la direction, la suspension et le système de freinage. Il est aussi possible d'importer ou de définir des trajets complexes réels, ainsi que des manoeuvres précises du conducteur. Toutefois, les applications sont pour l'instant concentrées sur un cycle d'homologation tel que le NEDC et ne font donc pas appel à ces notions de trafic routier ou de manoeuvres complexes. L'accent est plutôt placé sur la performance d'une architecture hybride [41] ou d'un système de transmission innovant [56] en termes d'émissions et de consommation sur cycle.

### 1.2.1.2 Calibration des modèles

Ces modèles industriels sont donc complexes et se veulent les plus précis possible, tout en fonctionnant en temps réel. Toutefois, peu de détails sont accessibles quant aux équations sur lesquelles ils reposent. En outre, il est important ici de souligner un point fondamental de l'approche EiL. Comme énoncé plus haut, l'intérêt de ce type d'environnement est de réduire les besoins en essais sur route et de permettre des essais de calibration sans forcément disposer du véhicule entier, donc de placer certains essais en avance dans le cycle de développement. Cette avance de phase des essais, ou « front loading », permet de limiter les coûteux retours en arrière en termes de calibration. Un modèle à 24 degrés de liberté, aussi précis soit-il, nécessite forcément plus de paramètres d'entrée caractéristiques du véhicule qu'un modèle simplifié. Plus un modèle se veut exhaustif et fidèle, plus il nécessitera de paramètres, et donc de mesures ou d'estimations précises. Ainsi, il est important de comprendre qu'il convient de trouver un juste milieu entre la représentativité du modèle d'une part, et le niveau de calibration nécessaire qui y est associé d'autre part. L'attention doit être concentrée sur les grandeurs ayant un impact significatif sur le comportement du véhicule.

Cet aspect fondamental de l'environnement EiL est un point crucial de plusieurs publications du *Mechanical Engineering Department* de l'université du Michigan [29, 60-62]. Comme souligné par Louca et al. [60], trouver le juste milieu entre fidélité et simplicité du modèle est un enjeu clé pour la modélisation en temps réel d'un système

complexe. Les auteurs se basent donc sur un algorithme de réduction d'ordre de modèle (MORA [60]) afin de développer un modèle dit « adapté » (« proper modeling »). A partir d'un niveau de complexité élevé, le principe consiste à identifier l'activité de chaque sous-élément, représentée par la quantité d'énergie le traversant au cours d'une période donnée. Ensuite, l'algorithme cherche à éliminer les éléments ayant l'activité la plus faible, tout en gardant le niveau de fidélité du modèle au-dessus du seuil acceptable. Un algorithme (AVASim) permet de quantifier la fidélité du modèle en le comparant à une référence (« benchmark »), qui peut venir de résultats expérimentaux ou d'un modèle plus complexe. Les auteurs s'appuient par ailleurs sur la représentation en graphes de liaisons, Figure 1.8.

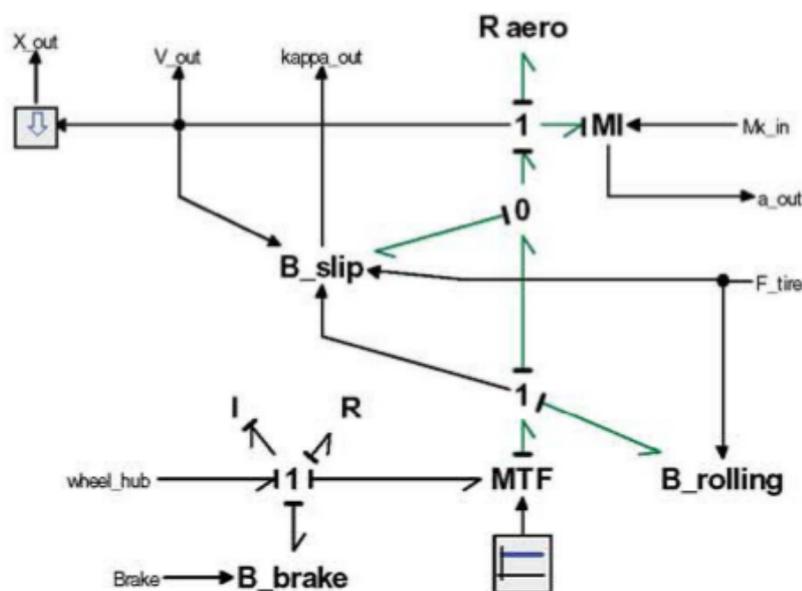


Fig. 1.8 : Graphe de liaison du modèle du véhicule [29].

Outre le fait que les modèles industriels comme InMotion ne sont pas disponibles librement, leur degré élevé de précision induit inéluctablement des efforts de calibration basés sur des essais et des mesures. Dans l'optique de placer l'approche EiL au plus tôt possible de la phase de développement, des modèles simplifiés leur sont donc couramment préférés.

## 1.2.2 Forces appliquées sur le véhicule

Le modèle des forces appliquées sur le véhicule est fondamental pour assurer la bonne représentativité du système. Selon le mode de contrôle choisi, le rôle de ce modèle est de calculer :

- En contrôle en régime : la vitesse véhicule à partir de la force de traction et des forces résistantes.
- En contrôle en couple : la force résistive appliquée sur le véhicule à partir du régime moteur.

### 1.2.2.1 Approche générale

Le modèle obtenu par la méthode de réduction de Fathy et al. [62] est longitudinal et ne tient compte ni du roulis ni du tangage. En revanche, la force verticale agissant sur le pneu est variable, ce qui permet l'étude du couplage dynamique entre les forces longitudinales et verticales, dans une optique d'analyser l'agrément de conduite. La majorité des références se concentrent sur la consommation de carburant ainsi que les émissions de polluants, et une approche simplifiée est largement établie dans les études en environnement EiL [12, 23, 31, 36, 38, 40, 51, 57, 63-65]. Le modèle est réduit purement à la dimension longitudinale et représente la relation entre la force de traction  $F_{trac}$  d'une part, et la vitesse véhicule  $V$  d'autre part. Cette relation est caractérisée par les forces de résistance à l'avancement,  $F_{res}$ . En assimilant le véhicule à une masse ponctuelle en son centre de gravité et en appliquant le principe fondamental de la dynamique (PFD) dans la direction longitudinale, on obtient :

$$M_{eq} \frac{dV}{dt} = F_{trac} - F_{res} \quad (1.1)$$

Outre la masse du véhicule lui-même, la masse équivalente  $M_{eq}$  prend en compte l'inertie des masses en rotation des roues, de l'arbre de transmission, de la boîte de vitesse et du moteur.

### 1.2.2.2 Masse équivalente

La masse équivalente s'exprime en fonction de la masse du véhicule  $M$  et d'un coefficient de masse rotationnelle  $\delta_M$  [66-69] :

$$M_{eq} = \delta_M \cdot M \quad (1.2)$$

Ce coefficient représente les inerties en rotation de la ligne de traction, des roues à l'arbre moteur en passant par la boîte de vitesse. En connaissant les moments d'inertie des roues  $J_w$  et de tous les autres  $N_e$  composants, il s'écrit :

$$\delta_M = 1 + \frac{\sum J_w}{M \cdot R_w^2} + \frac{\sum J_1 j_1^2}{M \cdot R_w^2} + \dots + \frac{\sum J_{N_e} j_{N_e}^2}{M \cdot R_w^2} \quad (1.3)$$

avec  $R_w$  le rayon des roues et  $j_1, \dots, j_{N_e}$  les rapports entre les vitesses de rotation des composants 1 à  $N_e$  et la vitesse de rotation d'une roue. Toutefois, il est difficile de connaître le moment d'inertie de chacun des composants en rotation. Ainsi, une formulation simplifiée est généralement acceptée :

$$\delta_M = 1 + \delta_w + \delta_p \cdot i_{bv}^2 \quad (1.4)$$

avec  $\delta_w$  le coefficient de masse associé à l'inertie des roues, et  $\delta_p$  celui associé au GMP entier, i.e. le moteur et la transmission, en considérant le rapport engagé de la boîte de vitesse  $i_{bv}$ . Ces coefficients peuvent être exprimés en fonction de l'inertie d'une roue  $J_w$  et du GMP  $J_p$  [66, 68], ainsi que du rapport de transmission du différentiel  $i_{axle}$  :

$$\delta_w = \frac{4 \cdot J_w}{M \cdot R_w^2} \quad (1.5)$$

$$\delta_p = \frac{J_p \cdot i_{axle}^2}{M \cdot R_w^2} \quad (1.6)$$

Bien que l'équation (1.4) soit simplifiée, elle nécessite tout de même de connaître le moment d'inertie associé au moteur et à la transmission, pour chaque rapport. Une expression empirique généralisée aux véhicules particuliers est ainsi souvent proposée [67, 69] :

$$\delta_M = 1 + 0.004 + 0.0025 \cdot i_{bv}^2 \quad (1.7)$$

Cette expression ne dépend plus que du rapport de transmission engagé. Il est aussi possible de considérer une valeur constante pour le facteur  $\delta_M$ , par exemple  $\delta_M = 1.03$  [70].

### 1.2.2.3 Bilan des forces

La force de traction  $F_{trac}$  est liée au couple moteur  $T_{eng}$  et aux rapports de transmission de la boîte de vitesse  $i_{bv}$  et du différentiel  $i_{axle}$ . En mode de contrôle en régime, le couple moteur est mesuré au banc et est une entrée du modèle véhicule. Comme décrit dans la section suivante, il est transposé par le modèle de transmission en force de traction, qui est donc une entrée du modèle du châssis. En mode de contrôle en couple,  $F_{trac}$  est une sortie du modèle.

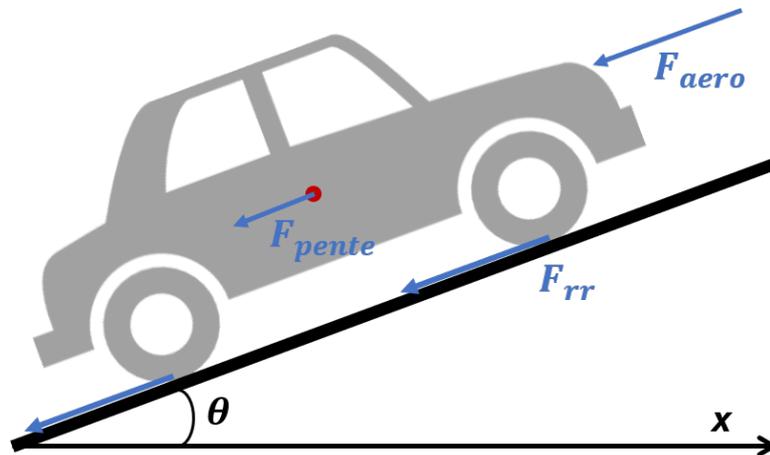


Fig. 1.9 : Forces résistives sur un véhicule.

La force résistante doit être appliquée au moteur par la machine de charge. Comme représenté sur la Figure 1.9, les principales forces agissant sur le véhicule en opposition à la force de traction sont la traînée aérodynamique  $F_{aero}$ , la résistance au roulement  $F_{rr}$  et la force éventuelle due à la pente de la route  $F_{pente}$  (qui peut être positive ou négative selon l'inclinaison). Lors d'un freinage, la force  $F_{frein}$  s'ajoute à ce bilan :

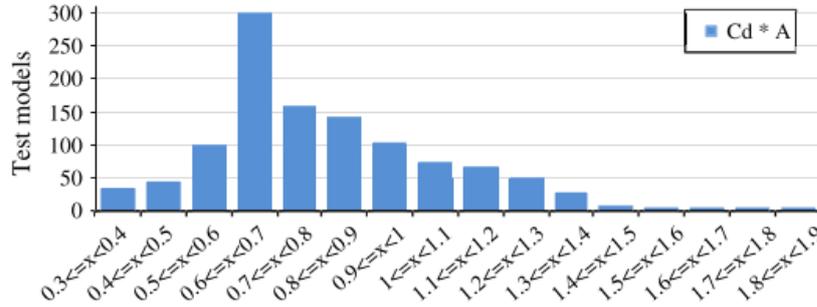
$$F_{res} = F_{aero} + F_{rr} + F_{pente} + F_{frein} \quad (1.8)$$

### 1.2.2.4 Résistance aérodynamique

La résistance aérodynamique  $F_{aero}$  représente la force de traînée due au champ de pression s'exerçant sur la surface du véhicule [69, 71] :

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot S_f \cdot C_{aero} \cdot V^2 \quad (1.9)$$

où  $\rho_{air}$  est la masse volumique de l'air,  $S_f$  la surface frontale du véhicule et  $C_{aero}$  le coefficient de traînée. La surface frontale du véhicule est généralement calculée à partir d'une image de la face du véhicule [72, 73]. Le coefficient de traînée est caractéristique du véhicule et peut être déterminé par des tests en tunnel qui permettent de prendre en compte l'impact aérodynamique de la rotation des roues [73]. Toutefois, ce genre de test est coûteux et leur représentativité n'est pas établie. La méthode la plus répandue est donc celle des tests de décélération, ou « coast down », qui permet aussi de déterminer le coefficient de résistance au roulement, comme détaillé ci-après. Pour un véhicule particulier standard, le coefficient de traînée se trouve généralement entre 0.25 et 0.4 [72, 73]. Lutsey [70] analyse les données d'homologation des modèles américains de l'année 2011. L'aire aérodynamique  $A_{aero} = S_f \cdot C_{aero}$  est généralement autour de 0.70 m<sup>2</sup>, comme représenté sur la Figure 1.10.



**Fig. 1.10** : Histogramme de l'aire aérodynamique pour les modèles américains de l'année 2011 [70].

En outre, il est important de préciser ici que la force aérodynamique n'est pas seulement dépendante de la vitesse véhicule. En effet, la vitesse du vent  $V_v$  impacte la vitesse relative du véhicule et, en supposant un vent longitudinal s'exerçant dans le sens contraire au mouvement, la force aérodynamique s'exprime :

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot S_f \cdot C_{aero} \cdot (V + V_v)^2 \quad (1.10)$$

Toutefois, en se plaçant dans le contexte de l'EiL et dans l'optique de rejouer un essai réel au banc moteur ou même d'en générer un, la vitesse du vent sur le véhicule n'est pas une information disponible : aucun capteur n'est installé à cet effet sur un véhicule standard. Simuler la vitesse du vent lors d'un trajet donné demanderait un effort de calcul supplémentaire ainsi que l'accès à des données pour l'instant peu disponibles. C'est pourquoi il n'est pas fait mention dans la littérature d'environnement EiL prenant en considération ce paramètre.

### 1.2.2.5 Résistance au roulement

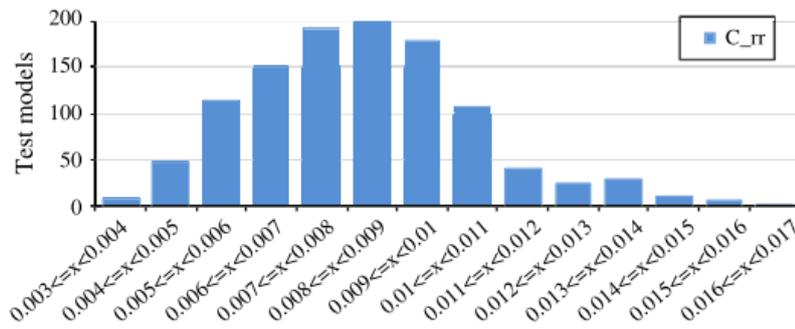
La force de résistance au roulement  $F_{rr}$  représente le frottement des pneus sur la route :

$$F_{rr} = C_{rr} \cdot M \cdot g \quad (1.11)$$

Outre la masse du véhicule  $M$ , cette force de frottement est exprimée à l'aide d'un coefficient de frottement  $C_{rr}$ . Ce coefficient dépend de la pression des pneus ainsi que de leur revêtement et celui de la route. Il est parfois exprimé en fonction de la vitesse véhicule, comme proposé par Wong [69] :

$$C_{rr} = 0.0136 + 0.40 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 \quad (1.12)$$

Toutefois, l'impact de la vitesse sur  $C_{rr}$  peut être considéré négligeable pour  $V < 120$  km/h. Le coefficient de frottement est donc généralement considéré constant. Tout comme le coefficient de traînée, il est estimé à partir de tests de « coast down ». Sa valeur est communément comprise entre 0.004 et 0.015 [74-76], comme le confirme la distribution statistique représentée Figure 1.11 pour les modèles américains de 2011 [70].



**Fig. 1.11** : Histogramme du coefficient de frottement pour les modèles américains de l'année 2011 [70].

Outre cette formulation simple à l'aide d'un coefficient de frottement, il est fait mention dans la littérature d'un modèle pour représenter l'interaction pneu-route. Celui-ci est basé sur une formule empirique qui permet un calcul en temps réel de la force longitudinale associée au frottement du pneu sur la route. Certaines références complètent donc le modèle longitudinal du châssis par cette formule [72, 77, 78]. Il est à préciser ici que la formule étant empirique, elle repose sur l'ajustement de quatre coefficients [69, 72, 79, 80] :

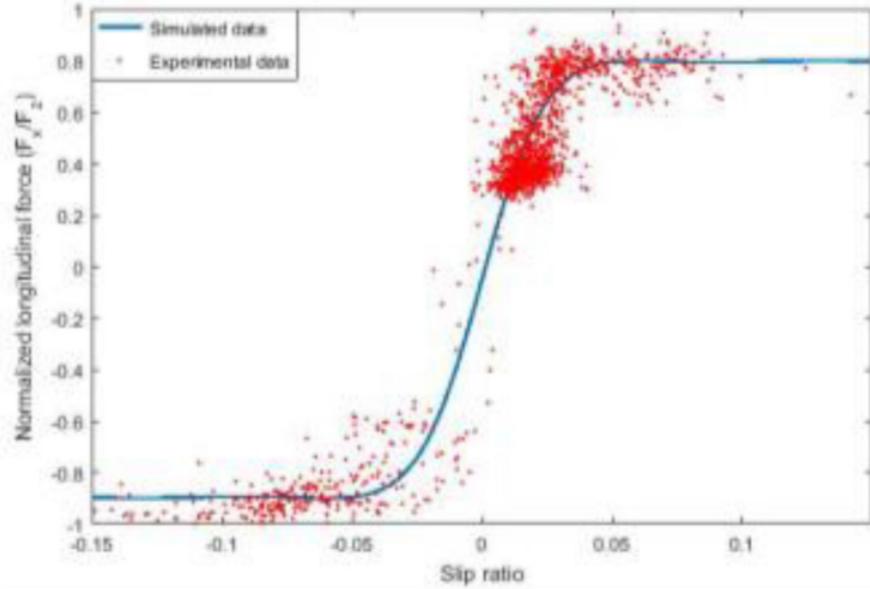
$$F_x = D_{tire} \cdot \sin(C_{tire} \cdot \arctan[B_{tire} \dot{\alpha}_{slip} - E_{tire}(B_{tire} \dot{\alpha}_{slip} - \arctan(B_{tire} \cdot \alpha_{slip}))]) \quad (1.13)$$

Les paramètres  $B_{tire}$ ,  $C_{tire}$ ,  $D_{tire}$ ,  $E_{tire}$  correspondent respectivement au facteur de raideur, au facteur de forme, à la valeur maximale et au coefficient de courbure. La force longitudinale  $F_x$  dépend ainsi du pourcentage de patinage  $\alpha_{slip}$  :

$$\alpha_{slip} = \frac{\omega_w \cdot R_w - V}{V} \quad (1.14)$$

avec  $\omega_w$  la vitesse de rotation de la roue,  $R_w$  son rayon effectif et  $V$  la vitesse du véhicule. La détermination de ces paramètres se fait à partir de données expérimentales, Figure

1.12 [72].



**Fig. 1.12** : Force longitudinale sur le pneu en fonction du glissement [72] ; comparaison entre données expérimentales (rouge) et simulation (bleu).

Par ailleurs, il est important de souligner qu'utiliser un modèle longitudinal implique intrinsèquement de négliger un phénomène potentiellement important : le virage. En effet, lors d'un virage, la force de frottement est augmentée d'une composante supplémentaire, dite résistance de virage [71, 80]. Toutefois, les études EiL, ou plus largement SiL, ne font généralement pas mention de ce phénomène.

### 1.2.2.6 Tests de « coast down »

Comme énoncé plus haut, les coefficients associés aux forces de roulement et aérodynamique sont généralement déterminés par des tests de décélération, dits de « coast down ». Plusieurs standards existent quant à la démarche associée [73], l'approche générale consistant à faire décélérer le véhicule au point mort lancé à une certaine vitesse initiale entre 70 km/h et 120 km/h [72-74]. Au point mort, la force de traction est nulle et, la piste d'essai étant plate, la force due à la pente peut être négligée. Les coefficients de frottement  $C_{rr}$  et de traînée  $C_{aero}$  peuvent ainsi être déterminés à partir de la trace temporelle de la vitesse véhicule mesurée lors des tests, en se basant sur le bilan des forces agissant sur le véhicule Eq. (1.1) :

$$M_{eq} \frac{dV}{dt} = -F_{rr} - F_{aero} \quad (1.15)$$

ce qui donne :

$$M_{eq} \frac{dV}{dt} = -C_{rr} \cdot M \cdot g - \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot S_f \cdot C_{aero} \cdot V^2 \quad (1.16)$$

La démarche consiste ensuite à ajuster les coefficients afin de minimiser l'erreur entre la trace de vitesse mesurée et celle obtenue avec le modèle Eq. (1.16). En pratique, un

terme linéaire en  $V$  est ajouté pour mieux approcher la mesure [70, 76].

$$M_{eq} \frac{dV}{dt} = -(A + B \cdot V + C \cdot V^2) \quad (1.17)$$

En comparant les Eq. (1.16) et (1.17), il vient naturellement que le coefficient  $C$  est traditionnellement associé à la traînée aérodynamique,  $C = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot S_f \cdot C_{aero}$ ,  $A$  étant relié à la résistance au roulement :  $A = C_{rr} \cdot M \cdot g$ . Toutefois, le rôle du coefficient  $B$  est plus difficilement justifiable en théorie, puisque la dépendance linéaire en  $V$  n'est pas présente dans l'Eq. (1.16); Ligterink et al. [76] l'associent au coefficient  $A$  avec la résistance au roulement, en précisant en outre que selon le véhicule, ce coefficient peut être négatif. Les auteurs proposent aussi un lien avec la transition en régime turbulent.

Huertas et Coello [73] comparent les valeurs obtenues par les tests de décélération pour 19 véhicules avec la référence constructeur pour  $C_{aero}$  et des mesures réalisées en laboratoire pour  $C_{rr}$ . Les auteurs estiment la précision satisfaisante avec une erreur d'environ 6%. Il est toutefois important de préciser que cette démarche génère des valeurs de  $C_{aero}$  qui regroupent toutes les forces résistives proportionnelles au carré de la vitesse du véhicule, tandis que le coefficient  $C_{rr}$  obtenu représente toutes les forces indépendantes de la vitesse. En ce sens, même si les coefficients obtenus permettent de représenter de manière précise le comportement du véhicule au point mort, ils peuvent ne pas seulement représenter les forces de traînée, pour l'un, et de frottement, pour l'autre.

### 1.2.2.7 Résistance due à la pente

Si la route sur laquelle le véhicule se déplace n'est pas parfaitement horizontale mais inclinée d'un angle  $\theta$  positif, une force de résistance supplémentaire agit contre la force de traction, exprimée par l'Eq. (1.18). Similairement, si l'angle d'inclinaison est négatif, la force liée à la pente sera une force de traction positive :

$$F_{pente} = M \cdot g \cdot \sin \theta \quad (1.18)$$

La pente doit donc être connue à chaque instant du trajet, comme la trace de vitesse, et est une entrée supplémentaire du modèle. Quand il s'agit de générer un essai virtuel, cette information peut être issue d'un profil de route extrait d'une carte altimétrique précise du circuit.

Pour un trajet réel donné, cette information n'est pas toujours disponible avec une précision satisfaisante. Dans l'optique de rejouer un essai enregistré sur route à des fins de corrélation entre banc moteur et environnement véhicule, une mesure de l'inclinaison de la route est donc nécessaire pour prendre en compte son influence sur la demande de couple au moteur. Malheureusement, la plupart des véhicules série ne disposent pas d'un inclinomètre. Sans outil supplémentaire, cette grandeur est donc estimée et non mesurée. Deux méthodes d'estimations sont mentionnées [81-85].

Tout d'abord, une première estimation repose sur l'équation de la dynamique Eq. (1.1). En effet, en mettant de côté la force due à la pente, on obtient :

$$M \cdot g \cdot \sin \theta = F_{trac} - M_{eq} \frac{dV}{dt} - F_{aero} - F_{rr} - F_{frein} \quad (1.19)$$

Sur un véhicule série :

- L'estimation du couple moteur permet le calcul de  $F_{trac}$
- La dérivation de la vitesse véhicule permet le calcul de l'accélération  $\frac{dV}{dt}$
- Les forces de résistance aérodynamique et de roulement sont estimées à partir de la vitesse véhicule et des coefficients de « coast down ».

Ainsi, en phase de fonctionnement « normal », l'Eq. (1.19) permet d'estimer la pente de la route à partir d'une différence de forces, ou de couples. Toutefois, lors d'un freinage, la force  $F_{frein}$  est non nulle et devrait être prise en compte. Malheureusement, cette grandeur n'est pas mesurée sur un véhicule série. Cette inconnue entraîne donc une augmentation artificielle de la pente à chaque freinage.

L'autre méthode repose sur la présence d'un accéléromètre à bord des véhicules modernes. De par son principe de fonctionnement, ce capteur mesure une accélération longitudinale  $a_{long}$  qui représente à la fois l'accélération du véhicule,  $\frac{dV}{dt}$ , et la projection de l'accélération de la gravité due à l'inclinaison,  $g_x = g \cdot \sin \theta$ . L'estimation de l'accélération du véhicule à partir de la dérivée de la vitesse permet donc d'estimer l'inclinaison :

$$g \cdot \sin \theta = a_{long} - \frac{dV}{dt} \quad (1.20)$$

Cette méthode ne s'appuie pas sur l'équation de la dynamique et permet donc de s'affranchir de la dépendance au freinage. Toutefois, le signal mesuré par l'accéléromètre est en général fortement bruité, et une attention particulière est donc portée à son filtrage [82, 84].

### 1.2.2.8 Force de freinage

Comme énoncé plus haut, le couple de freinage n'est généralement pas une grandeur connue sur un véhicule série. Toutefois, la pression du système de freinage est une valeur mesurable et peut permettre d'exprimer le couple de freinage [85] :

$$T_{frein} = P_{frein} \cdot C_{frein} \quad (1.21)$$

Cette estimation nécessite de connaître le coefficient de freinage  $C_{frein}$ , qui peut être obtenu par des tests de freinage, comme représenté sur la Figure 1.13.

## 1.2.3 La transmission

La transmission est le sous-système qui relie l'arbre des roues à l'arbre moteur. Selon le mode de contrôle choisi, le rôle de ce sous-modèle est donc de convertir :

- En contrôle en régime, le couple moteur en couple de traction aux roues et la vitesse du véhicule en régime moteur.
- En contrôle en couple, le régime moteur en vitesse véhicule et la force de traction en couple moteur.

Contrairement au conducteur ou au véhicule, l'architecture du système de transmission varie sensiblement selon le GMP. Généralement, deux concepts majeurs peuvent être

distingués : la transmission manuelle et la transmission automatique. On peut par ailleurs citer la transmission robotisée à double embrayage (DCT), ou à transmission continue (CVT). Dans le cas d'une architecture hybride, la transmission et sa modélisation sont généralement spécifiques à chaque application.

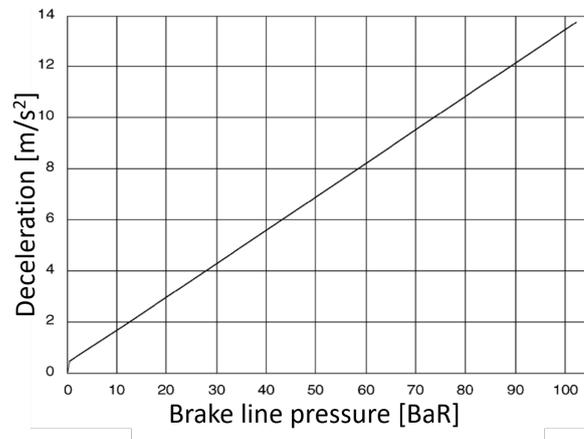
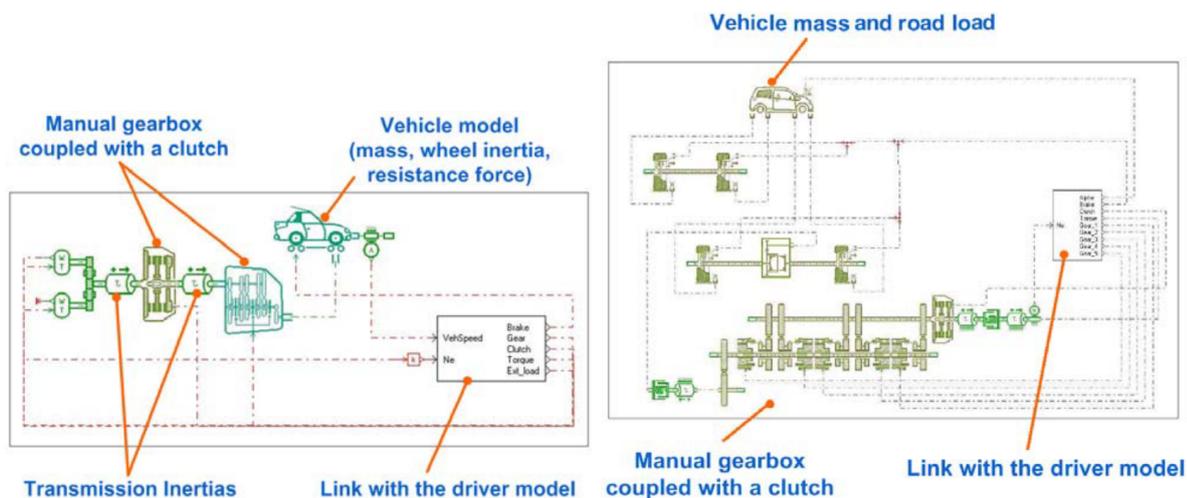


Fig. 1.13 : Relation entre pression de freinage et décélération [85].

### 1.2.3.1 Transmission manuelle

La transmission manuelle est en principe plus simple que l'automatique. Elle est très répandue en Europe, même si les boîtes automatiques, très populaires en Amérique du Nord entre autres, se démocratisent progressivement. Elle se compose d'un embrayage et d'une boîte de vitesse pilotée manuellement par le conducteur. La boîte de vitesse est constituée de deux arbres, l'un dit primaire et lié à l'arbre moteur via l'embrayage, l'autre dit secondaire correspondant à l'arbre de sortie. La transmission est complétée par un différentiel qui permet une différence de vitesse de rotation entre la roue gauche et la roue droite du même essieu.



((a)) Modèle simple.

((b)) Modèle haute dynamique.

Fig. 1.14 : Niveaux de modélisation du véhicule sous AMESim [45].

Du fait de sa popularité en Amérique du Nord, la vaste majorité des références appliquant l'approche EiL choisissent un système de transmission automatique. Perez et al. [45] simulent une transmission manuelle en s'appuyant sur les bibliothèques disponibles dans l'environnement AMESim [86]. Deux niveaux de modélisation sont abordés. Pour une application orientée sur l'analyse de la consommation de carburant et les émissions de polluants, le premier modèle, relativement simple et dont la représentation sur AMESim est schématisée Figure 1.14(a), est considéré suffisant. Il prend en compte les inerties de la transmission, les rapports de boîte et l'embrayage. Le deuxième modèle, plus complexe, est destiné à des études de confort de conduite lors de manoeuvres comme le changement de rapport, Figure 1.14(b). Ces modèles s'appuyant sur des composants issus de bibliothèques, peu de détails sont donnés quant aux équations sur lesquelles ils reposent.

### 1.2.3.2 Transmission automatique

La transmission automatique est plus complexe que la boîte manuelle. Elle offre plus de confort au conducteur, en l'affranchissant des tâches d'embrayage et de passage de rapport. En partant de l'arbre moteur, elle est composée d'un convertisseur de couple hydraulique, puis d'une boîte automatique qui comprend une loi de passage des rapports. Un différentiel est placé de manière similaire à une transmission classique.

La plupart des bancs EiL de la littérature utilisent une boîte automatique [12, 41, 44, 49, 57, 87]. Le convertisseur de couple est un coupleur hydraulique et est complexe par rapport à l'embrayage mécanique classique qu'il remplace. Il est composé de trois éléments : l'arbre d'entrée relié à une pompe et connecté à l'arbre moteur, l'arbre de sortie relié à une turbine et connecté à l'arbre d'entrée de la transmission, et le corps de turbine placé entre les deux pour empêcher un retour d'huile vers le moteur. Pour une simulation en temps réel, il est généralement approché par un modèle en régime quasi-statique [12, 57, 60, 88, 89]. Le schéma bloc Figure 1.15 représente ce modèle. Les signaux d'entrée sont le régime moteur (*pump speed* sur la figure) et le couple de transmission (*turbine torque*). A partir de données fournisseur, les facteurs de capacité (*capacity factor*) et de multiplication de couple (*torque ratio*) sont calculés en fonction du rapport des régimes (*speed ratio*), ce qui permet d'obtenir le couple moteur (*pump torque*) et le régime de la transmission (*turbine speed*). Cette approche ne permet pas de représenter le comportement dans le cas de fluctuations rapides du régime moteur, mais ce manque n'est jugé limitant que pour des applications d'agrément de conduite [88].

La transmission automatique est ensuite caractérisée simplement par un facteur de réduction pour chaque rapport. La réduction de régime est considérée idéale (Eq. (1.22)), tandis que la démultiplication du couple (Eq. (1.23)) est associée à un facteur d'efficacité  $\eta_{bv}$ , fonction du rapport de boîte :

$$\omega_s = \frac{\omega_t}{i_{bv}} \quad (1.22)$$

$$T_s = \eta_{bv} \cdot T_t \cdot i_{bv} \quad (1.23)$$

avec  $\omega_s$ ,  $\omega_t$  les régimes de sortie et  $T_s$ ,  $T_t$  les couples de sortie de la transmission automatique et du convertisseur de couple respectivement. Ce type de d'approche est aussi applicable à une boîte manuelle, la différence étant principalement dans l'embrayage et la loi de passage qui doit être renseignée dans le cas d'une boîte automatique. Les rapports de démultiplication et d'efficacité sont généralement fournis par des tables caractéristiques pour une boîte de transmission donnée.

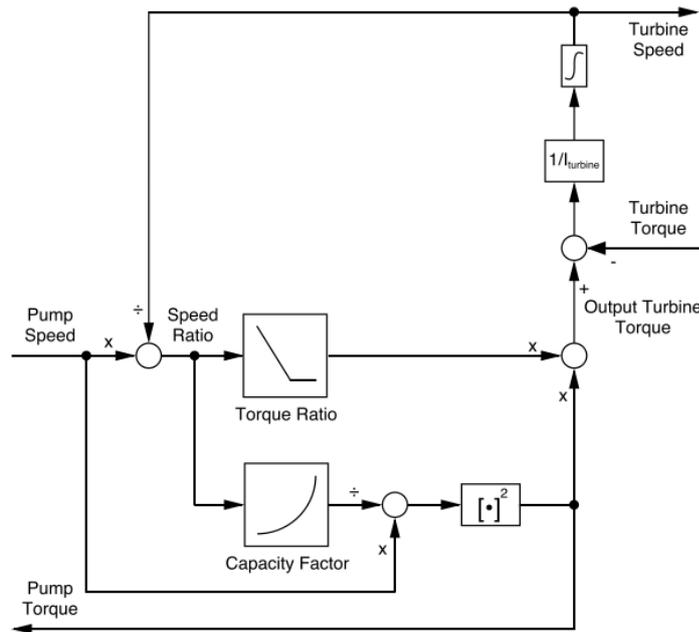


Fig. 1.15 : Approche générale du modèle du convertisseur de couple [88].

## 1.2.4 Le conducteur

Une des problématiques associées aux essais sur route est le manque de répétabilité dû à l'influence de nombreux facteurs non maîtrisés. Ces facteurs peuvent être associés à l'environnement, comme la température, le vent et l'état de la route, mais concernent aussi le conducteur. En effet, même un conducteur entraîné ne peut garantir exactement le même comportement entre deux roulages. C'est pourquoi l'apport d'un conducteur virtuel est crucial pour l'approche EiL.

### 1.2.4.1 Types de modèles

Les fonctions d'un modèle conducteur peuvent être très vastes et dépendent de l'application considérée. En effet, pour des applications liées à la manoeuvrabilité du véhicule, le modèle doit être capable de suivre une route donnée et d'opérer des virages. Ce type de modèle dit de « *path-following* » [90-92] nécessite d'être associé à un modèle complet du véhicule et de son système de direction. Par ailleurs, certains modèles prennent en compte la distance avec les véhicules environnant, pour des applications liées à la régulation de distance (*adaptive cruise control*, ACC) [93]. Ce type de modèle, dit de « *car-following* », doit être associé à un modèle complet du trafic proche. Similairement au point souligné à propos du modèle véhicule, il est important de rappeler que l'équilibre entre la complexité du modèle et la calibration qu'il nécessite est un aspect crucial de l'approche EiL. C'est pourquoi la littérature révèle une approche généralement simplifiée pour cette application.

### 1.2.4.2 Approche générale pour l'application EiL

L'approche générale du modèle véhicule présentée dans la section précédente est logiquement associée à une certaine architecture du modèle conducteur. En effet, pour

un modèle véhicule 1D dans lequel seule l'accélération longitudinale est considérée, le modèle conducteur a pour seul rôle le contrôle des pédales, et ne considère donc ni les actions de direction, ni d'éventuels véhicules environnants.

L'entrée du modèle conducteur est le profil de vitesse demandée en fonction du temps, qui peut par exemple correspondre à un cycle d'homologation (WLTC), ou à un enregistrement sur véhicule à reproduire au banc. Ensuite, en fonction de la vitesse actuelle du véhicule calculée par le modèle, le conducteur déduit une commande de pédale d'accélérateur, notée  $\alpha$  et fonction de l'erreur entre vitesse consigne et vitesse modélisée. Ainsi, le comportement du conducteur est simulé par un régulateur proportionnel-intégral (PI), représenté sur la Figure 1.16 [29, 31-33, 36, 38, 44, 55, 57, 62, 87, 94]. Peu de détails sont généralement donnés quant à la calibration des gains de ce régulateur, ce qui laisse à penser qu'elle se fait de manière empirique afin d'assurer un suivi de vitesse satisfaisant. Cette structure de base est éventuellement associée à une pré-visualisation (*preview*), une stratégie *anti-windup* et un filtrage, en pointillés sur la Figure 1.16. Certaines références s'appuient parfois sur un régulateur proportionnel-intégral-dérivée (PID) [12, 45, 58]. Kang et al. [58] proposent les valeurs  $K_P = 10$ ,  $K_I = 5$  et  $K_D = 1$ . Toutefois, peu d'explications sont généralement données quant au choix du régulateur.

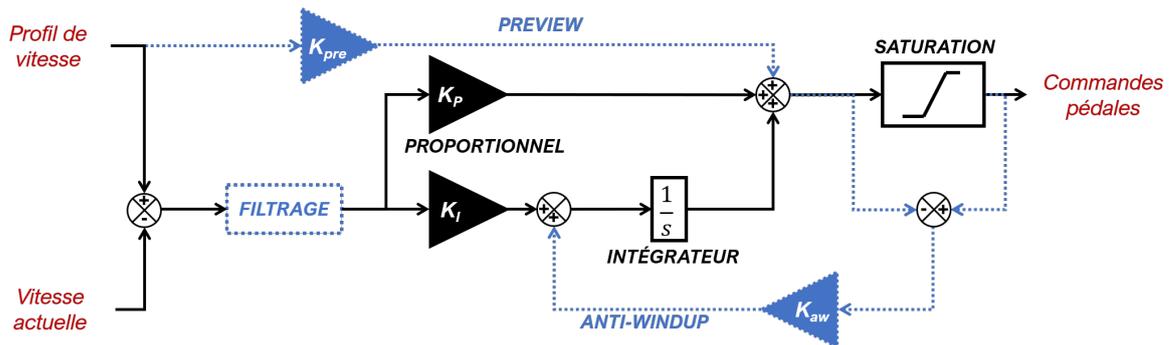


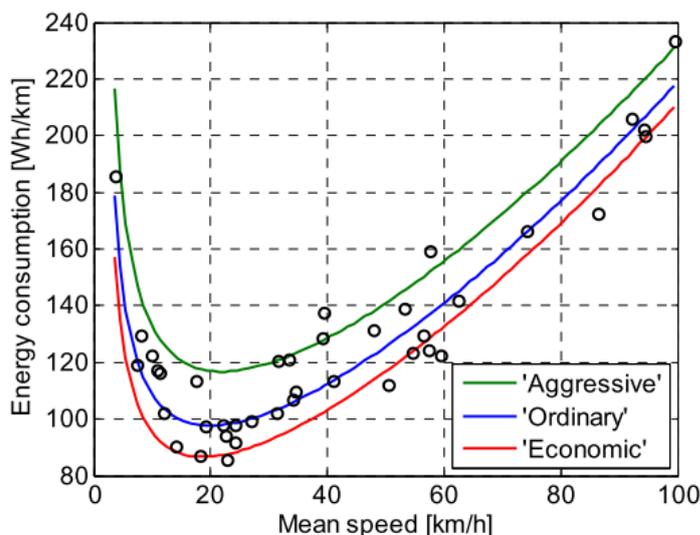
Fig. 1.16 : Structure générale du modèle conducteur.

Le *preview* a pour but de permettre au modèle d'anticiper de larges demandes de couple de la même manière qu'un conducteur réel. Il est courant de donner une pré-visualisation des 3 secondes à venir [12, 29, 36, 44, 45, 55, 87]. Par exemple, Fathy et al. [62] proposent de multiplier les prévisions de 1, 2 et 3 secondes par un gain de 0.6, 0.4 et 0.2 respectivement.

Le rôle de l'*anti-windup* est de limiter l'emballement du terme de l'intégrateur. Quand la valeur de sortie du régulateur dépasse la valeur maximale de commande des pédales (la pédale d'accélérateur ne peut pas être appuyée plus que l'enfoncement maximal), le signal de sortie est saturé. Pendant ce temps, le terme dans l'intégrateur augmente progressivement tant que l'erreur entre vitesse désirée et vitesse simulée n'est pas nulle. Cet emballement peut alors causer un dépassement important de la consigne. La stratégie *anti-windup* permet de limiter le terme de l'intégrateur afin que la valeur de consigne ne dépasse pas le maximum autorisé par la saturation. Il est généralement conseillé de choisir le gain pour l'*anti-windup*  $K_{aw}$  comme l'inverse du gain de l'intégrateur  $K_I$  [95, 96].

### 1.2.4.3 Profil de conducteur

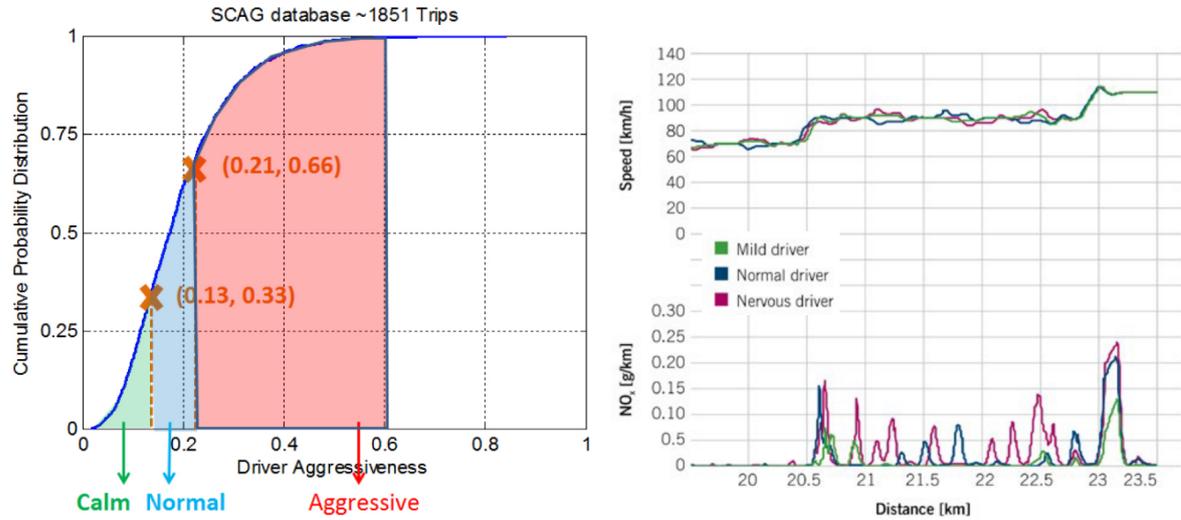
Comme évoqué plus haut, il peut être intéressant d'évaluer l'impact du profil du conducteur sur la performance du véhicule et de balayer les différents scénarios possibles. Un conducteur agressif aura tendance à changer de rapport plus tardivement et à solliciter le moteur à des valeurs de régime élevées. A l'inverse, un conducteur calme sera caractérisé par des accélérations moins brusques et une charge moteur moins dynamique. Bien que plusieurs références évoquent l'intérêt d'un tel profilage du conducteur, il n'existe pour l'instant pas de méthodologie claire. Toutefois, c'est dans les données d'entrées du modèle, plutôt que dans son paramétrage, que cette caractérisation est généralement appliquée. En effet, sur un même trajet, le profil du conducteur caractérise les traces de vitesse et de changement de rapport en fonction du temps. Badin et al. [97] étudient l'influence de l'agressivité du conducteur sur la consommation d'un véhicule électrique sur banc. En s'appuyant sur les données de 40 roulages réels, les auteurs considèrent les valeurs extrêmes d'accélération moyenne lors d'un roulage pour définir trois profils de conducteur : économique, ordinaire et agressif. A partir d'une corrélation entre vitesse moyenne et consommation (Figure 1.17), ils estiment l'influence du profil de conducteur entre 10 et 40% sur l'énergie consommée sur un cycle, selon la vitesse moyenne.



**Fig. 1.17** : Influence du profil de conducteur sur la consommation d'énergie [97].

Liu et al. [98] étudient le potentiel d'un système hybride 48V combinant « stop and start », assistance électrique et freinage récupératif en se basant sur un modèle. A partir de la base SCAG recensant plus de 1800 roulages réels (disponible via le laboratoire national américain sur les énergies renouvelables (NREL) [99]), les auteurs conduisent une étude statistique sur la fréquence de variation de la demande de puissance et plus précisément de la dérivée de l'accélération, dite *jerk*. En filtrant les variations de basse fréquence attribuées au trafic routier, les auteurs proposent une caractérisation du style de conduite, i.e. l'agressivité du conducteur pour chaque roulage. La catégorisation entre différents profils est ensuite basée sur la distribution cumulative de cette caractéristique (Figure 1.18(a)). Toujours en se basant sur la base SCAG, les auteurs estiment ensuite l'impact du profil conducteur : un conducteur agressif peut entraîner une hausse de 25% de la consommation sur un véhicule conventionnel. Il est par ailleurs souligné que

l'hybridation permet de réduire cet impact, bien que l'agressivité du conducteur accélère par ailleurs le vieillissement de la batterie.



((a)) Distribution cumulative de l'agressivité du conducteur sur la base SCAG [98]. ((b)) Impact du profil conducteur sur les émissions d'un moteur Diesel [59].

**Fig. 1.18** : Profil du conducteur : distribution et influence.

Enfin, Gerstenberg et al. [59] mentionnent la possibilité de choisir le profil du conducteur et d'étudier son impact sur la consommation et les émissions de polluants dans l'environnement InMotion connecté à un banc EiL. Le trafic routier étant pris en compte, c'est dans le profil d'accélération que cette caractérisation est réalisée. La Figure 1.18(b) montre l'impact du profil (doux, normal ou agressif) sur la trace de vitesse et les émissions de  $\text{NO}_x$  : un conducteur agressif entraîne des pics d'émission à la fois plus fréquents et plus importants.

#### 1.2.4.4 Approche alternative

L'approche du simple régulateur de vitesse PI est largement établie dans la littérature. Toutefois, certaines références récentes proposent une approche alternative basée sur une demande d'accélération plutôt que de vitesse. Lee et al. [100] comparent les deux approches, Figure 1.19. En considérant la vitesse requise au prochain pas de temps, le modèle en déduit une demande d'accélération qui est directement traduite en appui pédale.

Selon les auteurs, bien que l'approche classique permette une bonne reproduction de l'appui pédale d'un conducteur humain, elle requiert un entraînement préalable du modèle et les paramètres du régulateur nécessitent d'être renseignés avant l'essai ; de plus, il est complexe de prévoir la réaction de différents conducteurs humains. Il est souligné que l'approche basée sur l'accélération permet une meilleure représentativité pendant les forts transitoires. Les mêmes auteurs appliquent le principe du conducteur basé sur l'accélération sur banc EiL [51] et encouragent une étude plus approfondie à l'avenir.

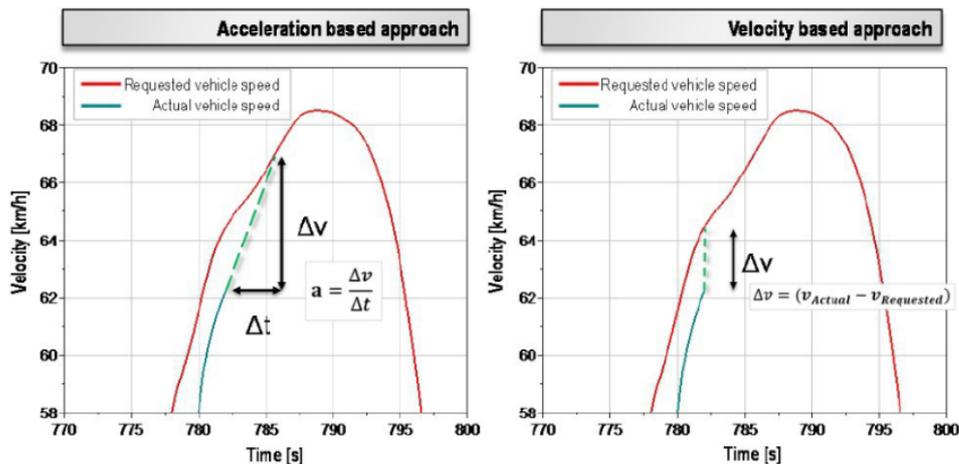


Fig. 1.19 : Les deux approches de modélisation du conducteur [100].

## 1.2.5 Consommateurs auxiliaires

### 1.2.5.1 Principaux consommateurs

Conventionnellement, plusieurs éléments sont présents sur le moteur d'un véhicule moderne. Ils sont alimentés par la courroie accessoire, connectée à l'arbre moteur comme représenté Figure 1.20.

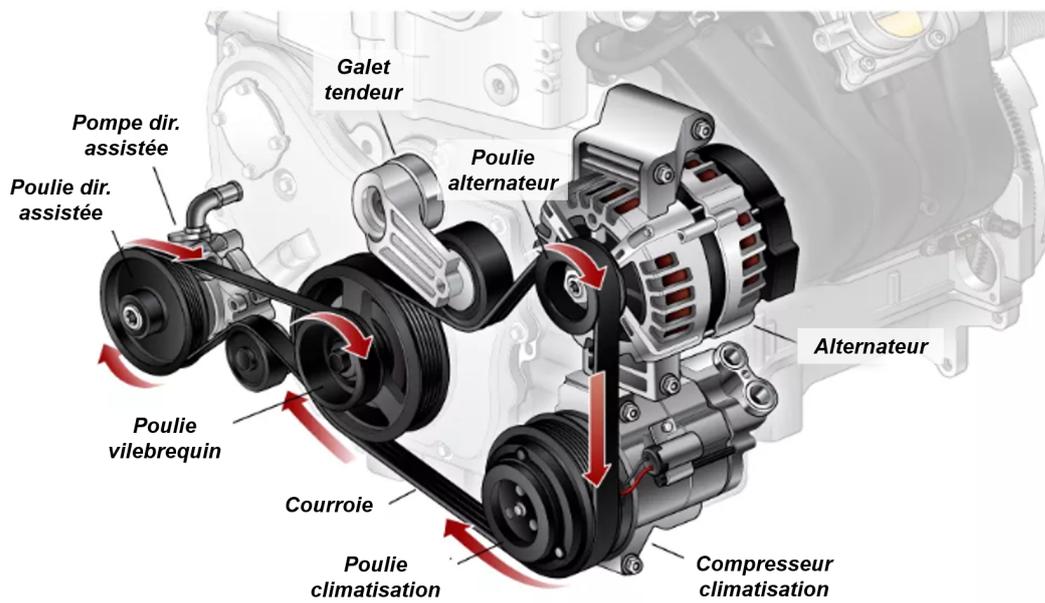


Fig. 1.20 : Consommateurs auxiliaires au moteur [101]

Les principaux consommateurs auxiliaires sont l'alternateur, la climatisation et la direction assistée. Ces composants prélèvent une fraction du couple fourni par le moteur lors d'un fonctionnement réel, mais ne sont pas forcément présents, ou actifs, au banc moteur.

- L'alternateur permet de convertir une partie de l'énergie mécanique fournie par le moteur en électricité, pour alimenter les divers consommateurs comme la batterie

ou le pare-brise chauffant, par exemple. Sur banc moteur, il est bien présent et connecté à la courroie accessoire, mais il n'est branché à aucun consommateur électrique : par conséquent, il ne prélève qu'une quantité minimale de couple moteur, correspondant à sa traînée mécanique.

- Le compresseur de la climatisation a pour rôle de comprimer le gaz réfrigérant avant la détente. Sur banc, il est lui aussi installé sur le moteur et entraîné par la courroie. Toutefois, il n'est pas connecté au système de tuyaux contenant le gaz réfrigérant et est généralement débrayé. La seule demande de couple provient donc des frottements internes.
- La direction assistée peut être hydraulique ou électrique. Dans le cas d'une assistance hydraulique, une pompe est connectée à la courroie accessoire pour gérer la pression du système. Toutefois, c'est l'assistance électrique qui se généralise de plus en plus. Dans ce cas, la consommation de la direction est indirecte puisqu'elle utilise l'électricité fournie par l'alternateur.

Les pompes haute pression (HP) et à eau pourraient aussi être considérées comme des consommateurs auxiliaires, leur rôle étant la pressurisation du carburant avant son injection et la circulation du liquide de refroidissement respectivement. Toutefois, ces pompes sont inhérentes au fonctionnement du moteur et sont donc généralement présentes sur le banc. Finalement, l'alternateur et la climatisation sont les deux éléments les plus problématiques, parce qu'ils sont les consommateurs auxiliaires les plus importants et que leur consommation associée est différente sur banc moteur.

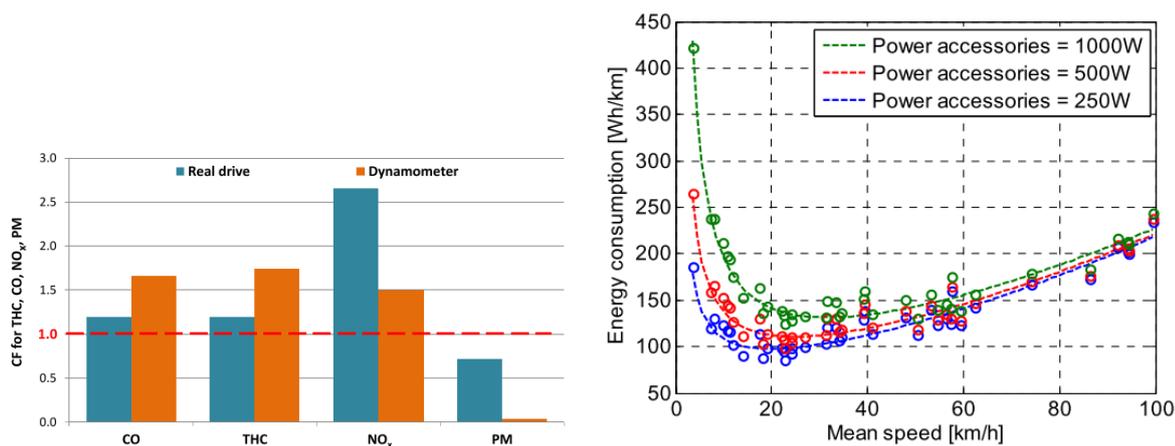
### 1.2.5.2 Impact sur la représentativité

Si elle n'est pas prise en compte, cette différence d'environnement entraîne logiquement un écart dans la demande de couple par rapport à un essai réel. Sur route, le couple transmis à l'arbre de transmission ne correspond pas au couple moteur du fait du couple prélevé par les équipements. Sur banc, la consommation de ces auxiliaires est généralement moindre et la demande de couple est donc plus faible qu'en réalité. En plus d'affecter les résultats de consommation et d'émissions de polluants, cet écart peut être problématique pour des applications de calibration : la différence de charge entraîne une différence de débit moteur qui est une grandeur de premier ordre pour les déclenchements de diagnostics, comme celui du catalyseur par exemple.

Cependant, il n'est pas fait mention dans la littérature de systèmes EiL prenant en compte cette consommation pour ajuster la demande de couple. Il pourrait être argumenté que l'impact de ces auxiliaires est faible et peut être négligé. Il est aussi possible de réaliser des essais sur véhicule en minimisant au maximum l'action de ces équipements, afin de réduire l'écart avec l'environnement sur banc moteur. Toutefois, il est précisé [102] que lors d'un essai RDE, l'usage des auxiliaires doit correspondre à un usage normal ; ainsi, selon la température extérieure et le choix du conducteur, il est possible que la climatisation soit activée par exemple. Si le but pour le banc EiL est de permettre la simulation de n'importe quel roulage donné, il est nécessaire de prendre cet aspect en considération.

Rymaniak et al. [103] comparent les émissions de polluants de deux moteurs identiques équipés du même système de dépollution, l'un dans un véhicule réalisant un roulage RDE, l'autre sur un banc moteur. Il est important de préciser ici que, bien que

les deux moteurs réalisent le même trajet, les auteurs ne cherchent pas à reproduire la trace de vitesse réalisée sur route et l'impact du trafic génère donc deux roulages différents mais correspondant aux normes RDE. Toutefois, les auteurs soulignent qu'une des principales causes de divergence des émissions mesurées sur banc et sur véhicule (Figure 1.21(a)) est justement la charge moteur additionnelle due aux accessoires comme les phares et la climatisation. Peu d'études sont axées sur le couple additionnel dû aux accessoires, la plupart se concentrant sur l'effet sur la consommation. Par exemple, Fontaras et al. [104] estiment que les équipements auxiliaires entraînent une consommation supplémentaire de 3.2 % sur un cycle NEDC. Avec une démarche similaire à l'étude de l'impact du profil conducteur, Badin et al. [97] s'appuient sur la corrélation entre consommation et vitesse basée sur l'étude de plus de 40 roulages pour évaluer l'impact des auxiliaires sur la consommation d'un véhicule électrique, Figure 1.21(b). Les auteurs estiment qu'à basse vitesse, les auxiliaires représentent jusqu'à 40% de la consommation pour une puissance électrique de 750 W, cet impact diminuant à 15% pour les hautes vitesses. Il est important de préciser que cette étude concerne un véhicule purement électrique, pour lequel le chauffage intérieur représente un défi différent du fait de l'absence de moteur thermique.



((a)) Comparaison des émissions réelles et sur banc [103]. ((b)) Impact des accessoires sur la consommation [97].

**Fig. 1.21** : Impact des accessoires : émissions et consommation.

Certaines références se focalisent sur la climatisation, qui est le consommateur le plus important [105-107]. Sa consommation est influencée par de nombreux paramètres extérieurs, comme les conditions climatiques ou la température du confort du conducteur, mais en grande partie par la vitesse de rotation du moteur et donc du compresseur.

Finalement, l'impact des consommateurs auxiliaires sur la représentativité du banc est une question en suspens. La nouvelle procédure d'homologation RDE exige de prendre en compte ces accessoires lors du développement, mais il n'en est pour l'instant pas question dans la littérature EiL ; simuler totalement l'utilisation de la climatisation pourrait engager des efforts de calcul et de mesure supplémentaires, et l'impact de cette charge additionnelle sur la représentativité globale du banc reste à quantifier.

## 1.2.6 Application à l'hybridation

L'hybridation, particulièrement électrique, est un sujet très actuel et présente un intérêt croissant pour les constructeurs. En associant à un GMP classique un ou plusieurs moteur(s) électrique(s), elle permet d'améliorer la performance du véhicule en termes de consommation de carburant et d'émissions polluantes. Toutefois, l'hybridation vient sous une multitudes de formes : série ou parallèle, rechargeable ou non, avec un ou plusieurs moteur(s) électrique(s)... Le choix entre les différentes architectures et stratégies de gestion de l'énergie possibles est crucial et il n'existe pour l'instant pas de consensus quant à la meilleure application de cette technologie. Dans ce cadre, la flexibilité et la représentativité de l'environnement EiL présentent un intérêt significatif et les applications sont nombreuses.

### 1.2.6.1 Approche virtuelle

L'application la plus répandue de l'environnement EiL à un véhicule hybride est basée sur l'architecture conventionnelle décrite Figure 1.7, auquel le système d'hybridation est ajouté purement virtuellement. Dans ce cas, seul le moteur à combustion est présent physiquement et la machine de charge prend en compte la participation de la motorisation électrique à travers le modèle, ce qui diminue le couple demandé au moteur. L'environnement EiL peut alors être utilisé pour évaluer différentes stratégies de gestion de l'énergie [13, 28, 32, 37, 41] ou plusieurs degrés d'hybridation [34] en termes de consommation et d'émissions.

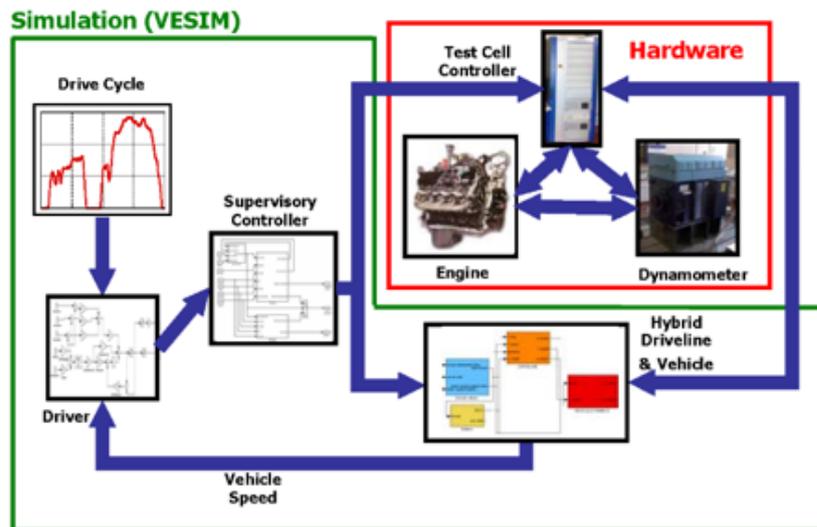


Fig. 1.22 : Architecture du banc EiL pour l'hybridation [61].

En particulier, cette approche est appliquée sur le banc EiL de l'université du Michigan [29, 36, 61] et représentée Figure 1.22. La batterie, la motorisation et le module de gestion de l'énergie sont ajoutés à l'environnement virtuel. La demande d'accélération du modèle conducteur est transmise au module de gestion, qui transmet ensuite au moteur thermique et/ou au moteur électrique selon la distribution. Filipi et al. [29] s'appuient sur cet environnement pour comparer la performance d'un véhicule donné et équipé d'un GMP conventionnel, puis hybride. Les auteurs soulignent le fait que selon la loi de gestion de l'énergie choisie, l'hybridation permet une diminution de la consommation

de carburant et des émissions de  $\text{NO}_x$ , mais cause en contrepartie une augmentation des émissions de particules due à l'algorithme de gestion qui impose des transitoires plus fréquents au moteur thermique. Selon les auteurs, cet impact n'aurait pas pu être identifié par une étude virtuelle basée sur des modèles quasi-permanents, d'où l'intérêt de l'approche EiL dans ce cadre. Kim et al. [36], Liu et al. [61] s'appuient sur une approche similaire pour évaluer une nouvelle stratégie de distribution de puissance basée sur une analyse fréquentielle d'une part, et sur une approche stochastique d'autre part. L'approche EiL permet ici de révéler que l'algorithme de contrôle, développé grâce à un modèle, impose des demandes de couple qui ne sont pas atteignables par un contrôleur réel. Enfin, Filipi et al. [55] utilisent le même banc pour tester une architecture hybride hydraulique. Le système d'accumulateur et pompe étant modélisé, aucune modification physique du banc n'est nécessaire ; cette flexibilité est un atout indéniable de l'approche EiL.

De manière similaire, Mastro et al. [30] s'appuient sur un banc EiL et ajoutent à l'environnement AMESim le modèle Simulink du système hybride. Les auteurs comparent ainsi plusieurs degrés d'hybridation en se basant sur les points d'opération du moteur, la consommation et les émissions de polluants sur le cycle NEDC. Dans ce cas, l'utilisation d'un banc EiL permet de révéler que même si l'hybridation permet une réduction des polluants en sortie du moteur (*engine-out*), la température plus basse du système de post-traitement le rend moins efficace et les émissions en sortie d'échappement (*tailpipe*) sont donc finalement plus importantes.

### 1.2.6.2 Modèles

Représenter le fonctionnement d'un GMP hybride sur banc EiL implique de modéliser deux types de composants supplémentaires : le(s) moteur(s) et la ou les batterie(s). Comme pour les autres composants, plusieurs niveaux de modélisation sont possibles. Toutefois, le moteur électrique est généralement représenté par un modèle quasi-statique à l'aide d'une cartographie de son efficacité  $\eta_m$  en fonction du couple et du régime demandés [36, 38, 77, 108-110]. Le moteur électrique étant hautement dynamique, la représentation des transitoires n'est pas nécessaire pour atteindre une précision satisfaisante. Ainsi, en phase de déchargement de la batterie, en écrivant  $P_{elec}$  et  $P_m$  les puissances électrique (prélevée à la batterie) et mécanique fournie par le moteur respectivement :

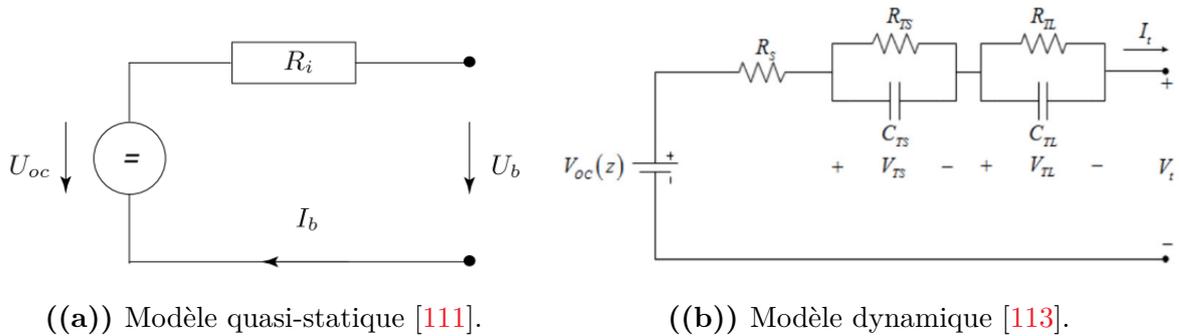
$$P_m = \eta_m \cdot P_{elec} \quad (1.24)$$

Kim et al. [36, 38] mentionnent en outre un facteur de chaleur  $\gamma$ , qui représente la variation du couple maximal fourni par le moteur en fonction de sa température.

Une batterie est un assortiment de cellules, chacune caractérisée par de complexes réactions électro-chimiques. Toutefois, les applications en temps réel négligent généralement certains aspects, tels que le vieillissement de la batterie. La plupart des références s'appuie sur un circuit équivalent pour représenter la batterie. Une approche quasi-statique est parfois choisie, Figure 1.23(a) [108-111], tandis que certaines références préfèrent un circuit plus complexe, Figure 1.23(b) [36, 77, 112, 113].

Bien qu'il ne tienne pas compte des phénomènes électro-chimiques se produisant au sein de chaque cellule, ainsi que des éventuelles disparités entre les cellules composant la batterie, le circuit Figure 1.23(b) permet une représentation dynamique du comportement de la batterie avec une précision satisfaisante [113]. Toutefois, ce modèle est

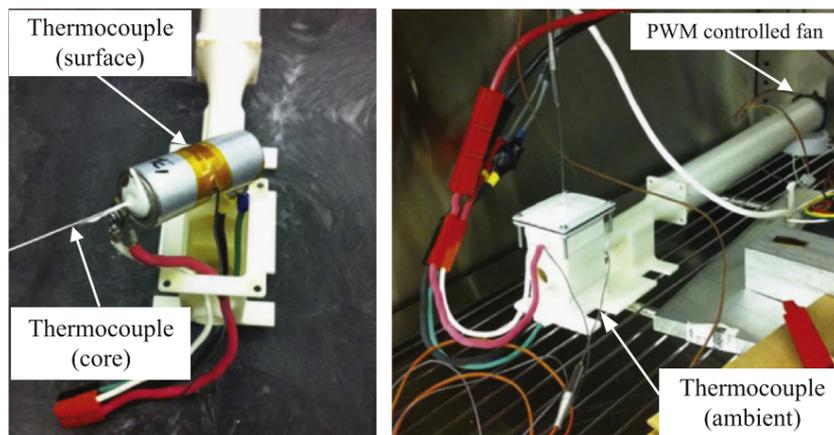
linéaire et ne prend pas en compte les non-linéarités dépendant de variables telles que l'état de charge ou la température de la batterie. Cependant, Klein et al. [41] soulignent que la représentation de ces phénomènes impliquerait d'importants efforts de mesures et de calculs ; dans le cas d'une étude portant en particulier sur ces comportements, les auteurs préconisent donc d'utiliser une batterie physiquement présente au banc.



**Fig. 1.23** : Circuits équivalents pour le modèle de batterie.

### 1.2.6.3 Alternatives

Une telle approche « battery-in-the-loop » est mise en place par Kim et al. [38]. Au banc EiL hybride préalablement développé, les auteurs ajoutent donc une cellule de batterie, physiquement située à plusieurs kilomètres du moteur thermique, les deux bancs étant connectés par Internet. L'impact des conditions thermiques sur le vieillissement de la batterie est important et la cellule est donc placée dans un caisson ventilé en fonction de la vitesse du véhicule, sa température étant mesurée par deux thermocouples, Figure 1.24. L'installation physique du banc est donc plus complexe, mais permet d'évaluer l'impact de la gestion de l'énergie sur l'état de la batterie.



**Fig. 1.24** : Banc *battery-in-the-loop* [38] - Mesure de la température (gauche), caisson ventilé (droite).

Afin de représenter fidèlement le comportement du GMP entier, une autre alternative consiste à associer au moteur thermique un moteur électrique réel. Fleming et al. [27] développent donc un banc spécifique permettant de représenter un GMP hybride parallèle, représenté Figure 1.25.

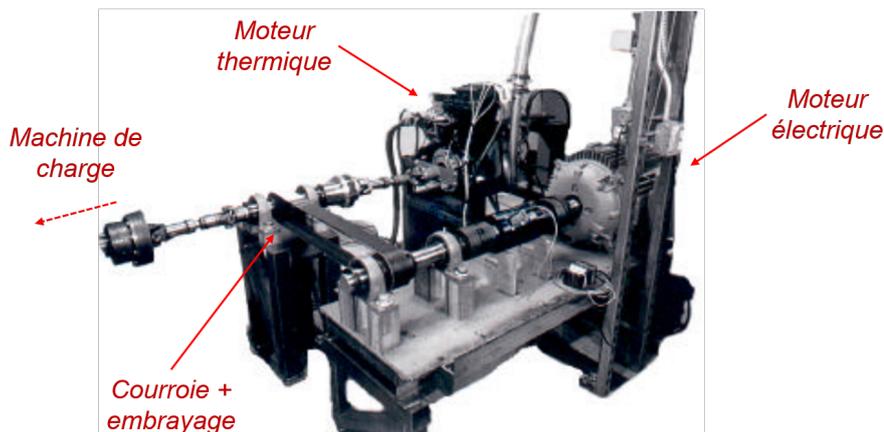


Fig. 1.25 : Banc EiL pour powertrain hybride [27].

Le moteur thermique est connecté à l'arbre de la machine de charge comme sur un banc EiL classique, tandis que l'arbre du moteur électrique est relié par une courroie. Grâce à un système d'embrayage, ce banc offre la possibilité de tester l'un ou l'autre des moteurs séparément pour des analyses spécifiques. D'autre part, Bier et al. [35] associent aussi un moteur électrique au banc EiL, cette fois pour représenter une hybridation en série. Les auteurs précisent qu'un tel système permet de reproduire les vibrations réelles afin d'analyser l'impact de la stratégie de gestion sur l'agrément de conduite. Toutefois, il est important de préciser que la présence physique du moteur électrique rend définitif le choix de l'architecture, bien que les auteurs précisent que le système d'embrayage a été prévu pour pouvoir être éventuellement modifié par la suite [27]. Une telle approche est donc moins flexible que l'approche conventionnelle et nécessite un banc spécifique à l'architecture hybride choisie.

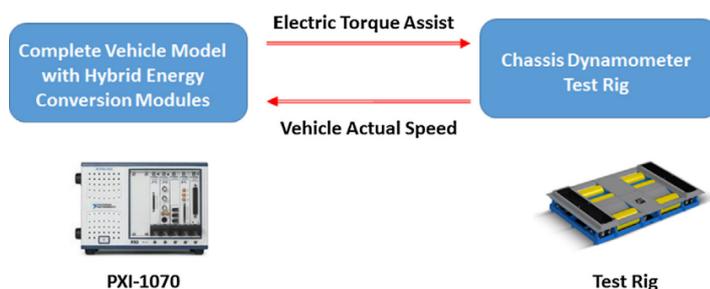


Fig. 1.26 : Approche *Vehicle-in-the-loop* hybride [40].

De manière plus anecdotique, Mayyas et al. [40] décrivent l'approche « vehicle-in-the-loop » appliquée à l'hybridation, Figure 1.26. Le véhicule équipé d'un GMP conventionnel (i.e. sans hybridation) est placé sur un banc à rouleaux. Comme sur un essai conventionnel au banc à rouleaux, la résistance exercée par les rouleaux sur les roues est calculée par un modèle véhicule, qui représente les forces résistantes fonction de la vitesse. Toutefois, à ce modèle est ajouté celui des composants électriques, dont l'aide est soustraite à la charge totale exercée par les rouleaux.

Enfin, Fajri et al. [113] proposent un concept de banc HiL pour GMP hybride. Selon les auteurs, une des restrictions majeures de l'environnement EiL est l'utilisation d'un moteur thermique dans un laboratoire, qui nécessite l'installation d'une ventilation, d'une alimentation en carburant et la prise de mesures de sécurité cruciales. Afin

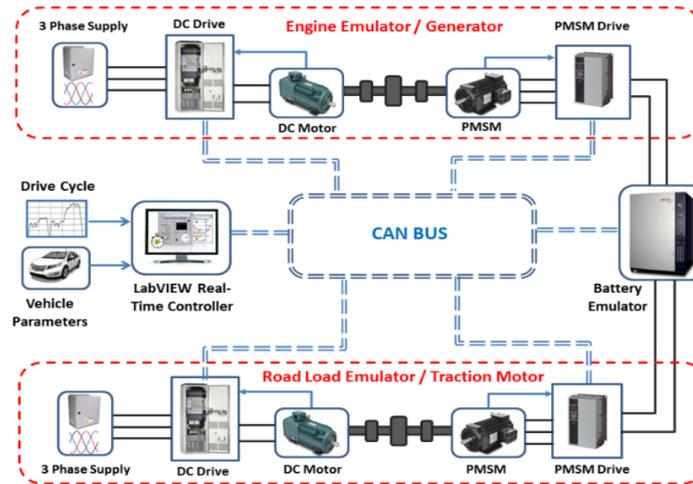


Fig. 1.27 : Banc hybride avec émulateur de moteur thermique [113].

de généraliser la mise en place de bancs HiL, les auteurs proposent donc une alternative consistant à remplacer en laboratoire le moteur thermique par un moteur électrique, Figure 1.27. Le banc est composé de deux couples de moteurs électriques; le moteur électrique du GMP à tester est présent physiquement et connecté à une génératrice dont le rôle est de simuler les forces résistives agissant sur le véhicule, ou *road load*; le moteur électrique dont le rôle est de représenter le moteur thermique du GMP est connecté à un générateur qui permet de simuler la recharge de la batterie, modélisée par un émulateur. Bien que cette solution permette effectivement de s'affranchir du moteur thermique, elle implique de calculer de manière précise la consommation et les émissions de polluants du moteur thermique simulé, ce qui est loin d'être un point négligeable.

## 1.3 Modes de contrôle du banc moteur

Comme mentionné précédemment, deux modes de contrôles sont possibles pour le banc moteur. Cet aspect est crucial puisqu'il est dimensionnant dans la conception des modèles de l'environnement virtuel :

- Le mode  $n - \alpha$ , qui correspond à un contrôle de la machine de charge en régime moteur  $n$  désiré,  $\alpha$  correspondant à la demande de pédale d'accélérateur.
- Le mode  $T - \alpha$ , qui correspond à un contrôle de la machine de charge en fonction du couple résistif calculé.

Le contrôle en régime est le plus courant dans la littérature [26, 29, 30, 35, 36, 38, 39, 41, 44-46, 49, 55-58, 114] et ce même en prenant en considération le fait que de nombreuses références traitent d'études réalisées sur le même banc EiL [29, 36, 38, 44, 55, 57]. La commande en couple est aussi utilisée [12, 27, 31-33, 43, 115], mais est plus rare et généralement appliquée à des machines de charge hydrauliques [31-33, 115].

### 1.3.1 Contrôle en régime : mode $n - \alpha$

Le mode de contrôle  $n - \alpha$  repose sur l'architecture représentée Figure 1.28.

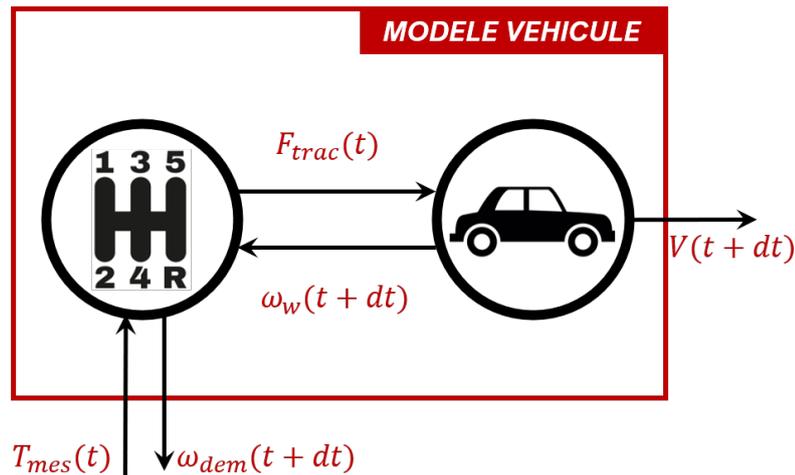


Fig. 1.28 : Schéma fonctionnel du modèle véhicule en mode  $n - \alpha$ .

Dans cette configuration, la principale entrée du modèle véhicule est le couple moteur  $T_{mes}(t)$  mesuré physiquement au banc. En fonction du rapport de transmission et des pertes éventuelles, ce couple est converti en force de traction  $F_{trac}$  par le modèle de transmission. En prenant en compte les forces appliquées sur le véhicule, le bilan des forces Eq. (1.1) permet ensuite au modèle du châssis de calculer l'accélération et donc la vitesse du véhicule au prochain pas de temps  $V(t + dt)$ , qui servira d'entrée au modèle conducteur, comme détaillé Section 1.2.4. D'autre part, l'Eq. (1.1) permet aussi de calculer le régime de rotation des roues  $\omega_w(t + dt)$ , ensuite converti par le modèle de transmission en demande de régime moteur  $\omega_{dem}(t + dt)$ , celle-ci étant enfin transmise à la machine de charge connectée à l'arbre moteur. Ainsi, la génératrice est contrôlée par le modèle véhicule à partir d'une demande de régime moteur  $\omega_{dem}$  ( $n$  dans l'expression  $n - \alpha$ ), tandis que le modèle conducteur impose une position pédale  $\alpha$  au moteur afin de contrer la résistance de la machine de charge en assurant le suivi de vitesse : c'est le contrôle en  $n - \alpha$ .

### 1.3.2 Contrôle en couple : mode $T - \alpha$

Le mode de contrôle  $T - \alpha$  est représenté Figure 1.29. À l'inverse du contrôle en régime, le principal signal d'entrée du modèle véhicule est cette fois le régime moteur  $\omega_{mes}(t)$  qui provient de la mesure sur l'arbre moteur. Le modèle de transmission convertit ce régime moteur en vitesse de rotation des roues et donc en vitesse véhicule  $V(t)$  grâce aux rapports de transmission et au rayon des roues. De manière similaire au contrôle en régime, le modèle conducteur impose une demande de position pédale  $\alpha$  au moteur afin d'assurer la vitesse véhicule demandée tout en opposant la résistance de la génératrice. Cependant, celle-ci est contrôlée par une demande de couple  $T_{dem}$  : le bilan des forces Eq. (1.1) est appliqué à partir de  $V(t)$  pour calculer la force de traction nécessaire  $F_{trac}(t + dt)$ , ensuite convertie en demande de couple résistif  $T_{dem}(t + dt)$  par le modèle de transmission et passée à la machine de charge.

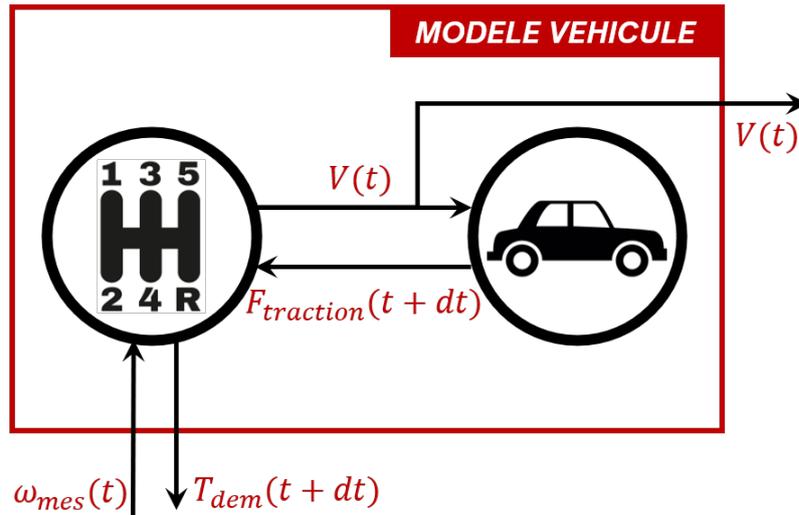


Fig. 1.29 : Schéma fonctionnel du modèle véhicule en mode  $T - \alpha$ .

### 1.3.3 Machine de charge

La machine de charge est le lien entre l'environnement virtuel et le moteur à combustion présent physiquement. Elle a pour rôle de freiner ou d'entraîner le moteur de manière à représenter sa charge lors d'un roulage réel. Le type de machine de charge peut différer selon les bancs et, bien qu'il ne soit pas toujours précisé [35, 37, 39, 46, 48, 50], il peut impacter le choix du mode de contrôle.

Le type de machine de charge le plus répandu est la machine électrique. Elle peut se comporter comme un générateur et freiner le moteur, ou comme un moteur électrique entraînant le moteur thermique. La machine peut fonctionner à courant alternatif (AC) ou courant continu (DC), la première variante étant la plus répandue. Le banc EiL développé à l'université du Michigan (UM) est équipé d'une machine AC de 330 kW contrôlée en  $n - \alpha$ . Il a été l'objet de nombreuses publications [26, 29, 36, 38, 44, 55, 57], orientées sur les émissions d'un véhicule équipé d'un moteur Diesel ainsi que sur l'influence de plusieurs systèmes d'hybridation électrique ou hydraulique, associés à différentes stratégies de gestion. Un banc EiL développé à l'Institut Français du Pétrole (IFP) est aussi équipé d'une machine AC de 250 kW, contrôlée en régime [30, 45]. D'autres études utilisent des machines de charge à courant alternatif sans préciser le type de contrôle choisi [34, 54]. Jiang et al. [12] ont choisi le mode de contrôle  $T - \alpha$  avec une machine similaire. Fleming et al. [27] utilisent une machine de charge DC pour tester un système hybride, contrôlé en régime. Enfin, le type de machine électrique n'est parfois pas précisé dans des études EiL, comme par exemple à l'University of Aachen [41, 49, 56] contrôlée en régime, entre autres [28, 58].

Enfin, de manière plus anecdotique, certaines publications se basent sur une machine de charge hydraulique, dit « *hydrostatic dynamometer* ». Dans ce cas, le couple de freinage est contrôlé en agissant sur la pression dans le système et le mode de contrôle de prédilection semble donc être le mode  $T - \alpha$  [31-33, 115].

### 1.3.4 Choix du contrôle

Le choix du mode de contrôle fait rarement l'objet d'une justification approfondie dans la littérature. Toutefois, il ressort que le mode  $n - \alpha$  permet un contrôle plus stable que le mode  $T - \alpha$ . En effet, un contrôle sur le couple de la machine de charge implique en réalité un contrôle sur son accélération, d'après l'Eq. (1.1). En comparaison avec le contrôle en régime, l'accélération est une grandeur d'ordre supérieur et il est donc plus difficile d'assurer une stabilité [12, 29, 36]. En outre, il est plus facile de compenser les retards des signaux mesurés dans le cas d'un contrôle en régime [35].

Peu d'arguments sont donnés quant au choix du contrôle en couple. Jiang et al. [12] choisissent ce mode de contrôle, tout en précisant qu'il est plus complexe que le  $n - \alpha$ . Il pourrait être souligné que ce mode est plus respectueux de la causalité du système réel. Un autre argument en faveur du contrôle en couple prend son importance dans le cas de systèmes hybrides ou de type *stop and start*, pour lesquels il est intéressant de simuler des phases de ralenti du moteur thermique. Comme souligné par Winkler et al. [28], ces phases sont problématiques dans le cas d'un contrôle en régime, puisque le régime moteur est inconnu, la seule information étant que le couple moteur est nul. C'est pourquoi les auteurs choisissent d'alterner entre les deux modes de contrôle : pendant le ralenti, la machine est contrôlée en couple et impose donc un couple nul au moteur, tandis que pour les autres phases de fonctionnement, elle est pilotée en régime.

## 1.4 Représentativité des essais au banc moteur

Un enjeu fondamental de l'approche EiL est la représentativité du comportement moteur observé au banc, comparé à un essai sur véhicule, c'est à dire soit sur banc à rouleaux, soit sur route. Comme déjà souligné, le but final est bien de remplacer ces essais coûteux - en temps et en ressources - et peu répétables, par des essais réalisés dans un environnement minimisé et contrôlé. Les applications pouvant varier du test et développement de systèmes de post-traitement à la mise au point et la calibration de l'OBD (*On Board Diagnostic* : auto-diagnostic de l'état de divers composants comme le catalyseur d'oxydation réalisé par l'ECU), l'environnement EiL ne présente un intérêt qu'à condition de représenter fidèlement les phénomènes se produisant sur véhicule.

Bien que les applications de l'approche EiL se multiplient dans la littérature, peu d'études portent sur une vérification extensive de la représentativité du banc par rapport au véhicule entier. Il est courant que les références se concentrent sur l'exploitation des résultats de l'environnement EiL, en faisant donc l'hypothèse de sa représentativité [29, 36-38, 41, 44]. Néanmoins, deux causes de divergence entre un essai EiL et un essai sur route peuvent être identifiées :

- D'une part, la précision de l'environnement virtuel : les sous-modèles utilisés et détaillés Section 1.2 doivent être assez précis pour contrôler la machine de charge de manière à reproduire fidèlement un trajet donné. Concrètement, cette représentativité est caractérisée principalement par la puissance moteur (définie par le régime et le couple moteur).

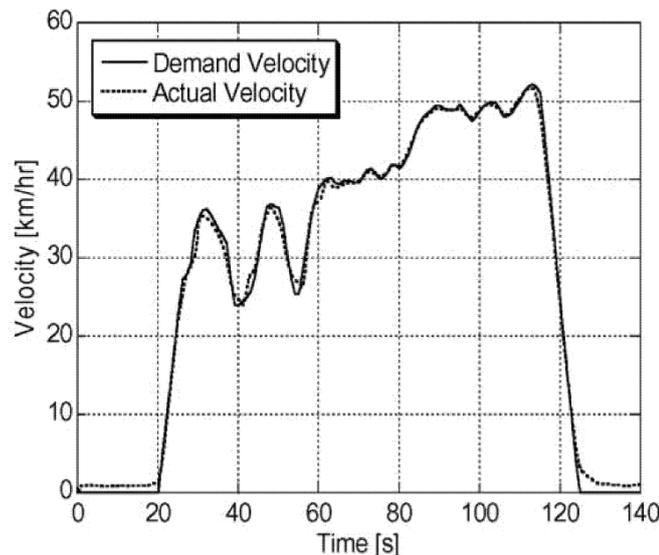
- D'autre part, l'environnement réel du moteur au banc d'essai, i.e. les conditions atmosphériques, thermiques et fluidiques autour du moteur et de la ligne d'échappement, sont naturellement différentes de celles observées sur un véhicule, de par le confinement sous le capot, les flux d'air qui traversent l'emplacement moteur, etc. Même en supposant les modèles parfaitement représentatifs, c'est à dire même si le régime et le couple moteur sont identiques au trajet réel, ces divergences d'environnement peuvent entraîner un comportement différent de certaines grandeurs cruciales. Par exemple, les températures des fluides moteurs (eau et air) ont un impact direct sur les émissions polluantes. De plus, la thermique du catalyseur joue un rôle primordial dans sa capacité de traitement des polluants, et donc sur les émissions à l'échappement.

### 1.4.1 Fidélité de l'environnement virtuel

Comme avancé Section 1.2, plusieurs niveaux de modélisation sont possibles pour une approche EiL ; plus la modélisation est précise, plus les efforts de mesure sur véhicule et de calibration du modèle sont importants ; il convient donc de trouver un juste milieu afin de préserver l'intérêt de la méthode EiL.

#### 1.4.1.1 Précision du contrôle

Deux points clefs peuvent être distingués : la précision du suivi de vitesse par le conducteur virtuel et la représentativité du modèle véhicule qui pilote la machine de charge. Une première vérification de la précision du banc peut être faite en considérant uniquement le suivi de vitesse du véhicule virtuel, en comparaison avec la trace de vitesse d'entrée.



**Fig. 1.30** : Suivi de vitesse par le véhicule virtuel [29].

Filipi et al. [29], ainsi que Liu et al. [61], valident ainsi que le contrôle, réalisé par le modèle conducteur en fonction de la vitesse simulée par le modèle véhicule (en trait plein), répond de manière fidèle à la demande de vitesse, en pointillés sur la Figure 1.30.

L'étude portant sur un véhicule hybride à la phase de concept, il n'est pas possible pour les auteurs de comparer les résultats du banc EiL avec des mesures sur un véhicule réel inexistant.

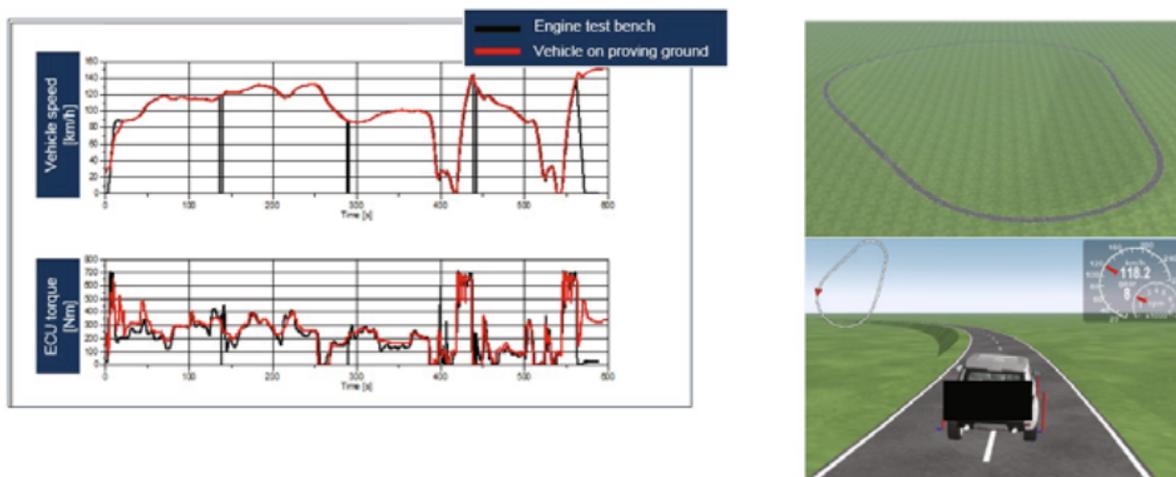
Cette comparaison permet une vérification rapide du bon fonctionnement de l'environnement virtuel et en particulier du modèle conducteur, et elle est donc généralement réalisée en premier lieu [45, 48, 49, 51, 59]. Toutefois, une telle démarche ne suffit pas à valider l'environnement virtuel dans son ensemble.

### 1.4.1.2 Représentativité des modèles

La validation du modèle véhicule se base sur la comparaison des variables de contrôle du moteur, entre banc EiL et véhicule réel. La trace de vitesse d'un essai véhicule - réalisé sur BâR ou sur route - est donc transmise en entrée du modèle conducteur, afin de reproduire le même roulage au banc virtuel. De manière générale, les auteurs vérifient le bon suivi des signaux en termes de tendance globale et d'ordre de grandeur, plutôt que de se baser sur des critères précis d'écart limite.

Ainsi, Perez et al. [45] comparent les traces de régime moteur, débit d'injection et débit d'air d'admission lors d'un NEDC réalisé sur banc EiL et sur BâR. Les auteurs estiment que le modèle véhicule développé sous AMESim, comprenant le modèle longitudinal de la dynamique du châssis, couplé à celui des inerties de la transmission manuelle, permet une corrélation satisfaisante par rapport au BâR. Il est important de souligner que les auteurs mentionnent des mesures réalisées sur véhicule afin de paramétrer les modèles, mais peu de précisions sont données à ce sujet.

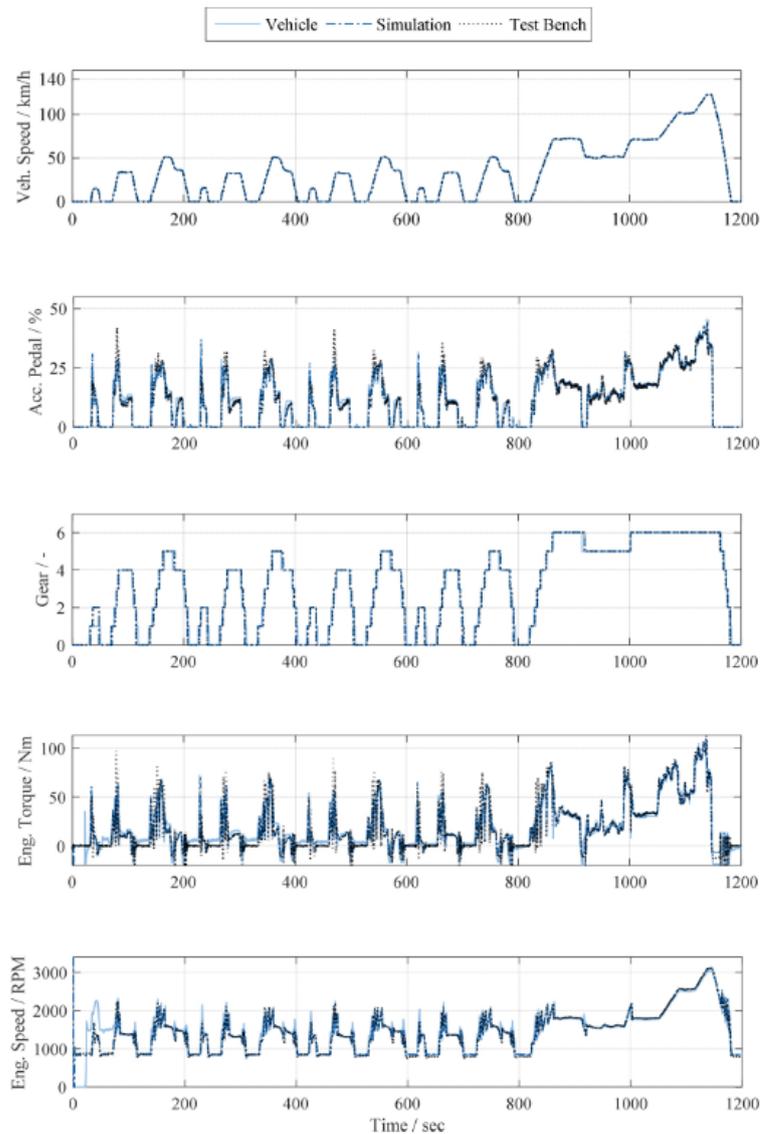
Gerstenberg et al. [59] démontrent la fidélité du couple moteur et de la consommation de carburant par rapport à un roulage RDE réalisé sur route.



**Fig. 1.31** : Calibration du modèle sur piste [59].

Dans ce cas, l'environnement virtuel utilise l'outil CarMaker et la calibration du modèle se base préalablement sur un essai sur piste, Figure 1.31. En utilisant la trace de vitesse et le profil GPS de la piste, l'essai est rejoué au banc EiL, et le modèle est modifié jusqu'à atteindre une corrélation satisfaisante des variables de contrôle du moteur. Il est notamment souligné que la précision du profil altimétrique de la piste est crucial pour cette étape. Les mêmes auteurs [48] préconisent la calibration des modèles grâce à un outil de l'environnement CarMaker, qui permet de reproduire une trace enregistrée sur

véhicule en s'affranchissant de l'influence du pilote virtuel, c'est à dire en se basant exclusivement sur le couple et le régime. Sans préciser la démarche expérimentale, les auteurs estiment la durée de cette phase de calibration à quelques jours, ce qui permettrait une réduction des essais sur véhicule de 85% par rapport au développement conventionnel, soit 70% au total grâce à l'enchaînement rapide des essais sur banc moteur. Toutefois, cela suppose que le véhicule entier est disponible et place donc l'approche EiL à une phase très avancée du développement. Le banc serait alors utilisé pour tester rapidement l'impact de modifications de la calibration sur un cycle RDE. Il est donc précisé qu'il est aussi possible de réaliser ces essais avec une variante du véhicule simulé, et ce même si seulement une ancienne version est disponible. Les auteurs considèrent la précision atteinte satisfaisante pour permettre l'étude de l'impact de certains paramètres, comme la masse du véhicule, les rapports de transmission, le profil conducteur ou le trafic routier.

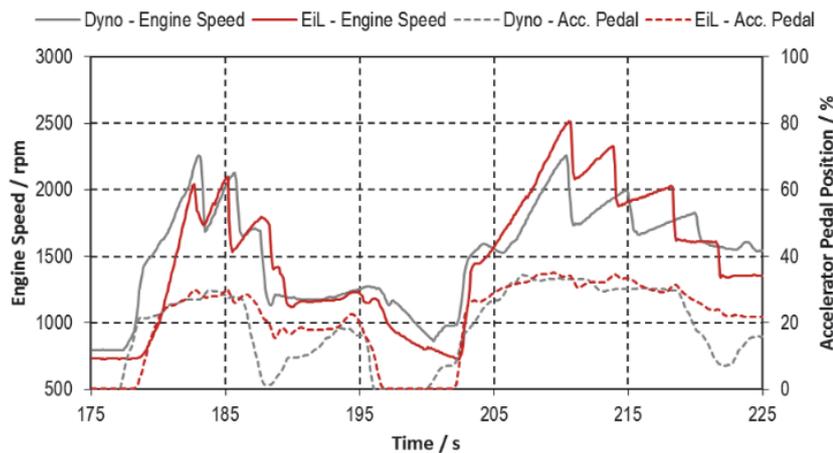


**Fig. 1.32** : Comparaison des résultats sur cycle NEDC [49].

Klein et al. [49] basent la validation du banc virtuel (en trait-point Figure 1.32) sur la comparaison des traces de l'appui de la pédale d'accélérateur, du couple et du régime

moteur par rapport à un cycle NEDC réalisé sur BàR, en trait plein Figure 1.32. Le modèle véhicule est développé avec l'outil ASM Tool Suite de dSpace mentionné Section 1.2. La transmission automatique est modélisée grâce à SimulationX. Les résultats sont aussi comparés avec ceux obtenus par une approche purement virtuelle de *model-in-the-loop* (MiL, en pointillés), dans lequel la simulation du moteur se fait sur l'outil GTPower, paramétré par des essais en régime stabilisé.

Pour atteindre la précision représentée sur la figure, le véhicule virtuel est préalablement paramétré grâce à des mesures disponibles et des essais. En particulier, le modèle véhicule est calibré par des essais de « coast down » à partir de 135 km/h, comme mentionné Section 1.2. Ces essais sont réalisés sur une piste de 2500 mètres de long, abritée du vent et parfaitement plate. En outre, la masse de deux passagers est prise en compte et la pression des pneus correspond à une valeur recommandée, tout comme les conditions de température et pression atmosphériques, ainsi que la vitesse du vent. Naturellement, de tels essais exigent de disposer non seulement du véhicule entier, mais aussi d'un environnement d'essai adéquat. Par ailleurs, pour minimiser les dispersions, les auteurs répètent le test 16 fois. Ensuite, d'autres essais sont nécessaires pour calibrer le modèle de transmission. En partant de l'arrêt véhicule, la loi de passage de la boîte automatique est caractérisée en enfonçant la pédale d'accélérateur à une position constante jusqu'à stabilisation de la vitesse. Ce type de test est réalisé pour plusieurs valeurs d'enfoncement de la pédale d'accélérateur, cinq fois par position. Sur le cycle NEDC représenté, l'erreur entre le couple mesuré sur véhicule est de 2.29 N.m en moyenne pour un écart type de 14 N.m, tandis que l'erreur en vitesse véhicule est en moyenne de 0.15 km/h, pour un écart type de 0.65 km/h. Les auteurs identifient cette divergence de couple comme étant concentrée lors des changements de rapport et principalement due à la différence de comportement entre les conducteurs réel et virtuel. Cette divergence est toutefois considérée mineure et la précision de l'environnement EiL peut être validée dans son ensemble. Par la suite, ce même banc peut être utilisé comme référence pour étudier différents systèmes d'hybridation [41], ou une transmission innovante [56].



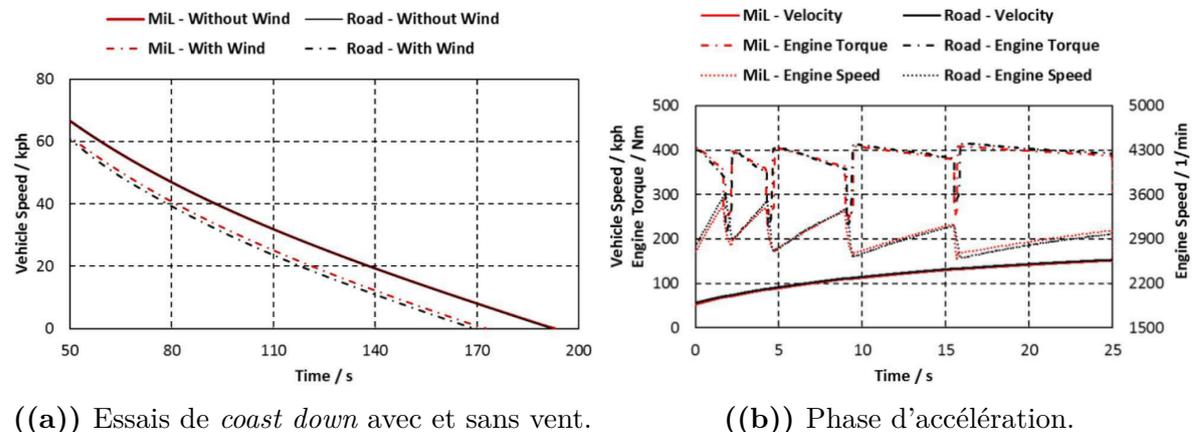
**Fig. 1.33 :** Régime moteur et pédale d'accélérateur - Comparaison entre banc EiL et BàR [51].

Jung et al. [51] vérifient la fidélité du régime moteur et de la pédale d'accélérateur sur le cycle FTP75 (cycle d'homologation américain) sur BàR, Figure 1.33. Il est conclu que malgré un léger retard du véhicule virtuel, la corrélation est satisfaisante. La légère divergence observée pour la deuxième phase d'accélération, à environ 200 secondes, est

attribuée ici aussi au comportement du conducteur ; en effet, le pilote du BàR anticipe la demande de vitesse et accélère de manière plus douce que le conducteur virtuel du banc EiL. Les auteurs suggèrent donc d'ajuster la prédiction du modèle conducteur pour se rapprocher du comportement du pilote. En outre, il est évoqué que la simplification du modèle de transmission et de son contrôle pourrait contribuer à la divergence lors des changements de rapport.

Guse et al. [56] s'appuient sur un environnement virtuel complexe. En particulier, la force de résistance au roulement est calculée pour chaque pneu, en fonction du régime de rotation, de la pression des pneus et de la force verticale à la roue, elle-même calculée par le modèle du châssis à partir de la dynamique du système de suspension. Le modèle véhicule est donc validé en premier lieu en environnement « model-in-the-loop » (MiL), i.e. purement virtuel. Les auteurs réalisent un test de « coast down », avec pour référence 10 essais conduits sur véhicule réel.

La comparaison entre simulation et mesure, Figure 1.34(a), permet la vérification de la bonne superposition des forces de résistance aérodynamique, inertielle et de roulement. Par ailleurs, les auteurs réalisent des tests supplémentaires dans des conditions non conventionnelles, i.e. par vent fort. La précision est jugée très satisfaisante. En outre, pour vérifier le bon comportement du modèle de pneu, d'autres tests similaires sont réalisés en faisant varier la pression des pneus (2.1 bar au lieu de 2.9 bar). Enfin, la transmission virtuelle est elle aussi validée par une phase d'accélération. De manière similaire à Klein et al. [49], la pédale d'accélérateur est placée à une position constante de 50% jusqu'à atteindre 160 km/h. Le comportement du modèle est comparé aux mesures sur véhicule réel, Figure 1.34(b).



**Fig. 1.34** : Essais de validation du modèle en environnement MiL vs sur véhicule réel [56].

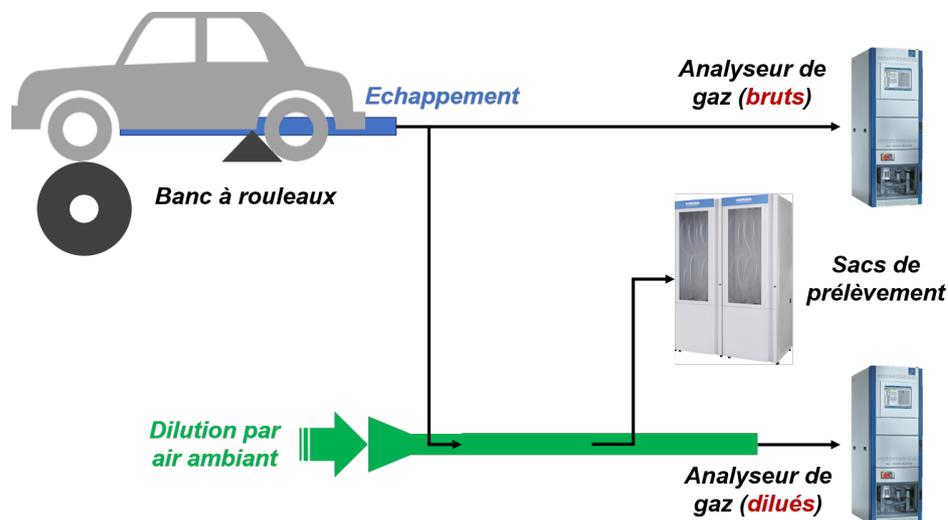
## 1.4.2 Représentativité de l'environnement

Outre la précision en termes de couple et régime moteur, le point crucial de la validation de l'environnement EiL est la représentation fidèle des émissions polluantes, non seulement en sortie du moteur (*engine-out*), mais aussi à l'échappement (*tailpipe*). En effet, les essais réalisés sur banc EiL doivent permettre de calibrer le moteur et d'analyser la performance du véhicule vis-à-vis des critères d'homologation. Avant de pouvoir évaluer différentes architectures, d'étudier la sensibilité du système par rapport à un

paramètre donné, ou de faire varier les conditions d'essai, il est donc nécessaire de démontrer la précision et la robustesse du banc. Cet aspect est d'autant plus primordial que les émissions de polluants par le moteur, aussi bien que la conversion de ces gaz par les systèmes de dépollution, sont des phénomènes complexes à modéliser de manière fidèle : c'est donc un avantage majeur de l'approche EiL par rapport à un environnement purement virtuel.

### 1.4.2.1 Méthodes de mesure des polluants

Pour valider la représentativité des émissions mesurées au banc EiL, des essais de références sont réalisés sur BâR ou en extérieur. Avant de pouvoir comparer les polluants mesurés lors de ces essais, il est important de souligner que les méthodes de mesure sont différentes selon l'environnement, ce qui peut affecter les résultats obtenus.



**Fig. 1.35** : Analyse des polluants sur banc à rouleaux : méthode modale (gaz dilués) et par sacs

Tout d'abord, sur banc moteur comme sur banc à rouleaux, plusieurs méthodes sont disponibles pour mesurer les concentrations en polluants, comme représenté sur la Figure 1.35. La méthode sur laquelle s'appuie l'homologation est la mesure dite par « sacs ». Les gaz d'échappement extraits sont dilués dans de l'air ambiant afin de les amener à température ambiante et de placer les concentrations dans les plages de fonctionnement des capteurs, puis sont stockés en partie dans des sacs. Cet échantillon représentatif est ensuite analysé à la fin de l'essai ou de la phase concernée en vidant les sacs, ce qui permet d'obtenir la quantité totale émise pour chaque polluant.

Cette approche est utilisée pour vérifier le bon respect des normes de pollution, en g/km au total sur le cycle d'homologation WLTP [116-118]. Toutefois, pour des applications de développement et d'analyse, il est intéressant de disposer de l'évolution temporelle des émissions de polluants. En effet, certains événements dynamiques, comme les changements de rapport ou les accélérations fortes, sont généralement associés à des pics d'émissions. Il est donc courant de s'appuyer sur une analyse « modale » des polluants. C'est par ailleurs généralement le cas sur les bancs moteur, pour lesquels l'utilisation de sacs est marginale. La concentration de chaque polluant est obtenue en fonction du

temps, et permet une analyse précise. En théorie, l'intégration des mesures modales devrait correspondre à la mesure par sacs. Cependant, des incertitudes entourent la mesure modale. En effet, les analyseurs permettent d'obtenir une concentration volumique de chaque polluant. La valeur du débit de gaz à chaque instant est donc nécessaire pour calculer la masse émise. L'estimation précise de ce débit est cruciale et la méthode du traceur  $\text{CO}_2$  est la plus largement employée [116-118]. Elle repose sur deux mesures de concentration de  $\text{CO}_2$ , dans les gaz non dilués (« bruts » sur la Figure 1.35) d'une part, et dans les gaz dilués d'autre part. En considérant le débit de dilution  $Q_{dilu}$  constant, ainsi que la concentration de  $\text{CO}_2$  dans l'air ambiant  $[\text{CO}_{2,amb}]$ , le débit d'échappement  $Q_{ech}$  peut être obtenu :

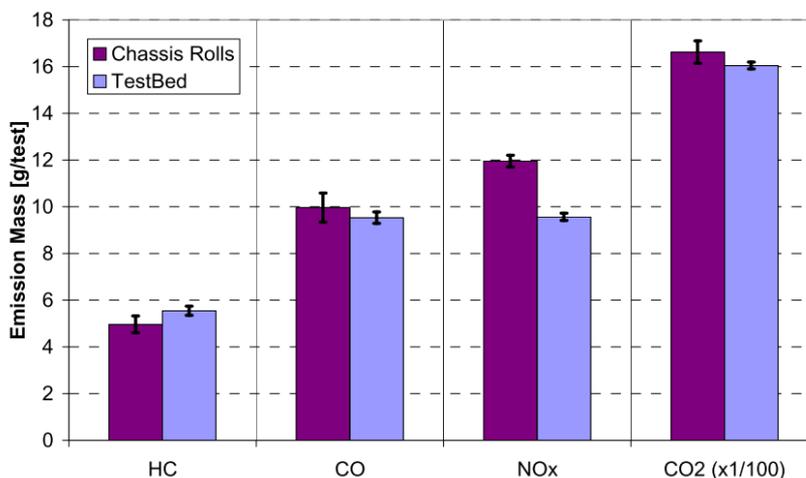
$$Q_{ech} = Q_{dilu} \cdot \frac{[\text{CO}_{2,dilus}] - [\text{CO}_{2,amb}]}{[\text{CO}_{2,bruts}] - [\text{CO}_{2,dilus}]} \quad (1.25)$$

Le principal défi de cette méthode est l'alignement temporel entre la mesure de concentration de polluants dans les gaz dilués d'une part, et le débit de gaz d'échappement associé d'autre part. En particulier, le retard induit par le transport des gaz jusqu'au point de mesure ainsi que par le temps de réponse de l'analyseur, peut être source d'erreur. Hawley et al. [117] estiment que même une seconde de décalage temporel peut avoir un impact conséquent. Les auteurs analysent la sensibilité de la masse totale de polluant mesurée à des variations du temps de transfert. Pour les émissions de  $\text{NO}_x$  par exemple, une augmentation de 1 s du temps de transfert conduit à une augmentation de la masse totale de 3.3%. Par ailleurs, une diminution de 1 s de ce paramètre conduit à une hausse de 9.2%.

Dans le cadre de la procédure RDE, il est nécessaire de disposer d'un équipement de mesure pouvant être placé sur un véhicule roulant sur route. C'est pour répondre à ce besoin que les *Portable Emission Measurement System* (PEMS) sont développés. Comme représenté Figure 1.3(b), ce type d'équipement est portable et peut donc être installé à l'échappement d'un véhicule classique. Outre un analyseur de gaz, un PEMS comprend généralement un débitmètre et un GPS, et même une station météorologique. L'appareil étant portable, il existe une incertitude sur la précision de l'analyseur de gaz, ainsi que sur le débitmètre [118]. Varella et al. [118] comparent la mesure des émissions polluantes par deux PEMS avec les valeurs obtenues par les appareils de laboratoire, i.e. les mesures modale et par sacs. En premier lieu, l'analyse modale des gaz dilués présente un écart de 2.5% avec la mesure par PEMS pour la concentration de  $\text{CO}_2$  et 5% pour les  $\text{NO}_x$  pour des valeurs supérieures à 20 ppm, l'écart augmentant à 15% pour 7 ppm et 30% pour 1 ppm. Les auteurs concluent donc que la précision des analyseurs de gaz des PEMS est satisfaisante, en soulignant que l'incertitude augmente pour les faibles concentrations de  $\text{NO}_x$ . Toutefois, l'incertitude liée à la mesure du débit entraîne que les émissions de  $\text{CO}_2$  par unité de distance (en g/km) sont généralement surestimées par mesure modale (intégration sur le cycle) par rapport à la mesure par sacs, l'écart pouvant atteindre 10%. D'autre part, les PEMS les sous-estiment d'environ 10%. Des résultats similaires sont obtenus pour les  $\text{NO}_x$ . Les facteurs de conformité prennent en compte cette incertitude pour l'homologation RDE. Verner et al. [116] présentent des conclusions analogues. Sur 12 véhicules réalisant un WLTC sur BàR, les concentrations de  $\text{CO}_2$  obtenus par PEMS correspondent globalement à la mesure modale. En outre, l'écart entre la mesure par sacs de la masse de  $\text{CO}_2$  émise par unité de distance (g/km) et l'intégration de la mesure par PEMS est de moins de 1.1 %.

### 1.4.2.2 Comparaison des émissions

La validation finale de l'environnement EiL se base sur la comparaison des émissions polluantes mesurées au banc, avec une référence sur véhicule, i.e. sur BàR ou sur route. Après avoir validé l'environnement virtuel en termes de comportement moteur, Perez et al. [45] comparent les mesures de polluants sur banc EiL et sur BàR. Bien que les émissions soient mesurées en amont et en aval du système de post-traitement, les auteurs concentrent la comparaison sur la mesure en sortie du moteur Diesel (*engine-out*). La Figure 1.36 compare les masses totales pour chaque polluant, calculées en intégrant la mesure modale sur la durée du test, entre BàR et banc EiL.



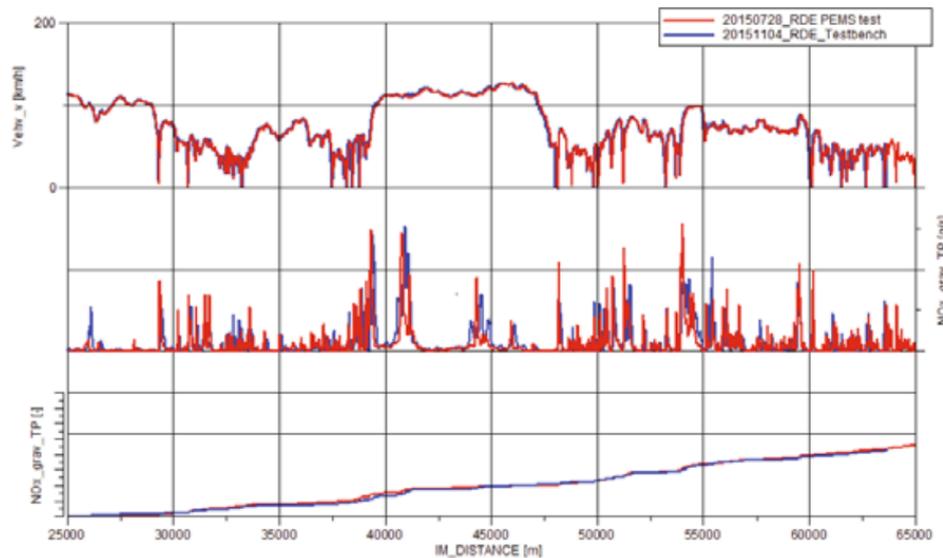
**Fig. 1.36 :** Emissions des polluants sur cycle NEDC - Intégration sur le cycle [45].

Il ressort que les émissions sur banc EiL sont proches du BàR, l'écart le plus important étant de 2 grammes sur le cycle pour les  $\text{NO}_x$ . Les barres d'incertitude représentent la déviation obtenue en répétant plusieurs fois le même test. Il peut être souligné que le BàR induit une incertitude plus importante, due au conducteur humain qui ne peut garantir exactement le même comportement entre deux essais. Les auteurs vérifient en outre que les mesures modales sont en accord, dans les tendances et les amplitudes. Les écarts observés sont identifiés comme étant dus en partie aux différences de production entre les deux moteurs et entre les comportements conducteur.

Gerstenberg et al. [59] comparent les émissions de  $\text{NO}_x$  à l'échappement du moteur Diesel (*tailpipe*, en aval du système de post-traitement) sur banc EiL avec la mesure réalisée par PEMS sur un RDE, Figure 1.37. Les auteurs considèrent que la représentativité est satisfaisante. Il est toutefois précisé qu'un contrôle du conditionnement thermique de la ligne d'échappement pourrait être nécessaire pour assurer la bonne représentativité du comportement du système de post-traitement. Aucune précision n'est donnée quand à l'application de cette éventualité. Les auteurs soulignent en outre la bonne répétabilité de la démarche EiL, en comparant les résultats obtenus en reproduisant deux fois le même cycle. Les émissions de  $\text{NO}_x$  coïncident. Les mêmes auteurs [48] soulignent par ailleurs que l'installation d'un PEMS sur un véhicule influence le comportement du moteur, notamment la pression à l'échappement. Même si l'impact sur les émissions semble négligeable, il devrait être pris en compte.

Jung et al. [51] conduisent une étude poussée sur le banc EiL équipé d'un moteur Diesel. Les auteurs portent une attention particulière aux températures des fluides moteur,

i.e. le liquide de refroidissement, l'huile, l'air d'admission et de suralimentation, comme représenté sur la Figure 1.38. L'objectif principal est de reproduire les comportements de montée en température et de refroidissement du moteur réel. Le circuit n'est pas une reproduction du système réel, pour permettre de simuler des conditions extrêmes et de refroidir plus rapidement le moteur afin d'accélérer la durée entre deux essais. Pour conserver une bonne représentativité thermique, les auteurs s'appuient sur un ensemble d'échangeurs et de vannes, contrôlé par un modèle simplifié du moteur qui calcule les différentes températures en fonction de l'état du véhicule virtuel. Outre ce contrôle direct des températures du moteur, un conditionnement indirect de l'échappement est réalisé afin d'assurer une bonne représentativité du comportement du post-traitement, Figure 1.39.



**Fig. 1.37 :** Vitesse [km/h],  $\text{NO}_x$  [g/s] et  $\text{NO}_x$  cumulés [g] sur un RDE - Comparaison entre PEMS (rouge) et EiL (bleu) [59].

La ligne d'échappement est placée dans un caisson dans lequel la température et la vitesse de l'air sont contrôlées en fonction de la vitesse véhicule, à partir de mesures sur véhicule. Le caisson est alimenté par deux ventilateurs pilotés en vitesse, dont un placé directement sur le système SCR en aval sur la ligne. Outre le bon suivi des températures de liquide de refroidissement et d'air de suralimentation, les auteurs vérifient aussi la précision de la température du système SCR sur un cycle FTP75. Sur la Figure 1.40, la référence sur BàR est représentée en gris foncé (*Vehicle dyno*), tandis que la mesure sur le banc EiL avec conditionnement thermique est en rouge (*EiL - controlled*). En comparaison, la température atteinte sans contrôle thermique est représentée en gris clair (*Base TB setup*). Il ressort que le conditionnement thermique permet un bien meilleur suivi de la température du système SCR. En particulier, après la phase de montée en température des 300 premières secondes, le banc sans contrôle présente une température plus basse d'environ  $50^\circ\text{C}$  par rapport à la référence. Cet écart a un impact majeur sur la température du SCR, qui passe alors sous sa température d'amorçage (*light-off temperature*). Le système de post-traitement étant inactif en-dessous de cette température, les émissions mesurées à l'échappement sont impactées de manière significative.

Sur la Figure 1.41(a), il apparaît que les émissions de  $\text{NO}_x$  lors de la première phase de montée en température sont proches des résultats sur BàR (en bleu), avec (en rouge)

ou sans (en orange) conditionnement thermique. La légère surestimation (de 8 et 11% respectivement) est due au comportement du conducteur virtuel lors des phases de changement de rapport. Toutefois, après cette période, le SCR sans contrôle thermique tombe sous sa température d'amorçage et n'est plus actif pour quasiment tout le reste du cycle, ce qui induit que les émissions de  $\text{NO}_x$  sont près de 4 fois supérieures à la référence. En parallèle, le contrôle thermique permet de limiter l'écart à 4%. Les auteurs démontrent ainsi l'importance du conditionnement thermique de la ligne d'échappement et des fluides moteur. Il est toutefois souligné que cette conclusion concerne l'application de l'approche EiL à un GMP Diesel, l'impact étant moindre sur une motorisation essence, de par les températures plus importantes mises en jeu.

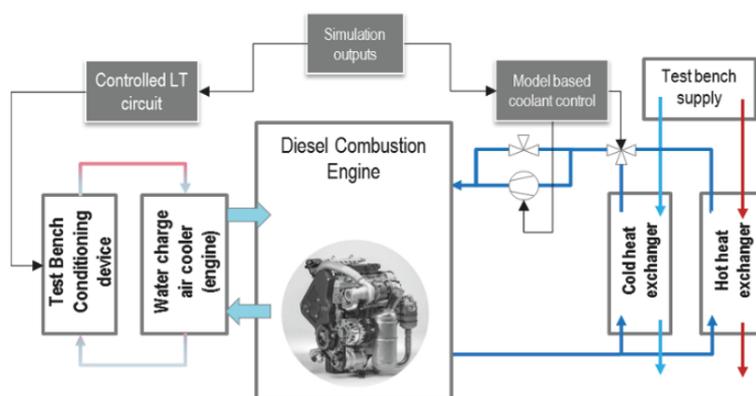


Fig. 1.38 : Contrôle des fluides moteur [51]

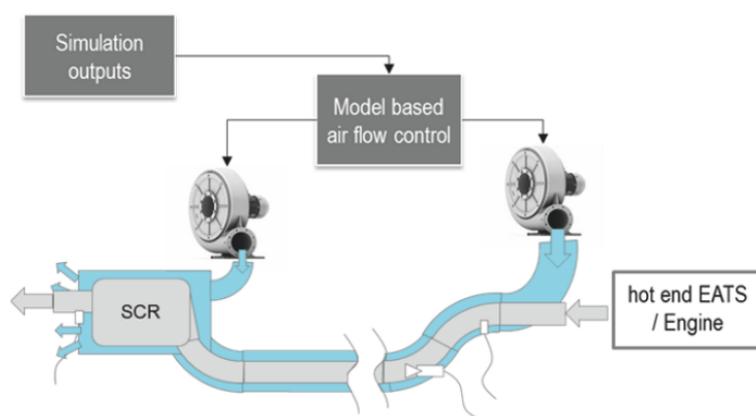


Fig. 1.39 : Conditionnement de la ligne d'échappement [51]

D'autre part, Hochmann et al. [119] se penchent aussi sur le conditionnement thermique du banc EiL. En effet, les mesures d'écoulement d'air autour du moteur, turbo-compresseur, catalyseur et échappement montrent que la vitesse d'air évolue de manière linéaire, Figure 1.42. Toutefois, les auteurs précisent que varier la température de l'air autour de la ligne n'a aucun effet identifiable, à part sur le turbocompresseur pour lequel la température influence le comportement moteur. Il est donc préconisé de concentrer l'effort sur le contrôle de la température des fluides moteur plutôt que sur l'environnement de la ligne d'échappement.

Guse et al. [56] choisissent une approche différente pour assurer la représentativité thermique de l'environnement du banc EiL ; le moteur, à allumage commandé cette fois,

est équipé du thermostat présent sur le véhicule de série. De plus, les auteurs précisent que le volume d'eau du circuit de refroidissement est comparable au circuit réel, ce qui permet un bon suivi de la température du liquide de refroidissement sur un cycle WLTC, Figure 1.43.

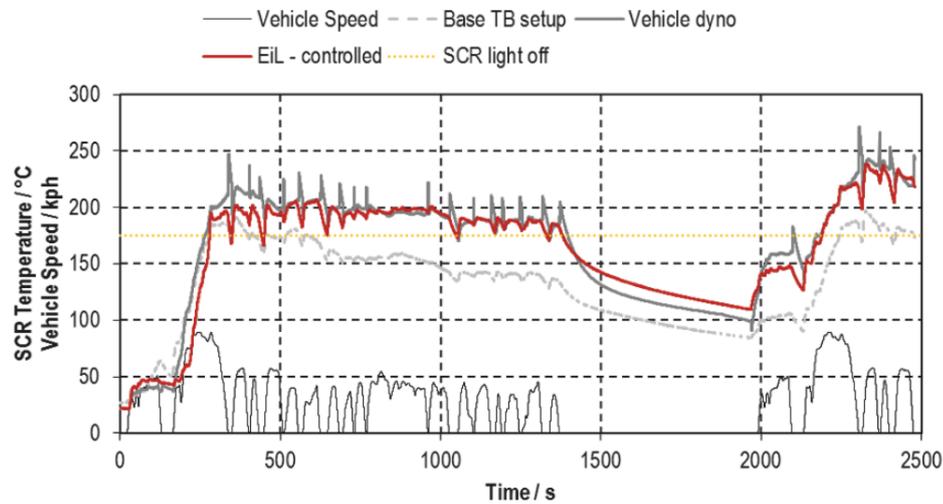


Fig. 1.40 : Evolution de la température du système SCR [51].

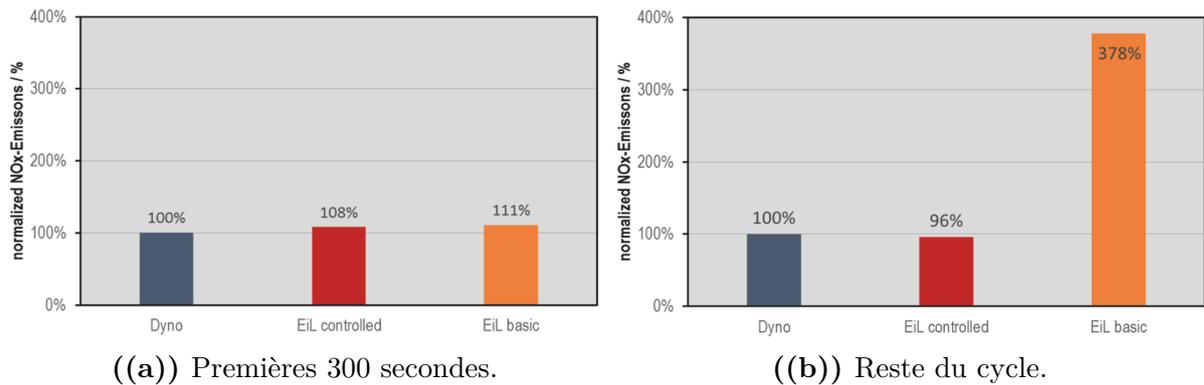


Fig. 1.41 : Emissions de  $\text{NO}_x$  normalisées par rapport à la référence BâR [51].

En outre, la Figure 1.44 montre que les émissions de  $\text{CO}_2$ , analysées sur les gaz d'échappement bruts sur le banc EiL et dilués sur le BâR, coïncident de manière satisfaisante. Toutefois, les auteurs insistent sur l'influence du conducteur virtuel sur les émissions. En particulier, l'absence d'une capacité de prédiction de fortes demandes de couple entraîne une dérive du nombre de particules, représenté en pourcentage de la limite définie par la norme Euro6b en pointillés sur la Figure 1.45(a). En outre, une dérive importante peut être observée en fin de cycle, due selon les auteurs aux fluctuations brutes de la pédale d'accélérateur du pilote humain comparé au conducteur virtuel, plus calme.

Outre la représentativité satisfaisante du banc EiL en termes d'émissions de polluants, les auteurs soulignent sa répétabilité. Sur la Figure 1.45(b), un deuxième cycle WLTC réalisé sur le BâR est représenté en noir. Il apparaît que les courbes d'émissions cumulées de HC sont proches pour le cycle de référence sur BâR (bleu) et les deux cycles réalisés sur banc EiL à partir de la trace de vitesse de référence (rouge et vert)

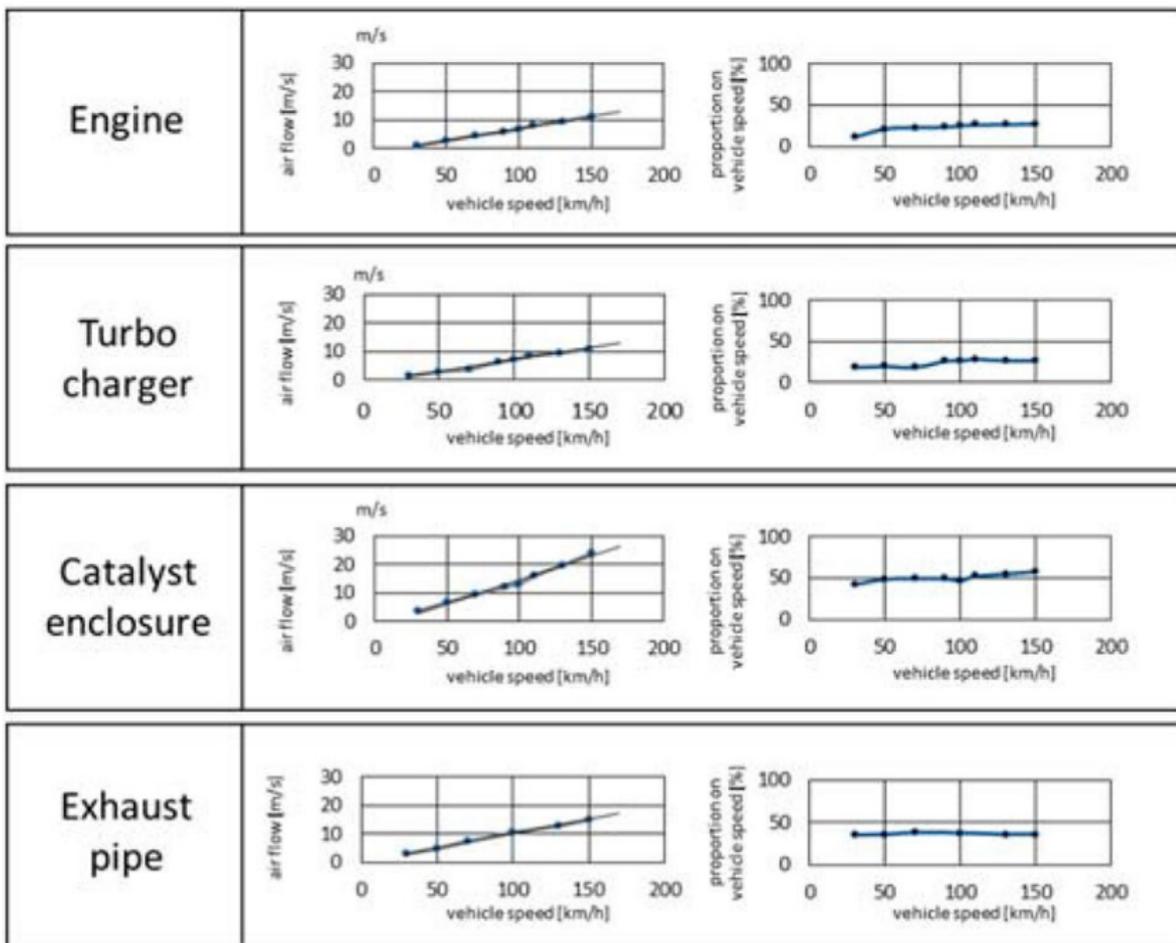


Fig. 1.42 : Vitesse de l'écoulement autour des pièces majeures de la ligne en fonction de la vitesse véhicule [119].

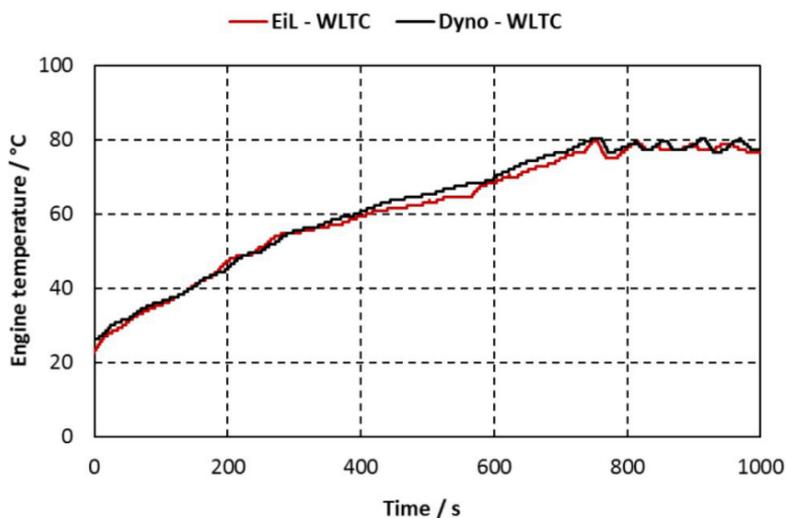


Fig. 1.43 : Comparaison entre EiL et BàR sur WLTC - Température du liquide de refroidissement [56].

sont proches sur le cycle. Cependant, le deuxième cycle sur BàR présente une dérive importante par rapport à ces courbes. Les mêmes observations peuvent être faites pour les  $\text{CO}$  et  $\text{NO}_x$ , et montrent que l'approche EiL est bien plus répétable que l'approche conventionnelle sur BàR, soumise aux fluctuations du comportement humain du pilote.

Des conclusions similaires quant à la répétabilité du banc BàR sont tirées par Roberts et al. [8]. Les auteurs comparent les émissions de polluants en RDE réel (avec PEMS) aux mesures réalisées sur BàR à partir des mêmes traces de vitesse. Il est souligné que bien que les niveaux d'émissions totaux soient proches (2.1% d'écart pour le  $\text{CO}_2$ ), les analyses modales révèlent des divergences dues au comportement du pilote du BàR, qui suit la trace de vitesse de manière plus douce que l'essai de référence. Les auteurs préconisent donc l'automatisation des pédales d'accélérateur et prévoient d'orienter les travaux futurs sur l'approche EiL.

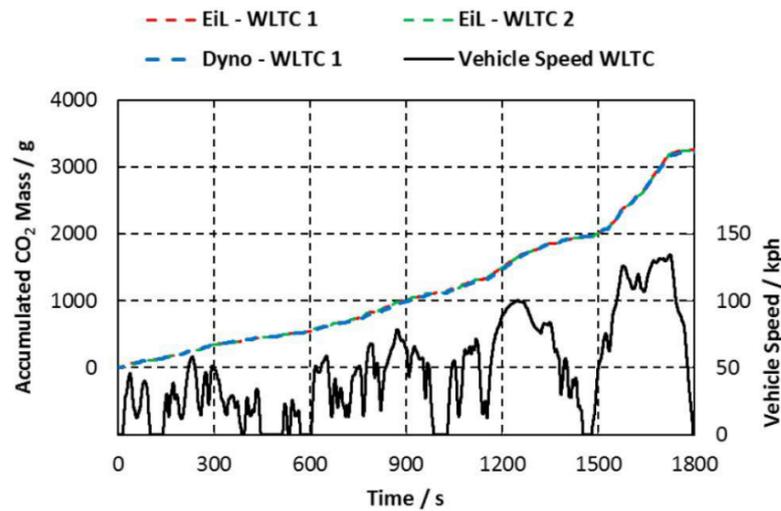
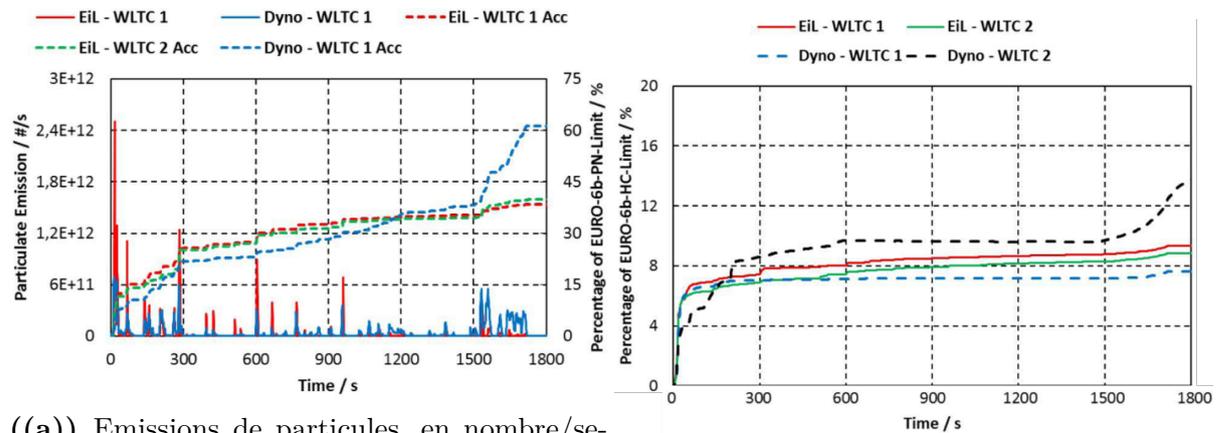


Fig. 1.44 : Comparaison entre EiL et BàR sur WLTC - Emissions de  $\text{CO}_2$  [56].



((a)) Emissions de particules, en nombre/seconde (gauche) et cumulées en pourcentage du ((b)) Emissions cumulées de HC, pourcentage du seuil Euro6b.

Fig. 1.45 : Comparaison entre deux cycles EiL et 2 cycles BàR [56].

## 1.5 Conclusions

Du fait du durcissement des méthodes d'homologation ainsi que de la complexité croissante des GMP face aux nouvelles normes d'émissions de polluants, les constructeurs automobiles voient leurs besoins en essais augmenter de manière exponentielle. Les méthodes actuelles reposent en grande partie sur des essais automobiles sur piste. En plus d'être trop coûteux, ce type d'essai est trop peu répétable, flexible et maîtrisé pour faire face à ces nouveaux besoins. Dans ce contexte, la méthode « engine-in-the-loop » (EiL) présente un potentiel considérable.

Pour cette approche, le véhicule entier n'est pas nécessaire. Seul le principal composant - i.e. le moteur et son calculateur ainsi que sa ligne d'échappement - est présent au banc et connecté à une machine de charge. Cette machine est contrôlée par un environnement virtuel qui représente le véhicule et sa transmission, ainsi que la route et les forces extérieures. D'autre part, le moteur est contrôlé par un modèle conducteur dont le but est d'assurer que la vitesse du véhicule virtuel corresponde à la vitesse demandée à chaque instant. L'objectif est que le moteur se comporte de la même manière, c'est-à-dire passe par les mêmes points de fonctionnement que s'il était placé dans un véhicule réel et conduit par un conducteur humain suivant le même profil de vitesse. Cette méthode offre des avantages indéniables : les essais sont alors répétables et automatisés, l'environnement extérieur est contrôlé, les composants virtuels peuvent être modifiés instantanément, et seul le moteur est nécessaire. En outre, contrairement à une méthode purement virtuelle, la présence physique du moteur et de sa ligne d'échappement permet la mesure des émissions de polluants. Même si cette approche est encore relativement nouvelle, elle a déjà fait l'objet de publications. De l'étude de la bibliographie disponible, plusieurs conclusions peuvent être tirées.

Tout d'abord, la modélisation des composants périphériques à la ligne de traction est un aspect essentiel. Un point crucial est l'équilibre entre le niveau de précision et les besoins en mesure et calibration associés. Bien que certains outils industriels offrent un niveau de représentation élevé, la plupart des études s'appuient sur une modélisation simpliste et unidirectionnelle du véhicule et des forces s'exerçant sur le moteur à partir d'un bilan des forces sur l'axe longitudinal. La transmission est représentée par une efficacité de transmission pour chaque rapport. Dans le cadre d'une étude portant sur un système hybride, les composants d'hybridation (i.e. le moteur électrique et les batteries) peuvent être modélisés et ajoutés à l'environnement virtuel. Le modèle conducteur est lui généralement basé sur un correcteur proportionnel-intégral (PI) dont l'objectif est de réduire l'erreur entre vitesse calculée et vitesse demandée.

L'action de la machine de charge sur le moteur peut être faite par un contrôle en couple ( $T - \alpha$ , pour couple - pédale d'accélérateur) ou en régime ( $n - \alpha$  pour régime - pédale d'accélérateur). Le second type de contrôle est le plus courant dans la littérature, car plus simple à mettre en place et plus stable, bien que peu de détails soient généralement donnés sur le choix du contrôle. Toutefois, le contrôle en couple est aussi utilisé, et permet notamment d'imposer un couple nul au moteur et de représenter un fonctionnement hybride. Certaines études s'appuient donc sur l'alternance entre les deux modes de contrôles selon le type de fonctionnement.

Enfin, la littérature ne se penche pas de manière approfondie sur la représentativité de l'environnement du banc EiL et il ne semble pas exister de consensus quant à la méthodologie exacte à appliquer pour garantir la fidélité des essais. Toutefois, l'étude de

la bibliographie révèle que cette approche peut atteindre une précision satisfaisante dans la reproduction du comportement moteur en termes d'émissions polluantes. Plusieurs sources d'écart avec le véhicule réel sur BâR ou sur route sont identifiées :

- Le comportement du conducteur, en particulier pendant les changements de rapport ou les accélérations brusques, impacte les émissions totales. Il est souligné que contrairement au BâR, l'environnement EiL assure une répétabilité quasi-parfaite et permet de s'affranchir des écarts induits par le conducteur humain.
- La température des fluides moteur, i.e. liquide de refroidissement, huile et air, joue un rôle majeur dans la bonne représentation du comportement moteur. Une attention particulière doit donc être portée à ces variables et deux approches sont proposées pour faire face à ce problème : piloter ces températures en fonction d'un modèle moteur, ou bien reproduire au plus proche l'équipement présent sur le véhicule, i.e. le thermostat et le volume du circuit de refroidissement dans le cas du circuit d'eau. La première approche, plus complexe, nécessite de disposer d'un modèle thermique du moteur suffisamment précis, qui servira de consigne au système de régulation. La deuxième approche est plus simple dans son concept, mais demande d'adapter précisément les composants physiques au moteur étudié. De plus, elle apporte moins de flexibilité quant à des conditions extrêmes, ou au refroidissement rapide du banc.
- Le conditionnement thermique de la ligne d'échappement est aussi un sujet d'intérêt. En effet, il peut être nécessaire de reproduire l'environnement proche de la ligne, ainsi que des systèmes de post-traitement, pour assurer une bonne représentativité en termes d'émissions. Toutefois, les conclusions quant à l'impact d'une ventilation pilotée sur la ligne dépendent des études, du type de GMP et de l'architecture du post-traitement.

Finalement, il est important de préciser que les résultats acquis sont teintés d'incertitudes dues aux différentes techniques de mesures utilisées et aux écarts de production entre le moteur au banc EiL et le moteur référence.

L'analyse de la bibliographie permet donc d'organiser le travail de cette thèse selon deux axes principaux correspondant aux sources d'écart identifiées ci-dessus. Le Chapitre 3 porte sur le développement d'un environnement virtuel adapté aux essais EiL, en se concentrant notamment sur la modélisation de la liaison embrayage et du conducteur. Les résultats expérimentaux obtenus avec cet environnement virtuel sont aussi présentés et analysés. D'autre part, le Chapitre 4 porte sur la représentativité thermique du banc moteur, et en particulier de la température de l'air de suralimentation. On commence tout d'abord par présenter la démarche de corrélation ainsi que les moyens d'essais utilisés dans cette thèse dans le Chapitre 2.



# CHAPITRE 2

## Présentation de l'environnement et des moyens d'essais

---

L'étude de la littérature scientifique présentée dans le Chapitre 1 permet d'identifier les principales sources d'écart entre le comportement moteur sur le banc Engine-in-the-Loop (EiL) et dans un véhicule réel : la précision de l'environnement virtuel, et le conditionnement de la cabine d'essai. Les objectifs principaux de cette thèse sont d'analyser précisément les écarts de la méthode EiL par rapport aux essais conventionnels, et de proposer des pistes d'amélioration. Dans ce cadre, on cherche donc à reproduire sur le banc moteur des essais réalisés sur véhicule, qui serviront de référence.

### 2.1 Démarche et véhicule d'essai

En premier lieu, cette section présente la démarche expérimentale et les différents moyens d'essai utilisés au cours de cette thèse.

#### 2.1.1 Démarche initiale

Par le biais du projet projet industriel Virtual Testing de Renault auquel est liée cette thèse, on dispose au début des travaux d'un véhicule d'essai ayant déjà réalisés plusieurs essais sur banc à rouleaux (BàR) ainsi que sur piste. Tous les essais sur BàR considérés dans cette thèse sont réalisés à froid dans les conditions d'homologation. Comme détaillé en Annexe A, les enregistrements de ces essais peuvent être traités afin d'en extraire les signaux d'entrées nécessaires à leur reproduction dans l'environnement EiL, i.e. la demande de vitesse  $V_{dem}$ , la demande de rapport  $Gear_{dem}$  et la pente de la route  $\theta$  dans le cas d'un essai sur piste. Dans le but de reproduire ces essais dans l'environnement EiL, le groupe moto-propulseur (GMP) est extrait du véhicule au cours des premiers mois de la thèse afin d'être placé au banc moteur, ainsi que sa ligne d'échappement.

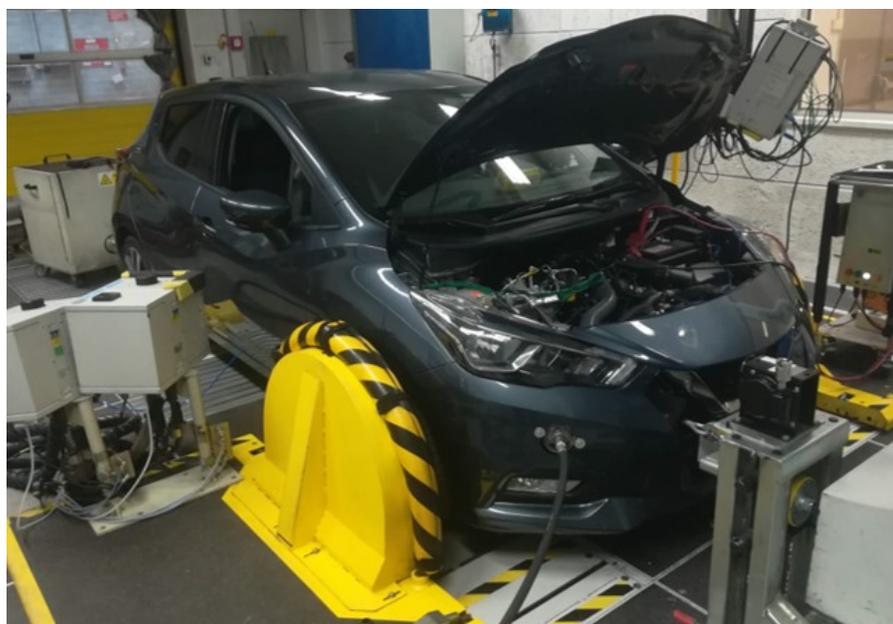
##### 2.1.1.1 Véhicule de référence

Le véhicule de référence est une Nissan Micra (Figure 2.1) dont les principales caractéristiques sont rassemblées dans le Tableau 2.1. Il est doté d'une propulsion thermique conventionnelle à allumage commandé, et d'une transmission manuelle. Le véhicule est

équipé d'un moteur HR10DDT (référence H5D400) dont les caractéristiques sont rassemblées dans le Tableau 2.2.

**Tableau 2.1** : Caractéristiques du véhicule de référence.

Modèle	Nissan Micra (2017)
Immatriculation	EKE367
Moteur	HR10DDT
Transmission	Manuelle
Rapports	6
Masse	1270 kg
Carburant	Essence
Portes	5



**Fig. 2.1** : Le véhicule de référence sur banc à rouleaux.

Ce véhicule étant un prototype d'essai utilisé par Renault, il a déjà réalisé 351 essais sur piste lors d'une campagne d'un mois en octobre 2018 sur le site d'essais de Renault Aubevoye (notée Campagne V1 dans le Tableau 2.7). Ces essais varient par la piste utilisée, leur durée, les conditions ambiantes et le conducteur. Ils sont caractérisés par l'enregistrement d'un large nombre de voies du contrôle moteur. Par ailleurs, plusieurs cycles WLTC ont aussi été réalisés sur B&R à la réception de ce véhicule (Campagne V2 dans le Tableau 2.7) ; pour ces essais, la mesure des polluants par analyse modale et par sacs est disponible, en plus des voies du contrôle moteur (ECU).

### 2.1.1.2 Post-traitement et instrumentation

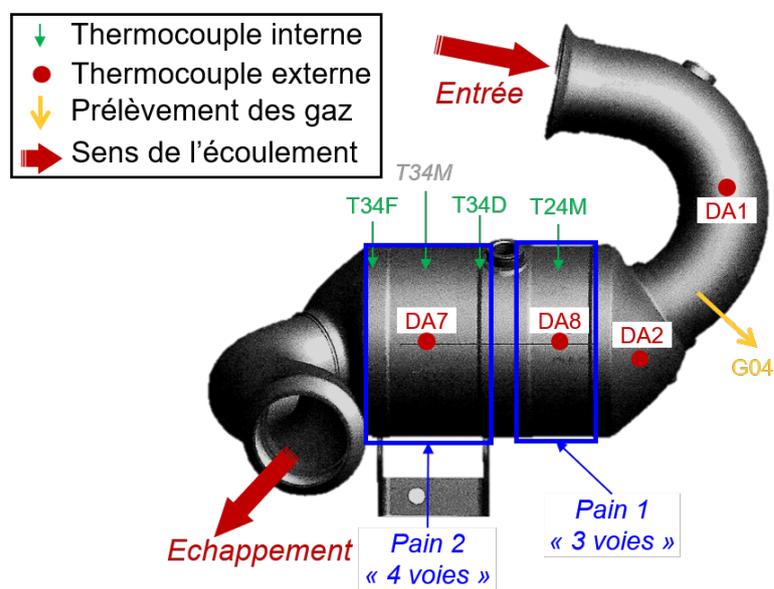
Le véhicule de référence n'étant pas initialement destiné à des essais de corrélations expérimentales, il n'est pas particulièrement instrumenté outre les capteurs du contrôle moteur. Toutefois, le système de post-traitement des polluants a été instrumenté en

**Tableau 2.2** : Caractéristiques du premier moteur H5D400.

Modèle	HR10DDT
Indice moteur	H5D400
Puissance	81 kW
Couple maximal	200 N.m
Cylindres	3
Cylindrée	999 cm <sup>3</sup>
Type d'injection	Directe (GDI)
Alimentation	Suralimenté
Norme	Euro 6Dtemp
Dépollution	Catalyseur trois voies

thermocouples pendant la campagne d'essais sur piste (notée V1). La Figure 2.2 représente l'emplacement des différents thermocouples sur le catalyseur. Le système de post-traitement est composé de deux pains catalytiques :

- Le premier pain de faible volume (0.4 L) est un catalyseur trois voies dont le rôle est de monter rapidement en température afin de traiter les HC, CO et NO<sub>x</sub>.
- Le second pain de volume plus important (1.2 L) est un catalyseur « quatre voies », c'est à dire qu'il filtre les particules (PM) en plus de traiter les HC, CO et NO<sub>x</sub>. Ce pain monte plus lentement en température du fait de son volume important, mais est capable de traiter de plus grands débits de gaz que le premier.

**Fig. 2.2** : Emplacement des thermocouples sur le système de post-traitement initial.

Les thermocouples DA1, DA2, DA7 et DA8 désignent les capteurs de température de peau, et sont placés sur la surface extérieure du pain. Le thermocouple T24M est placé au coeur du premier pain, et les thermocouples T34D, T34M et T34F sont placés au coeur du second pain, en début, milieu et fin respectivement. Le capteur T34M est indiqué en gris, car il a cessé de fonctionner dès les premiers essais véhicule. Le point

de mesure G04 correspond au point de prélèvement des gaz utilisé pour la mesure des polluants en sortie moteur en amont du système de dépollution.

## 2.1.2 Moteur alternatif

Lors de la première année de la thèse, le GMP extrait du véhicule de référence a été placé au banc moteur pour une première campagne d'essais en juin 2019 (notée Campagne 0 dans le Tableau 2.6) dans le cadre du projet Renault. Ce projet se base essentiellement sur l'utilisation de l'outil industriel Simbox développé par la société AVL [120]. Comme précisé Section 2.2.3, cet outil simule à la fois le véhicule et le couple résistif s'appliquant sur le moteur, et le modèle de conducteur. Suite à ces premiers essais, une seconde campagne, notée Campagne 1, a eu lieu en mai 2020.

Dans le cadre du projet industriel, un des objectifs de la campagne d'essai 1 était le vieillissement du catalyseur par « misfire ». Cette approche consiste à altérer le fonctionnement du moteur en causant des ratés d'allumages, afin d'augmenter la température d'échappement et ainsi vieillir le catalyseur à un degré voulu pour les besoins industriels. Cette méthode permet de gagner un temps considérable dans le processus de vieillissement catalyseur, mais le misfire n'est pas sans risque pour le moteur et peut causer une surchauffe et une usure excessive. Suite à ces essais, le moteur de référence était effectivement endommagé. De fait, ses performances étaient largement en écart par rapport aux essais de référence réalisés sur véhicule, en particulier en termes de consommation et d'émissions polluantes.

Ce moteur ne pouvant donc plus être utilisé dans la démarche de corrélation de cette thèse, un second moteur HR10DDT a dû être utilisé pour la suite des travaux, numéroté 2. Le modèle moteur n'est pas strictement le même que le cas de référence, celui-ci étant un H5D470 et non un H5D400, comme détaillé dans le Tableau 2.3. La principale différence réside dans le système de post traitement des gaz d'échappement, qui correspond à la norme Euro 6Dfull et non Euro 6Dtemp. Pour minimiser les biais dus à ce changement de moteur de référence, le calculateur (ECU) présent sur le premier moteur H5D400 (1) a par ailleurs été transféré sur le nouveau moteur H5D470 (2).

**Tableau 2.3** : Caractéristiques du second moteur H5D470.

Modèle	HR10DDT
Indice moteur	H5D470
Puissance	81 kW
Couple maximal	200 N.m
Cylindres	3
Cylindrée	999 cm <sup>3</sup>
Type d'injection	Directe (GDI)
Norme	Euro 6Dfull

En suivant la même démarche de reproduction d'essais véhicule, de nouveaux essais ont été effectués sur banc à rouleaux pour servir de référence, cette fois avec une Nissan Micra équipée d'un moteur H5D470 et désignée par l'immatriculation EKB118. Il est important de préciser ici que contrairement à la première campagne, le moteur utilisé pour les essais au banc EiL (H5D470 2) n'est pas celui qui a réalisé les essais au banc à

rouleaux, noté H5D470 3. En effet, il n'était pas possible d'extraire le moteur du véhicule EKB118. Il s'agit donc de deux exemplaires du même modèle moteur.

De plus, le système de dépollution utilisé lors des essais du véhicule EKB118 n'a pas pu être placé au banc moteur, car il était réservé pour un autre projet industriel. Ainsi, il n'est pas possible de comparer les émissions à l'échappement entre le banc EiL et le véhicule pour ces essais, contrairement à ce qui était prévu dans la démarche initiale. Bien que les systèmes de post-traitement correspondent au même modèle, les essais BÀR ont été réalisés avec un catalyseur vieilli dans un four à 1000°C environ afin de correspondre aux conditions d'homologation, qui exigent de tester un catalyseur aillant réalisé l'équivalent de 160000 km dans des conditions d'utilisation « normales ». En revanche, le catalyseur utilisé lors des essais au banc moteur est pratiquement neuf, et donc significativement plus efficace. L'analyse des émissions en sortie moteur restera néanmoins pertinente. Ce catalyseur est par ailleurs instrumenté avec un thermocouple T24M (voir Figure 2.2).

### 2.1.3 Application à l'architecture hybride

Au cours de cette thèse, le modèle de conducteur développé Section 3.2 a aussi pu être testé dans un environnement simulant une architecture hybride au banc moteur. Le moteur utilisé pour ces essais est un moteur hybride HR16Etech, dont les caractéristiques sont rassemblées Table 2.4.

**Tableau 2.4** : Caractéristiques du moteur HR16 Etech.

Modèle		HR16DEg3h
Norme		Euro6dFull
Moteur à combustion	Puissance	68 kW
	Couple maximal	144 N.m
	Cylindrée	1598 cm <sup>3</sup>
	Cylindres	4
	Alimentation	Atmosphérique
	Injection	MPI
	Carburant	Essence
Moteur électrique	Puissance	49 kW
	Couple maximal	205 N.m
	Régime maximal	7500 rpm
HSG additionnel	Puissance	25 kW
	Couple maximal	50 N.m
	Régime maximal	16000 rpm
Batterie électrique	Capacité	9.8 kWh
	Plage de tension	400 V
	Cellules	96

L'architecture utilisée correspond à une hybride électrique rechargeable et repose sur la transmission Renault baptisée « Locobox » [121]. Le véhicule peut être propulsé par le moteur électrique seul, par le moteur thermique seul, ou bien par une combinaison des moteurs électrique et thermique. Le HSG (*Hybrid Starter Generator*) correspond à un alterno-démarrreur dont le rôle principal est de démarrer le moteur thermique, mais

qui peut éventuellement aussi participer à la propulsion ou charger la batterie comme le moteur électrique principal. La transmission « Locobox » repose sur un système innovant de crabots qui permet l'alternance entre les différents modes de traction. Il est important de préciser que ce moteur n'a pas réalisé d'essai sur véhicule avant les essais EiL, le but du projet industriel étant plutôt la validation de principe que la corrélation des essais. On dispose néanmoins d'un essai véhicule réalisé avec un moteur similaire.

## 2.2 Le banc d'essai

Du fait du planning des différentes campagnes, trois bancs d'essai moteur différents ont été utilisés au cours de cette thèse. Bien que ces bancs partagent une architecture commune, ils diffèrent par la machine de charge utilisée.

### 2.2.1 Machines de charge

Les caractéristiques des machines de charge (« dyno ») des trois bancs utilisés sont présentées dans le Tableau 2.5. Il peut être souligné que les bancs B3 et B5 utilisent le même modèle de machine de charge, tandis que le banc B4 est caractérisé par une inertie et une puissance plus importantes.

**Tableau 2.5** : Caractéristiques des bancs moteur utilisés.

Référence banc		<b>B3</b>	<b>B4</b>	<b>B5</b>
Constructeur dyno		HORIBA		
Référence dyno		LI225	DYNAS3 LI350	LI225
Puissance	[kW]	227	352	227
Régime nominal	[tr/min]	4000	4480	4000
Régime maximal	[tr/min]	8500	10000	8500
Couple nominal	[Nm]	525	750	525
Couple maximal	[Nm]	656	825	656
Moment d'inertie	[kg.m <sup>2</sup> ]	0.34	0.7	0.34
Compatibilité SIMBOX		Oui	Non	Oui

### 2.2.2 Architecture du banc

L'architecture des principaux éléments du banc est représentée sur la Figure 2.3. L'environnement virtuel est hébergé sur une station de travail (« Workstation »). Sur ce poste, les différents modèles utilisés (par exemple le modèle véhicule et le modèle conducteur) sont compilés dans le format FMU (Functional MockUp Unit). L'interface entre ces blocs est réalisée sous le logiciel ModelConnect (AVL). Enfin, la liaison en temps réel entre ce logiciel fonctionnant sous Windows et l'environnement PUMA (AVL), qui assure le contrôle du banc et la machine de charge, est assurée par le logiciel TestBedConnect (AVL). La Workstation communique via liaison CAN (Controller Area Network) avec le poste PUMA. Sur les bancs utilisés pour cette thèse, le mode de contrôle retenu est le mode  $T - \alpha$  (voir Section 1.3). La Workstation reçoit le régime mesuré sur l'arbre  $\omega_{eng}$ ,

et transmet la position de pédale d'accélérateur  $\alpha$  provenant du conducteur, la demande de couple résistant à la machine de charge  $T_{dem}$  ainsi que la vitesse véhicule calculée  $V$ .

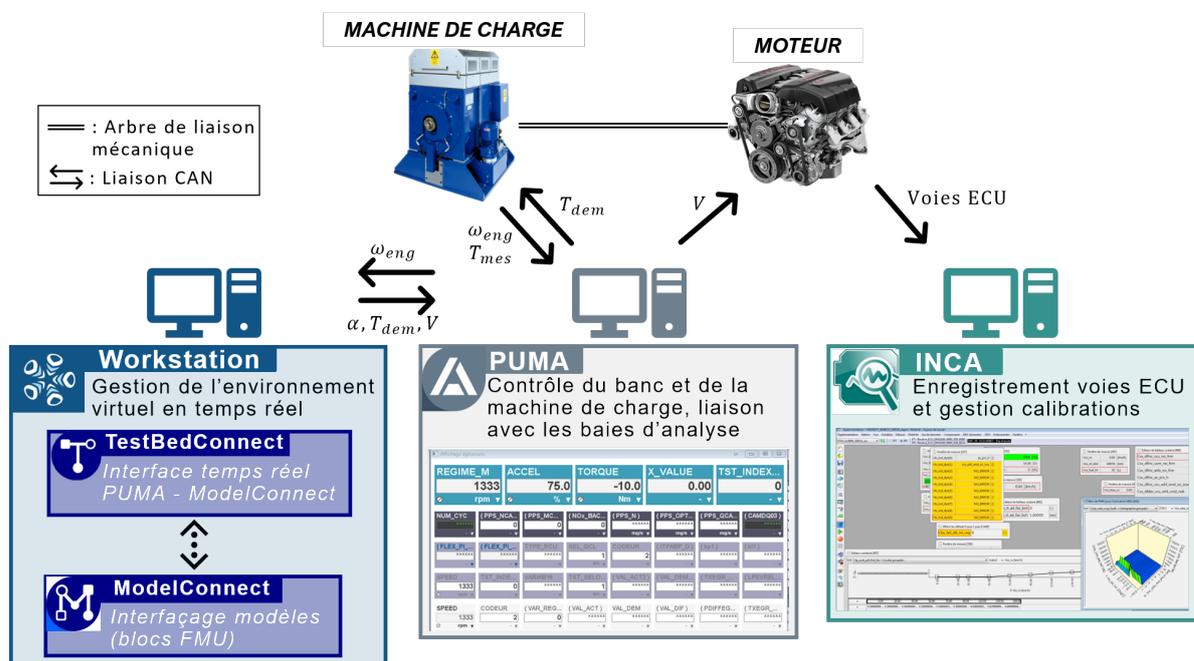


Fig. 2.3 : Les principaux éléments de l'architecture du banc.

Le poste PUMA transmet la demande de couple résistant à la machine de charge  $T_{dem}$ , qui renvoie le régime mesuré sur l'arbre  $\omega_{eng}$  ainsi que le couple mesuré par un couplemètre  $T_{mes}$ . Outre le contrôle de la machine de charge, l'environnement PUMA assure aussi la liaison avec les baies d'analyse de gaz, ainsi que la gestion de la ventilation du banc et de la thermique du circuit de refroidissement, comme détaillé dans le Chapitre 4. Enfin, la vitesse calculée par le modèle véhicule  $V$  est transmise par PUMA au contrôle moteur (ECU). Un dernier poste est relié par liaison CAN au contrôle moteur. A l'aide du logiciel INCA (ETAS), il permet la gestion de la calibration moteur, ainsi que l'enregistrement des voies ECU pertinentes.

### 2.2.3 L'outil industriel SIMBOX

Outre l'architecture présentée Figure 2.3, il existe une alternative utilisée dans le cadre des projets industriels Renault. L'outil SIMBOX (AVL) remplace la Workstation et s'intègre directement dans l'environnement PUMA. Comme mentionné plus haut, la SIMBOX permet la modélisation des forces résistives sur le véhicule, ainsi que du conducteur. Toutefois, cette outil fonctionne sur le principe d'une « boîte noire », et peu de détails sont donnés sur son fonctionnement. Il n'est donc pas adapté à la démarche de cette thèse, mais pourra servir de comparaison. Cet outil n'est pas disponible sur tous les bancs d'essais : parmi les bancs considérés, le B3 et le B5 sont compatibles (Table 2.5), mais pas le B4.

## 2.3 Synthèse des campagnes

Comme mentionné précédemment, plusieurs campagnes d'essais ont été réalisées au cours de cette thèse, sur plusieurs bancs et plusieurs moteurs différents. le Tableau 2.6 présente une synthèse de ces différentes campagnes.

**Tableau 2.6** : Synthèse des différentes campagnes réalisées au banc moteur.

Campagne	0	1	2	3	4
Début	06/19	05/20	11/20	12/20	04/21
Fin	08/19	06/20	11/20	03/21	08/21
Banc	B5	B3	B5	B4	B4
Moteur	H5D400 1	H5D400 1	H5D470 2	HR16Etech	H5D470 2
ECU	1	1	1	Etech	1
Post-traitement	1	1	2	Etech	2

La Campagne 0 s'est déroulée dès la première année de la thèse. Cette campagne était pilotée par le projet Virtual Testing, et basée exclusivement sur l'outil SIMBOX. Son but était la corrélation des essais EiL avec les essais de référence sur BÀR, mais aussi sur piste, et en particulier la reproduction de diagnostics OBD lors de ces essais. Cette campagne a été réalisée avec le moteur H5D400 (1) extrait du véhicule immatriculé EKE367, ainsi que son calculateur ECU 1 et son système de post-traitement (1). Bien qu'elle n'ait pas suivi la démarche de recherche scientifique propre à une thèse, cette campagne a permis l'identification de certaines lacunes de l'outil SIMBOX, ainsi que la familiarisation avec les problématiques industrielles liées à l'environnement EiL, en particulier concernant la représentativité thermique (Chapitre 4).

Basée sur le même moteur, le même calculateur et le même système de post-traitement, la Campagne 1 a permis une première prise en main des modèles présentés dans le Chapitre 3 et leur intégration au banc moteur. Elle a été largement impactée par la crise sanitaire, mais a permis d'identifier les points d'amélioration des modèles.

Suite à cette campagne, le moteur H5D400 (1) a été endommagé lors d'essais réalisés en parallèle et a du être remplacé par un moteur proche référencé H5D470 et numéroté 2. Le calculateur moteur (ECU) du premier moteur, nommé ECU 1, a été transféré sur ce second moteur. La ligne d'échappement de ce moteur a été modifiée, et en particulier le système de post-traitement des polluants numéroté 2.

Avec ce moteur H5D470 (2) et sur le banc B5, la Campagne 2 avait pour objectif de tester les nouveaux modèles améliorés par rapport à la Campagne 1. Comme précisé Chapitre 3, elle a du être interrompue dès les premiers essais à cause d'importantes oscillations de couple, afin de protéger le moteur.

Dans un autre contexte, la Campagne 3 a été l'occasion d'appliquer la méthode EiL à l'architecture hybride (moteur HR16 Etech), en particulier de tester le modèle conducteur développé Section 3.2.

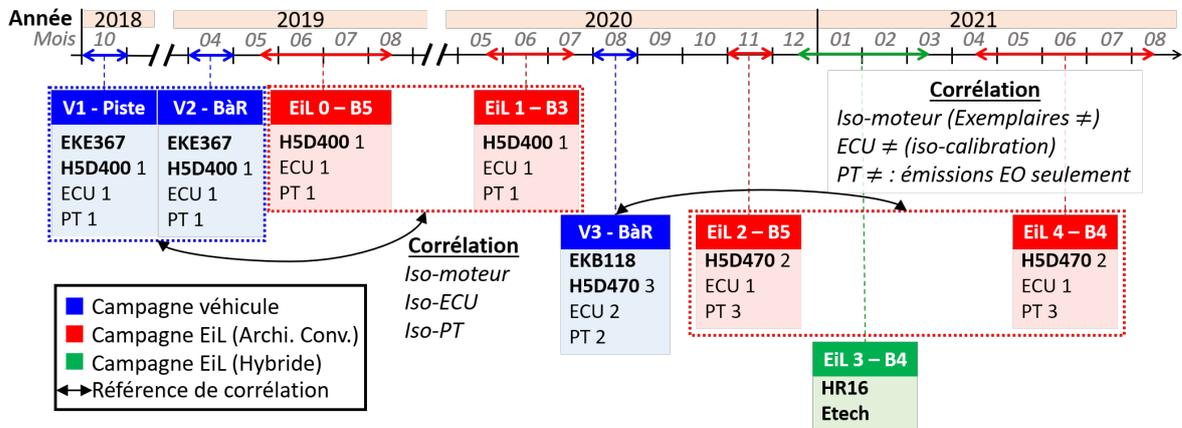
Enfin, la Campagne 4 s'est déroulée sur le banc B4 avec le moteur H5D470 (2), et a permis de résoudre les oscillations observées et d'obtenir une plus grande quantité d'essais de corrélation. Cependant, il est important de souligner que le système de post-traitement (numéroté 3) du véhicule de référence EKB118 n'a pas pu être conservé pour cette campagne au banc EiL car réquisitionné sur un projet industriel. Le système de post-traitement utilisé (numéroté 2) n'est donc pas identique à la référence véhicule, et

les émissions à l'échappement ne pourront pas être comparées. le Tableau 2.7 résume les différentes campagnes véhicule servant de référence de comparaison.

**Tableau 2.7** : Synthèse des différentes campagnes réalisées sur véhicule.

Campagne	V1	V2	V3
Année	2018	2019	2020
Type d'essai	Piste	BàR	BàR
Véhicule	EKE367	EKE367	EKB118
Moteur	H5D400 1	H5D400 1	H5D470 3
ECU	1	1	2
Post-traitement	1	1	3

Comme précisé plus haut, le véhicule de référence initial EKE367 a réalisé une campagne d'essais sur piste en 2018, et plusieurs essais sur BàR en 2019. Pour ces deux campagnes, le véhicule était équipé du moteur H5D400 (1), du calculateur ECU 1 et du système de post-traitement 1. Suite à l'endommagement du moteur H5D400 (1), de nouveaux essais BàR ont été réalisés avec un véhicule similaire immatriculé EKB118. Ce véhicule est équipé d'un moteur H5D470 numéroté 3 qui n'est pas celui utilisé sur les essais EiL. Le calculateur ECU (numéroté 2) est aussi différent, ainsi que le système de post-traitement (3). La Figure 2.4 synthétise le déroulement des campagnes d'essai.



**Fig. 2.4** : Synthèse des campagnes d'essai sur véhicule et sur banc EiL (PT = post-traitement).

En conclusion, les campagne EiL numérotées 0 et 1 ont pour référence les campagnes véhicule 1 et 2. Les campagnes EiL 2 et 4 ont pour référence la campagne véhicule 3, mais les émissions à l'échappement ne pourront pas être comparées faute d'un système de dépollution similaire. De plus, il est important de souligner que bien que la calibration n'est pas censée différer entre les moteur H5D470 1 et 2, l'unité de contrôle utilisée lors des campagnes EiL 2 et 4 n'est pas strictement la même que pour la campagne véhicule 3. On peut finalement souligner que les essais BàR ont été réalisés sur 3 bancs différents équipés de la machine de charge VULCAN HORIBA [122] et de la même instrumentation.

## 2.4 Mesures de la thermique sous-capot

En plus des campagnes listées ci-dessus, on dispose dans le cadre de cette thèse d'une base de données de mesures de la thermique sous-capot. Ces essais ont été réalisés par le laboratoire LHEEA sur une Mégane 4 Berline, représentée Figure 2.5 et dont les caractéristiques sont rassemblées dans le Tableau 2.8. Il est important de souligner ici que ces essais ne sont pas destinés à des fins de corrélation expérimentale, car on ne dispose ni du véhicule, ni du moteur. Toutefois, l'instrumentation posée sur ce véhicule permet une analyse de la thermique sous-capot qui sera utilisée dans le Chapitre 4.

**Tableau 2.8 :** Caractéristiques du véhicule d'essai de la campagne additionnelle.

Modèle	Mégane 4 Berline (2016)
Référence	TCE 130 ENERGY INTENS
Puissance	95 kW
Couple maximal	205 Nm
Cylindres	4
Cylindrée	1198 cm <sup>3</sup>
Transmission	Manuelle
Rapports	6
Masse	1205 kg
Carburant	Essence
Portes	5



**Fig. 2.5 :** Le véhicule d'essai Mégane utilisé lors des essais de mesure thermique sous-capot.

La Figure 2.6 représente l'emplacement des différents capteurs utilisés lors des essais. Le véhicule est équipé de nombreux thermocouples mesurant d'une part la température ambiante sous-capot (« thermocouple ambiant », en bleu sur le schéma), et d'autre part la température interne de la ligne d'air (« thermocouple intrusif », en rouge sur le schéma). En plus des voies du contrôle moteur, on dispose donc de la température ambiante sous-capot mesurée à 6 points ( $T_{amb,cata}$ ,  $T_{amb,turbo}$ ,  $T_{amb,comp}$ ,  $T_{amb,bouche}$ ,  $T_{amb,adm}$  et  $T_{amb,access}$ ), ainsi que de 5 mesures de la température interne de la ligne d'air, représentée en vert ( $T_{e,filtre}$ ,  $T_{s,filtre}$ ,  $T_{s,comp}$ ,  $T_{s,RAS}$ ,  $T_{adm}$ ). En outre, on mesure aussi la température du circuit de refroidissement représenté en bleu en deux points ( $T_{e,CO}$  et  $T_{s,CO}$ ).

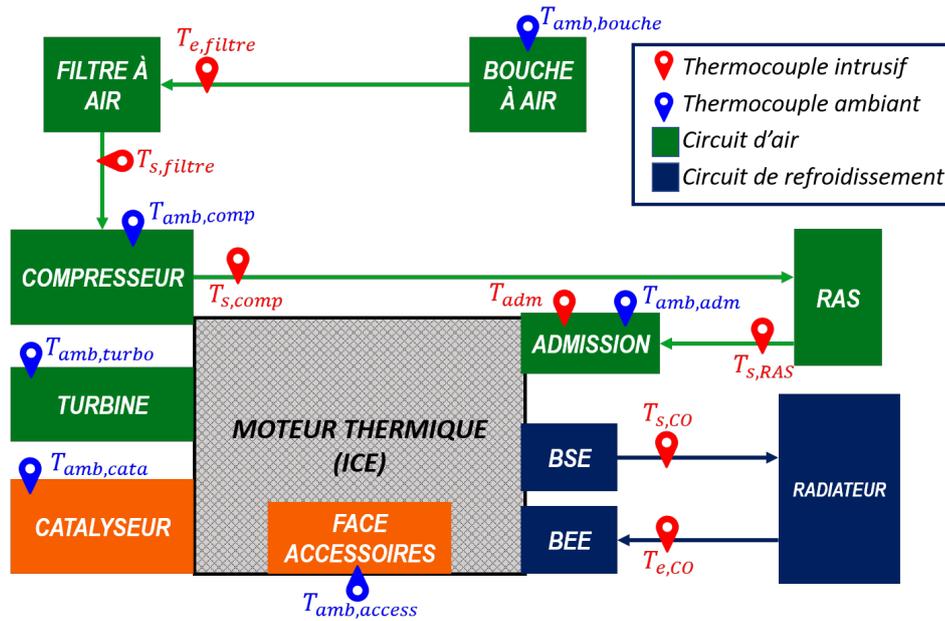


Fig. 2.6 : Schéma de l'instrumentation sous-capot.

Plusieurs types de roulages ont été effectués lors d'une campagne de deux semaines effectuée en octobre 2019, dans différentes conditions de chauffe moteur, de température ambiante et d'altitude. Parmi les 36 enregistrements, on dispose notamment d'essais courts urbains et semi-urbains, ainsi que de longs roulages sur autoroute.

## 2.5 Moyens de mesure

Dans le but d'établir la représentativité de l'environnement EiL par rapport aux essais conventionnels sur véhicule, il est nécessaire de comparer en premier lieu les moyens de mesure propres aux deux environnements.

### 2.5.1 Bilan énergétique

Le premier axe de comparaison entre les essais véhicules et les essais EiL est le bilan énergétique du moteur sur un essai donné. Dans cette thèse, plusieurs méthodes sont utilisées pour calculer l'énergie mécanique produite par le moteur.

#### 2.5.1.1 Puissance demandée

Un premier axe de comparaison réside dans la puissance imposée au moteur par le moyen d'essai. Considérant le banc moteur, la puissance demandée  $P_{req,BM}$  peut être calculée directement grâce à la demande de couple résistant provenant du modèle de véhicule  $T_{dem}$ , ainsi que le régime moteur mesuré  $\omega_{eng}$ .

$$P_{req,BM} = T_{dem} \cdot \omega_{eng} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (2.1)$$

Pour le banc moteur, la force résistive sur le véhicule  $F_{th}$  est établie en fonction de la vitesse véhicule  $V$  par le polynôme de la loi de route, déterminée par les coefficients de « coastdown » (Chapitre 1) :

$$F_{th}(V) = A + B \cdot V + C \cdot V^2 \quad (2.2)$$

La puissance théorique à la roue  $P_{th,w}$  s'exprime ensuite en considérant  $F_{th}$  et la force inertielle :

$$P_{th,w} = V \cdot (F_{th}(V) + M \cdot \frac{dV}{dt}) \quad (2.3)$$

Avec  $M$  la masse véhicule. Pour calculer la puissance théorique appliquée au moteur, il est nécessaire de prendre en compte l'efficacité de la boîte de vitesse  $\eta_{gear}$ , que l'on suppose constante pour tous les rapports (Section 3.1). En effet, puisque le test de « coastdown » est réalisé au rapport neutre, les coefficients de la loi de route ne prennent en compte que les pertes à vide de la transmission, des roulements et des pneumatiques, et non les pertes sous couple de la boîte de vitesse.

$$P_{th,BaR} = \frac{P_{th,w}}{\eta_{gear}} \quad (2.4)$$

### 2.5.1.2 Puissance mesurée

Sur le banc moteur, le couple appliqué sur l'arbre  $T_{mes}$  est mesuré par le couplemètre HBM T12 dont les caractéristiques sont rassemblées dans le Tableau 2.9.

**Tableau 2.9** : Caractéristiques des capteurs de couple et de force aux bancs moteur et à rouleaux (VM : valeur mesurée) [123].

Banc	Capteur	Plage nominale	Précision	
			Plage	Précision
BM	HBM T12	[-2000 ; 2000] N.m	[-2000 ; 2000] N.m	0.03 % VM
BàR	HBM U10M	[-5400 ; 5400] N	[-3000 ; 3000] N	10 N
			VM  > 3000 N	10 N + 0.5% VM

La puissance appliquée mesurée  $P_{mes,BM}$  peut donc être calculée de manière immédiate :

$$P_{mes,BM} = T_{mes} \cdot \omega_{eng} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (2.5)$$

Cependant, cette mesure n'est pas réalisée sur le banc à rouleaux. Sur les bancs HORIBA VULCAN utilisés comme référence dans cette thèse, la force appliquée au rouleau  $F_{mes,PdC}$  au point de contact entre la roue et le rouleau est toutefois mesurée par un capteur placé sur l'arbre du moteur entraînant les rouleaux. Les caractéristiques du capteur de force HBM U10M sont rassemblées dans le Tableau 2.9. La puissance au point de contact  $P_{mes,PdC}$  peut ensuite être obtenue en considérant cette force ainsi que l'inertie équivalente du rouleau  $M_{eq,Rlx}$  renseignée par le fournisseur.

$$P_{mes,PdC} = V \cdot (F_{mes,PdC} + M_{eq,Rlx} \cdot \frac{dV}{dt}) \quad (2.6)$$

Afin de calculer la puissance résistive au moteur, il est nécessaire de considérer non seulement l'efficacité de la boîte de vitesse  $\eta_{gear}$ , mais aussi les pertes à vides. Ces pertes comprennent les pertes des roulements, des pneumatiques et de la transmission. Elles sont incluses dans la loi de route, mais elles ne sont pas simulées par le banc lui-même, puisqu'elles sont caractéristiques du véhicule et donc déjà présentes.

Comme mentionné Section 1, la force  $F_{BaR}$  appliquée par le BàR provient d'un polynôme de loi de route  $F_{BaR}(V)$ , ajusté par rapport aux coefficients de « coastdown » obtenus sur piste.

$$F_{BaR}(V) = A_{BaR} + B_{BaR} \cdot V + C_{BaR} \cdot V^2 \quad (2.7)$$

Avant de réaliser un essai sur BàR, on reproduit une décélération en neutre depuis 130 km/h sur le banc. Pour un nombre  $N$  de valeurs de vitesse véhicule  $V_i$  (pour  $i = 1..N$ ), on mesure la durée  $\Delta t_i$  pendant laquelle la vitesse véhicule est comprise entre  $V_i + \Delta V$  et  $V_i - \Delta V$ , avec  $\Delta V$  la résolution du test. La force résistive est ensuite calculée pour chaque vitesse  $V_i$  :

$$F_{calc}(V_i) = M \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t_i} \quad (2.8)$$

Plusieurs itérations sont réalisées jusqu'à ajuster la force  $F_{calc}$  au polynôme  $F_{th}(V)$ . Après un cycle sur BàR, une nouvelle décélération est réalisée et on applique la même méthode afin de mesurer la force effectivement appliquée par le rouleau  $F_{mes}(V_i)$  pour chaque vitesse  $V_i$ . Les pertes à vides  $F_{AV}$  correspondent enfin à la différence entre la force mesurée  $F_{mes}$  et la force  $F_{BaR}$  appliquée par le BàR :

$$F_{AV}(V_i) = F_{mes}(V_i) - F_{BaR}(V_i). \quad (2.9)$$

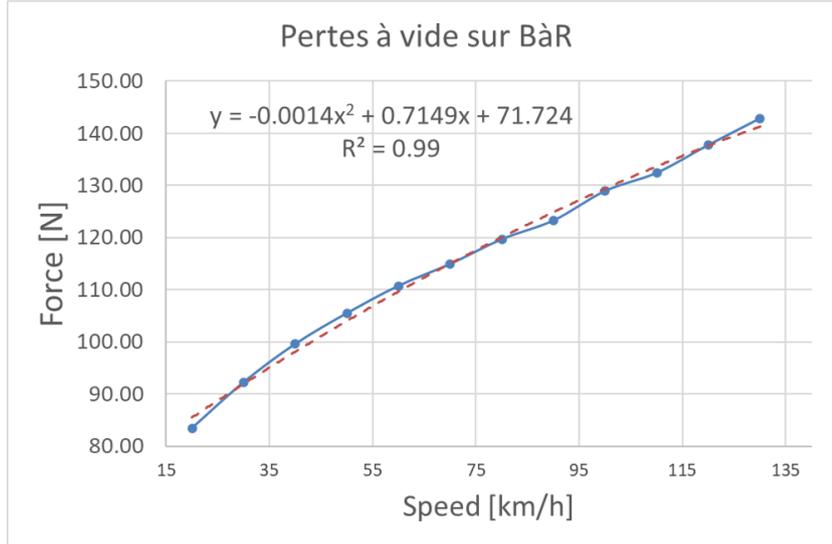
Il est ensuite possible d'identifier un polynôme du second degré  $F_{AV}(V)$ , comme représenté Figure 2.7. A partir de la force mesurée au point de contact, on peut ensuite calculer la puissance produite par le moteur en considérant l'inertie des rouleaux, les pertes à vide et l'efficacité de la boîte de vitesse :

$$P_{mes,BaR} = V \cdot \frac{F_{mes,PdC} + M_{eq,Rlx} \frac{dV}{dt} + F_{AV}(V)}{\eta_{gear}} \quad (2.10)$$

### 2.5.1.3 Puissances calculée par l'ECU

Le contrôle moteur fournit deux variables de couple moteur indiqué et effectif, notés  $ECU_{EstiTqi}$  et  $ECU_{EstiTqe}$  respectivement. Le couple indiqué correspond au couple fourni par la pression des gaz dans le cylindre, et est calculé à partir d'une cartographie du contrôle moteur en fonction du couple indiqué maximal, de la masse d'air estimée et de l'efficacité fonction de l'avance à l'allumage. Le couple effectif représente le couple disponible sur l'arbre moteur. Il est à calculé à partir du couple indiqué, auquel sont soustraits les pertes moteur par friction  $T_{fric}$  et le couple consommé par les auxiliaires  $T_{aux}$ , comme la climatisation, l'alternateur et la pompe de carburant.

$$ECU_{EstiTqe} = ECU_{EstiTqi} - (T_{aux} + T_{fric}) \quad (2.11)$$



**Fig. 2.7** : Identification des pertes à vides sur BâR.

Pour les deux variables  $ECU_{EstiTqi}$  et  $ECU_{EstiTqe}$ , on peut donc calculer la puissance fournie par le moteur ( $P_{tqi}$  et  $P_{tqe}$  respectivement) en utilisant la variable du régime moteur  $ECU_N$ .

$$P_{tqi} = ECU_{EstiTqi} \cdot ECU_N \cdot \frac{\pi}{30} \quad (2.12)$$

$$P_{tqe} = ECU_{EstiTqe} \cdot ECU_N \cdot \frac{\pi}{30} \quad (2.13)$$

Cette méthode de calcul est la même pour le banc moteur et le banc à rouleaux puisqu'elle ne dépend que de variables ECU.

#### 2.5.1.4 Comparaison énergétique

Pour chacune des puissances définies précédemment, l'énergie totale  $E$  peut être calculée par intégration sur toute la durée du cycle  $t_{end}$ . Par exemple, en utilisant la puissance mesurée sur banc moteur  $P_{mes,BM}$ , on obtient l'énergie mesurée  $E_{mes,BM}$  :

$$E_{mes,BM} = \int_{t=0}^{t=t_{end}} P_{mes,BM}(t) dt \quad (2.14)$$

On peut ensuite comparer le bilan énergétique du banc moteur avec celui d'un essai de référence  $ref$ , par exemple sur banc à rouleaux. On note  $\Delta E$  l'écart relatif entre l'énergie calculée entre l'essai considéré et l'essai de référence. Par exemple, pour l'énergie mesurée :

$$\Delta E_{mes} = 100 \cdot \frac{E_{mes,BM}(t_{end}) - E_{mes,ref}(t_{end})}{E_{mes,ref}(t_{end})} \quad (2.15)$$

Afin d'identifier certaines phases spécifiques pendant lesquelles l'écart se creuse particulièrement, on peut aussi tracer l'écart d'énergie au cours du temps. Pour faciliter l'interprétation, on calcule cet écart  $\delta E$  relativement à l'énergie totale sur l'essai de

référence. Par exemple, pour l'énergie mesurée :

$$\delta E_{mes}(t) = 100 \cdot \frac{E_{mes,BM}(t) - E_{mes,ref}(t)}{E_{mes,ref}(t_{end})} \quad (2.16)$$

Selon l'essai, il peut être intéressant de ramener l'énergie totale à la distance parcourue  $D_{tot}$ , obtenue à partir de la vitesse véhicule  $V$ .

$$D_{tot} = \int_{t=0}^{t=t_{end}} V(t) dt \quad (2.17)$$

Par exemple, pour l'énergie mesurée au banc moteur, on obtient  $E_{mes/km,BM}$  :

$$E_{mes/km,BM} = \frac{E_{mes,BM}(t_{end})}{D_{tot}} \quad (2.18)$$

On peut ensuite calculer  $\Delta E_{mes/km}$  de la même manière que  $\Delta E_{mes}$ , Eq. (2.15.) Cependant, il est important de préciser que la comparaison entre un essai réalisé au banc EiL et un essai BàR est discutable du fait des différences entre les deux moyens d'essais. Concernant l'énergie demandée et l'énergie mesurée, par exemple, il est important de souligner que dans le cas du banc à rouleaux il est nécessaire de supposer l'efficacité de la boîte de vitesse  $\eta_{gear}$ . Toutefois, en l'exprimant de la même manière que dans l'environnement virtuel du banc moteur, on peut considérer que la comparaison reste pertinente. Il doit aussi être rappelé que l'inertie des rouleaux  $M_{eq,Rlx}$  est nécessaire au calcul de  $P_{mes,BaR}$ , et que la précision de cette « mesure » dépend donc de ce paramètre.

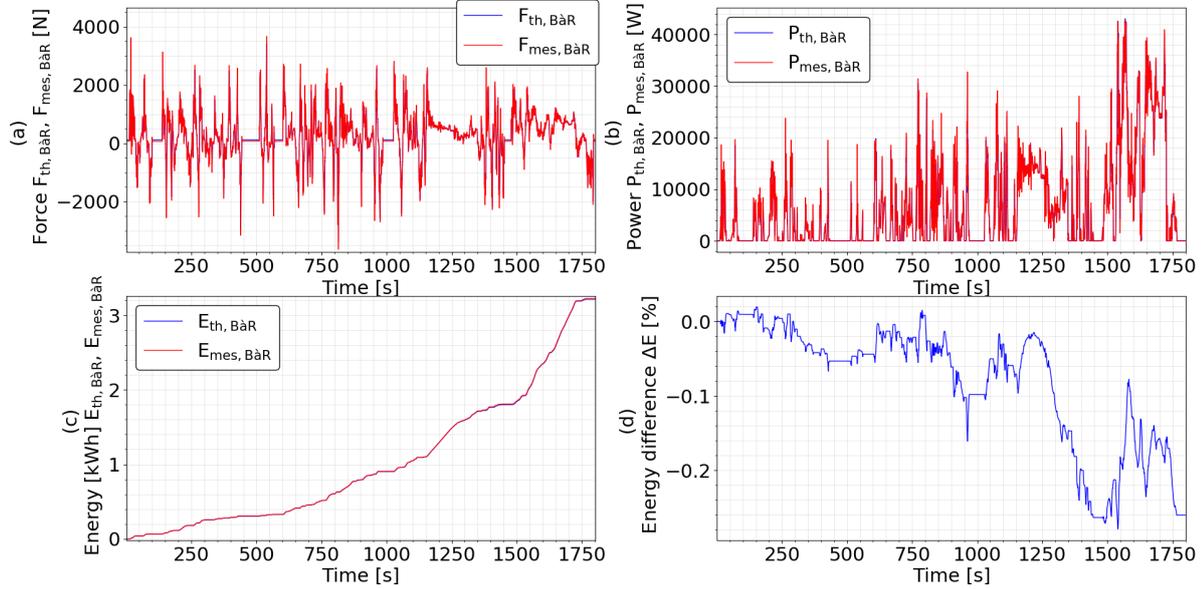
Enfin, la comparaison énergétique basée sur les variables du contrôle moteur peut paraître la plus fiable, puisque la méthode de calcul est la même quel que soit le moyen d'essai. Toutefois, il est nécessaire de souligner que les variables  $ECU_{EstiTqi}$  et  $ECU_{EstiTqe}$  ne sont pas mesurées par le contrôle moteur, mais proviennent d'une estimation. Le calcul de ces variables est susceptible d'être influencé par des facteurs extérieurs. De plus, des différences de calibration moteur entre deux essais impacteront ce calcul. Enfin, on dispose de peu de détails concernant l'estimation des pertes utilisée pour calculer  $ECU_{EstiTqe}$ . Cette estimation peut poser question, puisque certains accessoires comme la climatisation ne sont pas présents au banc moteur.

### 2.5.1.5 Représentativité du banc à rouleaux

Comme développé plus haut, on utilise plusieurs indicateurs pour analyser la représentativité énergétique du banc EiL par rapport à la référence véhicule. En particulier, l'énergie mesurée  $E_{mes}$  et l'énergie demandée  $E_{req}$  sont obtenues directement pour le banc EiL grâce aux couples mesuré  $T_{mes}$  et demandé  $T_{dem}$ . Concernant le banc à rouleaux, on dispose de deux grandeurs calculées, l'une à partir de la force mesurée, et l'autre à partir de la force théorique demandée par le banc. En premier lieu, on peut comparer la valeur de ces deux indicateurs sur un cycle WLTC.

La Figure 2.8(a) représente les forces mesurée  $F_{mes,BaR}$  et théorique  $F_{th,BaR}$  en bleu et rouge respectivement. Avec le même code couleur, la Figure 2.8(b) représente les puissances associées à ces forces  $P_{mes,BaR}$  et  $P_{th,BaR}$ , et la Figure 2.8(c) les énergies  $E_{mes,BaR}$  et  $E_{th,BaR}$ . Enfin, la Figure 2.8(d) représente l'écart  $\delta E$  entre  $E_{mes,BaR}$  et  $E_{th,BaR}$  au cours du cycle ramené à l'énergie totale  $E_{th,BaR}(t_{end})$ . Les courbes de force,

puissance et énergie sont superposées tout au long du cycle. L'écart relatif final entre l'énergie théorique et l'énergie calculée à partir de la mesure est inférieur à 0.3%. On peut donc conclure que l'essai WLTC sur BàR est valide d'un point de vue énergétique et constitue une référence fiable de comparaison.



**Fig. 2.8** : Ecart entre force théorique et mesurée au BàR sur un WLTC.

## 2.5.2 Consommation de carburant

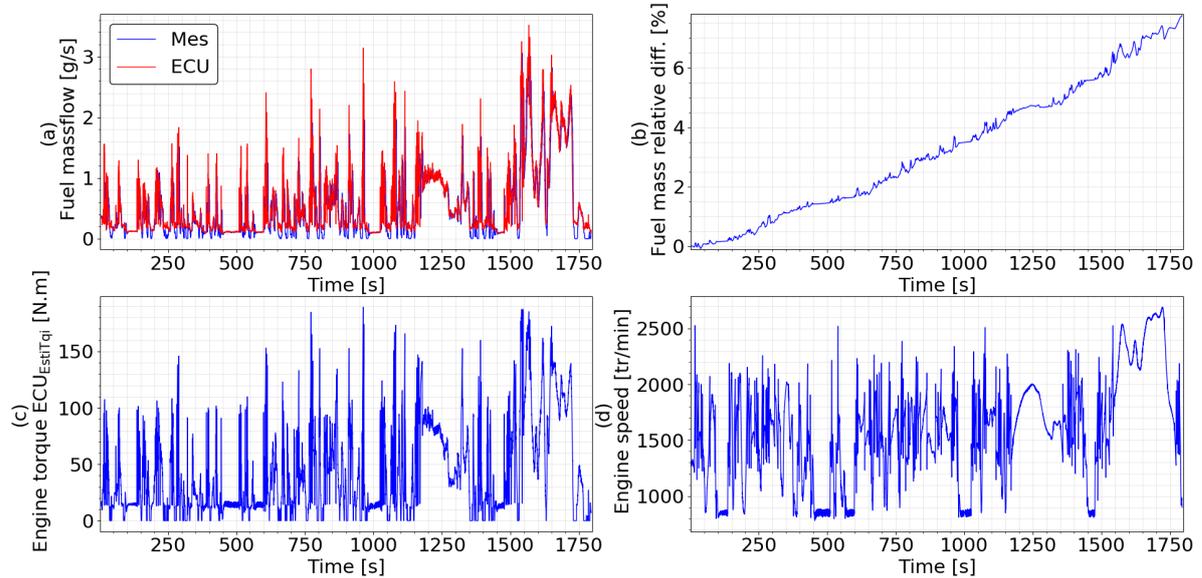
Un autre axe important de la représentativité de l'environnement *EiL* est la comparaison de la consommation de carburant par rapport au banc à rouleaux. Le débit de carburant injecté est mesuré sur le banc moteur par un appareil KMA4000 [124]. Cet appareil est basé sur deux roues possédant des trous de grandeurs connues et entraînées par un moteur électrique, la mesure de débit étant liée directement à la vitesse de rotation du moteur. Toutefois, cette mesure n'est pas réalisée sur banc à rouleaux. Afin de minimiser les biais de mesure, on choisit donc dans cette thèse de calculer la masse de carburant injectée en utilisant les variables du contrôle moteur. En particulier, la variable  $ECU_{FIM}$  correspond à la quantité de carburant injecté par coup, exprimée en mg/strk. Afin d'obtenir un débit de carburant  $Q_{carb}$  en g/s, on utilise le régime moteur  $ECU_N$  en tr/min.

$$Q_{carb} = ECU_{FIM} \cdot ECU_N \cdot N_{cyl} \cdot N_{strk} \cdot \frac{1}{60 \cdot 1000} \quad (2.19)$$

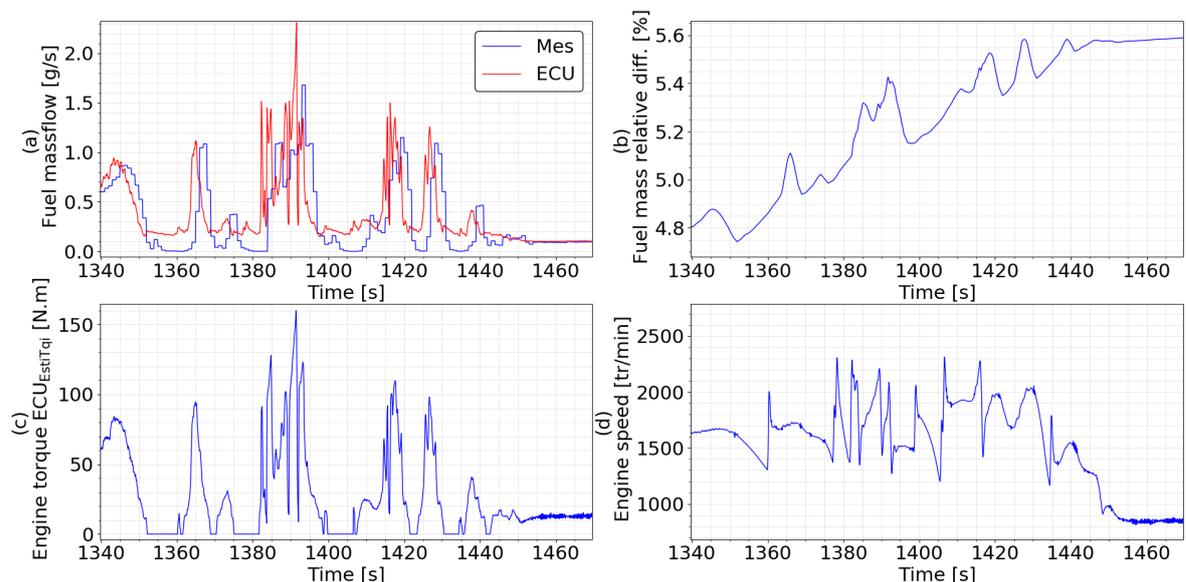
Avec  $N_{cyl}$  le nombre de cylindres, et  $N_{strk}$  le nombre de coups par tour,  $N_{cyl} = 3$  et  $N_{strk} = 1/2$  pour le moteur HR10 considéré dans cette thèse. Sur un essai au banc moteur, la Figure 2.9 compare la masse obtenue en intégrant le débit Eq. (2.19) à celle obtenue en intégrant le débit mesuré par l'appareil KMA4000 sur le cycle complet.

On représente sur la Figure 2.9(a) le débit ECU en rouge, et le débit mesuré en bleu. La Figure 2.9(b) représente l'écart  $\delta M$  entre la masse cumulée calculée à partir de la variable ECU et la masse cumulée calculée en intégrant le débit mesuré. On exprime cet écart relativement à la masse totale calculée en utilisant le débit mesuré. Les Figures

2.9(c) et 2.9(d) représentent le couple et le régime moteur respectivement. En premier lieu, on constate que l'écart relatif entre les masses totales issues des deux méthodes de calcul est de 7.7%, soit 75 g de carburant. On peut en outre souligner que l'écart relatif augmente de manière quasi-linéaire au cours du cycle, ce qui suggère que le biais entre les deux méthodes de mesure ne dépend pas du point de fonctionnement moteur.



**Fig. 2.9** : Comparaison du débit carburant ECU (rouge) et mesuré au banc moteur (bleu) sur un WLTC.



**Fig. 2.10** : Comparaison du débit carburant ECU (rouge) et mesuré au banc moteur (bleu) sur un WLTC. Zoom sur une fraction du cycle

La Figure 2.10 représente un zoom sur une fraction du cycle et permet d'analyser plus précisément les écarts entre les deux méthodes. Tout d'abord, on identifie un retard conséquent de la variable mesurée, de l'ordre de 3 secondes. Comme détaillé sur la Figure 2.3, la mesure du débit est enregistrée sous PUMA, tandis que la variable ECU

est enregistrée par le poste INCA. Toutefois, ce retard ne provient pas d'un déphasage entre les deux fichiers d'enregistrement : on vérifie en parallèle la bonne synchronisation entre le régime mesuré par le banc PUMA et le régime mesuré par l'ECU sous INCA. De plus, on peut ajouter que la fréquence d'acquisition de la mesure du débit de carburant est de l'ordre de 1 seconde, ce qui peut expliquer en partie l'écart avec la masse calculée à partir de la variable ECU. La documentation du KMA4000 faisant référence à une fréquence d'acquisition pouvant atteindre 5 Hz, il est possible que ce comportement soit dû à un mauvais réglage de l'appareil. Enfin, on observe que le débit mesuré chute à 0 g/s lors des lâchers de pieds, à  $t = 1380$  s par exemple lorsque le couple  $ECU_{EstiTqi}$  est nul. Ce n'est pas le cas du débit estimé par l'ECU, qui ne chute pas en dessous de 0.16 g/s. Il existe donc un biais conséquent entre les méthodes de mesure. Dans le reste de cette thèse, on choisit de minimiser les biais de comparaison entre le BàR et le banc EiL. Par conséquent, on considère uniquement le débit de carburant calculé à partir de la variable ECU commune aux deux bancs d'essai, Eq. (2.19).

### 2.5.3 Emissions gazeuses

Pour terminer l'étude de la représentativité de l'environnement EiL par rapport au BàR, il est intéressant de comparer la masse de dioxyde de carbone  $CO_2$  émis, ainsi que des polluants, i.e. les oxydes d'azote  $NO_x$ , les hydrocarbures imbrûlés HC et le monoxyde de carbone CO. Deux points de mesure sont disponibles : en sortie du moteur (EO, *Engine out*), noté « *mot* », et en aval du système de post-traitement, au niveau du pot d'échappement (TP, *Tailpipe*), noté « *ech* ». Dans la suite de cette section, on ne considère pas un point de mesure spécifique, et on note « *mes* » le point de mesure.

**Tableau 2.10** : Méthode d'analyse, plage de fonctionnement et précision pour chaque gaz (VM : valeur mesurée) [125].

Gaz	Type de mesure	Plage nominale	Précision	
			Plage	Précision
CO	NDIR	[0 ; 10] %	[0 ; 0.5] %	0.02 %
			[0.5 ; 10] %	4% VM
CO <sub>2</sub>	NDIR	[0 ; 20] %	[0 ; 1000] ppm	60 ppm
			[1000 ppm ; 20%]	3% VM
HC	FID	[0 ; 30000] ppm	[0 ; 50] ppm	6 ppm
			[50 ; 30000] ppm	7% VM
NO <sub>x</sub>	CLD	[0 ; 10000] ppm	[0 ; 2000] ppm	55 ppm
			[2000 ; 10000] ppm	3% VM

Les baies d'analyse utilisées pour l'analyse modale (i.e. au cours du temps, Section 1.4.2.1) des polluants sur banc à rouleaux et sur banc moteur sont le modèle MEXA-ONE développé par HORIBA [125]. Les méthodes de mesure sont renseignées pour chaque gaz dans le Tableau 2.10. Le  $CO_2$  et le CO sont mesurés par absorption infrarouge non dispersive (NDIR). Les HC sont détectés par ionisation de flamme (FID), et les  $NO_x$  par chimiluminescence (CLD).

### 2.5.3.1 Méthode de calcul

Les baies d'analyse mesurent la concentration volumique de chaque polluant  $[pollu]$ , en % pour le  $CO_2$  et en ppm pour les autres. Afin d'obtenir un débit massique pour chaque polluant  $Q_{pollu,mes}$ , il est donc nécessaire d'utiliser le débit des gaz d'échappement au point de mesure, i.e. en sortie moteur ou à l'échappement, après le post traitement. Ce débit est mesuré par un débitmètre sur banc à rouleaux, mais pas sur banc moteur. Ici encore, afin de minimiser les biais de comparaison, on utilise donc une variable commune aux deux moyens d'essai : le débit d'air calculé par le contrôle moteur,  $ECU_{MAF}$ , exprimé en kg/h. Il est important de préciser que ce débit n'est pas mesuré mais bien estimé par le contrôle moteur. Le calcul se base sur une cartographie précise de l'efficacité de remplissage du cylindre, sur la mesure de pression dans le collecteur et sur l'estimation de la température dans le cylindre pendant l'admission.

$$Q_{pollu,mes} = \frac{\rho_{pollu}}{\rho_{gaz}} \cdot ECU_{MAF} \cdot \frac{1e^6}{3600} \cdot (1 + E \cdot ECU_{rich}) \cdot \frac{[pollu]}{KB} \cdot \frac{KH \cdot 1000}{F} \quad (2.20)$$

Avec  $\rho_{pollu}$  la densité du polluant considéré et  $\rho_{gaz}$  la densité des gaz d'échappement que l'on considère égale à celle de l'air,  $\rho_{gaz} = \rho_{air}$ . La variable  $ECU_{rich}$  correspond à la richesse du mélange mesurée à l'aide de la sonde  $\lambda$  du contrôle moteur. Le coefficient  $KH$  est utilisé pour les  $NO_x$  afin de corriger l'humidité dans l'air comburant. Le facteur  $F$  est un facteur de conversion variant si la concentration est en ppm ou %. Le coefficient  $KB$  est utilisé pour les  $NO_x$  et les HC, et permet de passer d'une mesure sur gaz « humides » à une mesure en gaz « secs ».

$$KB = \frac{200}{200 + [CO_2] \cdot HC_{ratio} + [CO] \cdot 10^{-4} \cdot (HC_{ratio} - 2B) + [HC] \cdot 10^{-4} \cdot (Y \cdot HC_{ratio} - Z)} \quad (2.21)$$

Avec  $HC_{ratio}$  le rapport moyen du nombre d'atomes d'hydrogène H sur le nombre d'atomes de carbone C du carburant. Le coefficient  $B$  est défini par l'Eq. (2.22) :

$$B = d_{carb} \cdot [CO]^{e_{carb}} \quad (2.22)$$

Avec  $d_{carb}$ ,  $e_{carb}$  des paramètres du carburant définis expérimentalement. Les coefficients  $Y$  et  $Z$  représentent le nombre moyen d'atomes de carbone et d'hydrogène dans une molécule de gaz imbrûlée respectivement. Le coefficient  $E$  est défini par l'Eq. (2.23) :

$$E = \frac{2 \cdot OC_{ratio} - HC_{ratio}}{19.04 \cdot (1 + 0.25 \cdot HC_{ratio} + 0.5 \cdot OC_{ratio})} \quad (2.23)$$

Avec  $OC_{ratio}$  le rapport moyen du nombre d'atomes d'oxygène O sur le nombre d'atomes de carbone C du carburant. Le Tableau 2.11 recense les valeurs des coefficients utilisés dans cette thèse. A partir du calcul de débit massique en fonction du temps, on peut enfin évaluer la masse totale  $M_{pollu,mes}$  au point de mesure  $mes$  en intégrant  $Q_{pollu,mes}$  sur le cycle complet :

$$M_{pollu,mes} = \int_{t=0}^{t=t_{end}} Q_{pollu,mes}(t) dt \quad (2.24)$$

Pour effectuer une comparaison avec un essai de référence noté « *ref* » (qui pourra correspondre à un essai véhicule, ou à un essai au banc moteur selon le contexte), on

introduit l'écart relatif  $\Delta M_{pollu,mes}$  :

$$\Delta M_{pollu,mes} = 100 \cdot \frac{M_{pollu,mes} - M_{rpollu,mes,ref}}{M_{pollu,mes,ref}} \quad (2.25)$$

Enfin, on peut aussi calculer la masse de polluant émise par kilomètre  $M_{pollu/km,mes}$  en utilisant la distance parcourue  $D_{tot}$  :

$$M_{pollu/km,mes} = \frac{M_{pollu,mes}}{D_{tot}} \quad (2.26)$$

On note  $\Delta M_{pollu/km,mes}$  l'écart relatif du cumul par kilomètre par rapport à la référence  $ref$  :

$$\Delta M_{pollu/km,mes} = 100 \cdot \frac{M_{pollu/km,mes} - M_{pollu/km,mes,ref}}{M_{ref,pollu,mes}} \quad (2.27)$$

**Tableau 2.11** : Coefficients utilisés pour le calcul des émissions polluantes. Tous les coefficients sont sans unité.

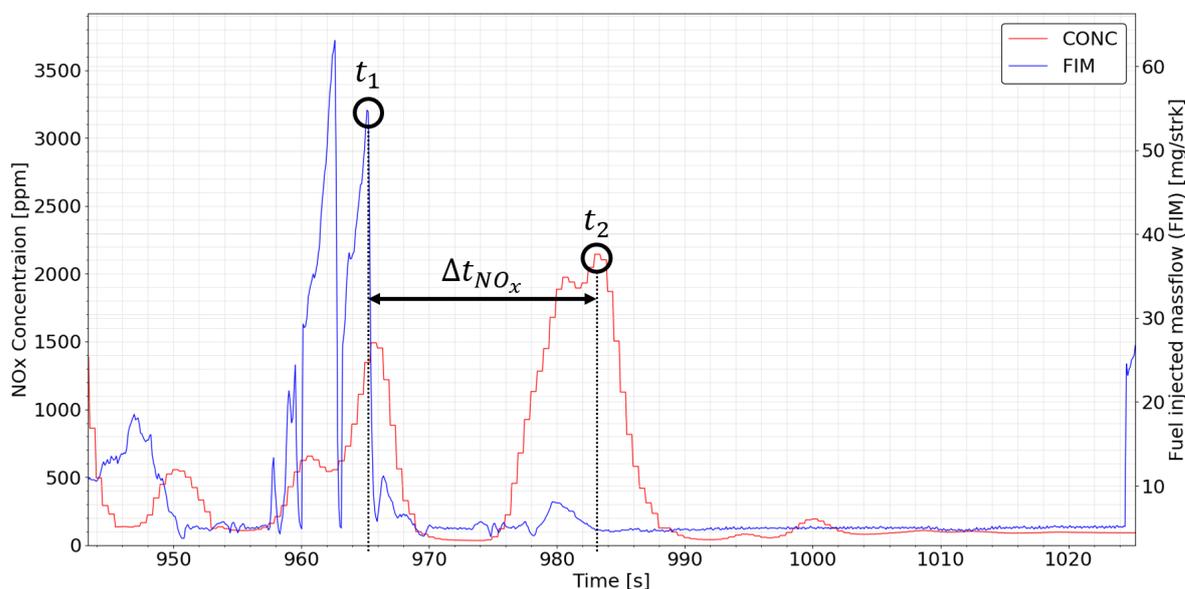
Paramètre	Valeur
$HC_{ratio}$	1.9222
$OC_{ratio}$	0.032
$Y$	6.22
$Z$	12.05
$KH$	0.89303
$d_{carb}$	0.3244
$e_{carb}$	0.08

### 2.5.3.2 Temps de transfert

Sur le banc moteur, les baies d'analyse ne sont pas placées au plus près des points de prélèvement (sortie moteur ou échappement). De ce fait, la concentration  $[pollu]$  d'un polluant donné est mesurée avec un retard  $\Delta t$  par rapport au débit d'air  $ECU_{MAF}(t)$ . Comme mentionné en Section 1.4.2.1, ce retard correspond à la fois au temps de transport des gaz entre le point de prélèvement et la baie d'analyse et à la durée d'analyse du polluant par la baie, et dépend du polluant et du banc moteur considéré. Afin de calculer le débit massique de chaque polluant  $Q_{pollu,mes}$  (Eq. 2.20), il est donc nécessaire de synchroniser le débit d'air avec la concentration  $[pollu]$ . La méthode de synchronisation utilisée au banc moteur s'appuie sur l'analyse de lâchers de pédale brusques. Au moment d'une levée de pied, la concentration en CO et HC augmente, tandis que la concentration en CO<sub>2</sub> et NO<sub>x</sub> chute. On réalise un recalage manuel en se basant sur plusieurs lâchers de la pédale d'accélérateur afin de synchroniser le débit de carburant injecté (qui chute lors d'un lâcher de pied, et qui est déjà synchronisé avec le débit  $ECU_{MAF}$  puisque provenant du contrôle moteur) avec la concentration de chaque polluant. On conserve ensuite pour chaque polluant un temps de transfert constant sur tous les essais. La Figure 2.11 illustre un exemple de synchronisation de la concentration en NO<sub>x</sub> sur un cycle WLTC.

La concentration en NO<sub>x</sub> brute (i.e. avant synchronisation) est représentée en rouge sur l'axe de gauche, et le débit de carburant injecté estimé par le contrôle moteur

$ECU_{FIM}$  sur l'axe de droite. On identifie tout d'abord l'instant  $t_1 = 965.2$  s correspondant au dernier lâcher de pied et à la chute du débit FIM. Ce lâcher de pied entraîne une chute de la concentration en  $NO_x$ , que l'on repère par l'instant  $t_2 = 983.2$  s. Sur cet exemple, le temps de transfert estimé est donc de  $\Delta t_{NO_x} = t_2 - t_1 = 18.0$  s.



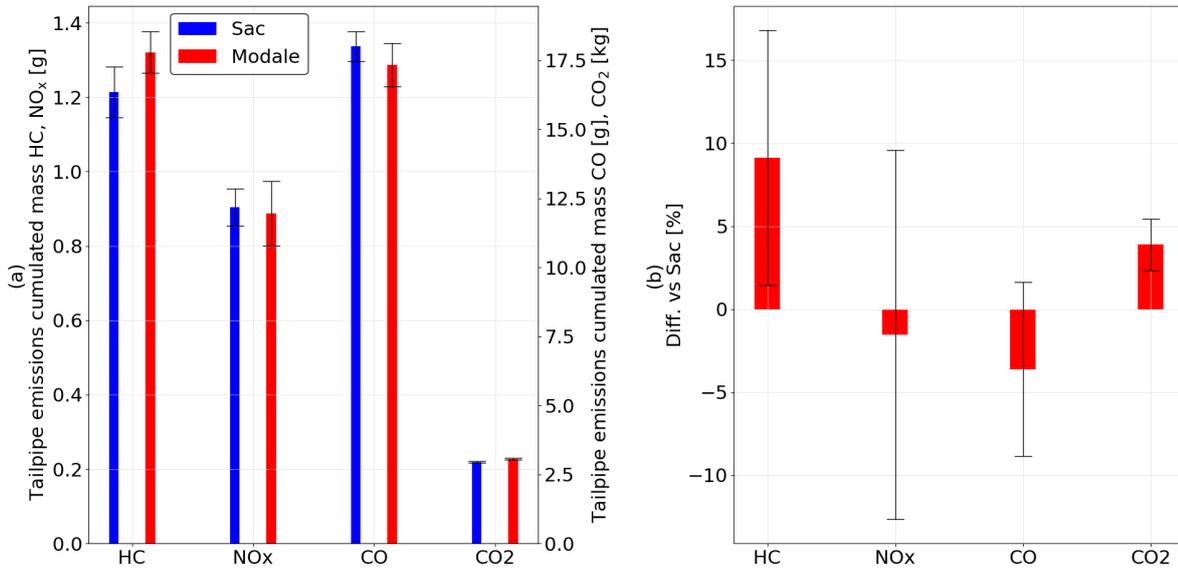
**Fig. 2.11** : Exemple d'identification du temps de transfert pour les  $NO_x$ .

### 2.5.3.3 Comparaison à la mesure par sacs

Dans cette thèse, l'analyse des émissions gazeuses est basée sur une mesure temporelle (« modale ») du débit massique mesuré, la masse totale étant obtenue par intégration sur le cycle complet (Eq. 2.24). Comme mentionné dans le Chapitre 1, il existe une seconde méthode de mesure des émissions gazeuses, principalement utilisée dans le cadre des essais d'homologation : la mesure par sacs. Cette méthode permet une mesure précise mais n'est pas adaptée à une analyse approfondie puisqu'elle renseigne uniquement les émissions totales sur un cycle, et non leur évolution au cours du temps. Elle est généralement réservée aux émissions à l'échappement sur banc à rouleaux, et n'est donc pas disponible sur les bancs moteur utilisés lors de cette thèse. On peut néanmoins utiliser cette mesure comme référence afin de vérifier la fiabilité de la mesure modale utilisée dans la suite des travaux. La Figure 2.12 permet de comparer pour chaque polluant la masse estimée à l'échappement par les deux méthodes de mesure sur 4 cycles WLTC réalisés à froid au BàR lors de la campagne véhicule 3 (voir Table 2.7).

La Figure 2.12(a) représente sur l'axe de gauche la masse totale de HC et de  $NO_x$  mesurée à l'échappement, ainsi que la masse totale de CO et  $CO_2$  sur l'axe de droite. On représente par une barre la valeur moyenne obtenue sur les essais considérés, en bleu pour la mesure par sac et en rouge pour le cumul des émissions modales. L'écart-type obtenu sur les 4 cycles est représenté par une barre d'incertitude. La Figure 2.12(b) représente par une barre l'écart relatif moyen entre la masse estimée par la mesure modale et la masse mesurée par sac pour chaque polluant, ainsi que l'écart-type obtenu sur les essais considérés par une barre d'incertitude.

On observe que la mesure modale sous-estime les émissions de  $\text{NO}_x$  et de  $\text{CO}$  de 1.5% et 3.6% respectivement, soit 18 mg et 668 mg. Au contraire, les émissions de  $\text{CO}_2$  sont surestimées de 3.9% i.e. 114 g. Les HC sont le polluant pour lequel l'écart relatif est le plus important, avec une surestimation de 9.1% soit 105 mg. On peut souligner que la dispersion est significative par rapport à l'écart de mesure, en particulier en ce qui concerne les HC et les  $\text{NO}_x$ , avec un écart-type de 7.7% et 11.1% respectivement. La dispersion est par ailleurs du même ordre de grandeur que l'écart de mesure pour le  $\text{CO}$  et le  $\text{CO}_2$ , avec un écart-type de 5.2% et 1.6% respectivement. On peut donc en conclure que l'intégration des émissions modales utilisée dans cette thèse permet une estimation fiable de la masse émise totale comparée à la mesure par sacs.



**Fig. 2.12 :** Comparaison des émissions totales cumulées à partir de la mesure modale aux émissions mesurées par sac sur 4 essais BâR.

## 2.5.4 Représentativité thermique

Comme développé dans le Chapitre 4, la représentativité thermique des essais au banc moteur par rapport à la référence véhicule est un aspect crucial pour l'approche EiL. Dans cette thèse, on s'intéresse à la température du circuit de refroidissement  $ECU_{TCO}$ , à la température interne du catalyseur T24M, et tout particulièrement à la température de l'air de suralimentation mesurée par le contrôle moteur, notée  $ECU_{MAT}$ . Dans cette section, on prend l'exemple de la température  $ECU_{MAT}$  pour présenter les indicateurs de corrélation utilisés pour analyser l'écart entre la température  $ECU_{MAT}$  et la température de référence  $ECU_{MAT,ref}$ . Tout d'abord, on note l'écart moyen  $\overline{\Delta_{MAT}}$  et l'écart absolu moyen  $|\overline{\Delta_{MAT}}|$ .

$$\overline{\Delta_{MAT}} = \overline{ECU_{MAT,ref} - ECU_{MAT}} \quad (2.28)$$

$$|\overline{\Delta_{MAT}}| = |\overline{ECU_{MAT,ref} - ECU_{MAT}}| \quad (2.29)$$

On considère aussi l'écart absolu maximal,  $|\Delta_{MAT}|_{max} = \max |\Delta_{MAT}|$ . Ensuite, l'écart relatif moyen, noté  $MAPD$  (*mean average percentage deviation*) représente la moyenne

de l'écart à la référence en pourcentage en considérant les  $N$  points de mesure :

$$MAPD_{MAT} = 100 \cdot \sum_{i=1}^N \left| \frac{ECU_{MAT,ref}(i) - ECU_{MAT}(i)}{ECU_{MAT,ref}(i)} \right| \quad (2.30)$$

Pour ce calcul, la température est exprimée en Kelvin (K). La somme des carrés des erreurs d'estimation est notée  $SSE$  (*sum squared error*) et donne une mesure de la divergence entre les données de référence et la mesure obtenue au banc moteur.

$$SSE_{MAT} = \sum_{i=1}^N (ECU_{MAT,ref} - ECU_{MAT})^2 \quad (2.31)$$

Enfin, on calcule le coefficient de corrélation  $R^2$  en utilisant la somme des carrés des erreurs totales  $SST$  (*sum of squares total*) :

$$SST_{MAT} = \sum_{i=1}^N (ECU_{MAT,ref} - \overline{ECU_{MAT,ref}})^2 \quad (2.32)$$

Le coefficient de corrélation s'écrit :

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (2.33)$$

Plus la valeur des indicateurs  $\overline{\Delta_{MAT}}$ ,  $|\overline{\Delta_{MAT}}|$  et  $MAPD_{MAT}$  est proche de zéro, plus les deux signaux sont proches, et inversement. Pour le coefficient  $R_{MAT}^2$ , une corrélation parfaite équivaut à  $R_{MAT}^2 = 1$ .

## 2.6 Synthèse

Dans ce chapitre, la démarche générale de la thèse a été présentée, ainsi que les différents moteurs et bancs d'essai utilisés. Comme synthétisé Figure 2.4, les campagnes EiL 0 et 1 ont été réalisées avec le même moteur H5D400 numéroté 1, le même ECU et le même système de post-traitement que les essais de référence des campagnes véhicule 1 et 2. Suite à l'endommagement du moteur, les campagnes EiL 2 et 4 ont été effectuées avec un nouveau moteur H5D470 numéroté 2. Ces campagnes ont pour référence la campagne véhicule n°3, réalisée sur BàR avec un autre exemplaire du moteur H5D470 numéroté 3. Le système de post-traitement étant différent, les émissions à l'échappement ne pourront cependant être comparées. La campagne EiL 3 a été réalisée dans le cadre d'une architecture hybride électrique et l'on ne dispose pas de référence véhicule de corrélation pour cette campagne. Enfin, on dispose d'une campagne annexe réalisée sur route réelle sur un véhicule Mégane équipé de thermocouples sous-capot, qui sera exploitée dans le Chapitre 4.

Ce chapitre décrit en outre les indicateurs de corrélation utilisés pour analyser la représentativité des essais EiL du point de vue du bilan énergétique, de la consommation de carburant, des émissions gazeuses et de la thermique moteur. Dans le prochain chapitre, on détaille le fonctionnement de l'environnement de simulation développé dans cette thèse, en particulier les modèles de l'embrayage et du conducteur. Les résultats

d'essais EiL obtenus avec cet environnement sont ensuite analysés à l'aide des indicateurs présentés ci-dessus.

# CHAPITRE 3

## Développement de l'environnement de simulation

---

La méthode Engine-in-the-Loop reposant sur l'association de modèles temps réel et d'un banc dynamique, la simulation précise et fidèle des éléments de la chaîne de traction en est un aspect crucial. Dans le cadre de cette thèse, on base les travaux sur la plateforme de simulation GREEN développée par Renault. Conçue pour les analyses de performance et consommation en simulation, elle permet de paramétrer rapidement un modèle complet séparé en deux parties :

- Le modèle véhicule est développé à l'aide du logiciel AMESim [86], qui permet la modélisation de systèmes multiphysiques (mécanique, thermique, hydraulique, électrique) et inclut des bibliothèques composées de sous-modèles prédéfinis pouvant être reliés entre eux de manière à représenter des systèmes complexes.
- Le modèle de conducteur est développé sous le logiciel Simulink [126]. Ce logiciel développé par Matlab est un environnement de diagramme fonctionnel destiné à la simulation multidomaine. De manière similaire à AMESim, il propose aussi un ensemble de bibliothèques de blocs.

Après avoir présenté le fonctionnement du modèle issu de l'outil GREEN, on détaille dans ce chapitre les modifications nécessaires afin de l'adapter à l'environnement EiL, en particulier concernant le bloc simulant l'embrayage. Le modèle de conducteur développé dans cette thèse est ensuite présenté, ainsi que la méthode de calibration associée. Les résultats expérimentaux obtenus au banc EiL sont enfin analysés et discutés. Après la validation de l'environnement EiL à travers l'étude de la stabilité de la liaison embrayage et de la régulation de la marchine de charge, la qualité du suivi obtenue par la méthode de calibration du conducteur est analysée et l'impact de l'anticipation est évalué. Ensuite, la répétabilité et la représentativité du banc EiL sont analysées par rapport aux essais BàR de référence. Enfin, on fait varier plusieurs paramètres de l'environnement virtuel afin d'analyser leur impact, comme la durée du changement de rapport et la masse du véhicule. Finalement, l'environnement EiL est testé sur d'autres cycles que le WLTC de référence, ainsi que dans un environnement hybride électrique. Pour des raisons de confidentialité, certaines courbes d'émissions et de puissance moteur de ce chapitre ont été adimensionalisées, comme souligné par la mention « Arbitrary units ».

## 3.1 Simulation du véhicule

### 3.1.1 Présentation du modèle GREEN

Le modèle généré par l'outil GREEN est modulable selon l'architecture choisie, permettant notamment de modéliser plusieurs types de transmission. Dans la configuration choisie pour cette thèse, il repose sur une approche uni-dimensionnelle du véhicule, représentée Figure 3.1.

Selon la formulation AMESim, les blocs sont reliés entre eux par des liens de transmission de couple (flèches rouges) et de régime (flèches bleues). Afin d'être utilisé dans un environnement EiL, ce modèle doit tout d'abord être adapté en supprimant les composants physiquement présents sur le banc, qui ne seront pas détaillés par la suite :

- Le moteur thermique est représenté par une cartographie du couple moteur  $T_{eng}$  en fonction du régime  $\omega_{eng}$  et de l'appui pédale par le conducteur  $\alpha$ , qui est une entrée du modèle véhicule :  $T_{eng} = f(\alpha, \omega_{eng})$ . A ce couple sont retranchées les pertes moteur  $T_{loss}$ , représentées par une cartographie fonction de la température moteur et du régime  $\omega_{eng}$ .
- Le bloc « starter » simule un couple additionnel lors du démarrage moteur.
- Les blocs « auxiliaires » et « alternateur » représentent chacun un couple de friction additionnel, fonction de l'utilisation des auxiliaires mécaniques et électriques.
- Le sous-modèle « bloc moteur » simule la liaison au bâti.
- Le volant moteur est représenté par une inertie, ce qui inverse la causalité. Contrairement aux blocs précédents, ses deux entrées sont le couple provenant du moteur, et le couple provenant de la boîte de transmission. La somme de ces couples génère une variation du régime du volant d'inertie.

Par ailleurs, les blocs « boîte de transmission », « différentiel » et « véhicule » sont nécessaires à l'environnement EiL et peuvent donc être conservés.

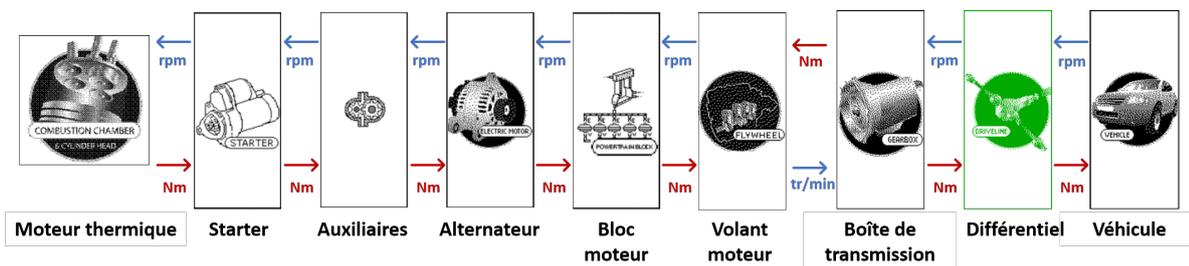


Fig. 3.1 : Schéma simplifié du modèle véhicule AMESim (GREEN).

#### 3.1.1.1 Modélisation de la transmission

La transmission est représentée par les blocs « boîte de transmission » et « différentiel ». Ces blocs consistent principalement en un ratio de transmission  $i_{gear}$  correspondant à chaque rapport, ainsi qu'à une efficacité  $\eta_{gear}$  représentée par un couple de friction

$T_{loss,GB}$  pouvant être fonction du rapport engagé, mais aussi du point de fonctionnement ( $T_{eng}, \omega_{eng}$ ) et de la température. En première approche, cette efficacité est définie comme constante pour tous les rapports. Le différentiel est lui aussi défini par un ratio de transmission  $i_{axle}$  et une efficacité  $\eta_{axle}$  équivalente à une perte de couple  $T_{loss,axle}$ . Ainsi, en écrivant  $T_{prim}$  et  $\omega_{prim}$  le couple et le régime de l'arbre primaire, c'est à dire entre l'embrayage et la boîte de vitesses, et  $T_w$  et  $\omega_w$  le couple et le régime à la roue, on a :

$$T_w = \frac{T_{prim} - T_{loss,GB} - T_{loss,axle}}{i_{gear} \cdot i_{axle}} = \frac{\eta_{gear} \cdot \eta_{axle}}{i_{gear} \cdot i_{axle}} \cdot T_{prim} \quad (3.1)$$

$$\omega_w = i_{gear} \cdot i_{axle} \cdot \omega_{prim} \quad (3.2)$$

D'autre part, l'embrayage est simulé par un bloc de la librairie Powertrain d'AMESim, Figure 3.2 [86]. Il se caractérise par une inversion de la causalité du modèle, puisque ses entrées sont le régime moteur, et le régime de l'arbre primaire (entrées 2 et 3). En fonction de l'ouverture de l'embrayage (entrée 1 du modèle provenant du modèle de conducteur), le bloc calcule le couple  $T_{prim}$  transmis par le moteur vers la boîte de vitesse.

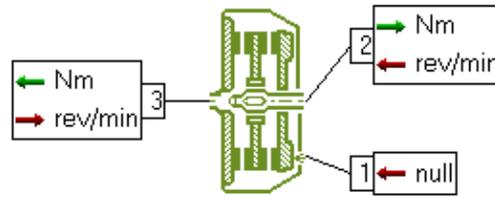


Fig. 3.2 : Le bloc embrayage AMESim

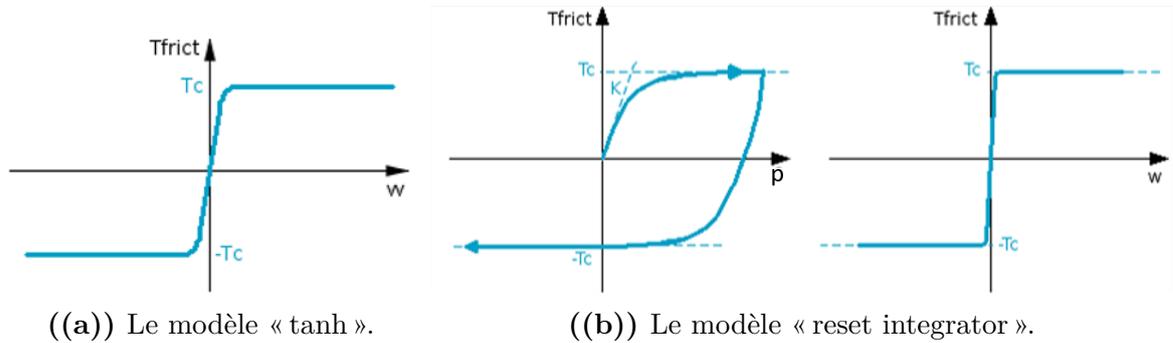


Fig. 3.3 : Fonctionnement des modèles d'embrayage AMESim.

Deux sous-modèles sont proposés par la documentation AMESim, correspondant à deux modélisations différentes pour le couple d'embrayage.

- Le modèle « tanh », qui représente le couple transmis par l'embrayage  $T_{clutch}$  par une fonction tangente hyperbolique fonction de l'écart de régime entre le vilebrequin et l'arbre primaire, Figure 3.3(a).

$$T_{clutch} = T_{dyn} \cdot \tanh 2 \frac{\Delta\omega}{\omega_0} \quad (3.3)$$

Avec  $\Delta\omega$  la différence de régime entre les deux arbres, et  $\omega_0$  le paramètre qui définit la variation du couple en fonction de  $\Delta\omega$ . Il est important de souligner que dans ce modèle la transmission de couple se fait uniquement via une différence de régime, c'est-à-dire que si les deux arbres sont synchronisés  $\Delta\omega = 0$ , le couple transmis est nul  $T_{clutch} = 0$ . Augmenter la valeur de  $\omega_0$  a pour effet d'étaler la courbe de couple Figure 3.3(a), c'est-à-dire que le couple maximal est atteint pour une différence de régime plus importante. On note  $T_{dyn}$  le couple de friction de Coulomb, qui correspond au couple maximal transmissible  $T_{max}$  modulé par l'ouverture de l'embrayage  $\alpha_{clutch}$  :

$$T_{dyn} = (1 - \alpha_{clutch}) \cdot T_{max} \quad (3.4)$$

Avec  $\alpha_{clutch} = 0$  pour un embrayage fermé, et  $\alpha_{clutch} = 1$  pour un embrayage ouvert.

- Le modèle « reset integrator », qui s'appuie sur une modélisation de l'embrayage par une raideur amortie, la force de frottement générée par l'embrayage correspondant à la force de rappel du ressort. Ce modèle distingue deux phases. Le collage, représenté à gauche Figure 3.3(b), correspond à une différence de régime  $\Delta\omega$  nulle entre les deux arbres, avec une élévation  $p$  inférieure à l'élévation maximale du ressort  $p_{max}$ . Quand l'élévation du ressort atteint la valeur maximale  $p_{max}$ , l'embrayage entre en glissement et le couple transmis est constant à sa valeur maximale tant que les régimes ne sont pas de nouveau synchronisés, comme représenté à droite Figure 3.3(b).

Comme détaillé plus bas, on teste dans cette thèse les deux sous-modèles présentés ici, avant de développer un modèle basé sur le modèle « reset integrator ».

### 3.1.1.2 Modélisation des forces sur le véhicule

Comme établi dans le Chapitre 1, les forces sur le véhicule peuvent être définies de plusieurs manières en approche 1D. L'approche la plus simple est de représenter la force résistive  $F_{res}$  en fonction de la vitesse véhicule notée  $V_{act}$  par les coefficients de « coastdown »  $A$ ,  $B$  et  $C$  définis à partir d'une décélération du véhicule.

$$F_{res}(V_{act}) = A + B \cdot V_{act} + C \cdot V_{act}^2 \quad (3.5)$$

Naturellement, à cette force s'ajoute aussi la force induite par l'angle de pente de la route  $\theta$  :

$$F_{pente} = M \cdot g \cdot \sin \theta \quad (3.6)$$

La vitesse véhicule est ensuite calculée en appliquant le premier principe de la dynamique :

$$M_{eq} \frac{dV_{act}}{dt} = F_w - F_{res}(V_{act}) - F_{pente} - F_{frein} \quad (3.7)$$

Avec  $F_w = T_w/R_w$  la force de traction qui provient de la transmission (avec  $R_w$  le rayon de roue), et  $F_{frein}$  la force de freinage calculée linéairement à partir du signal de frein  $\alpha_{brk}$  provenant du modèle de conducteur.

### 3.1.2 Adaptation au banc EiL

Une fois le modèle véhicule extrait de la plateforme GREEN, il est nécessaire de l'adapter à l'environnement EiL. Comme mentionné plus haut, les composants en amont de la boîte de transmission (i.e. « moteur thermique », « starter », « auxiliaires », « alternateur », « bloc moteur » et « volant moteur ») sont supprimés puisque déjà présents physiquement sur le banc. Comme souligné dans le Chapitre 2, les bancs moteur utilisés dans cette thèse reposent sur le mode de contrôle en couple  $T - \alpha$  (voir Section 1.3). La Figure 3.4 représente l'architecture du banc.

Le modèle véhicule reçoit le régime moteur mesuré sur le banc  $\omega_{eng}$  et renvoie une demande de couple résistif  $T_{dem}$  à la machine de charge. En fonction des vitesses réalisées  $V_{act}$  et demandée  $V_{dem}$ , le modèle de conducteur transmet les positions pédale de l'accélérateur  $\alpha$  au moteur ou du frein  $\alpha_{brk}$  au modèle véhicule. Dans le cas d'une transmission manuelle, le modèle véhicule reçoit en outre l'ouverture de l'embrayage  $\alpha_{clutch}$  et le rapport engagé  $Gear$  par le conducteur. Dans cette architecture, la liaison entre la machine de charge et le modèle véhicule est un aspect crucial.

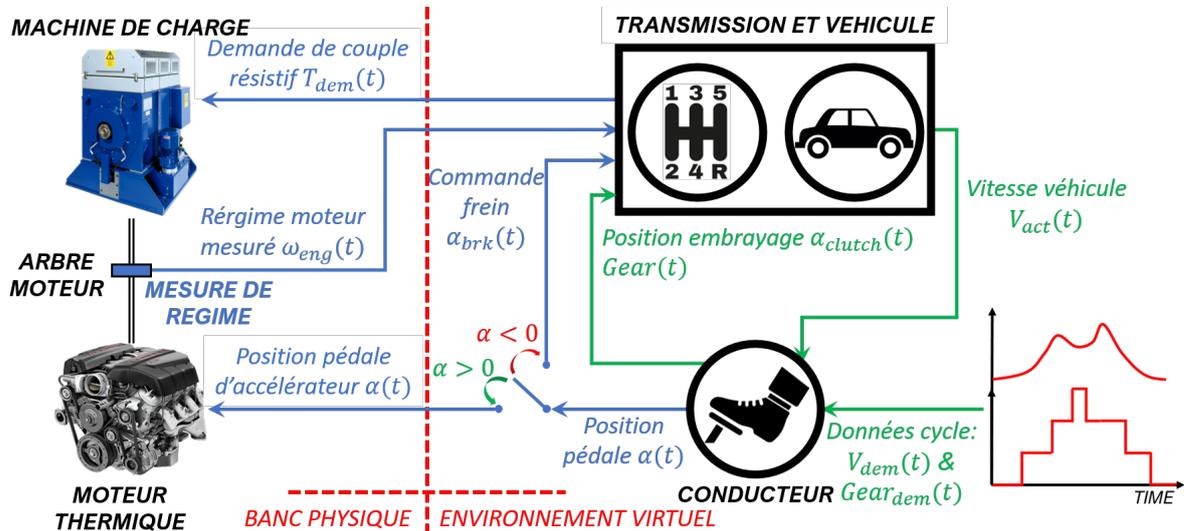
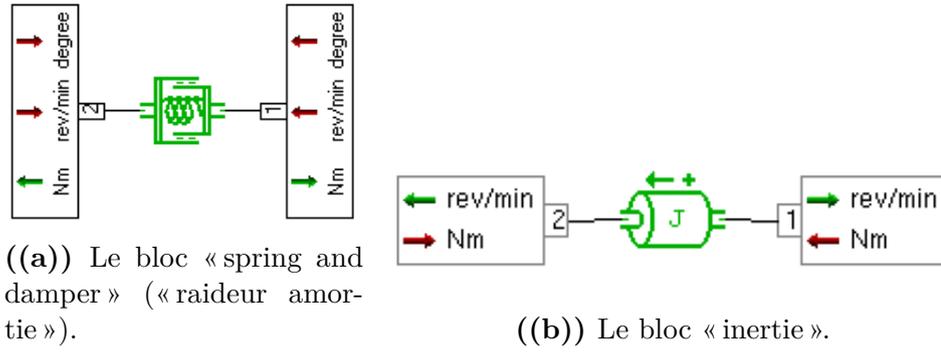


Fig. 3.4 : Schéma de l'architecture du banc EiL

#### 3.1.2.1 Architecture initiale

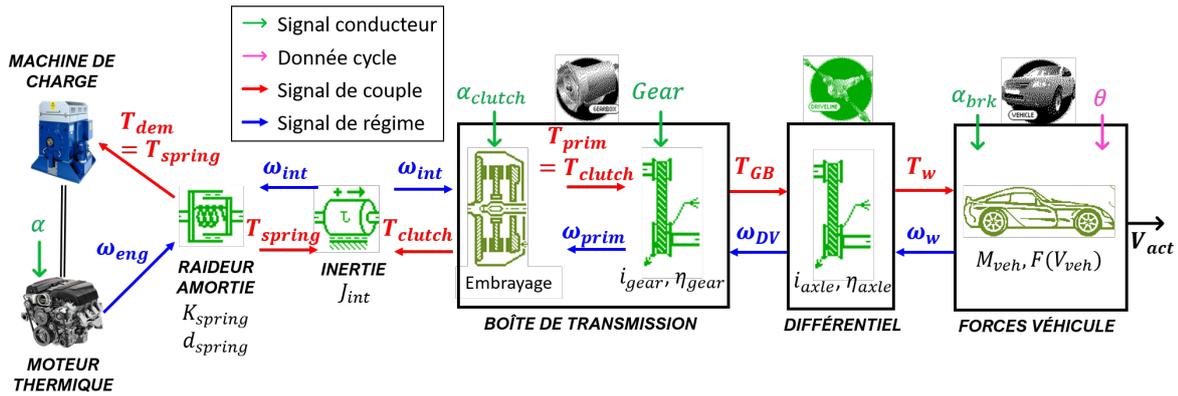
La première configuration utilisée au banc moteur provient de travaux préalables à cette thèse au sein du projet Renault, et avait déjà fait l'objet d'une campagne expérimentale. Le régime moteur  $\omega_{eng}$  provenant d'une mesure, son signal est nécessairement bruité, en plus des oscillations naturelles du moteur thermique. Afin d'atténuer ces oscillations et d'empêcher leur résonance dans le reste du modèle véhicule, on introduit dans cette configuration un bloc d'amortissement entre le banc et le modèle d'embrayage. Cet amortissement est réalisé par un bloc « spring damper » (« raideur amortie ») sous AMESim, Figure 3.5(a).

Ce bloc simule une raideur amortie définie par une raideur  $k_{spring}$  et un coefficient d'amortissement  $d_{spring}$ . Tout comme le bloc d'embrayage Figure 3.2, il se caractérise par une inversion de la causalité, c'est à dire qu'il reçoit en entrée le régime moteur et le régime de l'embrayage et calcule le couple transmis des deux côtés. Cette orientation



**Fig. 3.5 :** Blocs AMESim utilisés pour la liaison au banc moteur.

n'est pas compatible avec le modèle d'embrayage, qui nécessite deux régimes en entrées. Pour connecter ce bloc « spring damper » au bloc d'embrayage et au reste du modèle véhicule, il est donc nécessaire d'introduire un bloc intermédiaire qui inverse une nouvelle fois la causalité. Un bloc d'inertie  $J_{int}$  peut jouer ce rôle, Figure 3.5(b). L'architecture obtenue est donc composée de 3 inversions de causalité, comme représenté Figure 3.6.



**Fig. 3.6 :** Liaison entre banc et modèle véhicule - Version initiale.

A partir de la différence entre les régimes moteur  $\omega_{eng}(t)$  et de l'inertie  $\omega_{int}(t)$ , le bloc « raideur amortie » calcule le couple  $T_{spring}(t + dt)$  transmis d'une part au bloc inertie, et d'autre part à la machine de charge comme demande  $T_{dem}$ . A partir de la différence entre le couple transmis par la raideur  $T_{spring}(t)$  et le couple embrayage  $T_{clutch}(t)$ , le bloc « inertie » calcule le régime intermédiaire  $\omega_{int}(t + dt)$ . Ce régime est utilisé comme entrée du modèle véhicule et plus particulièrement du bloc « embrayage », qui calcule le couple transmis au véhicule  $T_{prim}(t + dt)$  en fonction des régimes intermédiaire  $\omega_{int}(t)$  et primaire  $\omega_{prim}(t)$ . Le couple primaire  $T_{prim}(t)$  est utilisé par les blocs « boîte de transmission » et « différentiel » afin d'obtenir le couple de propulsion transmis au roues  $T_w(t)$ , Eq. (3.1). Le bloc « véhicule » calcule ensuite l'accélération du véhicule à partir du bilan des forces Eq. (3.7), puis la vitesse véhicule au prochain pas de temps  $V_{act}(t + dt)$ . Cette vitesse est transmise aux blocs « boîte de transmission » et « différentiel » pour calculer l'évolution du régime primaire  $\omega_{prim}(t + dt)$  à l'aide des ratios de transmission Eq. (3.2). Une fois le modèle connecté au banc moteur, les paramètres du bloc d'amortissement peuvent être ajustés manuellement tout en minimisant la valeur de l'inertie intermédiaire  $J_{int}$ .

Plusieurs remarques peuvent être faites à propos de la configuration initiale Figure 3.6. En premier lieu, l'introduction d'un bloc d'inertie peut interroger. En effet, cette

inertie supplémentaire ne correspond pas directement à une inertie physique connue, et est susceptible d'impacter la représentativité de l'environnement EiL. Elle est toutefois nécessaire à cette configuration, du fait des inversions de causalité des autres blocs. De plus, le sous-modèle « reset integrator » du bloc d'embrayage AMESim fonctionne déjà sur le principe d'une raideur amortie : l'ajout du bloc « raideur amortie » peut donc paraître redondant en utilisant ce sous-modèle. L'association de deux raideurs amorties peut en outre causer un comportement oscillant indésirable. Malgré les interrogations que cette configuration peut susciter, elle a été utilisée lors de la première campagne expérimentale 1 (Tableau 2.6). Après une phase de calibration manuelle du bloc « raideur amortie », elle a permis de réaliser plusieurs cycles WLTC complets sans causer d'oscillations.

### 3.1.2.2 Régulation de la machine de charge

Lors de la Campagne 1 mentionnée plus haut, la configuration présentée Figure 3.6 a été utilisée pour le modèle véhicule. Comme développé dans la Section 3.2.2, on utilise lors de cette campagne le modèle de conducteur initial de l'outil GREEN, qui s'est avéré inadapté à l'approche EiL et a dû être calibré manuellement pendant les essais. Après cette phase de réglage, bien que le suivi de vitesse du conducteur ne soit pas idéal, il permet de réaliser un cycle complet au banc EiL. Du fait de la crise sanitaire, la Campagne 1 a dû être abrégée prématurément. Toutefois, cette campagne a tout de même permis l'identification d'une source importante de divergence entre le banc EiL et la référence véhicule, illustrée par le cycle WLTC analysé ci-dessous.

**Tableau 3.1** : Ecart énergétique entre BàR et banc EiL lors de la Campagne 1.

Indicateur	Unité	Ref. BàR	EiL
$E_{tqi}$	[kWh]	3.98	4.47
$\Delta E_{tqi}$	[%]	-	12.1
$E_{tqe}$	[kWh]	3.22	3.9
$\Delta E_{tqe}$	[%]	-	21.1
$E_{mes}$	[kWh]	3.22	3.79
$\Delta E_{mes}$	[%]	-	17.5
$E_{req}$	[kWh]	3.22	3.42
$\Delta E_{req}$	[%]	-	6.32
$M_{carb}$	[g]	1048	1148
$\Delta M_{carb}$	[%]	-	9.59
$D_{tot}$	[km]	23.2	23.1
$\Delta D_{tot}$	[%]	-	-0.39

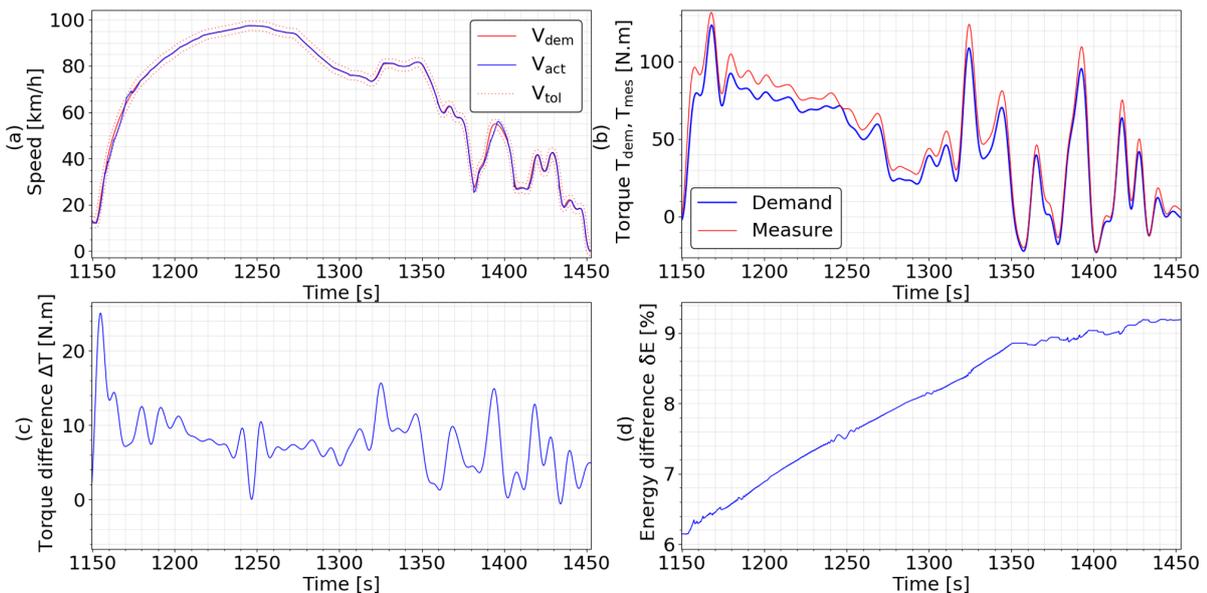
Le Tableau 3.1 rassemble les valeurs d'énergie  $E_{tqi}$ ,  $E_{tqe}$ ,  $E_{mes}$  et  $E_{req}$  correspondant aux méthodes de calcul via les couples estimés  $ECU_{EstiTqi}$  et  $ECU_{EstiTqe}$ , via le couple mesuré  $T_{mes}$  et le couple demandé à la machine de charge  $T_{dem}$  respectivement, décrites Section 2.5. De plus, l'écart relatif  $\Delta E$  entre l'énergie totale sur banc EiL et sur BàR est indiqué relativement à l'énergie totale sur BàR pour chaque méthode de calcul. On précise aussi la masse totale de carburant injectée  $M_{carb}$  ainsi que la distance totale  $D_{tot}$ , et l'écart entre banc EiL et BàR pour ces variables. Il apparaît immédiatement que le banc EiL est en écart important par rapport à la référence véhicule en considérant les

variables  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$  et  $\Delta M_{carb}$ , comprises entre 9.6 % et 21.1 %. Ces écarts suggèrent que le banc impose une énergie résistive trop importante au moteur au cours du cycle, qui ne semble pas due à une distance parcourue trop importante, puisque la distance parcourue par le véhicule virtuel du banc EiL est légèrement inférieure au cycle de référence,  $\Delta D_{tot} = -0.4\%$ .

Cependant, il est intéressant de considérer l'écart d'énergie demandée entre le BàR et le BM,  $\Delta E_{req} = 6.3\%$ . Cet écart est d'un ordre de grandeur moindre par rapport aux écarts d'énergie estimée et mesurée. A partir de cette observation, on peut supposer que l'écart ne provient pas majoritairement du couple calculé par le modèle véhicule, mais bien du couple appliqué par la machine de charge. L'analyse de la Figure 3.7 permet de confirmer cette hypothèse. La Figure 3.7(a) représente la vitesse véhicule  $V_{act}$  en bleu, et la vitesse demandée  $V_{dem}$  en trait plein rouge. Les tolérances WLTP  $V_{tol}$  (voir Section 3.2.4.2) sont indiquées en pointillés rouges. La Figure 3.7(b) représente le couple  $T_{dem}$  demandé par le modèle véhicule en bleu, et le couple  $T_{mes}$  mesuré par le couplemètre du banc EiL en rouge. L'écart de couple  $\Delta T$  entre  $T_{dem}$  et  $T_{mes}$  est représenté Figure 3.7(c). Enfin, la Figure 3.7(d) représente l'écart relatif énergétique  $\delta E$  entre l'énergie mesurée  $E_{mes,BM}$  et l'énergie demandée  $E_{req,BM}$ , ramené à l'énergie totale demandée  $E_{req,BM}(t_{end})$  :

$$\delta E(t) = 100 \cdot \frac{E_{mes,BM}(t) - E_{req,BM}(t)}{E_{req,BM}(t_{end})} \quad (3.8)$$

En premier lieu, on remarque que sur la fraction du cycle WLTC représentée, le couple mesuré est toujours supérieur au couple demandé par le modèle. L'écart moyen sur tout le cycle est de  $\overline{\Delta T} = 6.31$  N.m, l'écart moyen absolu étant de  $|\overline{\Delta T}| = 6.52$  N.m. Cette observation suggère que l'écart énergétique provient bien de la machine de charge, qui impose un couple supérieur au couple demandé. Au cours des 300 s de cycle représentées Figure 3.7, l'écart relatif  $\Delta E$  augmente de 6.1 % à 9.2% de manière monotone.



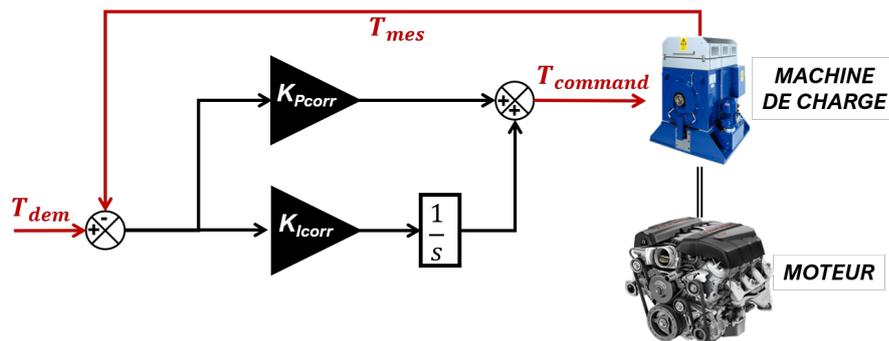
**Fig. 3.7 :** Ecart entre couple mesuré  $T_{mes}$  et demandé  $T_{dem}$  lors d'un essai au banc EiL (Campagne 1).

Suite à ce constat, l'entreprise AVL qui fournit la machine de charge et développe l'environnement de contrôle a ajouté un correcteur de couple sous PUMA. Ce régulateur

est nommé CORRECTT et fonctionne sur le principe de la régulation PI, Figure 3.8. Le régulateur utilise la mesure du couple par le couplemètre placé sur l'arbre moteur  $T_{mes}$  afin de réguler le couple de commande  $T_{command}$  transmis à la machine de charge en fonction du couple demandé par le modèle  $T_{dem}$ .

### 3.1.2.3 Oscillations au banc moteur

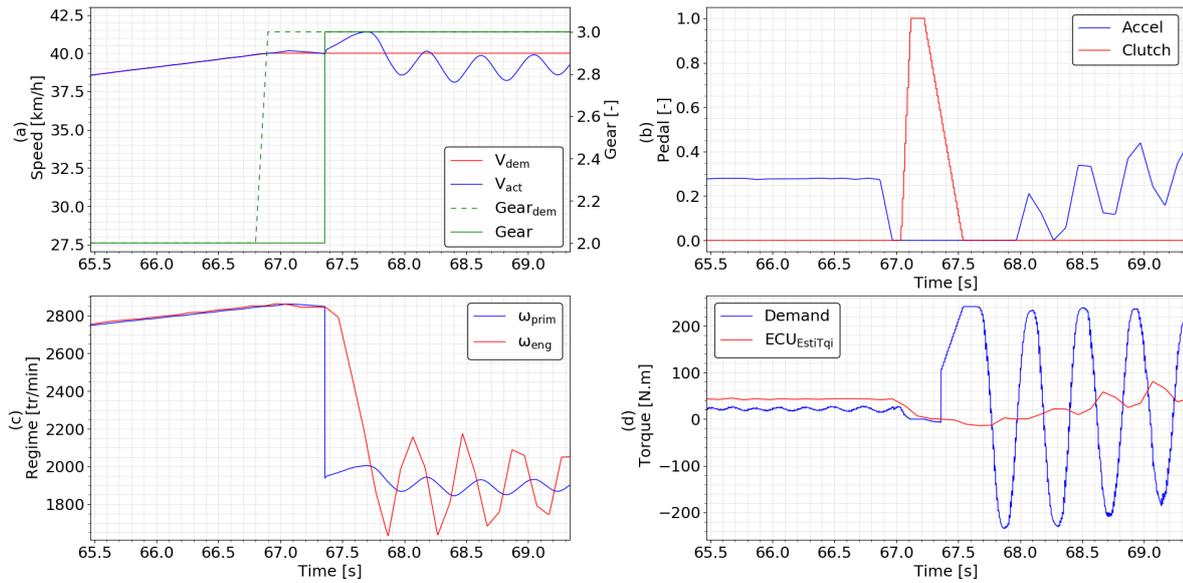
Suite à la Campagne 1, la Campagne 2 avait pour objectif le test du régulateur CORRECTT mentionné ci-dessus, puis du nouveau modèle de conducteur (développé Section 3.2). Comme mentionné Section 2.1, cette campagne se déroule sur le moteur H5D470 (2) différent de la Campagne 1 (Tableau 2.6), et sur le banc B5, qui partage les mêmes caractéristiques que le banc B3 de la Campagne 1 (voir Tableau 2.5). Dès les premiers essais, de fortes oscillations ont été constatées dans la demande de couple lors des changements de rapport. L'amplitude de ces oscillations a rendu impossible la réalisation d'un cycle complet, et la campagne a dû être abrégée afin de protéger le moteur utilisé par un projet parallèle. Ce même comportement a par ailleurs ensuite été observé avec le même moteur sur le banc B4 au début de la Campagne 3. Les oscillations ont été constatées en intégrant ou non le régulateur de couple CORRECTT, et avec le modèle de conducteur initial déjà utilisé lors de la Campagne 1. Un exemple d'oscillations observées est représenté Figure 3.9.



**Fig. 3.8** : Schéma de principe du régulateur de couple CORRECTT.

La Figure 3.9(a) représente les vitesses demandée et réalisée  $V_{dem}$  et  $V_{act}$  en rouge et bleu respectivement. Sur l'axe de droite, la demande de rapport  $Gear_{dem}$  est tracée en pointillés, et le rapport engagé  $Gear$  en trait plein. La Figure 3.9(b) représente les pédales d'accélérateur et d'embrayage du modèle de conducteur en bleu et rouge respectivement. Sur la Figure 3.9(c), le régime moteur  $\omega_{eng}$  est tracé en rouge et le régime primaire  $\omega_{prim}$  (i.e. le régime de sortie de l'embrayage) en bleu. Enfin, la Figure 3.9(d) représente le couple demandé par le modèle d'embrayage à la machine de charge  $T_{dem}$  en bleu, et le couple estimé par le contrôle moteur  $ECU_{EstiTqi}$  en rouge.

A l'instant  $t = 66.9$  s, le conducteur reçoit une demande de changement du rapport 2 à 3. Il ouvre donc l'embrayage et change le rapport à  $t = 67.3$  s, ce qui a pour effet de faire chuter immédiatement le régime primaire  $\omega_{prim}$ . Ensuite, le conducteur relâche l'embrayage en suivant une course linéaire (développée Section 3.2), afin de faire chuter progressivement le régime moteur  $\omega_{eng}$  jusqu'à la synchronisation des deux arbres. Dans le cas représenté Figure 3.9, le sous-modèle d'embrayage utilisé est le modèle « tanh » (Section 3.1.1). Dans cette phase, le couple de l'embrayage dépend à la fois de la différence de régime  $\Delta\omega$  et de la position de la pédale d'embrayage, qui influe sur le couple



**Fig. 3.9 :** Exemple d'oscillations observées lors d'un changement de rapport sur le banc EiL.

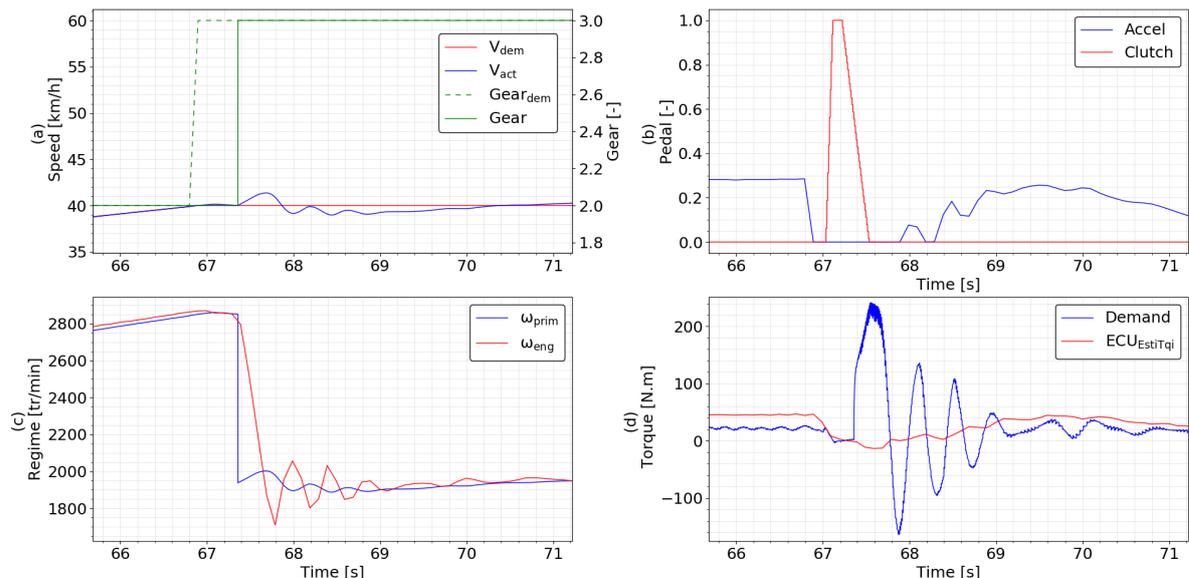
maximal transmissible. Le couple demandé augmente donc entre  $t = 67$  et  $t = 67.5$  s, quand la position embrayage passe de 1 (totalement ouvert, couple transmis nul) à 0 (totalement fermé, couple transmis maximal). On peut d'ailleurs observer la saturation du couple demandé au couple maximal transmissible par l'embrayage,  $T_{max,clutch} = 242$  N.m. Ensuite, la différence de régime diminuant et passant sous la valeur  $\omega_0$  caractéristique du modèle « tanh », le couple demandé diminue progressivement pour atteindre 0 au moment de la synchronisation des régimes à  $t = 67.7$  s. Cependant, le régime moteur continue de diminuer et passe sous le régime primaire : le couple à l'embrayage change donc de signe, et augmente en valeur absolue avec  $\Delta\omega$ . Le banc entre alors en oscillations, les deux régime se croisant sans se synchroniser, et le couple  $T_{dem}$  oscillant entre les valeurs  $T_{max,clutch}$  et  $-T_{max,clutch}$ . Ce comportement entraîne la coupure de l'essai par les sécurités du banc afin de protéger le moteur.

Ce phénomène a été observé avec les deux sous-modèles d'embrayage AMESim, la principale différence étant que le modèle « tanh » transmet un couple uniquement par une différence de régime, tandis que le modèle « reset integrator » dépend aussi de l'élongation du ressort  $p$  (Figures 3.3(a) et 3.3(b)). Le sous-modèle « tanh » est plus simple et l'impact du paramètre  $\omega_0$  est clair : en augmentant cette valeur, l'embrayage réagit de manière moins brutale à une différence de régime, ce qui permet d'atténuer les oscillations. Toutefois, augmenter  $\omega_0$  augmente aussi la différence de régime nécessaire pour transmettre un couple donné.

La Figure 3.10 illustre ce problème. De la même manière que la Figure 3.9, elle représente le comportement du modèle « tanh » sur banc moteur lors du même changement de rapport, avec une valeur  $\omega_0 = 300$  tr/min au lieu de  $\omega_0 = 100$  tr/min sur la Figure 3.9. Il apparaît immédiatement que les oscillations de couple sont de moindre amplitude, et sont atténuées rapidement par rapport au premier cas de figure. Toutefois, il est important de souligner qu'avant le changement de rapport à  $t = 66$  s par exemple, le régime moteur n'est pas synchronisé parfaitement avec le régime primaire. En effet, afin de transmettre le couple nécessaire à l'accélération du véhicule, le modèle d'embrayage

accepte une différence de régime de plus de 25 tr/min. Cet écart est constant entre  $t = 65$  s et  $t = 67$  s, alors que l’embrayage est complètement fermé. A forte charge, en rapport 6 par exemple, la différence de régime peut atteindre 50 tr/min. Ce comportement ne correspond pas à la physique et n’est pas acceptable dans le cadre d’essais EiL, puisqu’il implique un comportement moteur différent par rapport à la réalité du véhicule.

En conclusion, le paramétrage manuel du modèle d’embrayage d’AMESim utilisé dans la configuration initiale (représentée Figure 3.6) s’est avéré fastidieux et n’a pas permis d’aboutir à un comportement satisfaisant. Les deux sous-modèles ont été testés, ainsi qu’une architecture alternative n’utilisant pas le bloc « spring damper » et l’inertie supplémentaire en connectant directement le modèle d’embrayage à la machine de charge. Le régulateur de couple CORRECTT a par ailleurs été intégré pour certains essais, sans amélioration notable. Outre un mauvais paramétrage des différents sous-modèles, une explication probable pour ce phénomène d’oscillations réside dans l’inertie de la réponse en couple de la machine de charge. Dans le cas d’une montée de rapport par exemple, le régime primaire chute instantanément lors de l’engagement du nouveau rapport. La fermeture de l’embrayage est ensuite censée synchroniser le régime moteur au régime primaire. Le couple calculé par le bloc d’embrayage a donc pour effet de faire chuter le régime moteur, et d’augmenter le régime primaire. Du fait de l’inertie véhicule largement supérieure à l’inertie moteur, la variation de régime est par ailleurs surtout visible du côté du moteur. Toutefois, si le couple résistif  $T_{dem}$  demandé par le bloc d’embrayage n’est pas appliqué instantanément au moteur par la machine de charge, le régime moteur ne chute pas autant qu’il le devrait en théorie. En revanche, le couple  $T_{dem}$  est appliqué instantanément à la boîte de transmission dans le modèle véhicule. Une nouvelle architecture a donc été mise en place en prenant en compte ce comportement.



**Fig. 3.10 :** Exemple de changement de rapport au banc EiL avec le modèle d’embrayage « tanh » AMESim.

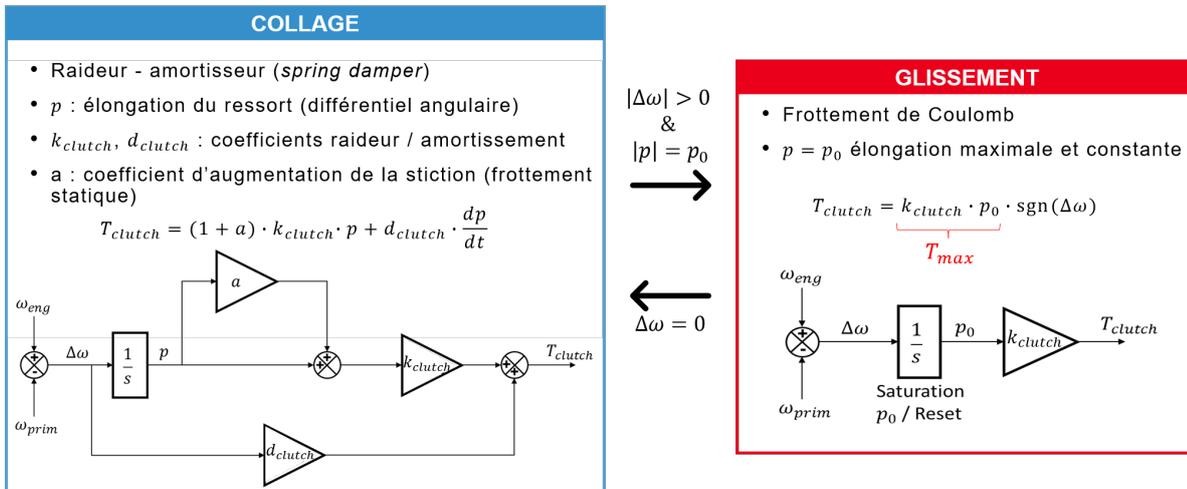
### 3.1.2.4 Modélisation de l'embrayage

Afin de modifier l'architecture de la liaison entre banc moteur et environnement virtuel, il est nécessaire d'extraire le modèle d'embrayage du modèle véhicule AMESim. On développe donc un nouveau modèle sous Simulink. En se basant sur une analyse bibliographique [127-130], ce bloc s'appuie sur le modèle « reset integrator » Figure 3.11, qui semble être plus représentatif que le modèle « tanh ». Comme souligné Section 1, on trouve peu de références EiL simulant une transmission manuelle ainsi qu'un embrayage. Toutefois, Burette et al. [131] suggèrent que la modélisation de l'embrayage utilisée s'appuie sur ce même principe.

Comme mentionné précédemment, ce modèle distingue séparément les deux phases de collage et glissement. En phase de collage, les régimes sont synchronisés et l'embrayage est représenté par une raideur amortie de raideur  $k_{clutch}$ , et de coefficient d'amortissement  $d_{clutch}$ . Il utilise une variable interne  $p$  qui représente l'élongation de la raideur représentée par l'intégrateur. Lorsque l'embrayage est collé, le couple d'embrayage est fonction de l'élongation du ressort.

$$T_{clutch} = (1 + a) \cdot k_{clutch} \cdot p + d_{clutch} \cdot \frac{dp}{dt} \tag{3.9}$$

Le coefficient  $a$  permet de représenter le frottement statique en collage.



**Fig. 3.11** : Fonctionnement du modèle « reset integrator » pour une position d'embrayage donné.

Lorsque l'étirement atteint sa valeur maximale  $p_0$ , le glissement commence à se produire et la force de friction est constante.

$$T_{clutch} = k_{clutch} \cdot p_0 \cdot \text{sgn}(\Delta\omega) \tag{3.10}$$

En phase de glissement, l'intégrateur représentant la raideur est remis à zéro (d'où le nom du modèle) tant que les régimes ne sont pas synchronisés,  $\Delta\omega \neq 0$ . L'élongation maximale  $p_0$  est modulée par la position de la pédale d'embrayage ( $\alpha_{clutch} = 0$  pour un embrayage fermé et 1 pour un embrayage ouvert) s'exprime en fonction du couple

maximal transmissible par l’embrayage  $T_{max}$  et la raideur  $k_{clutch}$  :

$$p_0 = (1 - \alpha_{clutch}) \cdot \frac{T_{max}}{k_{clutch}} \quad (3.11)$$

La Figure 3.12 illustre le comportement du modèle lors d’un changement de rapport. Cet exemple est réalisé en simulation, avec un modèle de moteur thermique simulant un bruit aléatoire afin de représenter les fluctuations de la mesure du régime moteur. La Figure 3.12(a) représente les pédales d’accélérateur et d’embrayage du modèle conducteur en bleu et magenta respectivement, et l’état de l’embrayage (0 pour collage, 1 pour glissement) en vert. Le régime moteur  $\omega_{eng}$  est tracé en bleu sur la Figure 3.12(b), et le régime primaire  $\omega_{prim}$  en magenta. La Figure 3.12(c) représente le couple embrayage  $T_{clutch}$ , et la Figure 3.12(d) l’élongation de la raideur  $p$  en bleu, ainsi que les élongations maximale et minimale en pointillés rouges.

La modélisation de l’embrayage par une raideur amortie permet l’atténuation des oscillations du régime moteur et la synchronisation des deux régimes. A l’instant  $t_0 = 69.5$  s, le modèle de conducteur reçoit une demande de changement de rapport. Comme détaillé en Section 3.2, il relâche la pédale d’accélérateur puis ouvre l’embrayage linéairement de 0 à 1 entre  $t_1 = 70.0$  s et  $t_2 = 70.2$  s. Une fois l’embrayage complètement ouvert, le modèle de conducteur change le rapport à  $t_3 = 70.3$  s, et le régime primaire  $\omega_{prim}$  chute instantanément de 2870 à 1950 tr/min du fait du changement de ratio de transmission. Ensuite, le modèle de conducteur ferme l’embrayage linéairement de 1 à 0 entre  $t_3 = 70.3$  s et  $t_5 = 70.8$  s. A l’instant  $t_3$ , la différence de régime étant importante et l’embrayage étant pratiquement ouvert, le couple maximal transmissible est faible et l’embrayage passe immédiatement en glissement. Entre  $t_3$  et  $t_4 = 70.5$  s, l’embrayage reste en glissement  $p = |p_0|$  et  $T_{clutch} = T_{max}$ . Le couple maximal transmissible (et donc l’élongation maximale) augmente avec la fermeture de l’embrayage, Eq. (3.11). La différence de régime  $\Delta\omega$  diminue du fait du couple de l’embrayage, jusqu’à atteindre zéro à  $t_4$ . A cet instant, l’embrayage passe en phase de collage et le couple est calculé à partir de l’Eq. (3.9). L’élongation diminue progressivement jusqu’à la stabilisation des régimes à  $t_6 = 71.2$  s.

### 3.1.2.5 Architecture finale

Comme mentionné plus haut, il est important de prendre en compte le fait que la machine de charge n’est pas idéale et ne répond pas instantanément à une demande de couple de manière à assurer la stabilité du banc EiL. La structure de l’environnement EiL a donc été modifiée par rapport à l’architecture initiale, tracée en pointillés sur la Figure 3.13 (« Configuration 1 »). Le régulateur CORRECT permet de réduire l’écart entre couple demandé et couple réalisé.

Du fait que la machine de charge n’applique pas instantanément les variations de la demande de couple, cette architecture peut s’avérer problématique pendant un changement de rapport : comme développé en 3.1.2.3, le couple calculé par le modèle d’embrayage a pour rôle de synchroniser les deux arbres. Or, il est appliqué instantanément du côté du véhicule et impacte le régime primaire, tandis que le couple résistif imposé au moteur est retardé et donc de moindre amplitude.

Dans l’architecture finale, le couple calculé par le modèle d’embrayage  $T_{clutch}$  est toujours imposé à la machine de charge par le régulateur CORRECT. En revanche,

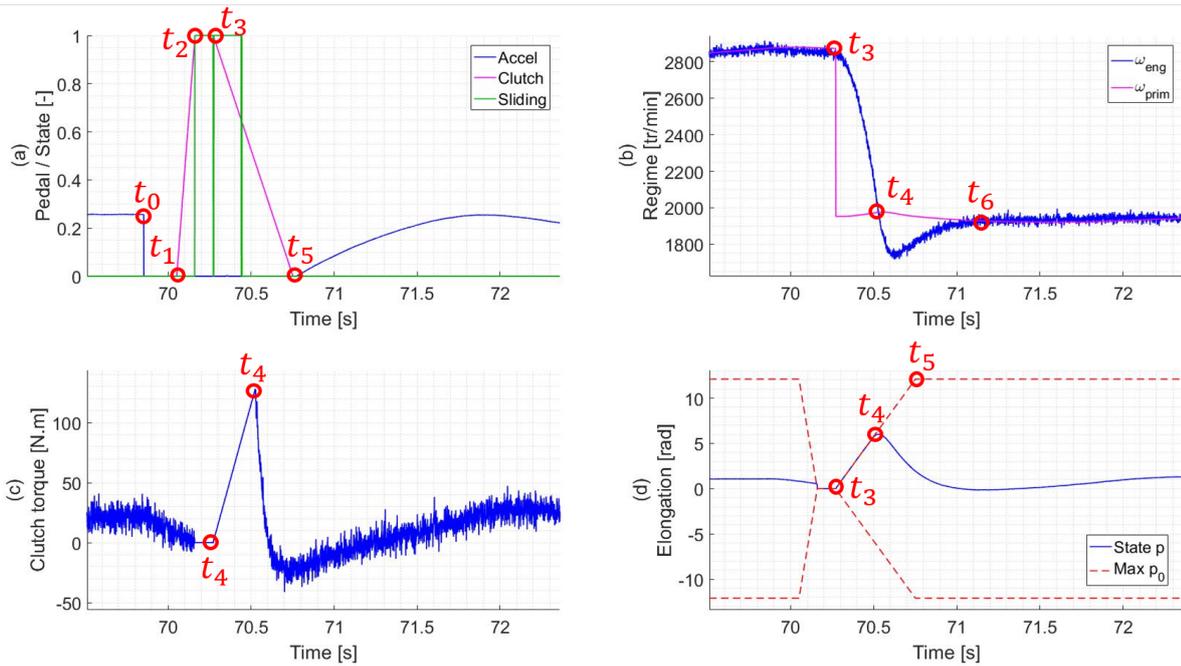


Fig. 3.12 : Exemple de changement de rapport en simulation avec le modèle « reset integrator ».

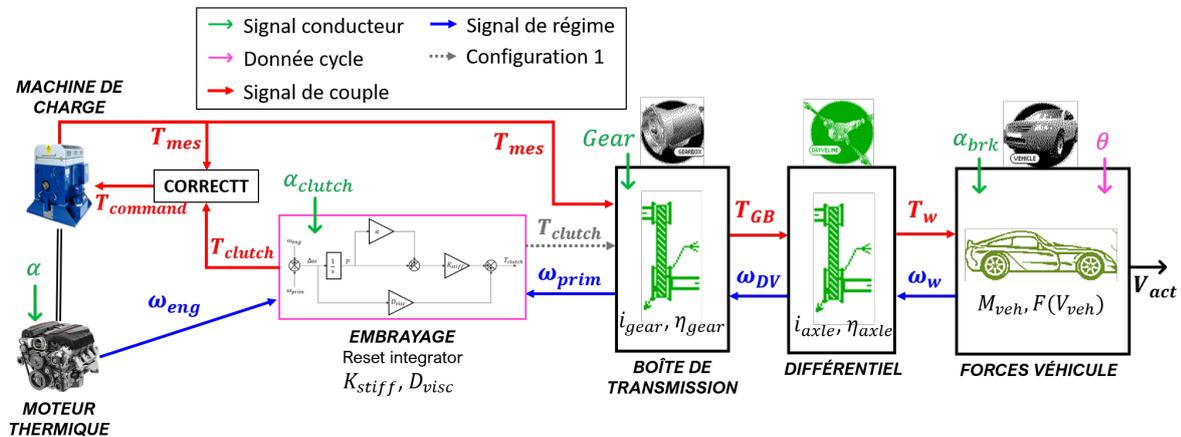


Fig. 3.13 : Architecture finale de la liaison entre le banc EiL et le modèle véhicule.

afin de permettre la synchronisation des régimes moteur et primaire, c'est le couple  $T_{mes}$  appliqué par la machine de charge et mesuré par le couplemètre qui est transmis à l'environnement de simulation, plutôt que le couple  $T_{clutch}$ . L'extraction du modèle d'embrayage en dehors du modèle AMESim permet de réaliser cette nouvelle architecture de la liaison entre le banc moteur et le modèle. Le modèle véhicule est finalement défini par les paramètres rassemblés dans le Tableau 3.2. On utilise les mêmes paramètres pour représenter les véhicules EKE367 et EKB118.

**Tableau 3.2** : Paramètres principaux du modèle véhicule (Nissan Micra).

Variable	Description	Valeur	Unité
$M$	Masse véhicule	1270	[kg]
$R_w$	Rayon de roue	0.308	[m]
$A$	Coefficient de décélération (1)	118.5	[N]
$B$	Coefficient de décélération (2)	2.7511	[N/(m/s)]
$C$	Coefficient de décélération (3)	0.3799	[N/(m/s) <sup>2</sup> ]
$i_{axle}$	Ratio de transmission	4	[-]
$\eta_{axle}$	Efficacité de transmission	1	[-]
$i_{gear,1}$	Ratio du rapport 1	3.9602	[-]
$i_{gear,2}$	Ratio du rapport 2	2.0690	[-]
$i_{gear,3}$	Ratio du rapport 3	1.4057	[-]
$i_{gear,4}$	Ratio du rapport 4	1.0356	[-]
$i_{gear,5}$	Ratio du rapport 5	0.8106	[-]
$i_{gear,6}$	Ratio du rapport 6	0.5948	[-]
$\eta_{gear,1}$	Efficacité du rapport 1	0.95	[-]
$\eta_{gear,2}$	Efficacité du rapport 2	0.95	[-]
$\eta_{gear,3}$	Efficacité du rapport 3	0.95	[-]
$\eta_{gear,4}$	Efficacité du rapport 4	0.95	[-]
$\eta_{gear,5}$	Efficacité du rapport 5	0.95	[-]
$\eta_{gear,6}$	Efficacité du rapport 6	0.95	[-]
$T_{max}$	Couple maximal embrayage	242	[N.m]
$k_{clutch}$	Raideur de l'embrayage	20	
$d_{clutch}$	Facteur d'amortissement de l'embrayage	4	
$a$	Facteur de frottement statique de l'embrayage	0	[-]

## 3.2 Simulation du conducteur

Comme mentionné plus haut, la plateforme GREEN permet de générer un modèle de conducteur sous Simulink. Toutefois, ce modèle s'est révélé inadapté à l'environnement EiL lors de la Campagne 1, et un nouveau modèle a été développé dans le cadre de cette thèse. Du fait du planning des bancs d'essais du projet Renault Virtual Testing, le modèle de conducteur a d'abord pu être testé en contexte EiL sur l'architecture hybride électrique, pour lequel le modèle de véhicule avait été développé et adapté par l'équipe du projet Renault. Ces travaux ont par ailleurs fait l'objet d'une publication scientifique [132]. Le modèle de conducteur a ensuite pu être testé dans le cadre de l'architecture conventionnelle de référence, qui implique la tâche supplémentaire de la gestion de la transmission manuelle.

### 3.2.1 Qualité du suivi de cycle

Afin d'évaluer la performance du conducteur, on utilise tout d'abord l'écart moyen de vitesse, c'est-à-dire la différence moyenne entre la vitesse demandée  $V_{dem}$  et la vitesse réalisée  $V_{act}$ , notée  $\mu_{Vdiff} = \overline{V_{dem} - V_{act}}$ . Un autre indicateur couramment utilisé est le temps cumulé en dehors des limites de tolérance de la vitesse WLTP, noté  $t_{OutTol}$ .

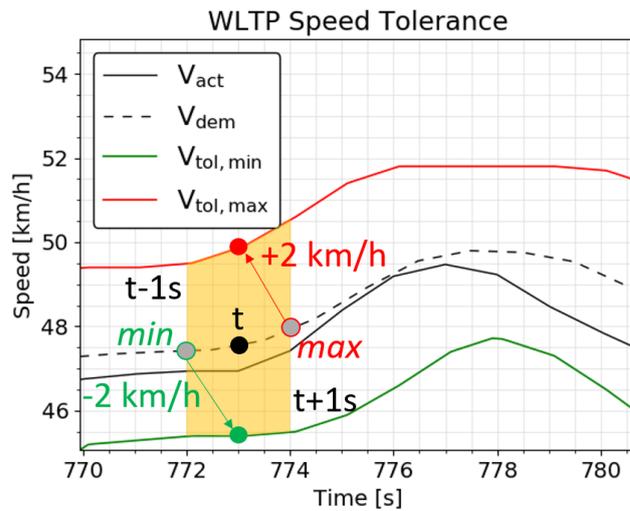


Fig. 3.14 : Tolérances de vitesse de la procédure WLTP.

A un instant donné, la marge de tolérance est définie comme suit [7], et représentée sur la Figure 3.14 :

- La vitesse maximale autorisée  $V_{tol,max}$  (tracée en rouge) est obtenue en ajoutant 2 km/h au point le plus élevé de la demande de vitesse (en pointillés noir) entre  $t - 1$  s et  $t + 1$  s.
- La vitesse minimale autorisée  $V_{tol,min}$  (en vert) est obtenue en soustrayant 2 km/h au point le plus bas de la demande de vitesse entre  $t - 1$  s et  $t + 1$  s.

A partir de cette définition, plusieurs indicateurs peuvent être calculés pour un cycle donné : le nombre de déviations hors tolérance  $N_{dev}$ , et la durée maximale de déviation  $t_{dev,Max}$ . Pour qu'un cycle soit valide, la vitesse du véhicule ne doit jamais être en dehors des limites de tolérance pendant plus d'une seconde,  $t_{dev,Max} \leq 1.0$  s. De plus, il ne devrait pas y avoir plus de 10 déviations sur un WLTC, c'est-à-dire  $N_{dev} \leq 10$ .

### 3.2.2 Modèle initial

Comme mentionné plus haut, le modèle généré par la plateforme GREEN inclut un modèle de conducteur sous Simulink. Les fonctions principales de ce modèle sont :

- Le contrôle de vitesse en fonction de la trace de vitesse paramétrée. Ce contrôle est réalisé par un régulateur proportionnel-intégral (PI) qui commande la position des pédales d'accélérateur et de frein.
- La gestion de l'embrayage lors des changements de rapport. Le modèle est paramétré avec une durée de changement de rapport  $t_{shift}$ . L'ouverture de l'embrayage se fait linéairement en  $t_{shift}/2$ , puis la fermeture en  $t_{shift}/2$ .
- La gestion des décollages, i.e. le démarrage du véhicule à l'arrêt. Le décollage est réalisé par deux actions simultanées. D'une part, le conducteur ferme progressivement l'embrayage pour transmettre du couple moteur au véhicule et avancer selon

la trace demandée ; d'autre part, il agit sur la pédale d'accélérateur pour maintenir le régime constant à la valeur cible  $\omega_{tkof}$  et éviter le calage.

Ce conducteur remplit correctement ses fonctions dans le cadre de l'utilisation de la plateforme GREEN, i.e. avec le modèle de véhicule complet incluant le moteur simulé. Toutefois, la Campagne expérimentale 1 (voir Tableau 2.6) a révélé que ce modèle n'est pas adapté pour fonctionner avec un moteur réel. En effet, le conducteur s'est avéré instable lors des premiers essais, les pédales d'accélérateur et de frein oscillant entre 0 et 100%. Les coefficients du régulateur PI ont donc été ajustés manuellement afin d'obtenir un suivi satisfaisant sur un cycle WLTC complet. Ce réglage s'est avéré fastidieux et a réquisitionné le banc pendant plusieurs jours, dans un contexte déjà impacté par la crise sanitaire. Le réglage finalement retenu pour les derniers essais permet bien de réaliser un cycle WLTC complet, comme représenté Figure 3.15.

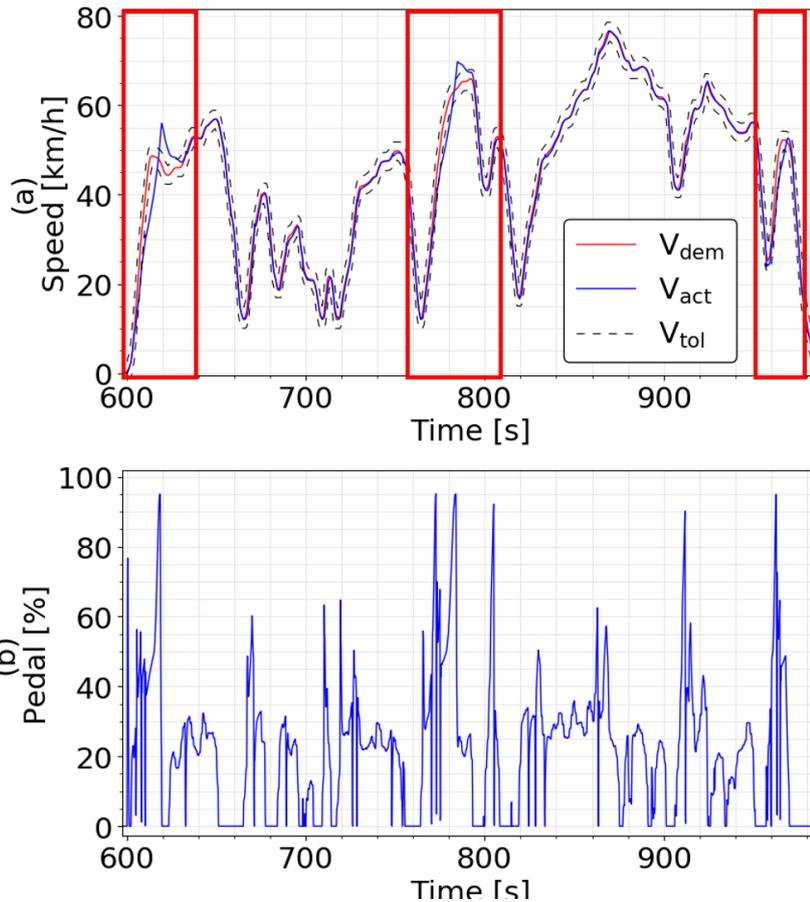
La Figure 3.15(a) représente la vitesse véhicule demandée en rouge, ainsi que la vitesse réalisée  $V_{act}$  en bleu. Les tolérances WLTP  $V_{tol}$  sont représentées en pointillés noirs. La Figure 3.15(b) représente la position de la pédale d'accélérateur. On repère par des rectangles rouges trois phases d'accélération forte pendant lesquelles le conducteur ne parvient pas à maintenir la vitesse  $V_{act}$  dans les tolérances, à  $t = 610$  s,  $t = 780$  s et  $t = 960$  s.

Le cycle réalisé par ce modèle conducteur est invalide du point de vue des tolérances WLTP, avec  $N_{dev} = 11$  déviations et une déviation maximale de  $t_{Dev,max} = 9.9$  s. Le temps cumulé hors tolérance est de 44.3 s sur 1800 s du cycle. En plus d'être coûteux en termes de temps de calibration sur le banc, le réglage manuel de ce conducteur ne permet donc pas un suivi de cycle satisfaisant. Par conséquent, un nouveau modèle de conducteur a été développé dans le cadre de cette thèse.

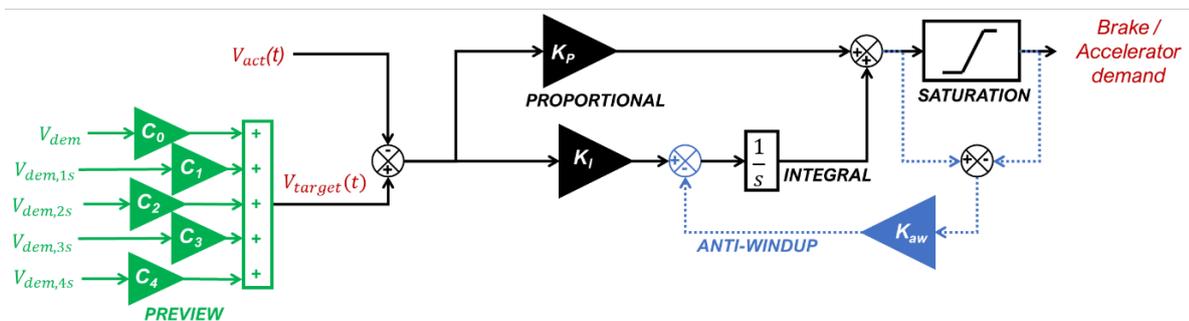
### 3.2.3 Structure du modèle de conducteur

En se basant sur l'étude bibliographique présentée dans le Chapitre 1, la structure choisie pour le modèle de conducteur est la régulation proportionnelle-intégrale (PI), en noir sur la Figure 3.16.

Ce régulateur est caractérisé par les gains  $K_P$  et  $K_I$ , et agit sur les pédale d'accélérateur et de frein afin de réduire l'écart entre la vitesse demandée par le cycle  $V_{dem}$  et la vitesse réalisée par le modèle véhicule  $V_{act}$ . La sortie du régulateur, notée  $\alpha$ , est bornée entre -100% et 100% et correspond à une position de la pédale d'accélérateur pour  $\alpha > 0$ , et à une position de la pédale de frein pour  $\alpha < 0$ . Dans le cas d'une architecture conventionnelle, le signal de frein est transmis au modèle de véhicule qui le convertit en couple résistif supplémentaire, tandis que le signal d'accélérateur est transmis au contrôle moteur (voir Figure 3.4). Dans le cas d'une architecture hybride, la commande du modèle de conducteur est transmise au modèle de l'unité de contrôle. Pour  $\alpha > 0$ , l'unité répartit la demande de couple entre le moteur thermique et le moteur électrique simulé dans le modèle véhicule. Pour  $\alpha < 0$ , la demande de couple de freinage est répartie par l'unité de contrôle entre les freins et le module de freinage récupératif, simulés par le modèle de véhicule (voir Figure 3.76).



**Fig. 3.15 :** Suivi de cycle du modèle de conducteur GREEN initial réglé manuellement au banc EiL sur une fraction du WLTC lors de la Campagne 1.



**Fig. 3.16 :** Structure du modèle de conducteur avec anticipation (vert) et anti-windup (bleu).

### 3.2.3.1 Anti-windup

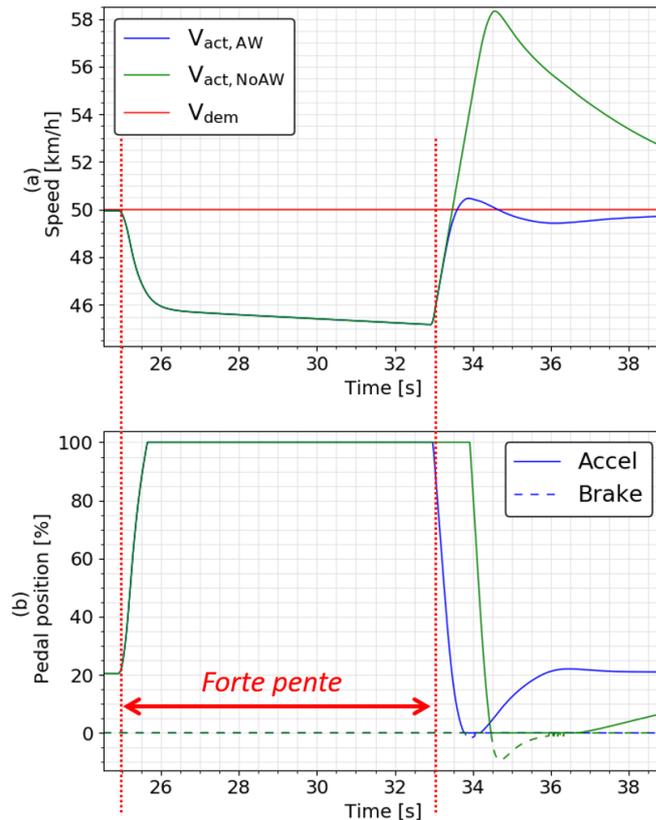
Du fait que le signal de sortie du régulateur PI est saturé aux positions minimale et maximale de la pédale d'accélérateur, un phénomène indésirable peut se produire dans une phase de pleine charge par exemple. Si la vitesse demandée n'est pas réalisable par le véhicule, c'est à dire que la vitesse réalisée est inférieure à la vitesse demandée  $V_{act} < V_{dem}$  alors que la pédale d'accélérateur est en butée  $\alpha = 100\%$ , le terme intégral du PI augmentera tant que l'écart  $V_{dem} - V_{act}$  ne change pas de signe. Ce phénomène, nommé « emballement de l'intégrateur » (ou « integrator windup »), peut causer

un dépassement important de la consigne lorsque l'écart  $V_{dem} - V_{act}$  devient nul : selon l'amplitude du terme intégral, la sortie du régulateur peut rester en butée pendant un certain temps alors même que la consigne est inférieure à la vitesse réalisée. Pour éviter ce comportement indésirable, plusieurs structures anti-windup peuvent être utilisées, comme mentionné dans certaines études EiL [36, 44, 55, 62]. La méthode la plus généralement utilisée et choisie dans cette thèse est l'antiwindup dit « tracking-back », i.e. avec boucle linéaire directe. Comme représenté en bleu sur la Figure 3.16, cette méthode consiste à retrancher au terme intégral la différence entre le signal de sortie brut et le signal de sortie borné, multipliée par un gain  $K_{AW}$ . Ce gain est généralement exprimé comme un multiple de l'inverse du gain intégral, plus particulièrement  $K_{AW} = \frac{1}{K_I}$  [95, 96]. Une valeur plus élevée du gain  $K_{AW}$  diminuera la durée de remise à zéro de l'intégrateur, mais augmentera la sensibilité au bruit de mesure et pourrait causer des remise à zéro indésirables. La Figure 3.17 illustre l'impact de l'antiwindup à l'aide d'un exemple simple similaire à [96].

En partant d'une vitesse constante de 50 km/h, le véhicule rencontre une pente raide à  $t = 25$  s. La pente revient ensuite à sa valeur initiale nulle à  $t = 33$  s. Deux cas sont représentés : le cas standard sans antiwindup en vert, et le cas avec antiwindup  $K_{AW} = \frac{1}{K_I}$  en bleu. La Figure 3.17(a) représente la vitesse véhicule  $V_{act}$  pour les deux cas, ainsi que la vitesse demandée  $V_{dem}$  constante en rouge. Les pédales d'accélérateur et de frein sont représentées pour les deux cas Figure 3.17(b) en traits plein et pointillé respectivement. Le signal de frein est représenté négatif pour des raisons de lisibilité. Entre  $t = 25$  s et  $t = 33$  s, la pente rencontrée par le véhicule est tellement raide qu'il n'est pas possible d'atteindre la vitesse demandée : la vitesse véhicule  $V_{act}$  chute sous 46 km/h à  $t = 32$  s. Dans le cas sans anti-windup, on constate ensuite un dépassement important de la consigne à  $t = 33$  s, au moment où la pente repasse à zéro. La vitesse réalisée  $V_{act}$  est au-dessus de la vitesse demandée  $V_{dem}$  pendant plus de 8 secondes, avec un écart maximal de 8 km/h, et la pédale d'accélérateur reste bloquée à 100% jusqu'à  $t = 34$  s. L'antiwindup permet de diminuer l'amplitude du dépassement à seulement 0.6 km/h : le conducteur relâche la pédale immédiatement, tandis que le terme intégral diminue lentement dans le cas standard. Bien que cet exemple corresponde à un cas extrême, il permet d'illustrer la stabilité apportée par l'ajout de l'antiwindup.

### 3.2.3.2 Anticipation de la consigne

La trace de vitesse demandée par le cycle étant connue à l'avance, elle peut être utilisée pour anticiper des fluctuations fortes et améliorer le suivi global. C'est d'ailleurs ce que fait un conducteur humain qui peut voir quelques secondes à l'avance la trace de vitesse demandée sur un écran lors d'un essai sur BàR, et qui anticipe les événements visibles lors d'un essai sur route. Bien que l'utilisation de l'anticipation de la consigne (« speed preview ») soit mentionnée dans certaines études EiL [12, 29, 36, 55, 62], on trouve peu de détails concrets sur son implémentation. Dans cette thèse, on propose donc une approche simple, représentée en vert sur la Figure 3.16. Elle consiste à remplacer la vitesse demandée  $V_{dem}$  en entrée du régulateur PI par une moyenne pondérée de cette trace de vitesse, ainsi que de la même trace anticipée de 1, 2, 3, et 4 secondes,  $V_{dem,1s}$ ,  $V_{dem,2s}$ ,  $V_{dem,3s}$  et  $V_{dem,4s}$  respectivement. La vitesse cible  $V_{target}$  en entrée du modèle de



**Fig. 3.17 :** Illustration de l'impact de l'anti-windup (AW) : pente raide rencontrée entre  $t = 25$  s et  $t = 33$  s. Comparaison entre le cas standard sans anti-windup (vert) vs avec anti-windup (bleu).

conducteur s'exprime ainsi :

$$V_{target}(t) = \sum_{i=0}^{i=4} C_i \cdot V_{dem,i}(t) \quad (3.12)$$

Avec  $C_0, \dots, C_4$  les coefficients de pondération entre 0 et 1,  $0 \leq C_i \leq 1$  et  $\sum_i C_i = 1$ . Le cas standard sans anticipation est obtenu avec  $C_0 = 1$  et  $C_{i>0} = 0$ . Il faut souligner qu'augmenter les autres coefficients  $C_i$  (et diminuer le coefficient  $C_0$ ), c'est-à-dire introduire de l'anticipation de la consigne, peut avoir pour effet d'augmenter l'écart moyen entre  $V_{dem}$  et  $V_{act}$ . En effet, le conducteur ne cherche plus à suivre la vitesse demandée  $V_{dem}$ , mais bien la vitesse cible calculée  $V_{target}$ . Cependant, le but de cette prévisualisation est de lisser le comportement du conducteur, tout en améliorant la qualité de suivi du point de vue des tolérances WLTP décrites Section 3.2.1.

La Figure 3.18 illustre l'impact de la prévisualisation pour trois réglages différents, testés en simulation :

- Le cas standard sans anticipation (« No preview » en légende), qui correspond à  $V_{target} = V_{dem}$  ( $C_0 = 1$  et  $C_{i>0} = 0$ ) est représenté en bleu.
- Un réglage intermédiaire (« Mild preview » en légende) est représenté en vert, avec

$C_0 = 0.6$  et  $C_2 = 0.4$ . Dans ce cas, la vitesse cible est une moyenne pondérée de la vitesse demandée  $V_{dem}$ , ainsi que cette vitesse anticipée de 2 secondes.

- Un réglage extrême (« Extreme preview » en légende) est représenté en magenta, avec  $C_0 = 0.4$  et  $C_4 = 0.6$ . Dans ce cas, la vitesse cible est une moyenne pondérée de la vitesse demandée  $V_{dem}$ , ainsi que cette vitesse anticipée de 4 secondes.

La vitesse véhicule  $V_{act}$  est représentée pour chaque cas en trait plein Figure 3.18(a), ainsi que la vitesse cible  $V_{target}$  (qui dépend du degré d'anticipation) en pointillés. Les vitesses minimale et maximale autorisées par la procédure WLTP sont représentées en pointillés rouge. La position de la pédale d'accélérateur est représentée sur la Figure 3.18(b) pour chaque cas.

L'impact de la prévisualisation de la trace de consigne est visible sur cet exemple. Dans le cas extrême, la vitesse cible est tellement anticipée que la vitesse véhicule sort des tolérances, à  $t = 706$  s par exemple. D'autre part, le cas intermédiaire réalise un suivi similaire au cas standard puisque la vitesse véhicule ne sort jamais des tolérances. En outre, le comportement du conducteur est plus doux par rapport au cas standard. A  $t = 706$  s par exemple, la vitesse demandée change de tendance et augmente de manière brusque. La prévisualisation de la consigne permet au conducteur d'anticiper cette augmentation plus tôt que le conducteur standard, et le pic de la position de la pédale d'accélérateur constaté à  $t = 708$  s est ainsi atténué.

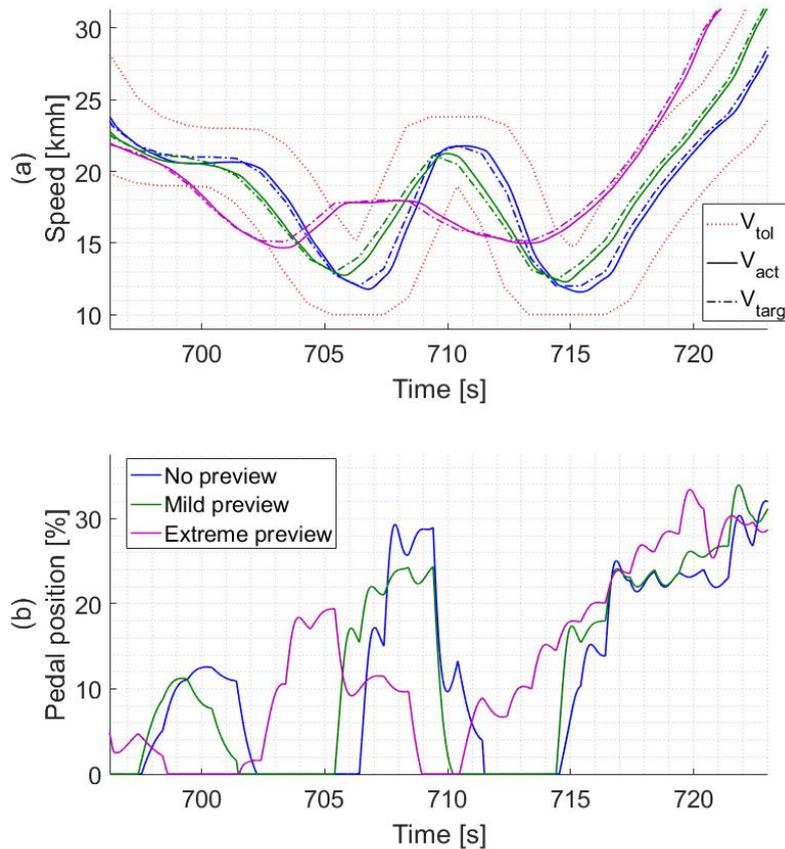
L'anticipation devrait donc être paramétrée de manière à atteindre un équilibre entre précision (i.e. l'erreur moyenne entre  $V_{act}$  et  $V_{dem}$ ), et lissage du comportement conducteur. En se basant sur un balayage des différents réglages, les cas les plus prometteurs peuvent être sélectionnés grâce aux indicateurs décrits à la fin de cette section.

### 3.2.3.3 Gestion des changements de rapport

Dans le cas d'une transmission manuelle, le conducteur doit ouvrir et fermer l'embrayage pendant les phases de changement de rapport de transmission. Afin de définir le comportement du conducteur dans ces phases, on se base sur l'analyse des enregistrements ECU de roulages effectués sur le véhicule de référence par un conducteur humain.

**Montée de rapport :** Tout d'abord, le passage à un rapport supérieur (noté « up-shift ») est le plus significatif car il peut se produire lors de phases d'accélération et de forte sollicitation du moteur. Comme représenté Figure 3.19(a), on identifie cinq évènements  $X_i$  caractérisant l'action du conducteur au cours d'une montée de rapport lors d'un essai véhicule sur banc à rouleaux (BàR).

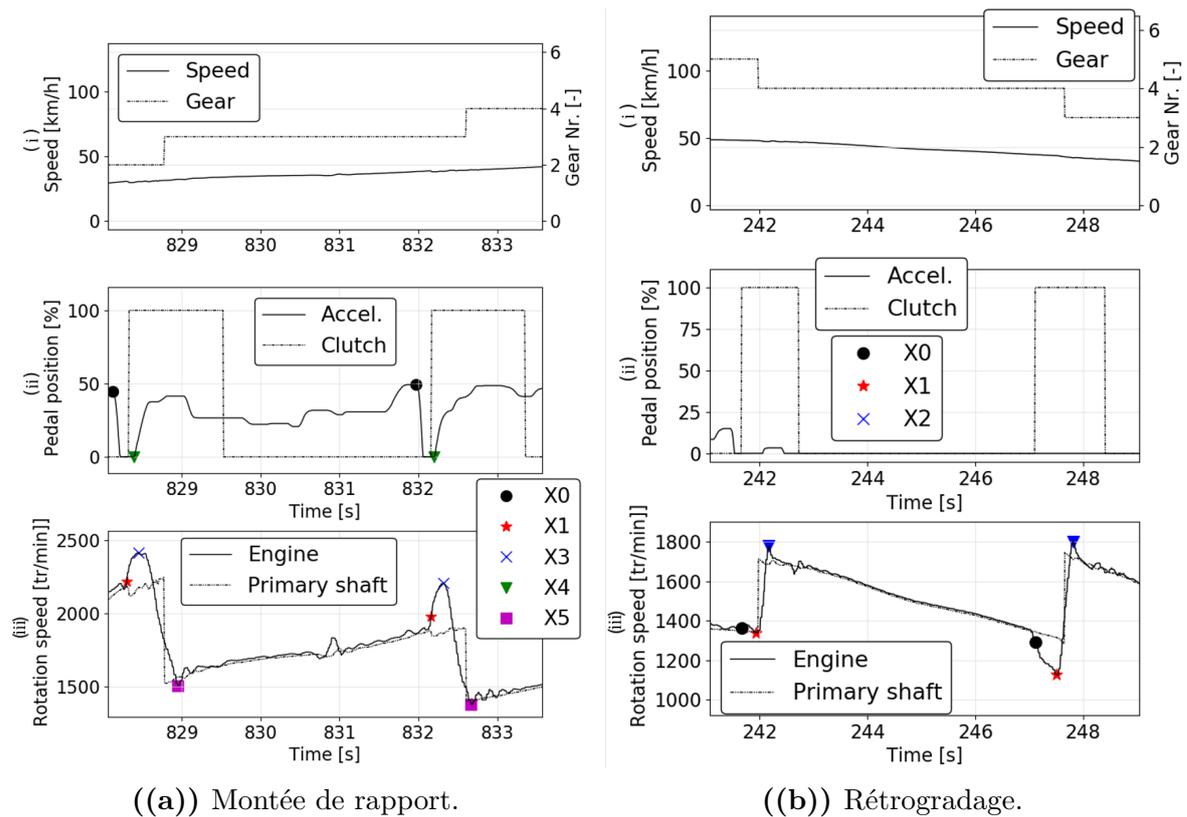
Les repères  $X_0$ ,  $X_1$ ,  $X_3$ ,  $X_4$  et  $X_5$  sont indiqués sur la Figure 3.19(a) par les marqueurs cercle, étoile, croix, flèche et carré respectivement. La Figure 3.19(a)(i) représente la vitesse du véhicule (à gauche) et la position du rapport (à droite) en lignes pleines et en pointillés respectivement. La Figure 3.19(a)(ii) représente la position de la pédale d'accélérateur et de la pédale d'embrayage, respectivement en lignes pleines et en pointillés. La Figure 3.19(a)(iii) représente les régimes du moteur et de l'arbre primaire en lignes pleines et en pointillés respectivement. Il convient de souligner que le régime de rotation de l'arbre primaire  $\omega_{prim}$  est ici calculé sur la base du rapport engagé et de la vitesse du véhicule. De plus, comme détaillé en Annexe A, le signal de position de



**Fig. 3.18** : Illustration de l'impact de la prévisualisation de la vitesse de consigne. Comparaison entre trois profils d'anticipation : aucune anticipation (bleu), anticipation intermédiaire (vert) et extrême (magenta).

l'embrayage ne correspond pas à la position exacte de la pédale car il s'agit d'un booléen calculé par le contrôle moteur  $ECU_{clutch}$  avec un retard, 100% correspondant à un embrayage ouvert et 0% à un embrayage fermé.

- Le début du changement de vitesse peut être identifié comme l'instant où le conducteur commence à relâcher la position de la pédale d'accélérateur,  $t = X_0$ .
- A  $t = X_1$ , le conducteur commence à appuyer sur la pédale d'embrayage. Le signal de position de l'embrayage  $ECU_{clutch}$  enregistré par le contrôle moteur n'est pas fiable. Cependant, l'ouverture de l'embrayage peut être caractérisée par la désynchronisation du régime moteur  $\omega_{eng}$  et du régime de l'arbre primaire  $\omega_{prim}$ , calculé à partir du rapport de vitesse et de la vitesse du véhicule.
- Lorsque l'embrayage est complètement ouvert, le rapport de vitesse peut être changé à  $t = X_2$ . Comme le signal de rapport  $ECU_{Gear}$  du contrôle moteur n'est pas non plus fiable, cet événement ne peut pas être identifié précisément. Cependant, il peut être caractérisé par l'action suivante du conducteur.
- L'événement  $t = X_3$  correspond à l'instant où le conducteur commence à fermer l'embrayage une fois le nouveau rapport de vitesse engagé. Il est caractérisé par



**Fig. 3.19 :** Identification des principales actions du conducteur lors de changements de rapport enregistrés sur BâR.

le début de la chute du régime moteur, due à la resynchronisation avec l'arbre primaire.

- A  $t = X_4$ , le conducteur commence à appuyer sur la pédale d'accélérateur tout en fermant l'embrayage.
- A  $t = X_5$ , l'embrayage est complètement fermé, et le changement de vitesse est terminé. Cet instant est défini par la synchronisation des régimes moteur et de l'arbre primaire.

**Rétrogradage :** En utilisant la même approche, plusieurs événements peuvent être identifiés en analysant les rétrogradages lors d'essais sur véhicule (notés « downshift »). De la même manière que la Figure 3.19(a), la Figure 3.19(b) illustre les 2 événements  $X_i$  caractérisant un rétrogradage lors d'un essai sur banc à rouleaux.

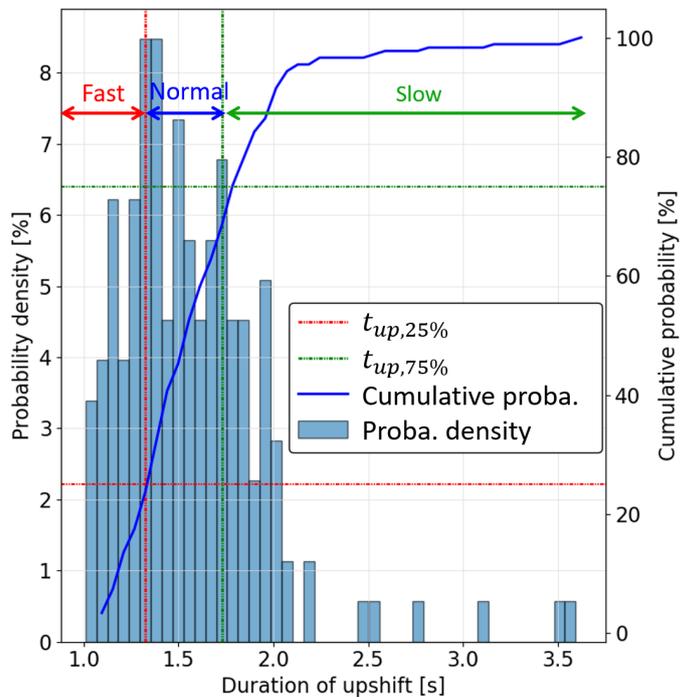
- Pour la majorité des rétrogradages, l'intention du conducteur étant de ralentir, la pédale d'accélérateur est déjà relâchée plusieurs secondes avant le changement de rapport. Par conséquent, le début du rétrogradage  $t = X_0$  peut être défini par le moment où le conducteur commence à appuyer sur la pédale d'embrayage. De la même manière que pour le passage au rapport supérieur, cet instant est identifié par la désynchronisation des régimes moteur et primaire.

- A  $t = X_1$ , l'embrayage est complètement ouvert, et le rapport est changé. L'embrayage peut ensuite être relâché. Cet instant est caractérisé par le début de l'augmentation du régime moteur.
- A  $t = X_2$ , les régimes du moteur et de l'arbre sont synchronisés : le changement de rapport est terminé, l'embrayage est complètement fermé.

**Profils de conducteur :** En utilisant les indicateurs définis ci-dessus, l'analyse des changements de rapport peut être étendue à 177 essais réalisés sur piste avec le véhicule référence par plusieurs conducteurs humains lors de la Campagne V1 (Tableau 2.7). Afin de distinguer plusieurs profils de conducteurs, on considère la distribution de la durée totale moyenne de montée de rapport  $t_{up}$  de chaque essai, comme représenté sur la Figure 3.20.

La densité de probabilité est représentée par un histogramme en bleu clair (« Proba. density » en légende). La fonction de répartition est représentée par une ligne en bleu foncé (« Cumulative proba. » en légende). Le premier quartile est représenté par des pointillés rouges ( $t_{up,25\%}$  en légende). Le dernier quartile est représenté par des pointillés verts ( $t_{up,75\%}$  en légende). A partir de cette distribution, trois profils peuvent être définis :

- Le conducteur « Lent » (« Slow »), correspondant aux essais dans le quartile supérieur de  $t_{up}$ .
- Le conducteur « Normal », correspondant aux 2ème et 3ème quartiles de  $t_{up}$ .
- Le conducteur « Rapide » (« Fast »), qui correspond au quartile inférieur de  $t_{up}$ .

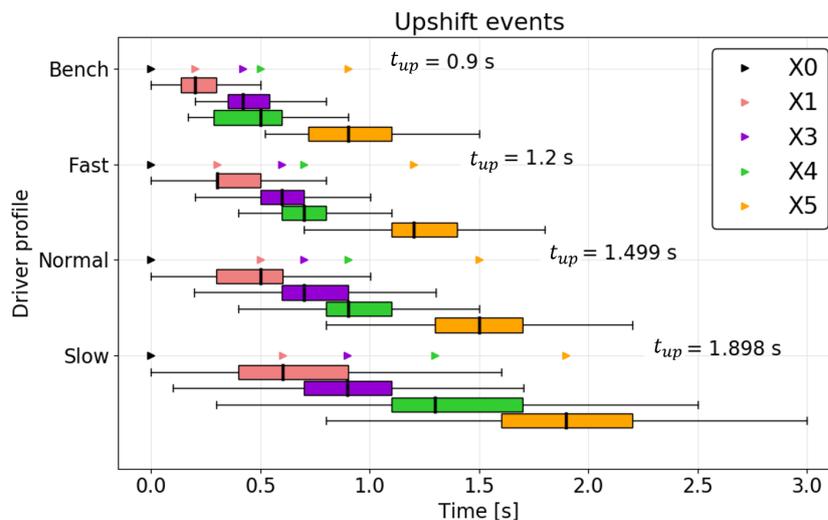


**Fig. 3.20 :** Distribution de la moyenne de la durée de la montée de rapport  $t_{up}$  pour 177 essais sur piste.

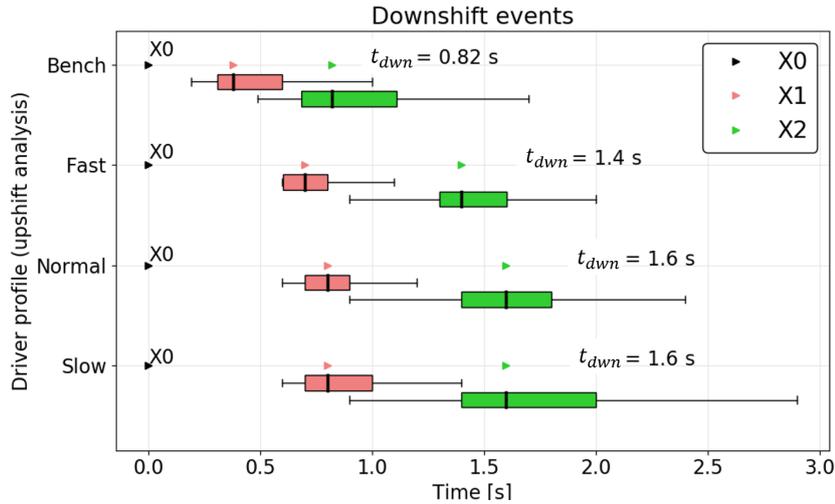
Pour chacun de ces trois profils, on rassemble tous les essais véhicule correspondant et on analyse l'ensemble des montées de rapport selon la définition présentée plus haut. On obtient ainsi les valeurs de  $X_1$ ,  $X_3$ ,  $X_4$  et  $X_5$  pour chaque profil, représentées à l'aide de diagrammes boîte Figure 3.21, respectivement en rouge, violet, vert et jaune.

Les tests sur banc à rouleaux (BàR) sont tous rassemblés dans le même profil de conducteur « Banc » (« Bench » en légende). Pour chaque événement  $X_i$ , les barres d'incertitude représentent les valeurs extrêmes inférieures et supérieures obtenues sur l'ensemble des essais correspondant au profil considéré. La boîte est définie par la valeur du quartile inférieur à gauche, et du quartile supérieur à droite. La ligne noire représente la médiane sur le profil considéré. Cette valeur est choisie comme la valeur caractéristique pour un événement et un profil donnés, représentée par un marqueur triangulaire de la même couleur. On peut noter que le profil de conducteur « Banc » est caractérisé par une durée de montée de rapport  $t_{up} = 0.9$  s inférieure à celle des conducteurs sur route,  $t_{up} = 1.2$  s pour le profil « Fast ». Bien que ce ne soit généralement pas le cas, il convient aussi de souligner que la valeur de  $X_3$  est inférieure à celle de  $X_4$  pour plusieurs montées de rapport sur BàR. Cela signifie que le conducteur commence à appuyer sur la pédale d'accélérateur avant de fermer l'embrayage. Ce n'est pas le cas des conducteurs sur piste, qui commencent toujours à fermer l'embrayage avant d'appuyer sur la pédale d'accélérateur.

En conservant la même distribution des essais (Figure 3.20) entre les différents profils, la phase de rétrogradage peut également être analysée sur l'ensemble des essais considérés, comme représenté Figure 3.22. De manière similaire aux montées de rapport, le profil de conducteur « Banc » est caractérisé par le rétrogradage le plus rapide, de  $t_{down} = 0.82$  s contre  $t_{down} = 1.4$  s au minimum sur route. Il est important de souligner ici que les profils de conducteurs ont été définis sur la base de l'analyse des montées de rapport. Cependant, cette caractérisation reste pertinente pour la phase de rétrogradage : le profil « Rapide » présente la valeur la plus faible pour  $t_{down}$ . Bien que les profils « Lent » et « Normal » partagent la même durée médiane de rétrogradage  $t_{down} = 1.6$  s, le conducteur « Lent » est caractérisé par des valeurs extrêmes plus élevées indiquées par les barres d'incertitude.



**Fig. 3.21** : Durées des événements de montée de rapport pour tous les profils de conducteur.



**Fig. 3.22 :** Durées des événements de rétrogradage pour tous les profils de conducteur.

**Implémentation dans le modèle de conducteur :** Le comportement du modèle de conducteur est directement basé sur l'analyse du changement de rapport présentée ci-dessus, en particulier sur les profils définis Figures 3.21 et 3.22 rassemblés dans le Tableau 3.3.

La Figure 3.23 illustre le comportement du modèle de conducteur lors d'une montée de rapport puis d'un rétrogradage sur un essai réalisé en simulation avec le profil de conducteur « Banc ». La Figure 3.23(a) représente sur l'axe de gauche la vitesse véhicule  $V_{act}$  en bleu et la vitesse demandée  $V_{dem}$  en rouge. Sur l'axe de droite, on trace en pointillés le rapport demandé  $Gear_{dem}$  en rouge et le rapport engagé  $Gear$  en bleu. La Figure 3.23(b) représente les pédales d'accélérateur et d'embrayage en bleu et magenta respectivement. Enfin, la Figure 3.23(c) représente le régime moteur  $\omega_{eng}$  en bleu et le régime primaire  $\omega_{prim}$  en magenta. Sur la période représentée, le modèle de conducteur réalise une montée de rapport entre  $t = 161$  s et  $t = 161.9$  s, et un rétrogradage entre  $t = 171.3$  et  $t = 172.1$  s.

**Tableau 3.3 :** Durées caractéristiques des changements de rapport pour les 4 profils de conducteur considérés. Les événements  $X_i$  correspondent aux définitions établies Paragraphes 3.2.3.3 et 3.2.3.3, et sont exprimés en secondes à partir de l'instant 0 correspondant au début du changement de rapport.

Profil	Montée de rapport				Rétrogradage	
	$X_1$	$X_3$	$X_4$	$X_5$	$X_1$	$X_2$
Banc	0.19	0.46	0.5	0.89	0.34	0.69
Slow	0.6	0.9	1.3	1.9	0.8	1.6
Normal	0.5	0.7	0.89	1.5	0.8	1.6
Fast	0.3	0.6	0.7	1.2	0.7	1.4

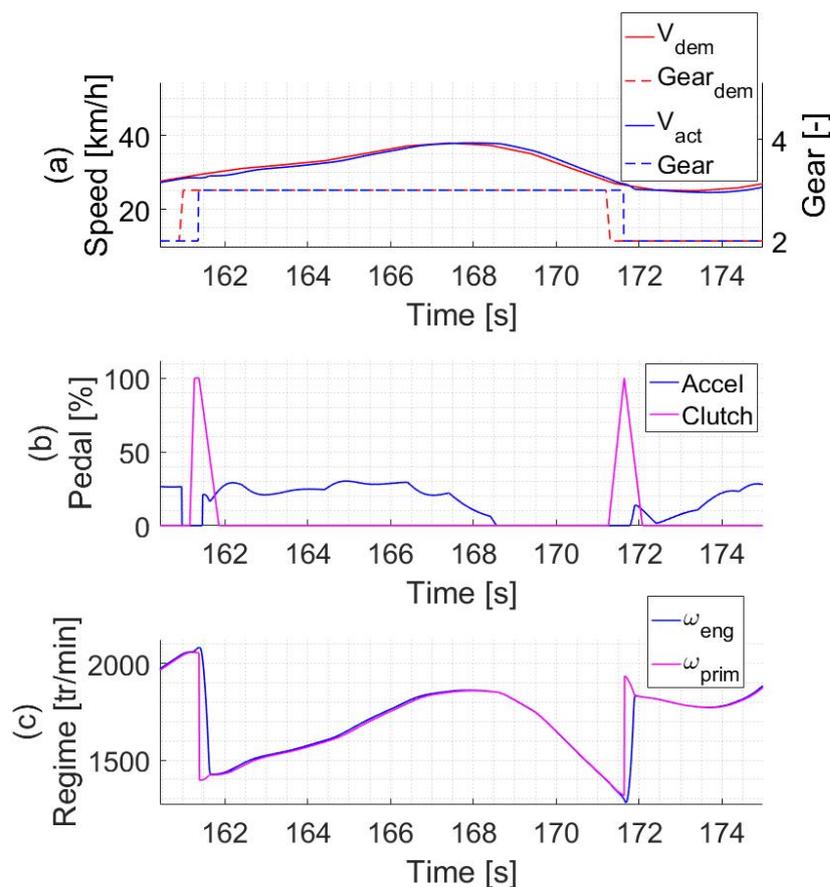
Lorsqu'une montée de rapport est imposée par les données d'entrée du cycle :

- Le contrôle de vitesse est inhibé, et la position de la pédale d'accélérateur est forcée à zéro. Le terme intégral est également remis à zéro afin d'éviter tout dépassement indésirable.

- Après  $X_1$  secondes, l’embrayage est ouvert linéairement de 0 à 100% en  $X_3 - X_1$  secondes. Dès que l’embrayage est complètement ouvert, le rapport de vitesse est modifié à sa nouvelle valeur.
- La fermeture de l’embrayage commence instantanément à  $t = X_3$ . L’embrayage est fermé linéairement de 100 à 0% en  $X_5 - X_3$  secondes. Pendant cette phase, la commande de vitesse (et donc de la pédale d’accélérateur) est réactivée après  $X_4 - X_3$  secondes.

De même, lorsqu’un rétrogradage est demandé :

- La commande de vitesse est inhibée, et la position de la pédale d’accélérateur est forcée à zéro. Le terme intégral est également mis à zéro. L’embrayage est ouvert linéairement de 0 à 100% en  $X_1$  secondes.
- Dès que l’embrayage est complètement ouvert, le rapport de vitesse est changé à sa nouvelle valeur. L’embrayage est ensuite fermé linéairement de 100 à 0% en  $X_2 - X_1$  secondes. Le contrôle de la vitesse (et donc de la pédale d’accélérateur) est réactivé à la fin du rétrogradage.



**Fig. 3.23 :** Exemples de changement de rapport par le modèle de conducteur lors d’un essai en simulation avec le profil « Banc »

### 3.2.3.4 Gestion du décollage

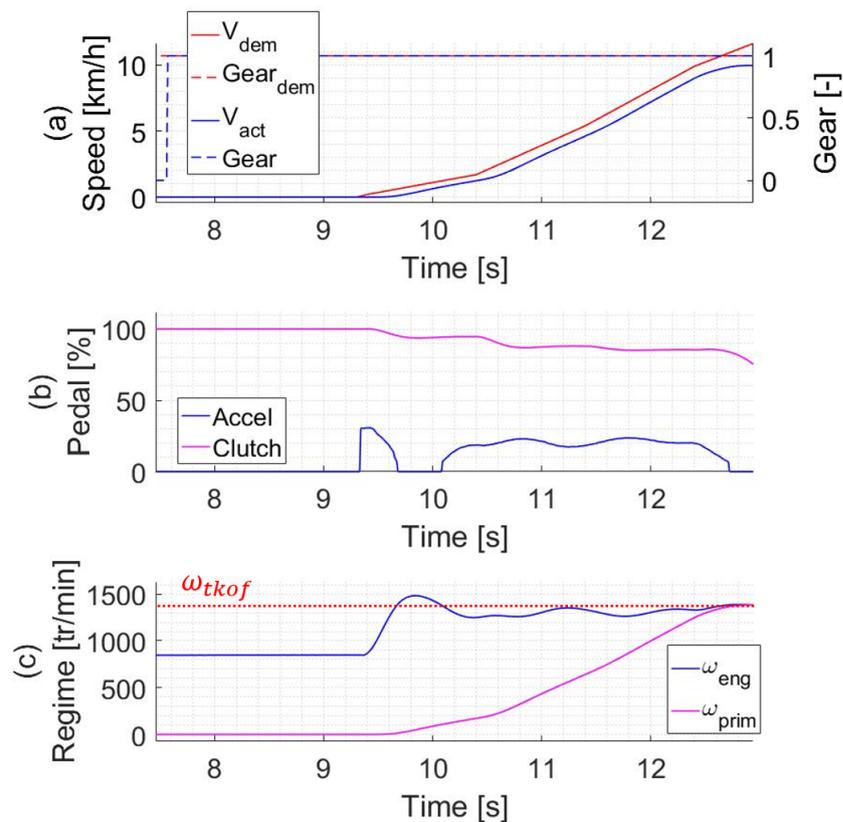
**Architecture conventionnelle :** Le décollage est également une phase cruciale dans le cas d'une transmission manuelle. Pour cette phase, on s'appuie sur le fonctionnement simple du modèle de conducteur initial. La Figure 3.24 donne un exemple de décollage réalisé par le modèle de conducteur en simulation. Avec le même code couleur que la Figure 3.23, la Figure 3.24(a) représente sur l'axe de gauche les vitesses demandée et réalisée en rouge et bleu respectivement, ainsi que les rapport demandé et engagé en pontillés rouges et bleus respectivement sur l'axe de droite. La Figure 3.24(b) représente les pédales d'accélérateur et d'embrayage en bleu et magenta respectivement, et la Figure 3.24(c) trace les régime moteur et primaire en bleu et magenta respectivement.

À partir de l'arrêt, le moteur est au ralenti et l'embrayage est complètement ouvert. Ensuite, le conducteur commence à relâcher l'embrayage pour augmenter le régime primaire et suivre la demande de vitesse, tout en appuyant sur la pédale d'accélérateur pour maintenir le régime moteur au régime de décollage  $\omega_{tkof}$  indiqué par les pontillés rouge afin d'éviter le calage. Lorsque les régimes sont synchronisés, le conducteur referme l'embrayage. Pour cette phase, la principale valeur caractéristique est le régime moteur cible  $\omega_{tkof}$ . Sur les essais du véhicule, il peut être identifié en considérant la valeur du régime moteur lors de la synchronisation. En utilisant la distribution entre les profils de conducteur issue de l'analyse des montées de rapport Figure 3.20, le régime moteur de décollage peut être défini pour chaque type de conducteur. La Figure 3.25 représente la distribution du régime moteur de décollage pour tous les profils de conducteur à l'aide d'un diagramme en boîte. On peut noter que le pilote « Banc » présente la plus faible valeur de régime moteur au décollage avec  $\omega_{tkof} = 1330$  tr/min. De plus, les profils de conducteur basés sur l'analyse des montées de rapport ne montrent pas une corrélation immédiate avec le régime de décollage : le profil « Normal » est caractérisé par la valeur la plus basse pour  $\omega_{tkof}$ .

**Architecture hybride :** Dans le cas d'une transmission automatique, le décollage est réalisé en relâchant simplement la pédale de frein et en appuyant sur la pédale d'accélérateur. Si la vitesse de référence augmente de manière progressive, le régulateur PI peut présenter un comportement indésirable : le frein est relâché lentement, ce qui peut causer une sortie de tolérance, comme illustré en vert sur la Figure 3.26 (« NoTkOf » en légende).

La Figure 3.26(a) représente la vitesse du véhicule en trait plein, ainsi que la demande de cycle en rouge et les limites de tolérance en lignes rouges pointillées. La Figure 3.26(b) représente la pédale d'accélérateur en trait plein, ainsi que la pédale de frein en pointillés. Le signal de frein est représenté en négatif pour plus de lisibilité. A titre de comparaison, un cycle effectué sur le banc à rouleaux par un conducteur humain suivant la même demande de vitesse  $V_{dem}$  est représenté en noir (« BâR » en légende). En raison de la réponse progressive du conducteur PI, la vitesse véhicule  $V_{act}$  est inférieure à la demande entre  $t = 165$  s et  $t = 170$  s, ce qui induit un pic de la pédale d'accélérateur. Ce pic provoque une vitesse excessive entre  $t = 171$  s et  $t = 173$  s, désignée par un cercle rouge sur la Figure 3.26(a).

Afin d'éviter ce comportement indésirable, l'intégrateur du régulateur PI est initialisé à une valeur de départ  $Acc_0$  non nulle lorsque la demande de vitesse commence à augmenter. Cette fonction est réalisée à l'aide d'un bloc Simulink « Hit Crossing », comme représenté en orange sur la Figure 3.27. À partir de l'arrêt, la sortie de ce bloc est nulle

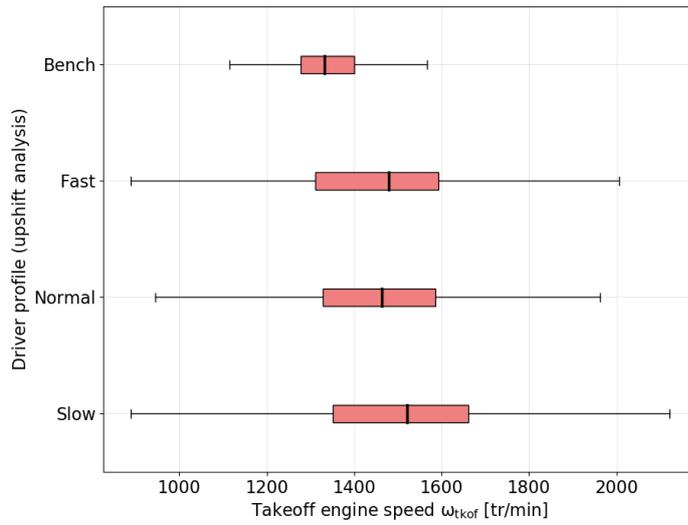


**Fig. 3.24 :** Exemple de décollage par le modèle de conducteur sur transmission manuelle lors d'un essai en simulation avec le profil « Banc »

jusqu'à ce que le signal d'entrée  $V_{target}$  commence à augmenter ; la sortie est alors égale à 1 pendant un pas de temps, avant de revenir à zéro. Afin d'initialiser la sortie de l'intégrateur à la valeur désirée de  $Acc_0$ , la sortie du bloc « Hit Crossing » est multipliée par  $Acc_0$ , et divisée par le gain intégral  $K_I$  et le pas de temps  $dt$ . Par exemple, avec  $Acc_0 = 10\%$ , le conducteur relâche instantanément la pédale de frein et commence à appuyer sur la pédale d'accélérateur, comme représenté en bleu sur la Figure 3.26 (« TkOf » en légende). Cette initialisation a pour effet de placer la vitesse du véhicule au-dessus de la demande dès le début du décollage, tout en restant dans les tolérances WLTP. Le pic de pédale d'accélérateur est également lissé et le comportement est proche de l'essai sur véhicule. L'influence de l'initialisation  $Acc_0$  est suffisamment intuitive pour être réglée manuellement sur le banc EiL : si le décollage est trop lent, alors la valeur doit être augmentée d'une quantité raisonnable, par exemple 5%. En revanche, si la pédale diminue rapidement après un premier pic lors du décollage, cela signifie que la valeur  $Acc_0$  a été surestimée et que le régulateur PI tente de compenser. La valeur doit alors être abaissée afin de lisser le comportement au décollage.

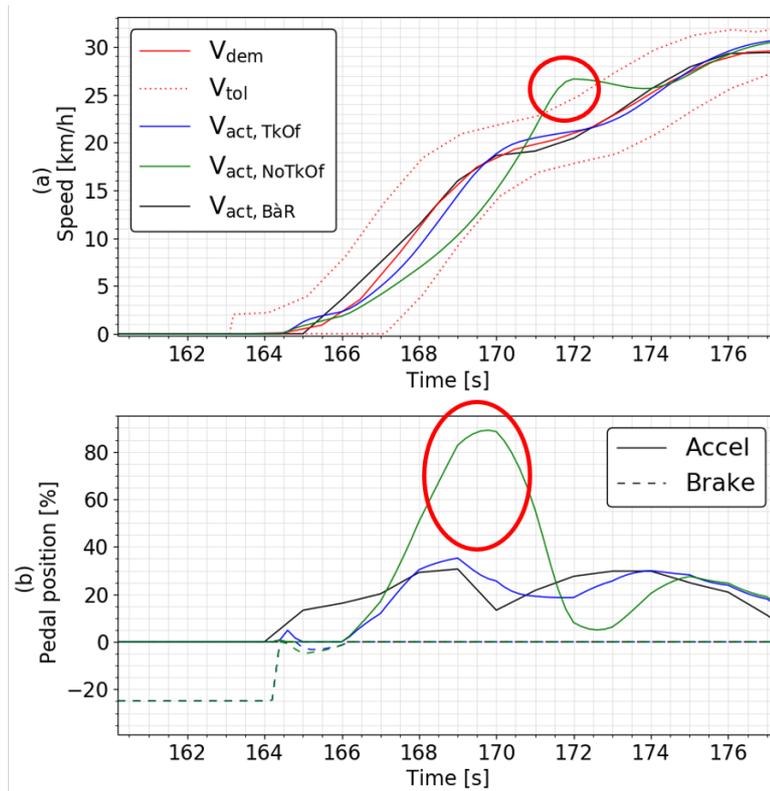
### 3.2.4 Calibration du modèle

Une fois la structure du modèle de conducteur établie, la calibration de ses différents gains et coefficients joue un rôle crucial dans son comportement et la qualité de suivi,

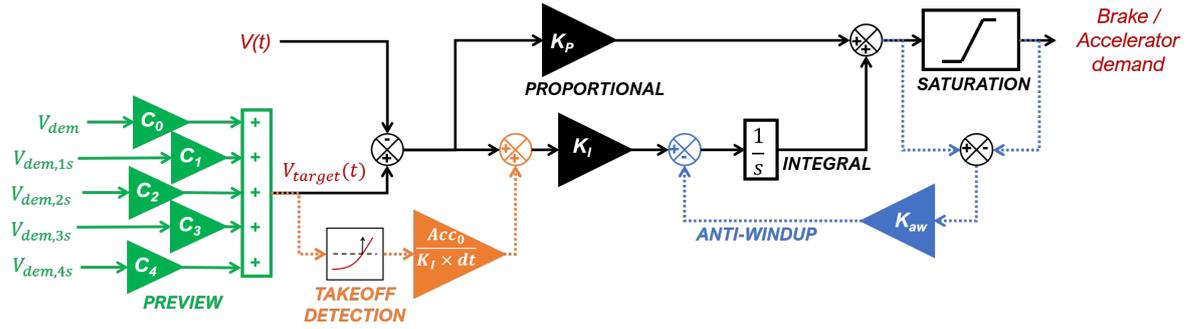


**Fig. 3.25 :** Régime de décollage pour tous les profils de conducteurs.

en particulier les gains  $K_P$  et  $K_I$ . Le temps sur banc d'essai étant généralement compté, la méthode proposée ici a pour but de réaliser cette phase en amont de la mise au banc moteur, c'est à dire en simulation pure (« offline »).



**Fig. 3.26 :** Illustration de l'impact de l'initialisation de l'intégrateur pendant le décollage. Comparaison entre l'absence d'initialisation (« NoTkOf », en vert), l'initialisation (« TkOf », en bleu) et la référence humaine (« BàR », en noir).



**Fig. 3.27** : Structure du modèle de conducteur avec anticipation (vert), anti-windup (bleu) et initialisation au décollage (orange) dans le cas d’une transmission automatique.

### 3.2.4.1 Dynamique de la réponse moteur

Afin de réaliser la calibration du conducteur en amont de la mise au banc, le moteur physique est remplacé par un modèle de moteur thermique (noté « ICE ») pour cette phase.

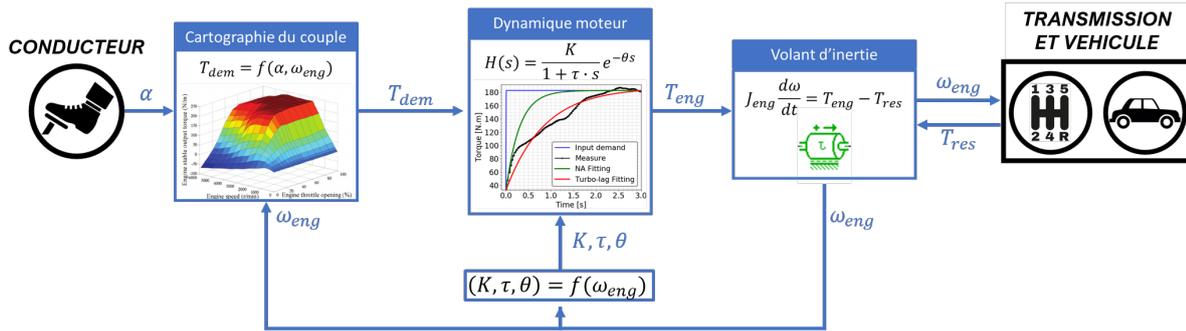
**Modélisation du moteur** : La simulation précise de ce composant est complexe et nécessite une quantité importante de données expérimentales, d’où l’intérêt de la méthode EiL décrite dans cette thèse. Ainsi, l’approche généralement choisie, et par ailleurs utilisée dans l’environnement GREEN (voir Section 3.1), consiste à utiliser une cartographie du couple moteur  $T_{eng}$  en fonction du régime  $\omega_{eng}$  et de la position de la pédale d’accélérateur  $\alpha$ ,  $T_{eng} = f(\alpha, \omega_{eng})$ . Toutefois, cette approche n’est pas adaptée dans le contexte de la calibration du modèle.

En effet, il est crucial de considérer la dynamique de la réponse moteur à une demande par le modèle de conducteur : en se basant simplement sur la cartographie du couple, le moteur simulé répond instantanément à la demande de couple du conducteur. Ce comportement ne correspond pas au système physique, qui est caractérisé par un temps de réponse variable. Selon le type de moteur, ce temps de réponse peut être de l’ordre de 10 ms, ou même de la seconde dans le cas d’un moteur suralimenté. Par conséquent, un modèle de conducteur réglé à l’aide de ce type de modèle de moteur basique risque de se révéler instable lorsqu’il sera utilisé au banc moteur. Si la réponse du moteur réel met du temps à affecter la vitesse du véhicule, le conducteur appuiera encore plus sur la pédale d’accélérateur, ce qui pourrait entraîner des oscillations. On observe ce type de comportement en connectant directement le modèle de conducteur initial de l’outil GREEN au banc lors de la Campagne 1 (Tableau 2.6). Il est donc crucial de prendre en compte le temps de réponse du moteur lors du réglage du régulateur PI.

Le but principal de cette phase étant bien la calibration du modèle de conducteur et non la simulation précise du moteur thermique, la méthode choisie dans cette thèse se base sur une fonction de transfert du premier ordre avec retard variable (notée « FOPDT » pour *first order plus dead time*) [133-136] :

$$H(s) = \frac{K}{1 + \tau \cdot s} e^{-\epsilon s} \quad (3.13)$$

Le gain  $K$ , la constante de temps  $\tau$  et le retard  $\epsilon$  sont des caractéristiques du moteur et de son point de fonctionnement. Une fois ces paramètres établis en fonction du régime



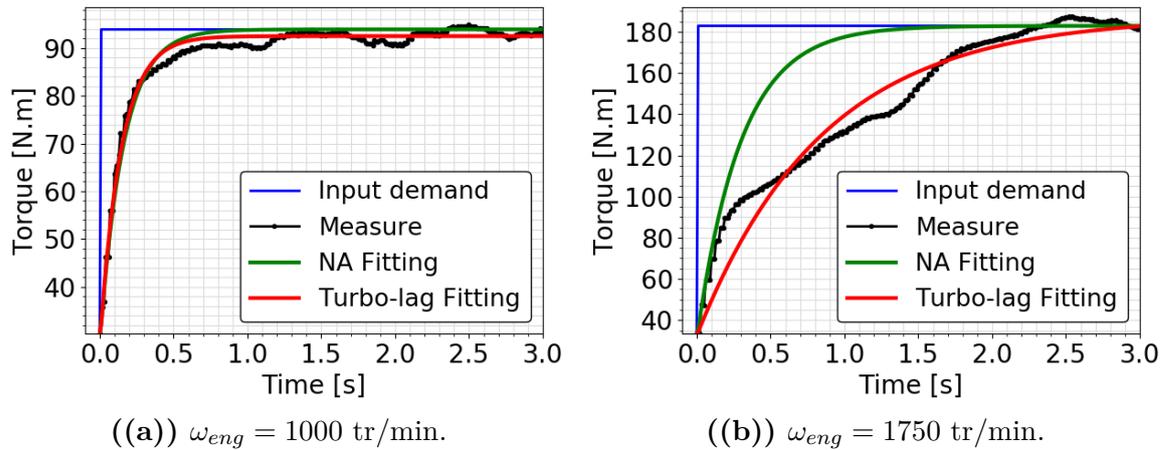
**Fig. 3.28 :** Schéma du modèle moteur utilisé pendant la phase de calibration du modèle conducteur.

moteur, la fonction de transfert peut être introduite dans le modèle véhicule. Le moteur thermique simulé est ainsi représenté Figure 3.28. Dans cette phase de calibration, on suppose que la machine de charge compense sa propre inertie et on ne la prend donc pas en compte pour calibrer le conducteur. A partir de la position pédale et du régime moteur, la cartographie déjà présente dans le modèle GREEN permet de calculer le couple demandé au moteur par le conducteur. Ensuite, la fonction de transfert FOPDT calcule le couple réalisé par le moteur en prenant en compte la dynamique de sa réponse, elle aussi fonction du régime moteur. Ce régime est calculé à partir de l'inertie moteur  $J_{eng}$  et du couple résistif  $T_{res}$  provenant du modèle de véhicule.

**Identification de la fonction de transfert :** Comme mentionné plus haut, le modèle de conducteur et sa méthode de calibration ont été testés dans deux architectures EiL distinctes, i.e. l'architecture conventionnelle de référence ainsi qu'une architecture hybride électrique. Pour ces deux contextes, l'identification des paramètres de la dynamique moteur a été réalisée de deux manières différentes.

Dans le cas de l'architecture conventionnelle, on disposait d'essais spécifiques réalisés au banc moteur afin de caractériser la réponse en couple du moteur de référence. Pour un régime moteur constant donné, ces essais consistent à imposer un créneau de pédale d'accélérateur de 0 à 100%. Le couple moteur est ensuite mesuré, et cet essai est répété pour plusieurs valeurs de régime. Les Figure 3.29(a) et 3.29(b) représentent la réponse en couple pour les valeurs de régime  $\omega_{eng} = 1000$  tr/min et  $\omega_{eng} = 1750$  tr/min respectivement. Le créneau de couple demandé est représenté en bleu (« Input demand » en légende), et le couple mesuré est représenté en noir (« Measure »). Par la méthode des moindres carrés, les paramètres  $K$ ,  $\tau$  et  $\epsilon$  peuvent être identifiés pour chaque valeur de régime. Dans ce contexte, le gain  $K$  est égal à 1 puisque le couple moteur atteint le couple demandé. De plus, le retard  $\epsilon$  est trop faible pour être pris en compte, et est donc nul pour le moteur considéré.

On peut souligner à partir de la Figure 3.29(b) que la fonction de transfert FOPDT est seulement une approximation de la réponse moteur. En effet, la tendance de la réponse moteur change à  $t = 0.32$  s, et on peut identifier deux phases distinctes. Ce phénomène est dû au fait que le moteur considéré est suralimenté, ce qui induit un temps de réponse supérieur, « turbo-lag ». A faible charge, le turbocompresseur est inactif (phase atmosphérique) et la dynamique du moteur est plus rapide que pour les charges plus élevées (phase suralimentée). Par conséquent, lorsque l'on considère les deux phases (en rouge sur la Figure, « Turbo-lag fitting »), la fonction FOPDT n'est pas parfaitement



**Fig. 3.29 :** Essais de caractérisation de la dynamique moteur pour deux valeurs de régime moteur  $\omega_{eng}$ .

ajustée aux premières 0,4s - c'est-à-dire à la phase de faible charge - pour lesquelles la constante de temps  $\tau_{Turbo}$  semble être surestimée. D'autre part, en ne considérant que la phase atmosphérique, on obtient une constante de temps  $\tau_{Atmo}$  sous-estimée, en vert sur la Figure (« NA fitting » pour *naturally aspirated*). Pour la phase de calibration du conducteur, un troisième jeu de paramètres intermédiaire est donc pris en compte, en considérant la moyenne entre les deux valeurs de  $\tau_{Turbo}$  et  $\tau_{Atmo}$ , notée  $\tau_{Mean}$ . Le Tableau 3.4 rassemble les valeurs de la constante de temps pour les valeurs de régime moteur testées, correspondant aux trois jeux de paramètres. Il peut être remarqué que, comme suggéré Figure 3.29(a), pour les faibles valeurs de régime moteur  $\omega_{eng} = 1000$  tr/min et  $\omega_{eng} = 1250$  tr/min, la suralimentation n'intervient pas et n'impacte donc pas la réponse moteur :  $\tau_{Turbo}$  et  $\tau_{Atmo}$  sont égaux. Les trois jeux de paramètres peuvent ainsi être utilisés pour la phase de calibration du conducteur, afin de comparer les trois réglages du *PI* obtenus au banc moteur.

**Tableau 3.4 :** Paramètres de la fonction de transfert de la dynamique moteur pour les 3 cas considérés

Régime [tr/min]	$\tau_{Turbo}$		$\tau_{Atmo}$		$\tau_{Mean}$	
	$\tau$ [s]	$\epsilon$ [s]	$\tau$ [s]	$\epsilon$ [s]	$\tau$ [s]	$\epsilon$ [s]
1000	0.14	0	0.14	0	0.14	0
1250	0.21	0	0.21	0	0.21	0
1500	0.45	0	0.25	0	0.35	0
1750	0.85	0	0.30	0	0.575	0
2000	0.62	0	0.28	0	0.45	0
3000	0.56	0	0.25	0	0.405	0

Dans le cas de l'architecture hybride, on ne dispose pas d'essais de mise sous couple pour l'identification de la fonction de transfert. Toutefois, le cahier des charges exprime les valeurs maximales de la dynamique moteur grâce à la fonction de transfert FOPDT. On considère la réponse du moteur thermique seul, la réponse des composants électriques

étant négligeable en comparaison.

$$\tau = \frac{A_{dyn}}{\omega_{eng}} \quad (3.14)$$

$$\epsilon = \frac{B_{dyn}}{\omega_{eng}} \quad (3.15)$$

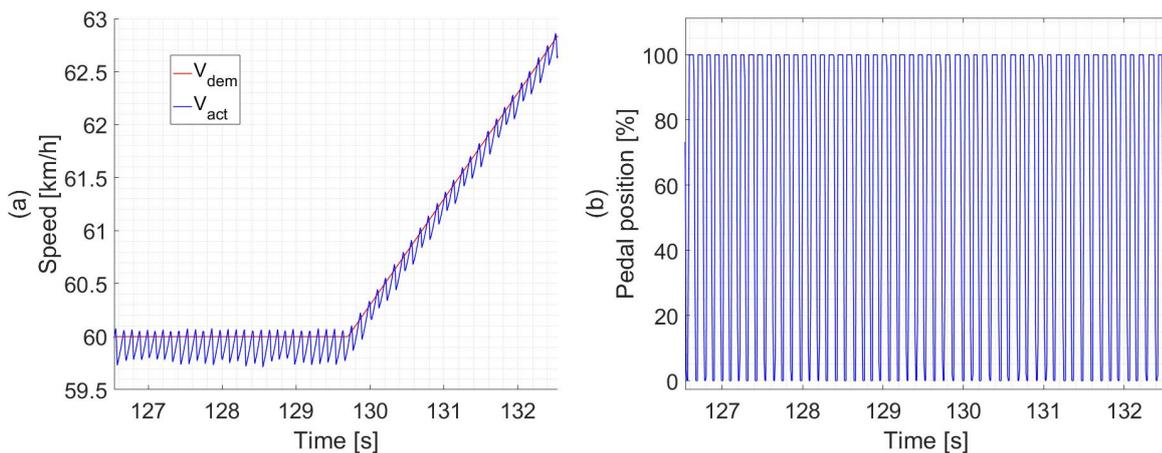
Avec  $A_{dyn}$  et  $B_{dyn}$  des valeurs caractéristiques du moteur thermique. Le moteur considéré étant atmosphérique et non suralimenté (Tableau 2.4), on utilise directement ces valeurs pour la phase de calibration.

### 3.2.4.2 Représentativité

Une fois la dynamique du moteur implémentée, le conducteur virtuel doit être réglé avec deux objectifs principaux :

- La performance de suivi de cycle, c'est-à-dire sa capacité à minimiser l'écart entre la demande et la vitesse atteinte.
- La fidélité de son comportement : les fluctuations de la pédale d'accélérateur doivent correspondre à celles observées dans le cas d'un conducteur humain.

En ce qui concerne la capacité de suivi de cycle, on utilise les indicateurs définis Section 3.2.1, i.e. l'écart moyen de vitesse  $\mu_{V_{diff}}$ , le nombre de déviations  $N_{dev}$ , le temps cumulé hors tolérance  $t_{OutTol}$  et la durée maximale de déviation  $t_{dev,Max}$ . En revanche, la représentativité du modèle de conducteur semble moins évidente à évaluer que la qualité de suivi. Cependant, le réglage du régulateur PI avec pour seul objectif la performance de suivi du cycle peut conduire à un comportement indésirable, comme illustré sur la Figure 3.30. La Figure 3.30(a) représente les vitesses réalisée et demandée en bleu et rouge respectivement. La Figure 3.30(b) représente la position de la pédale d'accélérateur.



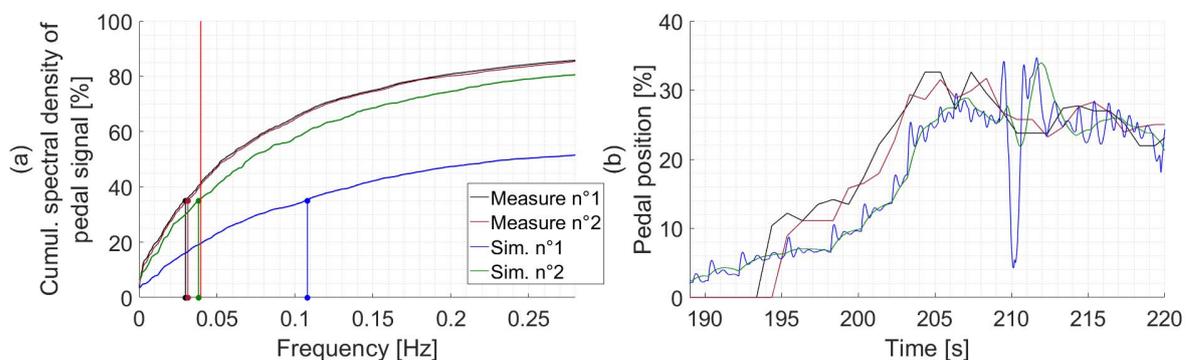
**Fig. 3.30** : Exemple de comportement indésirable et irréaliste du conducteur virtuel.

On peut noter que dans cet exemple réalisé en simulation, le conducteur est performant en ce qui concerne le suivi du cycle : la vitesse ne sort jamais des limites de tolérance, et l'écart moyen est inférieur à 0.1 km/h. Cependant, si l'on considère la position de la pédale d'accélérateur, on observe des oscillations de grande amplitude et de fréquence élevée. Ce signal de pédale ne correspond pas à celui d'un conducteur humain.

Lors de la réalisation des essais sur le banc EiL, de telles variations de la demande de couple moteur induiront inéluctablement des taux de consommation et d'émission différents par rapport aux essais sur banc à rouleaux. Il est donc crucial d'écarter ce type de comportement lors du réglage du conducteur afin de préserver la représentativité des tests.

Dans ce but, une analyse fréquentielle du signal de la pédale d'accélérateur peut être effectuée. Plus précisément, en utilisant la transformation de Fourier rapide (FFT), la densité spectrale de puissance (PSD) donne une mesure du contenu en puissance du signal en fonction de la fréquence. En cumulant la PSD sur le spectre, on peut calculer la fréquence contenant 35% du spectre, écrite  $F_{35}$ , comme illustré sur la Figure 3.31(a). La densité spectrale cumulée est représentée pour plusieurs conducteurs avec une ligne verticale indiquant la valeur de  $F_{35}$ .

La valeur de référence  $F_{ref}$  pour  $F_{35}$  peut être estimée en considérant les tests effectués par des conducteurs humains sur un banc d'essai à rouleaux. Dans cette thèse, on dispose de 11 cycles WLTC conduits avec un véhicule similaire et suivant la même trace de vitesse demandée  $V_{dem}$ . Ces essais peuvent être utilisés afin d'évaluer la valeur de référence maximale pour  $F_{35}$ , représentée par la ligne verticale rouge sur la Figure 3.31(a). Si un essai donné présente une valeur de  $F_{35}$  supérieure à cette référence, cela signifie que la réponse du conducteur virtuel est trop instable par rapport à celle d'un humain. C'est ce qu'illustre la Figure 3.31 : deux essais réalisés en simulation (« Sim. n°1 » et « Sim. n°2 » en légende) sont représentés respectivement en bleu et en vert. À titre de comparaison, deux des tests sur banc à rouleaux, (« Mesure n°1 » et « Mesure n°2 » en légende), sont représentés en noir et bordeaux respectivement. La Figure 3.31(b) représente la position de la pédale d'accélérateur pour une fraction du WLTC. On peut noter que la position de la pédale dans la Sim. n°1 présente des fluctuations importantes, tant en amplitude qu'en fréquence, par rapport aux essais sur banc à rouleaux. En revanche, la pédale dans la Sim. n°2 est beaucoup plus lisse et proche des conducteurs de référence. En analysant la Figure 3.31(a), cette tendance est également observable dans la valeur de  $F_{35}$  : la valeur de la Sim. n°1 est supérieure à 0.1 Hz, significativement plus grande que pour les tests de référence autour de 0.03 Hz. En revanche, la valeur de  $F_{35}$  est plus proche de la référence pour la Sim. n°2, autour de 0.04 Hz. Ainsi, l'indicateur  $F_{35}$  permet de quantifier le niveau de stabilité du conducteur, et peut donc être utilisé pour écarter les comportements irréalistes.



**Fig. 3.31** : Analyse fréquentielle du signal de la pédale : comparaison de plusieurs conducteurs.

### 3.2.4.3 Méthode de calibration

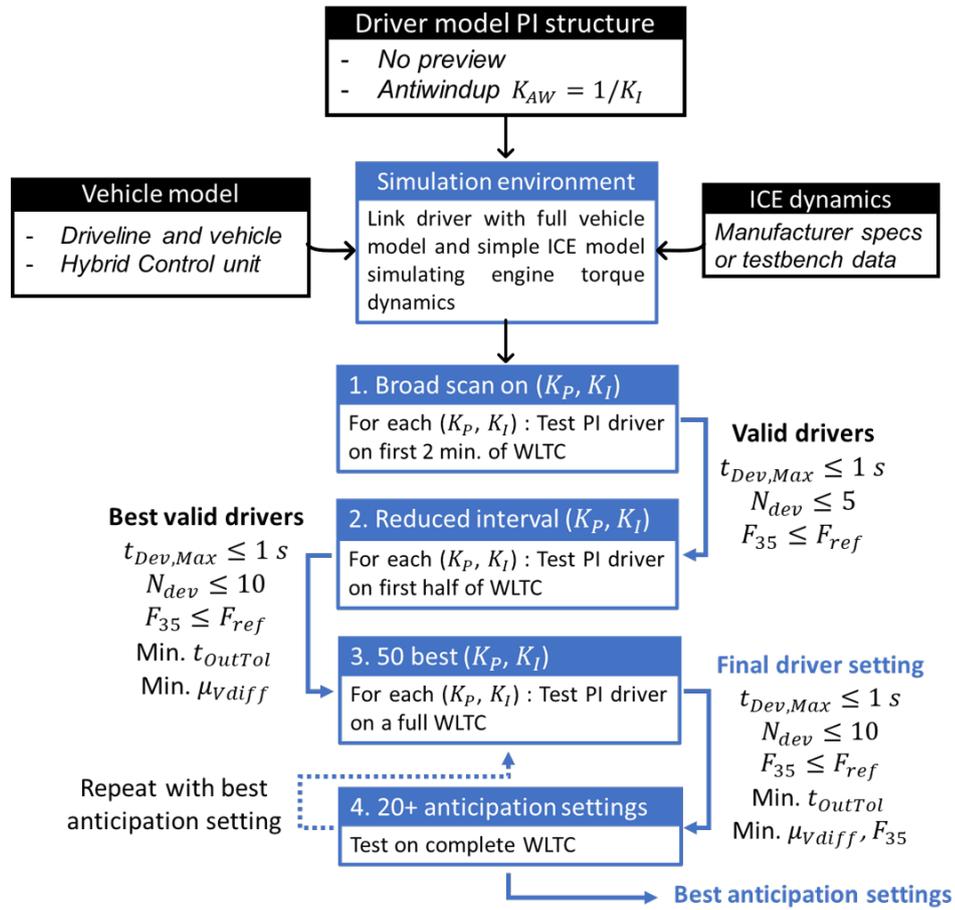
En utilisant le modèle complet du véhicule incluant la dynamique du moteur ainsi que les indicateurs décrits ci-dessus, les gains  $K_P$  et  $K_I$  peuvent être ajustés dans l'environnement de simulation (Figure 3.28) en suivant plusieurs étapes. Pour cette phase, le gain anti-windup est fixé à  $K_{AW} = 1/K_I$  et dans le cas d'une transmission hybride la position initiale de la pédale de décollage est fixée à zéro,  $Acc_0 = 0$ . Dans un premier temps, aucune anticipation du cycle n'est introduite, c'est-à-dire que  $C_0 = 1$  et  $C_{i>0} = 0$ . Comme il s'agit du cycle d'homologation de référence, le WLTC est choisi pour réaliser les tests de réglage. Pour gagner en temps de calcul, une petite fraction du cycle est considérée en premier lieu. La Figure 3.32 représente le processus de réglage.

1. Tout d'abord, un balayage large sur  $K_P$  et  $K_I$  est effectué sur la première phase du WLTC, c'est-à-dire les 120 premières secondes. Par exemple, on peut faire varier  $K_P$  et  $K_I$  entre 0 et 10, avec un incrément de 0.1. Pour chaque couple  $(K_P, K_I)$ , les indicateurs  $t_{Dev,Max}$ ,  $N_{dev}$  et  $F_{35}$  sont calculés.
2. Sur la base de cette première analyse, l'intervalle de validité peut être réduit en éliminant les couples  $(K_P, K_I)$  qui induisent des déviations de plus d'une seconde hors tolérance  $t_{dev,Max} > 1s$ , plus de 5 déviations  $N_{dev} > 5$  et/ou présentent une valeur de  $F_{35}$  supérieure à la limite. Dans cet intervalle réduit, un balayage plus précis de toutes les paires de valeurs peut être effectué, avec un incrément plus petit de 0.025, et sur une plus grande fraction du WLTC (c'est-à-dire la première phase lente, correspondant aux 500 premières secondes).
3. Parmi les paires obtenues satisfaisant les conditions de validité, les meilleures sont choisies en fonction de l'erreur moyenne  $\mu_{Vdiff}$ , et testées sur un WLTC complet. La priorité est donnée à celles qui impliquent le moins de temps hors tolérance. La sélection finale est ensuite effectuée en tenant compte des paires présentant l'erreur moyenne la plus faible. Parmi celles-ci, la valeur la plus faible de  $F_{35}$  est préférée car elle correspond à un conducteur plus stable.

Une fois que le meilleur couple  $(K_P, K_I)$  est déterminé, plusieurs réglages d'anticipation peuvent être testés afin d'évaluer quel profil doit être testé sur le banc, comme indiqué dans le Tableau 3.5. Pour chacun des profils d'anticipation sélectionnés, l'étape 3 peut également être répétée avec des valeurs modifiées pour les coefficients  $C_i$  afin d'obtenir les valeurs les plus adaptées pour  $K_P$  et  $K_I$ .

## 3.3 Résultats expérimentaux

Lors de la Campagne 4, l'architecture finale présentée en Section 3.1 a pu être mise en place et testée au banc B4 avec le moteur H5D470 (voir Section 2.3). Pour cette campagne, les essais véhicule de référence ont été réalisés avec le véhicule EKB118. De nombreux essais ont finalement pu être réalisés et permettent d'analyser différents aspects de l'approche EiL.



**Fig. 3.32** : Processus de calibration du modèle conducteur dans l'environnement de simulation.

### 3.3.1 Régulation de la machine de charge

Tout d'abord, l'impact de l'ajout du régulateur CORRECTT peut être constaté sur un cycle WLTC. De la même manière que la Figure 3.7, la Figure 3.33 représente l'écart entre le couple demandé  $T_{dem}$  et le couple mesuré  $T_{mes}$  au cours du cycle.

La Figure 3.33(a) représente les vitesses réalisées  $V_{act}$  et demandée  $V_{dem}$  en bleu et rouge respectivement. Les tolérances WLTP  $V_{tol}$  sont indiquées en pointillés rouges. La Figure 3.33(b) représente les couples demandé par le modèle  $T_{dem}$  et mesuré par le couplemètre  $T_{mes}$  en bleu et rouge respectivement. L'écart de couple  $\Delta T$  entre  $T_{dem}$  et  $T_{mes}$  est représenté Figure 3.33(c). Enfin, la Figure 3.33(d) représente l'écart relatif énergétique  $\delta E$  entre l'énergie mesurée  $E_{mes,BM}$  et l'énergie demandée  $E_{req,BM}$ , ramené à l'énergie totale demandée  $E_{req,BM}(t_{end})$ .

En comparaison avec la Figure 3.7, il apparaît immédiatement que le régulateur de couple CORRECTT remplit sa fonction : les courbes de couple demandé  $T_{dem}$  et mesuré  $T_{mes}$  sont superposées sur la majorité du cycle, mise à part pendant les phases dynamiques des changements de rapport. L'écart moyen de couple est de -0.005 N.m, et l'écart relatif entre l'énergie demandée et l'énergie mesurée est de -0.56% à la fin du cycle. Ces résultats permettent de conclure que le régulateur parvient bien à compenser le manque de précision de la machine de charge observé Section 3.1.2.2 et réduit cette source d'écart avec la référence.

**Tableau 3.5** : Réglages d'anticipation du conducteur évalués en simulation. On indique en bleu les réglages sélectionnés pour être testés au banc EiL (Section 3.3.4).

N°	$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$
<b>1</b>	<b>1</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
2	0.8	0.2	0	0	0
<b>3</b>	<b>0.8</b>	<b>0</b>	<b>0.2</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
4	0.8	0	0	0.2	0
5	0.8	0	0	0	0.2
6	0.6	0.4	0	0	0
<b>7</b>	<b>0.6</b>	<b>0</b>	<b>0.4</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
8	0.6	0	0	0.4	0
9	0.6	0	0	0	0.4
10	0.4	0.6	0	0	0
11	0.4	0	0.6	0	0
12	0.4	0	0	0.6	0
13	0.4	0	0	0	0.6
14	0.6	0.2	0.1	0.05	0.05
15	0.6	0.1	0.1	0.1	0.1
16	0.5	0.2	0.1	0.1	0.1
17	0.4	0.3	0.2	0.1	0
18	0.7	0.2	0.1	0	0
19	0.6	0.3	0.1	0	0
20	0.5	0.3	0.2	0	0
21	0.5	0.25	0.25	0	0

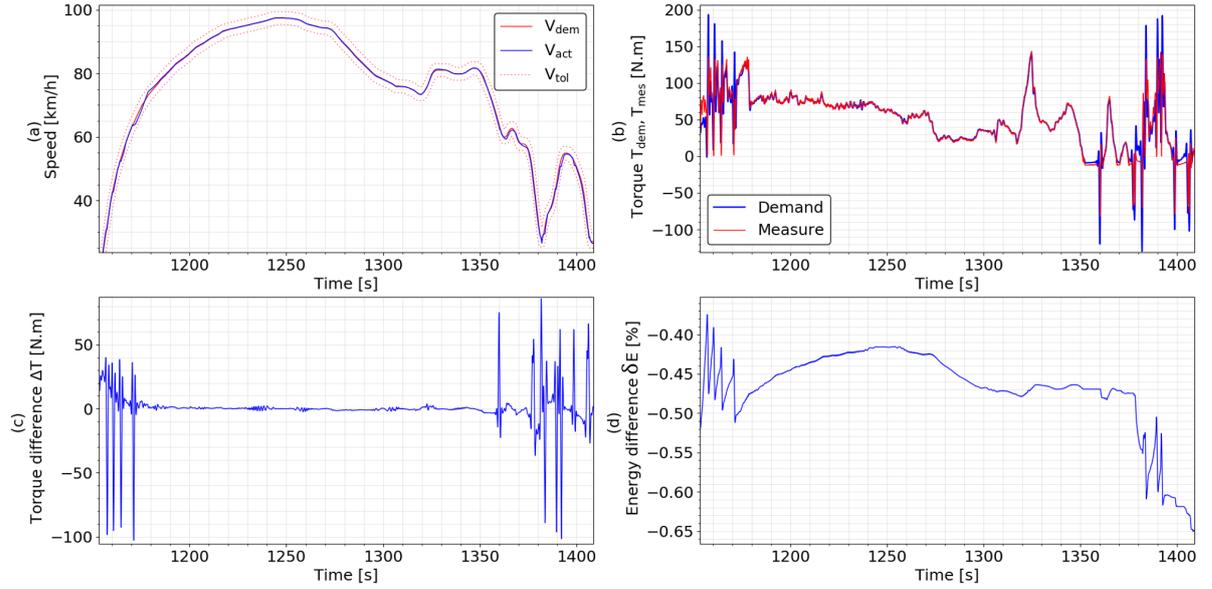
De la même manière que le Tableau 3.1, le Tableau 3.6 rassemble les indicateurs énergétiques  $E_{tqi}$ ,  $E_{tqe}$ ,  $E_{mes}$  et  $E_{req}$  ainsi que l'écart relatif entre l'énergie totale sur BM et sur BâR  $\Delta E$  pour chaque méthode de calcul, la masse totale de carburant injectée  $M_{carb}$  et la distance totale  $D_{tot}$ , et l'écart entre BM et BâR pour ces variables. Les résultats de l'architecture initiale (Tableau 3.1) sont indiqués dans la colonne « EiL (Init.) », et ceux obtenus avec l'architecture finale dans la colonne « EiL (Final) ». L'impact du régulateur sur la représentativité énergétique est clair : les indicateurs d'écart énergétique sont compris entre 0.51% et 4.63% avec l'architecture finale, contre au moins 9.6% dans la configuration initiale.

## 3.3.2 Modélisation de l'embrayage

L'intégration du modèle d'embrayage décrit en Section 3.1.2.4 dans l'architecture finale (Figure 3.13) a permis d'atténuer les oscillations observées lors des premiers essais, et ainsi de réaliser des cycles complets.

### 3.3.2.1 Analyse des résultats

La Figure 3.34 illustre le comportement du modèle d'embrayage sur le banc EiL lors d'une montée de rapport entre  $t = 163.2$  s et  $t = 164.2$  s, puis d'un rétrogradage entre  $t = 173.9$  s et  $t = 175$  s.



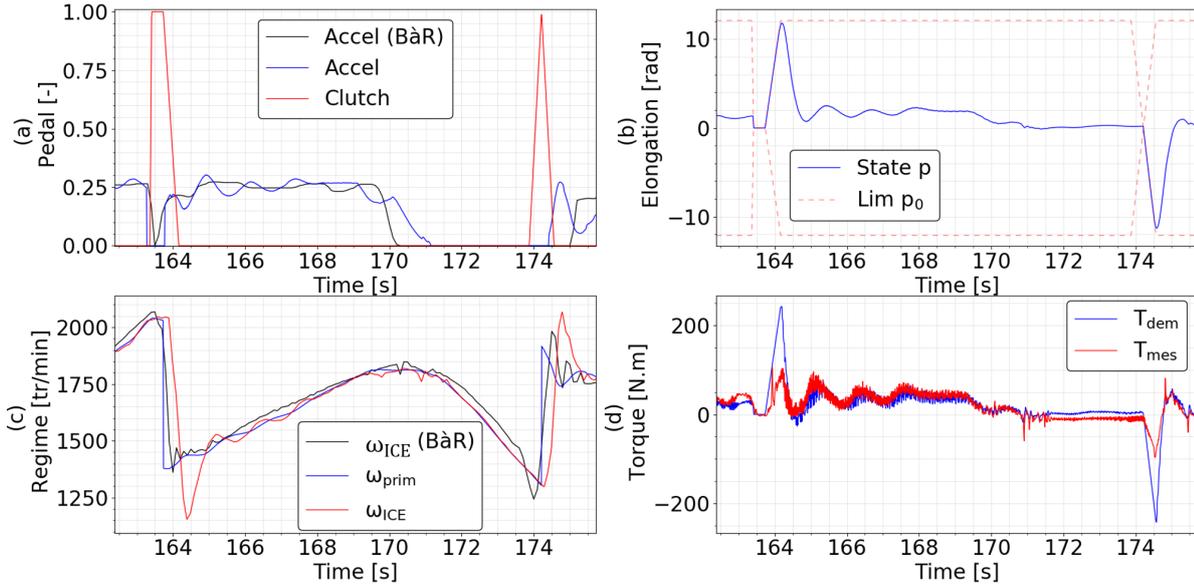
**Fig. 3.33** : Couple demandé et mesuré - Essai réalisé avec le régulateur CORRECTT.

**Tableau 3.6** : Ecart entre BàR et BM sur un cycle WLTC réalisé avec l'architecture initiale (« Init. ») et l'architecture finale (« Final »)

Indicateur	Unité	Ref. BàR	EiL (Init.)	EiL (Final)
$E_{tqi}$	[kWh]	3.98	4.47	4.01
$\Delta E_{tqi}$	[%]	-	12.1	0.51
$E_{tqe}$	[kWh]	3.22	3.9	3.37
$\Delta E_{tqe}$	[%]	-	21.1	4.63
$E_{mes}$	[kWh]	3.22	3.79	3.28
$\Delta E_{mes}$	[%]	-	17.5	1.81
$E_{req}$	[kWh]	3.22	3.42	3.3
$\Delta E_{req}$	[%]	-	6.32	2.62
$M_{carb}$	[g]	1048	1148	1047
$\Delta M_{carb}$	[%]	-	9.59	-0.14
$D_{tot}$	[km]	23.2	23.1	22.9
$\Delta D_{tot}$	[%]	-	-0.39	-1.04

La Figure 3.34(a) représente les positions pédale de l'accélérateur (bleu) et de l'embrayage (rouge). Le signal de la pédale d'accélérateur issu de l'essai BàR de référence est tracé en noir. La Figure 3.34(b) représente la variable interne d'élongation de l'embrayage  $p$ , ainsi que les valeurs limites correspondant au couple maximal transmissible  $p_0$  et  $-p_0$  en pointillés rouges. La Figure 3.34(c) représente le régime moteur mesuré par la machine de charge en rouge, ainsi que le régime primaire calculé par le modèle véhicule en bleu. Le régime moteur de l'essai BàR est tracé en noir. Enfin, la Figure 3.34(d) représente en bleu le couple calculé par le modèle d'embrayage  $T_{dem}$ , et le couple mesuré sur l'arbre par la machine de charge  $T_{mes}$  en rouge.

En premier lieu, on peut souligner que l'élongation  $p$  n'est pas nulle avant le changement de rapport. En effet, la transmission de couple dans le modèle d'embrayage « reset integrator » se fait par la déformation de la raideur. Ensuite, le régime primaire  $\omega_{prim}$  chute instantanément lors de la montée de rapport à la valeur correspondant au nou-



**Fig. 3.34** : Comportement du modèle d'embrayage lors d'une montée de rapport puis d'un rétrogradage sur le banc EiL.

veau rapport. Le conducteur commence à relâcher l'embrayage à  $t = 163.7$  s jusqu'à sa fermeture complète à  $t = 164.2$  s. L'embrayage étant initialement totalement ouvert, la valeur maximale de l'élongation  $p_0$  est nulle puisqu'elle dépend directement du couple maximal transmissible, et est donc modulée par l'ouverture de l'embrayage. Entre l'instant  $t = 163.7$  s et  $t = 164.2$  s, la différence de régime entre les deux arbres est telle que l'embrayage entre en glissement, l'élongation étant à sa valeur maximale. Ceci résulte en une augmentation forte du couple demandé  $T_{dem}$ , qui a pour impact de faire chuter le régime moteur vers le régime primaire, qui augmente faiblement du fait de l'inertie du véhicule. Ensuite, à l'instant  $t = 164.2$  s, les régimes se synchronisent et l'embrayage passe en phase de collage, l'élongation diminuant de 10 rad à 0.3 rad à  $t = 164.5$  s. Après un passage sous le régime primaire, le régime moteur remonte et les deux arbres sont synchronisés : le changement de rapport est terminé. Les observations sont similaires pour le rétrogradage, la principale différence étant que le couple résistif est négatif lors de la fermeture de l'embrayage, puisque le régime moteur est inférieur au régime primaire.

### 3.3.2.2 Discussion

Premièrement, il peut être souligné qu'en position fermée, la valeur maximale de l'élongation  $p_0$  vaut 10 rad, ce qui correspond à environ un tour et demi. Une telle valeur peut paraître discutable, puisqu'un embrayage physique ne se déforme pas autant en réalité. Du fait de cette déformation, le régime moteur  $\omega_{eng}$  diminue jusqu'à 1170 tr/min, soit près de 200 tr/min de moins que sur l'essai véhicule. La valeur de  $p_0$  dépend directement du couple maximal transmissible  $T_{max}$  et de la raideur de l'embrayage  $k_{clutch}$  :

$$p_0 = \frac{T_{max}}{k_{clutch}} \quad (3.16)$$

Pour une valeur de  $T_{max}$  donnée, augmenter la raideur  $k_{clutch}$  permettrait de diminuer la valeur de  $p_0$ . Toutefois, ce réglage ne peut se faire que manuellement une fois sur le banc EiL, le comportement du système dépendant des inerties de la transmission, du moteur et de la machine de charge. Augmenter la valeur de la raideur a pour effet d'accentuer la réponse en couple du modèle d'embrayage, et donc le risque d'oscillations. La valeur de l'amortissement  $d_{clutch}$  doit être ajustée afin d'obtenir un comportement satisfaisant. Après de nombreuses tentatives, cette configuration s'est avérée la plus adaptée. En effet, bien que peu réaliste, la déformation observée ne pose pas de problème de représentativité d'un point de vue énergétique, les régimes étant correctement synchronisés en position fermée.

En second lieu, on peut aussi noter l'importance de l'architecture finale de la Figure 3.13. En effet, le pic dans la demande de couple du à la fermeture de l'embrayage n'est pas réalisé par la machine de charge. Le couple mesuré  $T_{mes}$  augmente lui aussi fortement, mais atteint seulement 100 N.m au lieu de 242 N.m. Ce comportement rend nécessaire l'utilisation du couple mesuré  $T_{mes}$  au lieu du couple demandé  $T_{dem}$  dans le modèle véhicule. La machine de charge ne répond pas instantanément au couple demandé dans les phases dynamiques des changements de rapport, et ce même en utilisant le régulateur CORRECTT (Section 3.1.2.2).

### 3.3.2.3 Synthèse

Finalemment, il est important de souligner que la liaison entre le banc moteur et l'environnement de simulation par le modèle d'embrayage a représenté un aspect crucial des essais EiL. La modélisation de l'embrayage par le modèle « reset integrator » ainsi que l'utilisation du couple mesuré dans le modèle véhicule ont finalement permis de résoudre le point bloquant des oscillations de couple d'abord observées au banc moteur. Toutefois, le réglage des paramètres du modèle d'embrayage (la raideur et le coefficient d'amortissement) a été réalisé manuellement une fois sur le banc moteur. Cette étape s'est avérée fastidieuse, mais a abouti à un réglage permettant de réaliser des cycles sans oscillations, et avec un comportement globalement représentatif. Cependant, la valeur choisie pour la raideur paraît peu réaliste, puisqu'elle permet à l'embrayage fermé de se déformer de plus d'un tour complet. Pour de futurs travaux, une méthode de réglage du modèle d'embrayage devrait être élaborée afin de garantir un paramétrage à la fois stable et représentatif en minimisant la durée de calibration. Une approche en simulation semble complexe, puisqu'elle nécessiterait la modélisation précise de la liaison physique entre le banc et le moteur, ainsi que de la réponse en couple de la machine de charge et du moteur thermique. Par conséquent, on peut plutôt imaginer une solution combinant à la fois des calculs préalables à la mise au banc et une démarche de réglage final sur le banc.

### 3.3.3 Réglage des gains $K_P, K_I$

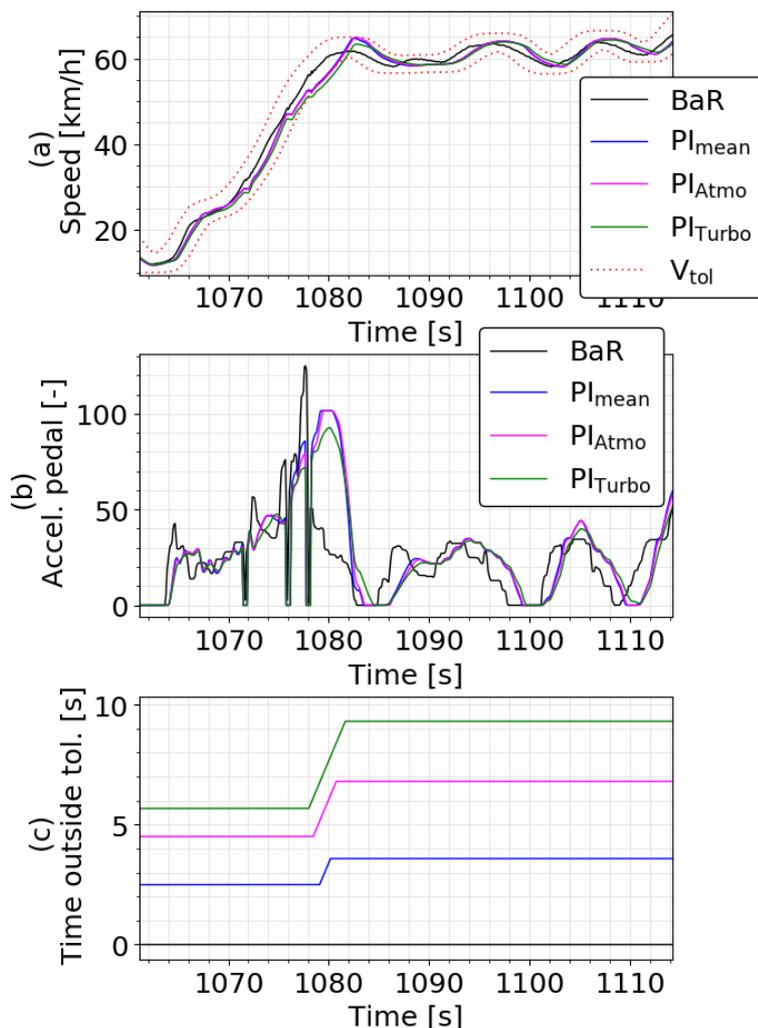
Comme précisé précédemment, la méthode de calibration du modèle de conducteur détaillée Section 3.2.4.3 a été appliquée en utilisant trois différents jeux de paramètres de la dynamique moteur, notés  $\tau_{Turbo}$ ,  $\tau_{Atmo}$  et  $\tau_{Mean}$  (Tableau 3.4). Ces paramètres ont ensuite été comparés sur le banc moteur.

### 3.3.3.1 Analyse des résultats

Les trois réglages du PI correspondant à ces jeux de paramètres, notés respectivement  $PI_{Turbo}$ ,  $PI_{Atmo}$  et  $PI_{Mean}$ , sont rassemblés Tableau 3.7, ainsi que les valeurs des principaux indicateurs définis précédemment. Ces résultats ont été obtenus avec le Profil n°1 d'anticipation (pas d'anticipation), et le profil de changement de rapport type « Banc ». A titre de comparaison, les indicateurs sont aussi renseignés pour le tir BÀR de référence.

**Tableau 3.7** : Valeurs des gains  $K_P$ ,  $K_I$  optimisés et des indicateurs de suivi pour les trois approximations de la dynamique moteur.

Réglage	$K_P$ [-]	$K_I$ [-]	$\mu_{Vdiff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]	$F_{35}$ [Hz]
Ref. BÀR			0.41	0	0	0	0.13
$PI_{Turbo}$	0.45	0.05	0.82	13.8	5	3.64	0.15
$PI_{Atmo}$	0.55	0.15	0.55	7.5	5	2.41	0.15
$PI_{Mean}$	0.625	0.175	0.49	3.6	3	1.62	0.15



**Fig. 3.35** : Comparaison du suivi des 3 réglages de PI sur une fraction du WLTC.

Il peut d'abord être souligné qu'aucun des trois réglages de PI ne permet un suivi de cycle valide selon la tolérance WLTC : bien que le nombre de déviations soit compris sous la limite de 10, le conducteur cause au moins une déviation de plus de 1 s pour chaque réglage. Le  $PI_{Mean}$  est celui qui permet le meilleur suivi de cycle, avec seulement 3 déviations contre 5 pour les autres réglages, et le temps cumulé hors tolérance le plus faible,  $t_{OutTol} = 3.6$  s. Seulement une des trois déviations est supérieure à une seconde, à  $t = 1080$  s, représentée Figure 3.35.

La référence BâR est représentée en noir, et les réglages  $PI_{Turbo}$ ,  $PI_{Atmo}$  et  $PI_{Mean}$  en vert, magenta et bleu respectivement. La Figure 3.35(a) représente la vitesse véhicule  $V_{act}$  pour chaque réglage, ainsi que les tolérances WLTC en pointillés. La Figure 3.35(b) représente la position de la pédale d'accélérateur, et la Figure 3.35(c) le temps cumulé hors tolérance  $t_{OutTol}$  au cours du cycle. Il peut être noté que les trois PI causent une déviation au même moment  $t = 1080$  s. Cette phase est caractérisée par trois montées de rapport à  $t = 1071$  s,  $t = 1076$  s et  $t = 1078$  s, qui peuvent être repérées par les lâchers de pédale d'accélérateur. La perte de couple momentanée due au changement de rapport impacte naturellement la vitesse véhicule, ce qui cause la déviation. Plus généralement, on peut remarquer que le signal de pédale est proche pour les trois réglages, et similaire à la référence humaine sur BâR. Pour la suite des résultats, le réglage choisi pour le PI est le réglage  $PI_{Mean}$ , sauf indication contraire.

### 3.3.3.2 Discussion

En premier lieu, il est important de souligner que la fonction de transfert FOPDT est une estimation approximative de la dynamique d'un moteur à combustion interne. Par conséquent, le comportement du conducteur optimisé en simulation ne correspondra jamais exactement à ce qui est observé sur le banc. Il est certain qu'une représentation plus précise de la dynamique de la réponse moteur lors de la phase de calibration (Section 3.2.4.3) permettrait d'obtenir un réglage plus précis des gains  $K_P$  et  $K_I$ . Bien que les cycles ne soient pas valides selon la tolérance WLTC, il peut toutefois être souligné que la méthode de calibration détaillée Section 3.2.4.3 permet d'obtenir un réglage satisfaisant du PI avant la mise au banc moteur, capable de réaliser un cycle WLTC complet avec seulement 3 déviations sans nécessiter d'ajustement une fois au banc. De plus, le comportement du conducteur semble réaliste, avec une position pédale proche de la référence BâR et une valeur de  $F_{35} = 0.15$  Hz du même ordre de grandeur que la valeur de référence de 0.13 Hz. A titre de comparaison, on peut souligner une nette amélioration de la performance du conducteur par rapport au PI réglé manuellement lors de la Campagne 1, caractérisé par 11 déviations et un temps cumulé hors tolérance de 44 s (Section 3.2.2).

Ensuite, un schéma d'optimisation plus complexe pourrait être mis en œuvre afin de minimiser le temps de calcul et d'obtenir un réglage plus fin. Toutefois, on peut souligner que la variation des paramètres du PI d'une résolution inférieure à 0.05 a peu d'impact sur les performances du conducteur. L'approche discrète permet un réglage relativement rapide dans cette résolution.

Pour finir, le modèle de conducteur développé dans cette thèse n'intègre pas la fonction de « feedforward » que l'on trouve dans plusieurs références sur l'approche EiL. Puisque la force résistive sur le véhicule est calculée par le modèle, elle peut être utilisée pour pré-positionner la pédale d'accélérateur en se basant sur une cartographie de

la puissance moteur. Le but du « feedforward » est de lisser les fluctuations de la pédale et améliorer la qualité de suivi. Toutefois, l'intégration de cette fonctionnalité au cours de cette thèse n'a pas abouti à une amélioration significative du suivi, au contraire. Cette fonction nécessitant d'intégrer la cartographie du couple moteur dans le modèle de conducteur, elle n'a pas été conservée pour la suite des travaux. Les limites de tolérance WLTP pourraient également être intégrées au modèle du conducteur afin de minimiser le nombre de déviations. Cependant, sur la base des performances satisfaisantes du modèle de conducteur actuel, cela ne semble pas être une nécessité absolue, étant donné que ces tolérances sont moins pertinentes lors des tests RDE, par exemple.

### 3.3.4 Impact de l'anticipation

Une fois les coefficients  $K_P$ ,  $K_I$  fixés, les réglages d'anticipation jugés prometteurs lors de la phase de calibration et indiqués en bleu dans le Tableau 3.5 sont testés au banc moteur avec le réglage  $PI_{Mean}$ , ainsi que le réglage  $PI_{Atmo}$  pour comparaison. Les profils considérés sont les profils suivants :

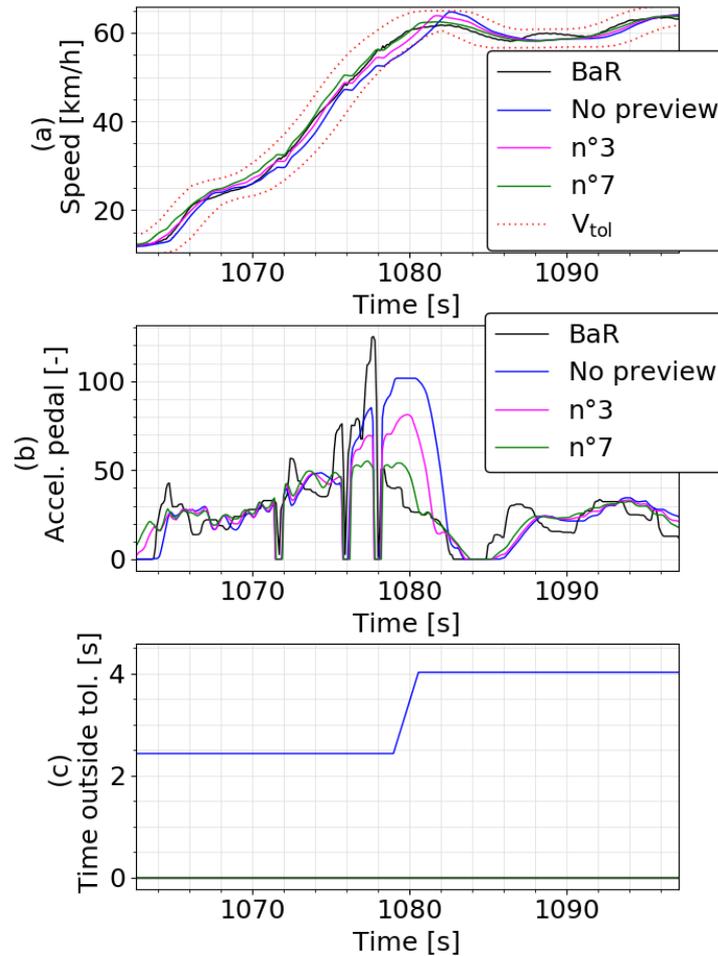
- n°1 :  $C_0 = 1$ ,  $C_{i>0} = 0$
- n°3 :  $C_0 = 0.8$ ,  $C_1 = 0$ ,  $C_2 = 0.2$ ,  $C_{i>2} = 0$
- n°7 :  $C_0 = 0.6$ ,  $C_1 = 0$ ,  $C_2 = 0.4$ ,  $C_{i>2} = 0$

Les valeurs des indicateurs de performance sont rassemblés dans le Tableau 3.8. Tout d'abord, les deux réglages d'anticipation permettent de réaliser un cycle valide et sans aucune déviation, ceci pour les deux réglages de PI. De la même manière que la Figure 3.35, la Figure 3.36 illustre le suivi du  $PI_{Mean}$  pour les trois réglages d'anticipation.

La référence BàR est représentée en noir ainsi que les essais EiL avec les réglages d'anticipation n°1 (i.e. pas d'anticipation, « No preview » en légende), 3 et 7 en bleu, magenta et vert respectivement. La Figure 3.36(a) représente la vitesse réalisée pour chaque essai ainsi que les tolérances WLTC en pointillés rouges. La Figure 3.36(b) représente la position de la pédale d'accélérateur, et la Figure 3.36(c) le temps cumulé hors tolérance  $t_{OutTol}$  au cours du cycle pour chaque essai. La phase d'accélération et de montée de rapport entre  $t = 1071$  et  $t = 1080$  s est anticipée pour les réglages n°3 et n°7, et le conducteur reste dans les tolérances. De plus, le fort appui pédale constaté pour le réglage n°1 à  $t = 1080$  s est adouci par l'introduction de l'anticipation. On peut aussi remarquer dans le Tableau 3.8 que la valeur de l'écart moyen  $\mu_{Vdiff}$  diminue avec l'anticipation pour le Profil n°3, mais augmente avec le Profil n°7.

#### 3.3.4.1 Bilan énergétique

La Figure 3.37(a) illustre l'impact du profil d'anticipation sur le bilan énergétique pour les réglages  $PI_{Mean}$  et  $PI_{Atmo}$ . Pour chaque réglage du PI, on compare l'énergie totale à celle obtenue avec le Profil n°1 sans anticipation. Sur la Figure 3.37(a), les écarts relatifs par rapport à la référence  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$ ,  $\Delta E_{req}$  et  $\Delta M_{carb}$  (noté *fuel*) sont représentées par une barre, un rond, un losange, un carré et une étoile respectivement. Les résultats du  $PI_{Mean}$  sont représentés en rouge, et ceux du  $PI_{Atmo}$  en bleu. Les profils d'anticipation n°3 et 7 sont précisés en abscisse.

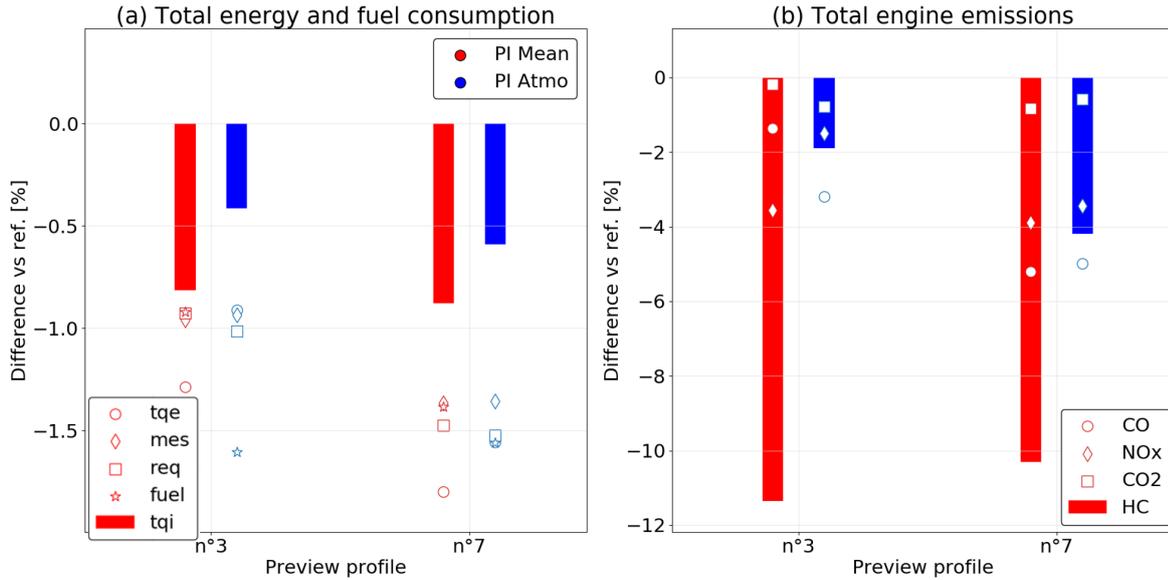


**Fig. 3.36** : Comparaison du suivi des 3 réglages d'anticipation pour le  $PI_{Mean}$ .

**Tableau 3.8** : Valeurs des indicateurs de suivi pour trois profils d'anticipation et pour deux réglages du PI.

Preview	PI	$\mu V_{diff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]	$F_{35}$ [Hz]
Ref. BàR		0.41	0	0	0	0.13
Profil n°1	$PI_{Mean}$	0.49	3.6	3	1.62	0.15
	$PI_{Atmo}$	0.55	7.5	5	2.41	0.15
Profil n°3	$PI_{Mean}$	0.35	0.0	0	0	0.15
	$PI_{Atmo}$	0.35	0.0	0	0	0.14
Profil n°7	$PI_{Mean}$	0.72	0.0	0	0	0.17
	$PI_{Atmo}$	0.69	0.0	0	0	0.17

Tout d'abord, il est important de souligner que la distance totale parcourue varie entre 22.903 km et 22.930 km sur les essais considérés, pour 23.170 km pour l'essai sur BàR. La variation de distance maximale entre les essais au BM étant de 27 m, l'observation des écarts des cumuls ramenés à la distance totale ne présente donc pas d'intérêt par rapport aux écarts des cumuls. Ensuite, plusieurs remarques peuvent être faites à partir de la Figure 3.37(a). Premièrement, l'introduction de l'anticipation de la vitesse demandée entraîne une réduction de l'énergie totale, quel que soit l'indicateur



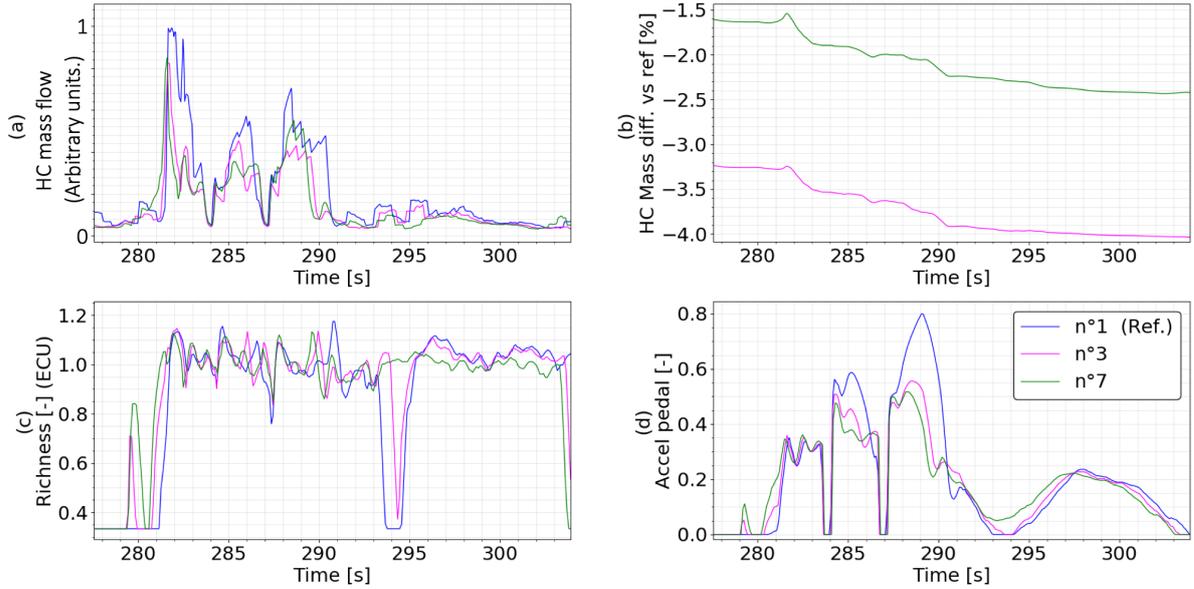
**Fig. 3.37** : Impact du profil d'anticipation sur le bilan énergétique et les émissions moteur pour les deux paramétrages de PI, par rapport au Profil n°1 sans anticipation.

considéré. Cette observation peut être expliquée par le fait que l'anticipation a pour effet d'adoucir les fortes variations de vitesse. L'écart relatif est toutefois faible, entre -0.4 et -1.8% selon l'indicateur. La Figure 3.37(a) ne rend pas possible la comparaison entre les deux PI pour un même profil d'anticipation. Toutefois, l'écart relatif maximal est de 0.6%, et il ne ressort pas de tendance de cette comparaison : selon l'indicateur choisi et le profil considéré, le  $PI_{Mean}$  peut présenter un bilan plus important ou plus faible que le  $PI_{Atmo}$ .

### 3.3.4.2 Emissions moteur

De manière similaire à la Figure 3.37(a), la Figure 3.37(b) illustre l'impact du profil d'anticipation sur le cumul d'émissions de polluants en sortie moteur par rapport au cas de référence sans anticipation. Pour chaque polluant  $pollu$  et chaque réglage du conducteur, la Figure 3.37(b) représente l'écart relatif  $\Delta M_{pollu,mot}$  (voir Section 2.5) par rapport à l'essai de référence sans anticipation. Le résultat est indiqué pour les HC,  $NO_x$ , CO ainsi que pour le  $CO_2$  par une barre, un losange, un rond et un carré respectivement. Les résultats du  $PI_{Mean}$  sont représentés en rouge, et ceux du  $PI_{Atmo}$  en bleu. Les essais considérés ont tous été réalisés à froid après une macération (voir Section 4.3.1).

En premier lieu, on peut souligner que l'impact de l'anticipation sur les émissions de  $CO_2$  est négligeable. En effet, le plus important écart constaté entre les essais BM est de -0.8%. Cette observation est cohérente avec le faible écart énergétique constaté, les émissions de  $CO_2$  étant directement liées à la consommation d'énergie. Ensuite, l'introduction de l'anticipation a pour effet de diminuer les émissions moteur de CO,  $NO_x$  et surtout de HC. L'impact sur les émissions de CO est plus important pour le Profil n°7, avec un écart de -5.2% et -5.0% pour le  $PI_{Mean}$  et le  $PI_{Atmo}$  respectivement, contre -1.4% et -3.2% avec le Profil n°3. De même, les émissions de  $NO_x$  diminuent de 3.9% et 3.5% pour le Profil n°7 avec le  $PI_{Mean}$  et le  $PI_{Atmo}$  respectivement, contre 3.6% et 1.5% pour le Profil n°3. L'écart le plus important est constaté pour les émissions de HC,



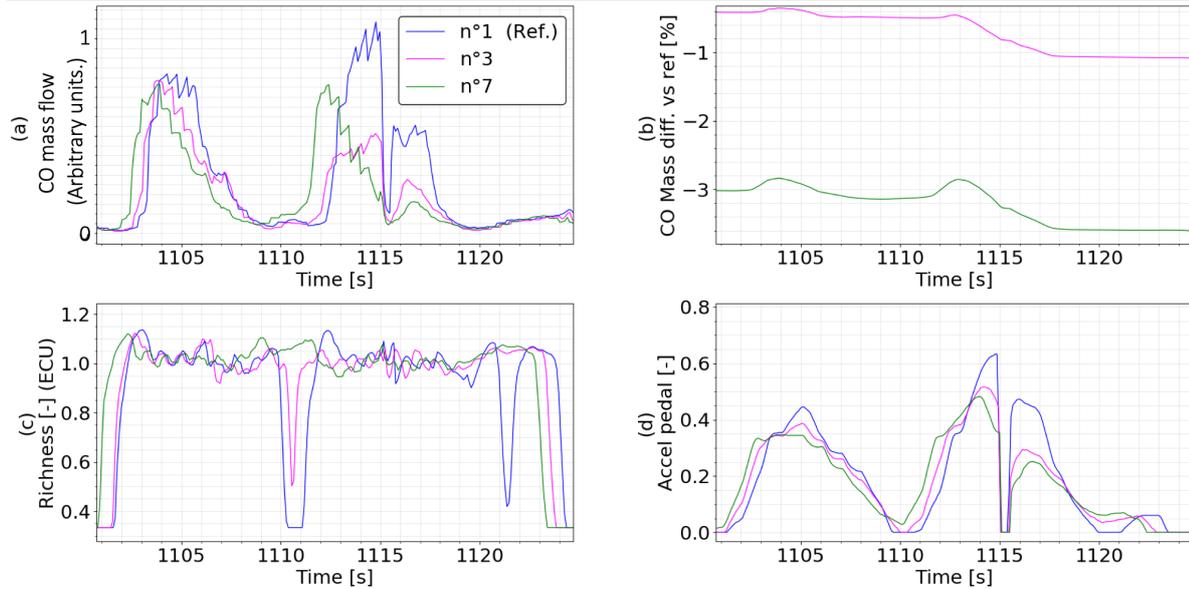
**Fig. 3.38** : Comparaison des émissions de HC en sortie moteur sur une fraction du WLTC au banc EiL pour trois réglages d’anticipation avec le  $PI_{Mean}$ .

en particulier avec le  $PI_{Mean}$  pour lequel l’impact est de l’ordre de 11%. Avec le  $PI_{Atmo}$ , l’anticipation induit une réduction des émissions de HC de 1.9% et 4.2% pour les Profils n°3 et n°7 respectivement.

Afin d’analyser plus précisément l’impact de l’anticipation sur les émissions de HC, la Figure 3.38(a) représente le débit massique de HC mesuré en sortie moteur au cours du cycle pour le  $PI_{Mean}$  et les trois profils d’anticipations n°1, 3 et 7 en bleu, magenta et vert respectivement. Le code couleur est le même sur les 4 sous-figures. Pour les Profils n°1 et 3, la Figure 3.38(b) représente l’écart  $\delta_{HC,mot,ref}(t)$  (voir Section 2.5) de la masse cumulée de HC par rapport à la masse de l’essai de référence sans anticipation (Profil n°1). L’écart est exprimé relativement à la masse totale de l’essai de référence  $M_{HC,mot,ref}(t_{end})$ . La Figure 3.38(c) représente la richesse du mélange mesurée par l’ECU pour les 3 profils, et la Figure 3.38(d) la position de la pédale d’accélérateur.

Sur la période représentée, on peut noter trois évènements qui soulignent l’impact de l’anticipation, à  $t_1 = 282$  s,  $t_2 = 286$  s et  $t_3 = 288$  s. Ces trois évènements sont caractérisés par un débit massique de HC émis supérieur pour le Profil n°1. A  $t_1$ , le conducteur de référence (sans anticipation) commence à appuyer sur la pédale d’accélérateur plus tard que les réglages n°3 et n°7, ce qui impacte la richesse du mélange. Les évènements  $t_2$  et  $t_3$  sont marqués par un appui pédale plus fort de la part du conducteur n°1, le Profil n°7 étant généralement le plus faible. Cet appui pédale se traduit par un pic du débit massique de HC. En plus d’améliorer le suivi du conducteur, l’anticipation a donc pour effet de lisser sa gestion de la pédale d’accélérateur, ce qui impacte de manière significative la gestion de la richesse et les émissions de HC en sortie moteur. On peut faire une observation similaire en ce qui concerne les émissions de CO.

De manière similaire à la Figure 3.38, la Figure 3.39(a) représente le débit massique de CO mesuré en sortie moteur au cours du cycle pour le  $PI_{Mean}$  et les trois profils d’anticipations n°1, 3 et 7 en bleu, magenta et vert respectivement. Pour les Profils n°1 et 3, la Figure 3.39(b) représente l’écart  $\delta_{CO,mot,ref}(t)$  entre les masses cumulées de CO par rapport à la masse de l’essai de référence sans anticipation (Profil n°1). L’écart



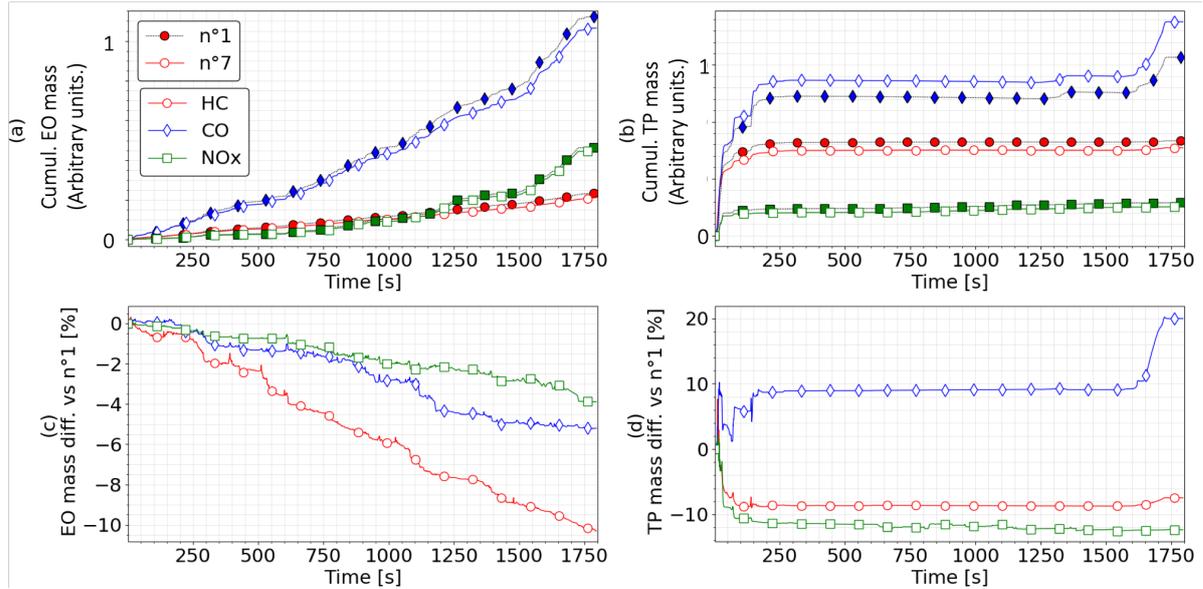
**Fig. 3.39** : Comparaison des émissions de CO en sortie moteur sur une fraction du WLTC au banc EiL pour trois réglages d'anticipation avec le  $PI_{Mean}$ .

est exprimé relativement à la masse totale de l'essai de référence  $M_{CO,mot,ref}(t_{end})$ . La Figure 3.39(c) représente la richesse du mélange mesurée par l'ECU pour les 3 profils, et la Figure 3.39(d) la position de la pédale d'accélérateur. On repère en particulier à partir  $t = 1112$  s un pic du débit massique de CO dans le cas du Profil n°1 sans anticipation. Ce pic est précédé à  $t = 1111$  s par un lâcher de la pédale d'accélérateur par le conducteur, qui est lissé par l'introduction de l'anticipation. Ce lâcher de pied suivi d'une reprise par le conducteur entraîne une fluctuation de la richesse du mélange, qui dépasse 1.1 à  $t = 1112$  s. Ce phénomène, combiné à un fort débit d'air, est à l'origine du pic d'émission observé.

### 3.3.4.3 Emissions à l'échappement

Du fait de la phase d'initialisation de l'environnement de co-simulation détaillée dans la Section 4.3.1, on observe une dispersion significative de la température initiale du système de post-traitement lors des essais au banc EiL. De ce fait, il n'est pas pertinent de comparer les émissions à l'échappement de tous les essais entre eux, car l'écart thermique cause un biais significatif qui ne permet pas de distinguer l'impact du profil d'anticipation. On peut néanmoins comparer certains essais pour lesquels les conditions initiales coïncident. Par exemple, la Figure 3.40 représente les émissions mesurées à l'échappement lors d'essais réalisés à froid avec les Profils n°1 et n°7 avec le  $PI_{Mean}$ .

Les Figures 3.40(a) et (b) représentent la masse émise cumulée en sortie moteur (EO) et à l'échappement (TP) respectivement. Les HC, le CO et les  $NO_x$  sont représentés par les cercles rouges, les losanges bleus et les carrés verts respectivement. Les résultats du Profil n°1 sont indiqués en pointillés noirs avec les marqueurs pleins, tandis que ceux du Profil n°7 sont tracés en traits pleins avec les marqueurs blancs. Avec le même code couleur pour les polluants, les Figures 3.40(c) et (d) représentent l'écart massique relatif  $\delta M$  entre les deux profils pour les émissions moteur et à l'échappement respectivement. On trace l'écart massique généré par le Profil n°7 par rapport au Profil n°1, relativement



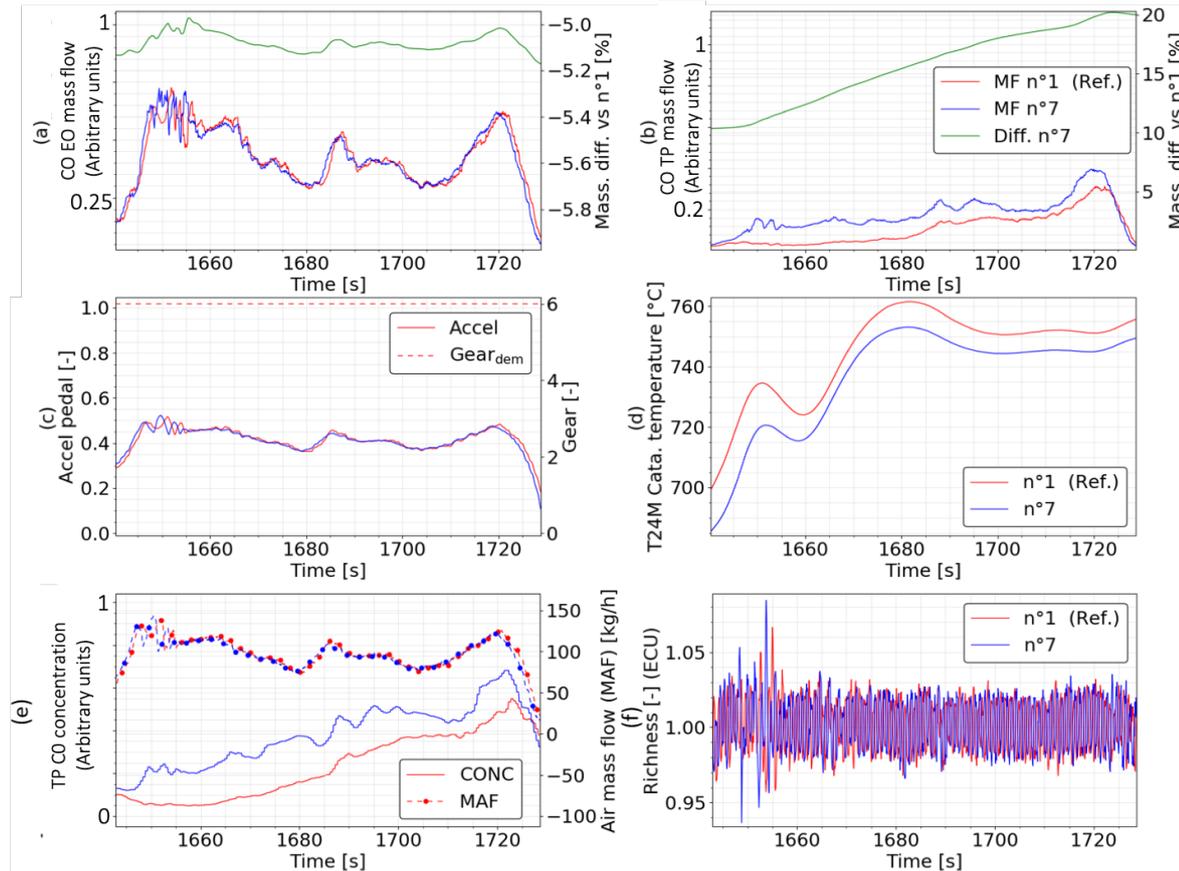
**Fig. 3.40** : Impact du profil d'anticipation sur les émissions polluantes en sortie moteur (EO) et à l'échappement (TP) au cours du WLTC par rapport au Profil n°1. Essais enchaînés à froid avec le  $PI_{Mean}$ .

à la masse totale émise par le Profil n°1.

En premier lieu, on peut souligner l'efficacité du système de post-traitement utilisé lors des essais : les émissions mesurées à l'échappement représentent moins de 4% des émissions moteur pour les trois polluants représentés. Comme déjà observé précédemment, l'introduction de l'anticipation induit une baisse des émissions moteur, qui sont inférieures dans le cas du Profil n°7 par rapport au Profil n°1, l'écart étant de 3.9%, 5.2% et 10.8% pour les  $NO_x$ , le CO et les HC respectivement. La Figure 3.40(d) révèle que cette tendance est retrouvée dans les émissions de HC et de  $NO_x$  à l'échappement, qui diminuent de 7.5% et 12.2% respectivement dans le cas du Profil n°7. L'écart relatif est par ailleurs plus important à l'échappement du fait du faible ordre de grandeur de la masse totale émise. En revanche, on observe une tendance inverse concernant les émissions de CO, qui augmentent de 20% dans le cas du Profil n°7. La Figure 3.41 permet d'analyser plus précisément l'impact du profil d'anticipation sur les émissions de CO à l'échappement.

La Figure 3.41(a) représente le débit massique de CO (« MF » en légende) en sortie moteur pour les Profils n°1 et n°7 en bleu et rouge respectivement. On indique en outre en vert sur l'axe de droite (« Diff. » en légende) l'écart massique relatif induit par le Profil n°7 par rapport au Profil n°1. La Figure 3.41(b) utilise le même code couleur pour représenter les émissions de CO à l'échappement. Les Figures 3.41(c) et (d) représentent avec le même code couleur pour les deux profils la position de la pédale d'accélérateur et la température mesurée dans le catalyseur T24M respectivement (voir Figure 2.2). On indique en outre le rapport demandé par le cycle en pointillés sur l'axe de droite de la Figure 3.41(c). Enfin, la Figure 3.41(e) représente la concentration de CO mesurée à l'échappement (« CONC ») sur l'axe de gauche, et le débit d'air moteur  $ECU_{MAF}$  en pointillés sur l'axe de droite. La Figure 3.41(f) représente la richesse du mélange mesurée par le contrôle moteur pour les deux essais.

Pendant la période représentée, l'écart massique relatif en sortie moteur oscille entre



**Fig. 3.41** : Impact du profil d'anticipation sur les émissions de CO en sortie moteur (EO) et à l'échappement (TP) au cours du WLTC par rapport au Profil n°1. Essais enchaînés à froid avec le  $PI_{Mean}$ .

−5.2% et −5.0%, passant de −5.1% à −5.2%, i.e. le moteur émet très légèrement moins de CO dans le cas du Profil n°7. En revanche, l'écart massique relatif à l'échappement augmente de 10% à 20%, ce qui signifie que ce profil génère des émissions de CO supérieures en aval du post-traitement. Ces résultats suggèrent une efficacité de traitement moindre dans le cas du Profil n°7. Il semble peu probable que cet écart soit lié à une température inférieure du catalyseur, la température interne étant de l'ordre de 700°C et donc largement supérieure à sa température d'amorçage. La richesse du mélange est une variable d'ordre 1 sur l'efficacité de traitement du catalyseur. Cependant, l'écart augmente de manière monotone sur une longue période d'environ 50 s, et on ne distingue pas d'écart significatif de la richesse pendant cette période. Ces résultats ne permettent donc pas de conclure quant à la source de l'écart massique de CO généré à l'échappement par l'introduction de l'anticipation de la vitesse de consigne.

### 3.3.4.4 Synthèse

L'anticipation de la vitesse demandée par le modèle de conducteur permet une amélioration du suivi de cycle. Dans cette thèse, les profils d'anticipation jugés les plus prometteurs vérifient tous  $C_{i+1} \leq C_i$  si  $C_i > 0$ . Cela correspond à ce que l'on pouvait initialement prévoir, et à ce qui a été suggéré dans [62]. Enfin, les profils avec un aperçu de plus de 3 s n'ont pas été sélectionnés : cela suggère que l'avantage de l'anticipation

n'est pas pertinent au delà de 3 secondes d'anticipation, du moins pour le cycle WLTC considéré ici.

L'introduction de l'anticipation a généralement peu d'impact sur le bilan énergétique, la variation étant de l'ordre de 2% sur les essais réalisés. Cette observation peut être étendue aux émissions de CO<sub>2</sub>, qui sont directement liées à la consommation d'énergie. En revanche, l'anticipation peut avoir un impact significatif sur les émissions polluantes. Sur les essais réalisés, le moteur émet moins de NO<sub>x</sub>, de CO et surtout de HC en intégrant l'anticipation. L'impact est compris entre 1% et 5% sur le WLTC pour les émissions de NO<sub>x</sub> et de CO, et peut atteindre 11% pour les HC. Cet écart s'explique principalement par le fait que l'anticipation a pour effet de lisser le comportement du conducteur, et par conséquent les fluctuations de la richesse du mélange. Concernant les émissions de HC et de NO<sub>x</sub>, on observe la même tendance sur les émissions à l'échappement, l'écart relatif étant de l'ordre de 10% du fait du faible ordre de grandeur des masses mesurées. A l'inverse, les émissions de CO mesurées à l'échappement augmentent avec l'introduction de l'anticipation, avec un impact de l'ordre de 20%. Cet écart se creuse principalement dans la dernière phase de haute vitesse du WLTC, et ne semble être du ni à un écart de thermique du catalyseur, ni à des fluctuations de la richesse. Une analyse approfondie basée sur un nombre plus important d'essais permettrait de mieux comprendre ce phénomène.

### 3.3.5 Répétabilité des essais

La répétabilité des essais est un point central de la méthode EiL et de ses avantages par rapport aux méthodes d'essai conventionnelles. Au cours de la campagne d'essais, on répète donc le cycle WLTC avec les mêmes paramètres du véhicule et le même paramétrage du conducteur, i.e. réglage PI<sub>Mean</sub>, profil de changement de rapport « Banc » et profil d'anticipation n°3. On peut par ailleurs comparer la dispersion des résultats obtenus sur banc moteur à celle obtenue sur 4 essais réalisés au BàR. Pour rappel, tous les essais sur BàR considérés dans cette thèse sont réalisés à froid dans les conditions d'homologation.

Le Tableau 3.9 renseigne les valeurs des indicateurs de suivi pour 4 cycles WLTC répétés à froid ainsi que 7 cycles répétés à chaud avec les mêmes paramètres des modèles véhicule et conducteur sur le banc EiL. Les essais à chaud sont enchaînés sans aucun conditionnement thermique entre deux cycles. Les essais sont numérotés selon le principe utilisé lors de la campagne, i.e. dans l'ordre croissant, chaque centaine correspondant à un nouveau jour d'essai. Les 4 cycles réalisés à froid au banc à rouleaux lors de la campagne véhicule 3 (Tableau 2.7) sont aussi renseignés.

En premier lieu, on peut souligner que le comportement du modèle de conducteur varie très peu sur les 4 cycles à froid. Le nombre de déviation  $N_{dev}$  est nul pour tous les essais, et l'écart moyen  $\mu_{Vdiff}$  est compris entre 0.347 et 0.349 km/h. Sur les 4 essais considérés, l'écart-type entre les valeurs obtenues pour l'écart moyen  $\mu_{Vdiff}$  est de  $\sigma_{EiL,F} = 0.0008$  km/h. On peut faire la même observation sur les cycles chauds, l'écart moyen variant entre 0.345 et 0.348 km/h, pour un écart-type de  $\sigma_{EiL,C} = 0.0010$  km/h. En considérant à la fois les essais chauds et froids, l'écart moyen  $\mu_{Vdiff}$  est compris entre 0.345 et 0.349 km/h, avec un écart-type de  $\sigma_{EiL} = 0.0012$  km/h. Sur les 4 essais véhicule, l'écart moyen varie entre 0.411 et 0.534 km/h, avec un écart-type de  $\sigma_{BR,F} = 0.0437$  km/h. On peut donc conclure que la méthode EiL permet des essais plus répétables du

**Tableau 3.9** : Valeurs des indicateurs de performance du modèle de conducteur sur le banc EiL pour plusieurs cycles WLTC répétés à froid et à chaud, ainsi que pour 4 essais au banc à rouleaux (véhicule EKB118).

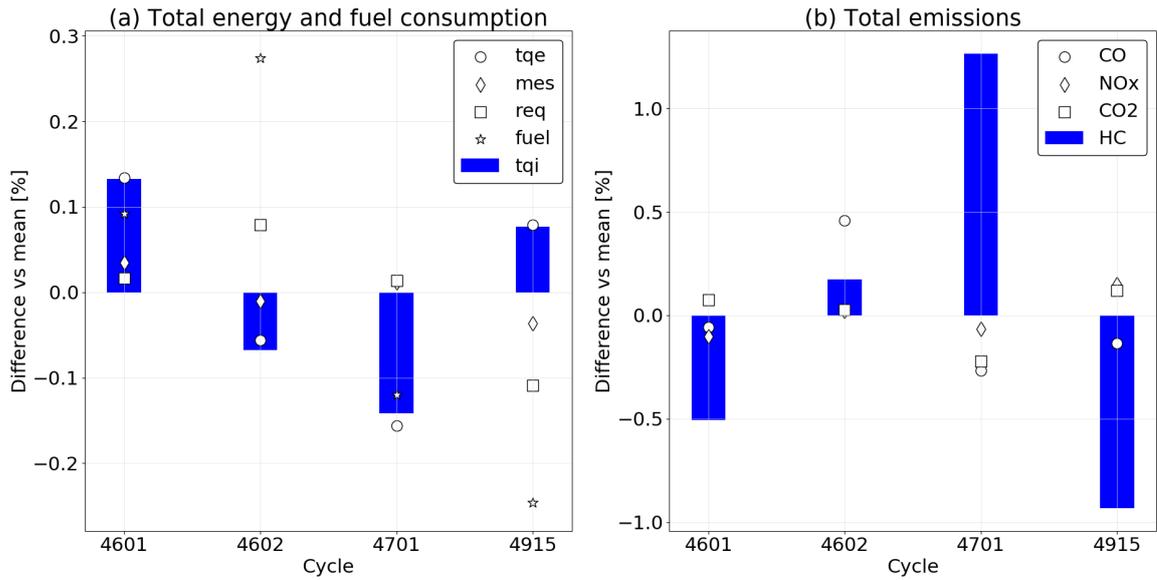
Banc	Type d'essai	Cycle	$\mu_{Vdiff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]	$F_{35}$ [Hz]	
EiL	Froid	4601	0.347	0.0	0	0	0.15	
		4602	0.349	0.0	0	0.0	0.16	
		4701	0.347	0.0	0	0.6	0.15	
		4915	0.348	0.0	0	0.6	0.15	
	Chaud	4203	0.346	0.0	0	0	0.15	
		4207	0.347	0.0	0	0.0	0.15	
		4302	0.348	0.0	0	0.6	0.13	
		4306	0.347	0.0	0	0.6	0.15	
		4310	0.345	0.0	0	0.6	0.15	
		4512	0.346	0.0	0	0.6	0.15	
		4914	0.345	0.0	0	0.6	0.15	
		BàR	Froid	20/08/20	0.411	0.0	0	0
	29/07/20			0.475	0.0	0	0.0	0.11
	30/07/20			0.534	0.0	0	0.6	0.11
14/08/20	0.483			0.0	0	0.6	0.11	

point de vue du suivi de cycle que les essais conventionnels.

### 3.3.5.1 Bilan énergétique et émissions moteur

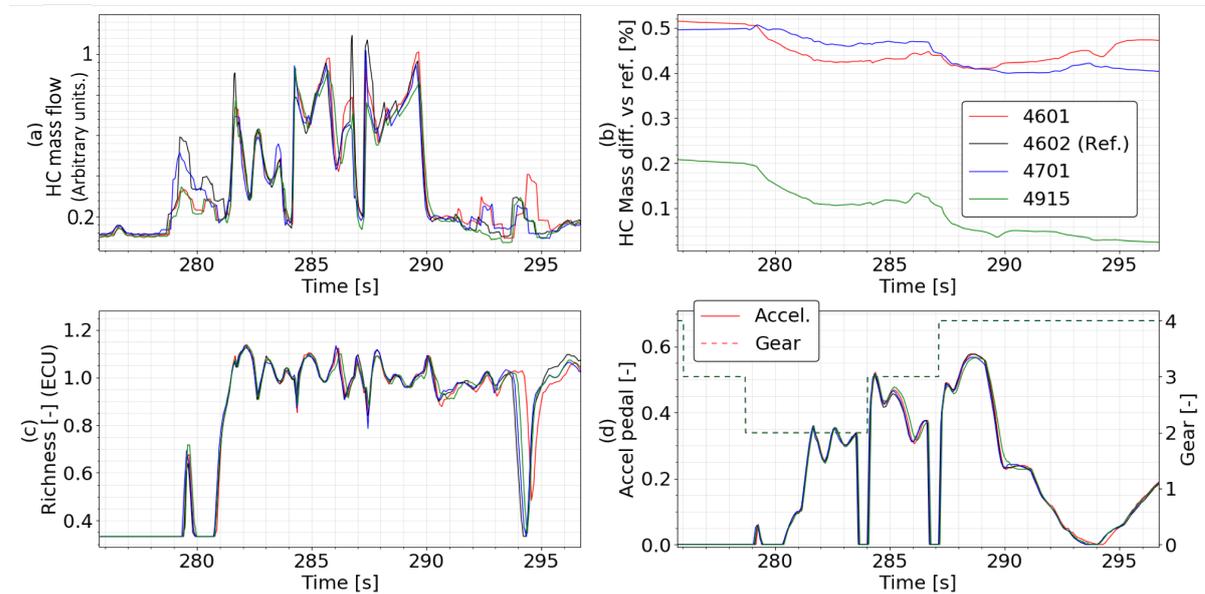
Pour chaque cycle froid du Tableau 3.9, la Figure 3.42(a) représente les écarts relatifs  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$ ,  $\Delta E_{req}$  et  $\Delta M_{carb}$  (Section 2.5) par rapport à la valeur moyenne obtenue pour chaque indicateur sur les essais considérés par une barre, un rond, un losange, un carré et une étoile respectivement. Du fait de la faible dispersion du suivi du conducteur, les résultats sont similaires aux écarts relatifs des cumuls ramenés à la distance parcourue.

Sur les essais EiL à froid, l'écart énergétique est compris entre  $-0.25\%$  et  $0.27\%$  en considérant l'indicateur  $\Delta M_{carb}$ . Les autres indicateurs énergétiques sont moins dispersés, l'écart à la moyenne étant compris entre  $-0.15\%$  et  $0.14\%$  tous indicateurs confondus. La dispersion est encore plus faible en considérant uniquement les indicateurs  $\Delta E_{mes}$  et  $\Delta E_{req}$ , l'écart étant compris entre  $-0.11\%$  et  $0.08\%$ . L'écart-type relatif (i.e. ramené à la valeur moyenne) est compris entre  $0.03\%$  et  $0.11\%$  pour les indicateurs énergétiques  $E_{tqi}$ ,  $E_{tqe}$ ,  $E_{req}$  et  $E_{mes}$ , et est de  $0.07\%$  pour la masse de carburant  $M_{carb}$ . Ensuite, pour chaque polluant *pollu* mesuré en sortie moteur et chaque cycle froid, la Figure 3.42(b) représente l'écart relatif  $\Delta M_{pollu,mot}$  (Section 2.5) par rapport à la masse moyenne obtenue sur les essais considérés. Le résultat est indiqué pour les HC,  $NO_x$ , CO et  $CO_2$  par une barre, un losange, un rond et un carré respectivement. Plusieurs observations peuvent être faites à propos des émissions polluantes. Tout d'abord, l'écart  $\Delta M_{CO_2,mot}$  est compris entre  $-0.22\%$  et  $0.12\%$ , ce qui est cohérent avec les observations concernant le bilan énergétique. L'écart  $\Delta M_{NO_x,mot}$  varie entre  $-0.10\%$  et  $0.15\%$ , et l'écart  $\Delta M_{CO,mot}$  entre  $-0.27\%$  et  $0.46\%$ . Enfin, les émissions de HC sont les plus dispersées,



**Fig. 3.42** : Dispersion relative à la valeur moyenne du bilan énergétique et des émissions en sortie moteur sur 4 cycles WLTC réalisés à froid au banc moteur EiL.

l'écart  $\Delta M_{HC,mot}$  étant compris entre  $-0.93\%$  et  $1.26\%$ .



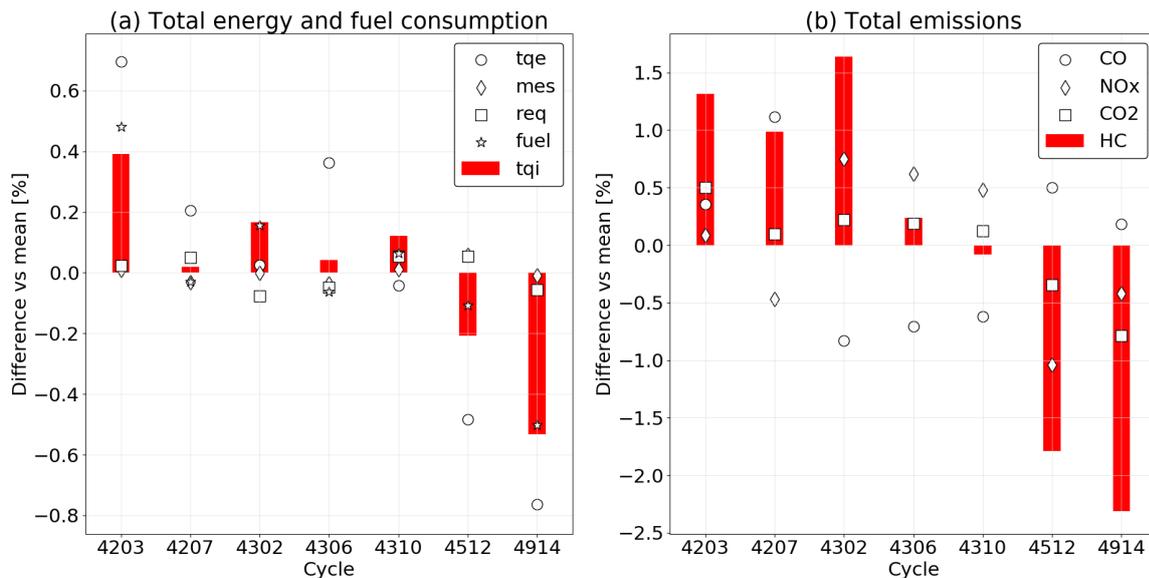
**Fig. 3.43** : Comparaison des émissions de HC en sortie moteur au cours du cycle WLTC entre 4 essais EiL froids de paramétrage identique.

La Figure 3.43 représente l'évolution des émissions de HC au cours d'une fraction du WLTC pour les 4 essais réalisés à froid sur le banc EiL. La Figure 3.43(a) représente le débit massique de HC au cours du temps pour les essais 4601, 4602, 4701 et 4915 en rouge, noir, bleu et vert respectivement. La Figure 3.43(b) représente l'écart relatif  $\delta M_{HC,mot}$  de la masse cumulée de HC par rapport à l'essai de référence. Ici, l'essai 4602 (en noir) est choisi comme référence, étant l'essai le plus proche de la valeur moyenne (Figure 3.42). La Figure 3.43(c) représente la richesse mesurée par le contrôle moteur,

et la Figure 3.43(d) la position de la pédale d'accélérateur en trait plein sur l'axe de gauche, et le rapport engagé en pointillés sur l'axe de droite.

On peut identifier plusieurs instants pendant lesquels le débit de HC diffère entre les essais, caractérisés par une position de la pédale d'accélérateur très légèrement différente. Cet écart de comportement du modèle de conducteur est probablement dû à une réponse moteur différente dans cette phase de changement de rapport. De la même manière que la Figure 3.42, la Figure 3.44(a) représente la dispersion du bilan énergétique pour les essais réalisés à chaud au banc EiL, par rapport à la valeur moyenne obtenue. La Figure 3.44(b) représente la dispersion des émissions moteur pour les mêmes essais.

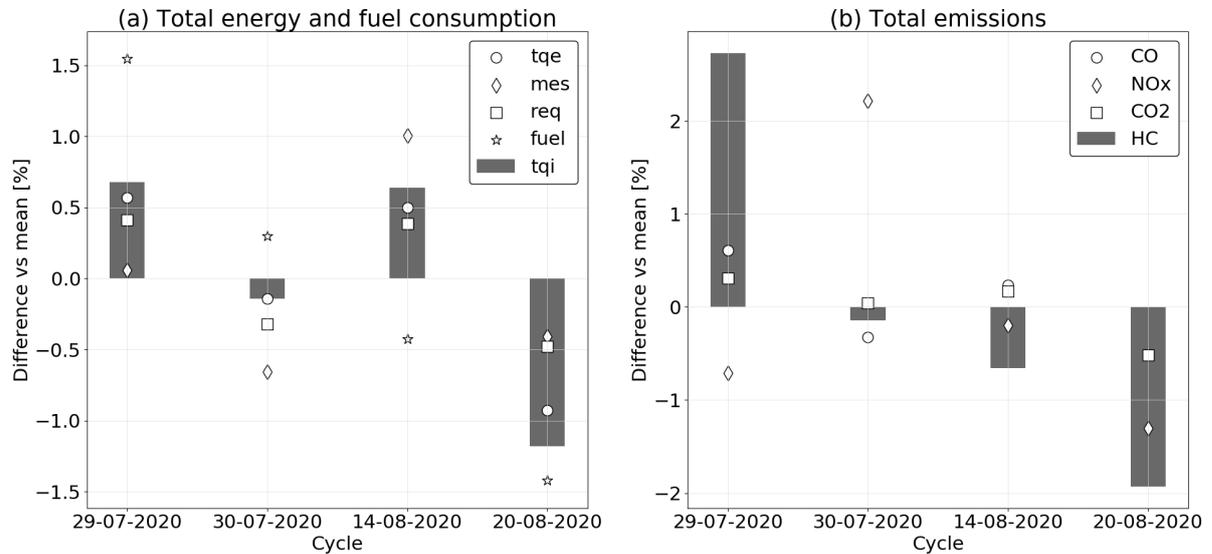
Sur les essais à chaud, l'écart énergétique varie entre  $-0.76\%$  et  $0.70\%$ , selon l'essai et l'indicateur choisi. La dispersion est plus faible en considérant uniquement les indicateurs  $\Delta E_{mes}$  et  $\Delta E_{req}$ , l'écart étant compris entre  $-0.08\%$  et  $0.05\%$ . Plusieurs observations peuvent être faites à propos des émissions moteur. Tout d'abord, l'écart  $\Delta M_{CO_2, mot}$  est compris entre  $-0.78\%$  et  $0.50\%$ , ce qui est cohérent avec les observations sur le bilan énergétique. L'écart  $\Delta M_{NO_x, mot}$  varie entre  $-1.04\%$  et  $0.75\%$ , et l'écart  $\Delta M_{CO, mot}$  entre  $-0.83\%$  et  $1.11\%$ . Ensuite, l'observation faite sur les essais à froid peut être étendue aux essais à chaud : les émissions de HC sont les plus dispersées, l'écart  $\Delta M_{HC, mot}$  étant compris entre  $-2.3\%$  et  $1.6\%$ .



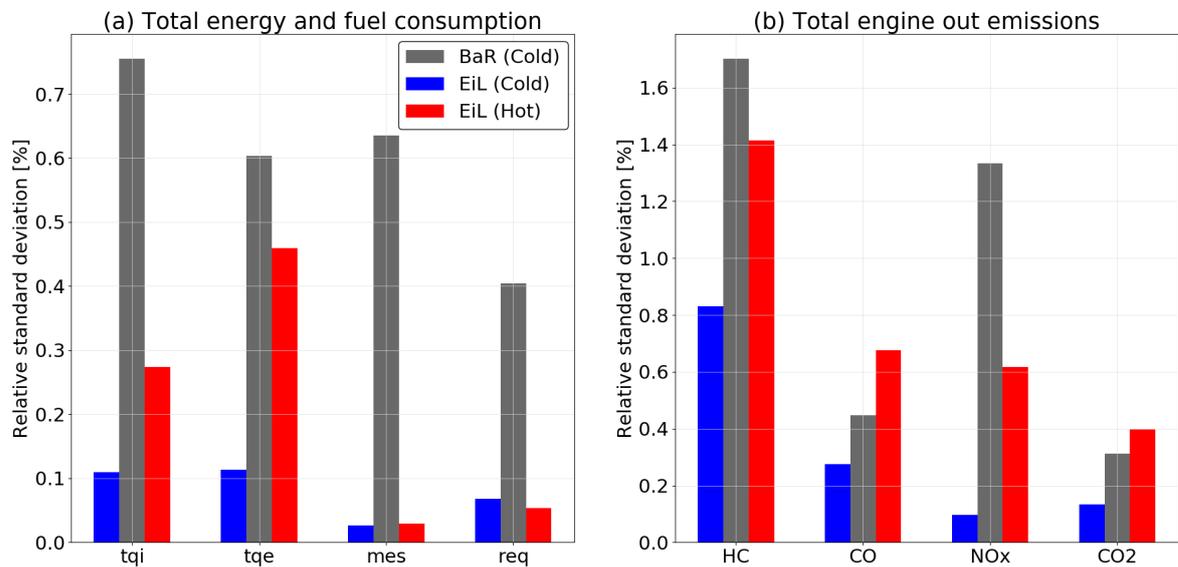
**Fig. 3.44** : Dispersion par rapport à la valeur moyenne du bilan énergétique et des émissions en sortie moteur sur 7 cycles WLTC réalisés à chaud au banc moteur EiL.

Enfin, afin de comparer la dispersion de la méthode EiL aux essais conventionnels sur banc à rouleaux, la Figure 3.45 illustre la dispersion sur les 4 cycles WLTC réalisés à froid au BÀR sur le même véhicule et indiqués dans le Tableau 3.9. En utilisant la même représentation que la Figure 3.42(a), la Figure 3.45(a) représente la dispersion du bilan énergétique pour les essais réalisés à froid au banc BÀR, par rapport à la valeur moyenne sur ces essais. La Figure 3.45(b) représente la dispersion des émissions en sortie moteur pour les mêmes essais, de manière similaire à la Figure 3.42(b). Sur les essais véhicules, l'écart énergétique est compris entre  $-1.42\%$  et  $1.55\%$ , selon l'essai et l'indicateur choisi. L'écart  $\Delta M_{CO_2, mot}$  est compris entre  $-0.52\%$  et  $0.31\%$ , plus faible que l'écart observé sur

le bilan énergétique. L'écart  $\Delta M_{NO_x, mot}$  varie entre  $-1.30\%$  et  $2.20\%$ , l'écart  $\Delta M_{CO, mot}$  entre  $-0.34\%$  et  $0.61\%$ , et l'écart  $\Delta M_{HC, mot}$  entre  $-1.91\%$  et  $2.73\%$ .



**Fig. 3.45 :** Dispersion par rapport à la valeur moyenne du bilan énergétique et des émissions en sortie moteur sur 4 cycles WLTC réalisés à froid au banc à rouleaux.



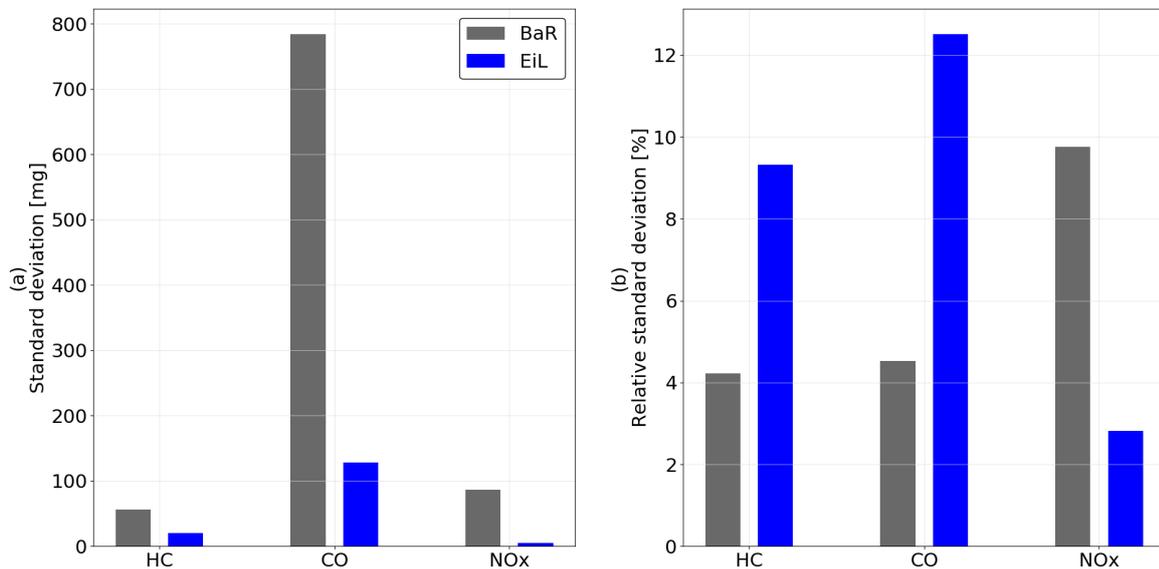
**Fig. 3.46 :** Comparaison de l'écart-type relatif obtenu entre 4 essais B à R à froid, 4 essais EiL à froid et 7 essais EiL à chaud.

Pour donner une vision d'ensemble, la Figure 3.46(a) compare la dispersion entre les essais considérés pour le B à R, le banc EiL à froid et le banc EiL à chaud pour les variables du bilan énergétique  $E_{tqi}$ ,  $E_{tqe}$ ,  $E_{mes}$  et  $E_{req}$ . L'écart-type relatif obtenu sur les essais B à R est représenté par une barre grise pour chaque indicateur, celui obtenu sur les essais EiL à froid en bleu, et à chaud en rouge. De la même manière, la Figure 3.46(b) compare l'écart-type obtenu sur les deux moyens d'essai pour chaque polluant, relativement à la valeur moyenne obtenue pour chaque moyen d'essai. Concernant le

bilan énergétique, les essais sur BÀR sont significativement plus dispersés que les essais EiL, bien que l'écart-type relatif soit compris entre 0.40% et 0.75%. Les essais réalisés à chaud sur le banc EiL sont généralement plus dispersés que les essais à froid, mais l'écart-type obtenu sur ces essais est plus faible que sur les essais BÀR. Concernant les émissions moteur, le banc EiL est aussi moins dispersé, en particulier pour les  $\text{NO}_x$ . Les essais à chaud sont caractérisés par un écart-type plus important que les essais à froid, et même que les essais BÀR pour le CO et le  $\text{CO}_2$ .

### 3.3.5.2 Emissions à l'échappement

Comme souligné dans la Section 2.5, le système de post-traitement utilisé lors des essais EiL de la campagne 4 est neuf, tandis que celui utilisé lors des essais sur BÀR correspond à un niveau de vieillissement d'usage « normal ». La comparaison des masses émises à l'échappement (en aval du post-traitement) n'est donc pas pertinente. On peut néanmoins comparer la dispersion des émissions à l'échappement sur les deux moyens d'essais. La thermique du système de post-traitement jouant un rôle prépondérant dans son efficacité de traitement, on ne considère dans cette section que les essais réalisés à froid au banc moteur. La Figure 3.47 compare la dispersion obtenue sur les 4 essais BÀR et les 4 essais EiL à froid. Pour chaque polluant, la Figure 3.47(a) représente par une barre l'écart-type absolu obtenu sur les essais BÀR en gris, et sur les essais EiL en bleu. Avec le même code couleur, la Figure 3.47(b) représente l'écart-type relatif ramené à la masse moyenne pour chaque polluant et chaque moyen d'essai.



**Fig. 3.47 :** Comparaison de l'écart-type obtenu sur les émissions à l'échappement entre 4 essais BÀR et 4 essais EiL à froid.

Contrairement aux émissions mesurées en sortie moteur, la dispersion relative à la moyenne est supérieure sur les essais EiL par rapport aux essais BÀR pour les émissions de HC et de CO, avec un écart-type relatif de 9.3% et 12.5% contre 4.2% et 4.5% respectivement. Cependant, on peut rappeler ici que le catalyseur utilisé lors des essais EiL est significativement plus efficace que celui des essais BÀR du fait d'un stade de vieillissement différent. De ce fait, la masse totale mesurée à l'échappement de HC,

CO, NO<sub>x</sub> sur le banc EiL représente respectivement 16.4%, 5.9% et 21.7% de la masse mesurée au banc à rouleaux. Devant le faible ordre de grandeur des masses considérées, il semble donc plus pertinent d'analyser l'écart-type absolu. La Figure 3.47(a) révèle que la dispersion est plus faible sur le banc EiL par rapport au BàR, avec un écart-type de 20.2 mg, 128 mg et 5.5 mg pour les HC, NO<sub>x</sub> et CO respectivement, contre 56.2 mg, 783 mg et 85.6 mg. On peut donc en conclure que l'environnement EiL permet des essais plus répétables que le BàR du point de vue des émissions à l'échappement.

### 3.3.5.3 Synthèse

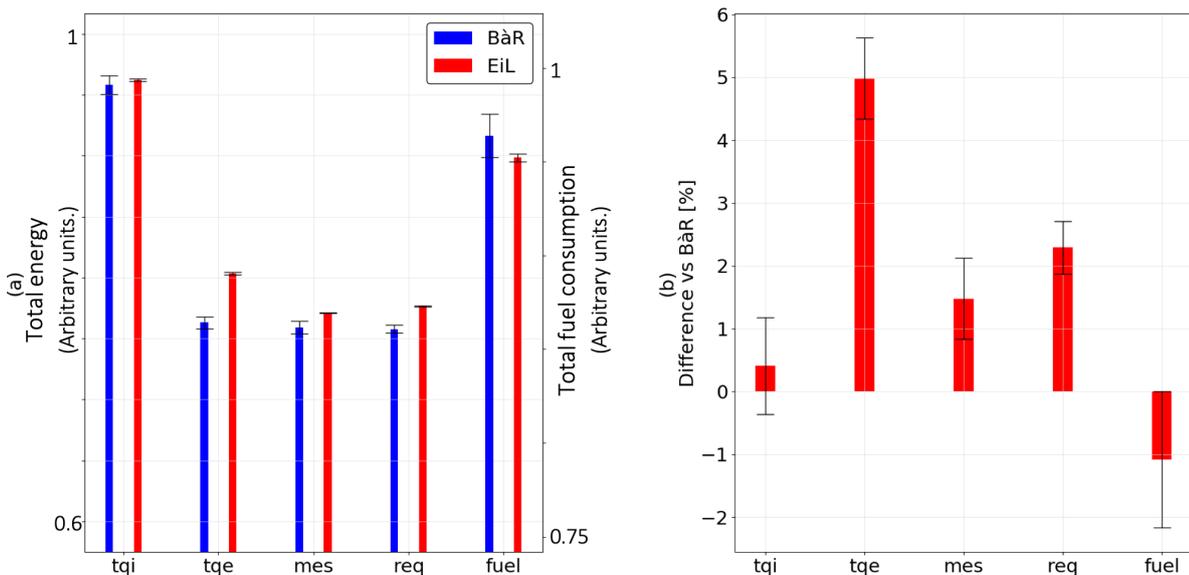
Les résultats ci-dessus permettent de tirer plusieurs conclusions quant à la répétabilité du banc EiL.

- Le comportement du conducteur virtuel varie très peu entre deux essais, avec un écart-type pour l'écart de vitesse moyen  $\mu_{V_{diff}}$  de 0.0012 km/h sur les 11 essais considérés. L'écart-type obtenu avec le conducteur humain sur les 4 essais BàR est de 0.044 km/h.
- Le bilan énergétique est lui aussi moins dispersé sur banc EiL que sur BàR. Sur les 5 essais à froid au banc EiL, l'écart à la moyenne est compris entre -0.24% et 0.27% selon l'indicateur, contre -1.42% et 1.55% pour les essais BàR.
- Les résultats obtenus pour les émissions de CO<sub>2</sub> sont légèrement moins dispersés sur banc EiL que sur BàR. Sur les essais à froid, on constate un écart-type relatif de 0.13% pour les émissions de CO<sub>2</sub> au banc EiL, contre 0.31% sur BàR. Cette remarque peut être étendue aux émissions de CO en sortie moteur, avec un écart-type de 0.27% contre 0.44%.
- Les essais enchaînés à chaud sur banc EiL affichent une dispersion significativement plus importante que les essais à froid, avec un écart-type relatif de 0.40% pour les émissions de CO<sub>2</sub> par exemple. L'écart-type relatif obtenu sur les émissions de CO en sortie moteur pour les 7 essais considérés est supérieur à l'écart-type obtenu pour les 4 essais BàR à froid, valant 0.68% contre 0.44%. Cette dispersion est probablement due au fait qu'aucun conditionnement thermique n'est effectué entre les cycles à chauds, qui peuvent être enchaînés automatiquement ou manuellement selon le contexte. On observe donc une dispersion conséquente des conditions thermiques initiales, détaillée dans la Section 4.3.1.
- On constate une différence nette entre le banc EiL et le BàR dans la dispersion des émissions de NO<sub>x</sub> en sortie moteur, avec un écart-type relatif de 0.1% et 0.6% sur les essais EiL à froid et à chaud respectivement. Le BàR est caractérisé par une dispersion plus importante, avec un écart-type relatif de 1.3%.
- Les émissions de HC en sortie moteur sont caractérisés par la dispersion la plus importante sur les deux moyens d'essai. En effet, l'écart-type relatif est de 0.8% sur les essais EiL à froid, contre 1.7% sur BàR. Sur les essais EiL réalisés à chaud, la dispersion est significative avec un écart-type relatif de 1.4%.
- Enfin, les émissions à l'échappement de HC et CO mesurées sur les essais EiL à froid semblent à première vue plus dispersées que les émissions mesurées sur

BàR, avec un écart-type relatif de 9.3% et 12.5% contre 4.2% et 4.5% respectivement. Cependant, l'efficacité supérieure du post-traitement utilisé lors des essais EiL induit une réduction des masses mesurées par rapport au BàR d'un facteur supérieur à 5. L'analyse de la dispersion absolue permet de conclure que les émissions à l'échappement sont moins dispersées sur banc EiL que sur BàR, avec un écart-type de 20.2 mg, 128 mg et 5.5 mg pour les HC, NO<sub>x</sub> et CO respectivement, contre 56.2 mg, 783 mg et 85.6 mg sur BàR.

### 3.3.6 Représentativité des essais

Un des axes principaux de cette thèse réside dans la représentativité du banc EiL par rapport aux essais conventionnels sur véhicules, du point de vue du bilan énergétique ainsi que des émissions polluantes. Les essais réalisés à froid lors de la Campagne 4 (Tableau 3.9) permettent de comparer le bilan énergétique et les masses émises en sortie moteur sur le cycle WLTC, en utilisant le même moteur et les mêmes caractéristiques véhicule. Comme souligné dans la Section 2.5, la ligne d'échappement placée sur le banc moteur ne correspondant pas à celle utilisée lors des essais sur BàR, la comparaison des émissions à l'échappement n'est pas pertinente.



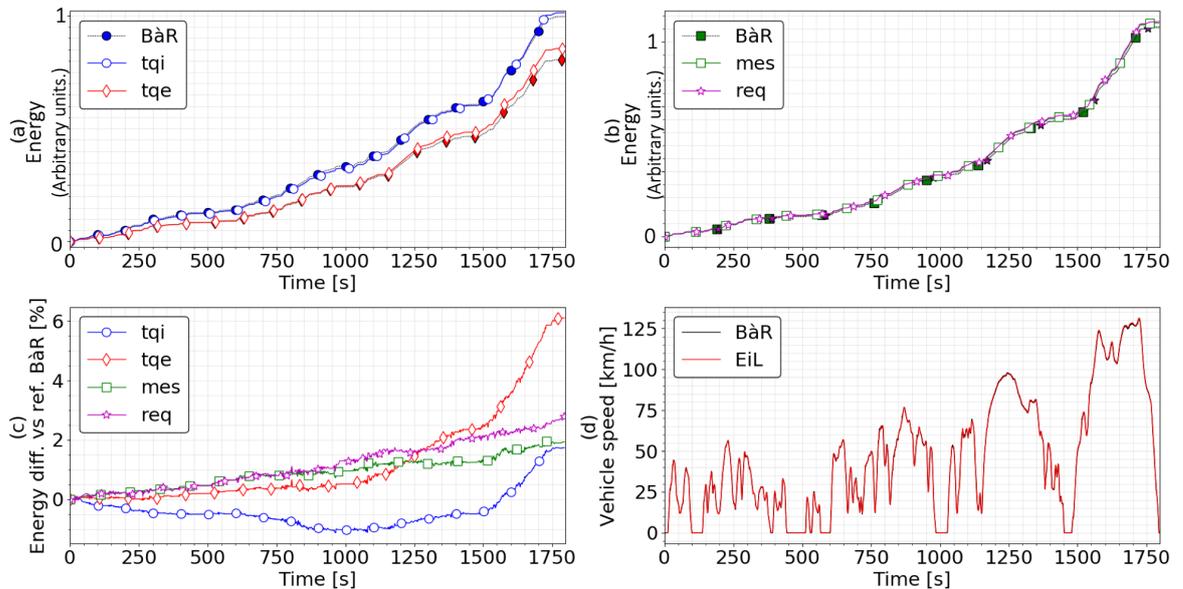
**Fig. 3.48** : Comparaison du bilan énergétique entre 4 essais réalisés à froid au banc EiL, et 4 essais réalisés à froid au BàR. Les barres d'erreur représentent l'écart-type sur les essais considérés pour chaque indicateur.

#### 3.3.6.1 Bilan énergétique

La Figure 3.48 compare le bilan énergétique des 4 essais réalisés à froid au banc EiL avec les 4 essais de référence réalisés au BàR. La Figure 3.48(a) représente l'énergie totale exprimée par les 4 méthodes mentionnées précédemment  $E_{tqi}$ ,  $E_{tqe}$ ,  $E_{mes}$  et  $E_{req}$  sur l'axe de gauche ( $tqi$ ,  $tqe$ ,  $mes$  et  $req$  en légende respectivement) ainsi que la masse de carburant consommé  $M_{carb}$  sur l'axe de droite ( $fuel$  en légende). Les essais réalisés au BàR sont représentés en bleu, et les résultats obtenus sur le banc EiL en rouge. Pour

chaque moyen d'essai et pour chaque indicateur, on représente la valeur moyenne sur les essais considérés par une barre. Une barre d'erreur tracée en noir représente l'écart-type obtenu sur les essais considérés. Pour une meilleure lisibilité, la valeur minimale des axes verticaux n'est pas nulle.

En premier lieu, on peut souligner que les conclusions établies plus haut quant à la répétabilité des deux moyens d'essais sont illustrées sur la Figure 3.48(a) : la dispersion représentée par les barres d'erreurs est généralement plus large pour les essais BàR que pour les essais au banc EiL. Pour les mêmes indicateurs, la Figure 3.48 (b) représente l'écart relatif entre les résultats obtenus sur banc EiL et sur BàR. La valeur moyenne de l'écart est représentée par une barre, et son écart-type est représenté par une barre d'incertitude qui représente la dispersion des deux moyens d'essai. Il est intéressant de souligner que l'indicateur  $\Delta M_{carb}$  (« fuel » en légende) est le seul pour lequel le banc EiL est inférieur au BàR, l'écart moyen étant de  $-1.08\%$ . Cette observation signifie que le moteur consomme légèrement moins de carburant sur le banc EiL. Toutefois, cet indicateur est aussi caractérisé par l'écart-type entre les essais le plus important, avec une valeur de  $1.09\%$ . La valeur moyenne des autres indicateurs  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$  et  $\Delta E_{req}$  est positive, ce qui suggère que le banc EiL impose une production d'énergie mécanique supérieure par rapport au banc à rouleaux sur le même cycle WLTC. L'écart moyen est de  $0.41\%$ ,  $4.98\%$ ,  $1.48\%$  et  $2.29\%$  pour les indicateurs  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$  et  $\Delta E_{req}$  respectivement, avec un écart-type de  $0.77\%$ ,  $0.65\%$ ,  $0.64\%$  et  $0.42\%$  sur les essais considérés. Comme développé Section 2.5, il est important de rappeler que la comparaison du bilan énergétique est basée sur des variables calculées par le contrôle moteur ( $E_{tqi}$ ,  $E_{tqe}$  et  $M_{carb}$ ), ou estimées à partir de mesures d'origines différentes sur les deux moyens d'essais ( $\Delta E_{tqe}$  et  $\Delta E_{mes}$ ). La Figure 3.49 permet d'observer l'évolution de l'écart entre banc EiL (essai 4601) et BàR (essai du 20/08/20) sur la deuxième moitié du WLTC.



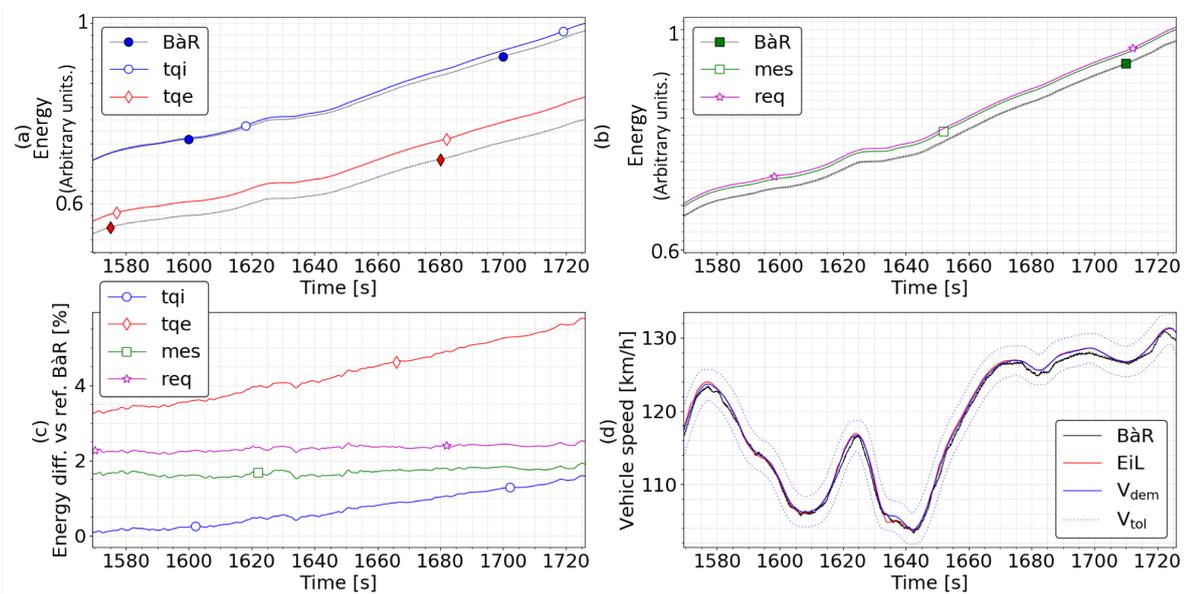
**Fig. 3.49** : Comparaison entre BàR (essai 4601) et banc EiL (20/08/20) sur le cycle WLTC.

La Figure 3.49(a) représente l'évolution de l'énergie cumulée au cours du temps. On trace les variables  $E_{tqi}$  et  $E_{tqe}$  en bleu et rouge respectivement, avec les marqueurs

rond et losange respectivement. Les résultats du BàR sont tracés en pointillés avec des marqueurs de couleur, tandis que les résultats du banc EiL sont en trait plein avec des marqueurs blancs. Avec le même système de notation, la Figure 3.49(b) représente l'évolution des indicateurs  $E_{mes}$  et  $E_{req}$  en vert et magenta respectivement, avec les indicateurs carré et étoile. En gardant le même code graphique, la Figure 3.49(c) représente pour chaque indicateur l'évolution de l'écart énergétique  $\delta E$  entre banc EiL et référence BàR relativement à l'énergie totale de l'essai BàR. Enfin, la Figure 3.49(d) représente la vitesse véhicule. L'essai BàR est tracé en noir, et l'essai au banc EiL en rouge.

En premier lieu, on peut noter que les écarts  $\delta E_{mes}$  et  $\delta E_{req}$  varient de manière quasi-linéaire au long du cycle. Les écarts  $\delta E_{tqi}$  et  $\delta E_{tqe}$  suivent une augmentation similaire jusqu'à  $t = 1500$  s environ. Ensuite, l'évolution reste quasi-linéaire mais avec un coefficient plus important, passant de  $-0.43\%$  à  $1.62\%$  et de  $2.42\%$  à  $6.10\%$  respectivement. Cette dernière phase coïncide avec la période de haute vitesse du WLTC, la vitesse véhicule étant supérieure à  $100$  km/h entre  $t = 1560$  s et  $t = 1740$  s.

De la même manière que la Figure 3.49, la Figure 3.50 représente la dernière phase du WLTC. On ajoute en outre la vitesse demandée  $V_{dem}$  en bleu, et les tolérances de vitesse WLTP en pointillés sur la Figure 3.50(d). On observe que pendant cette phase, la vitesse véhicule calculée sur le banc EiL est légèrement supérieure à la vitesse véhicule sur BàR. La vitesse réalisée par le modèle conducteur est pratiquement confondue avec la vitesse demandée, tandis que le conducteur humain semble viser légèrement sous la consigne, tout en restant dans les tolérances. L'écart moyen est de  $0.31$  km/h sur la dernière phase, et peut expliquer l'excès de consommation d'énergie constaté.



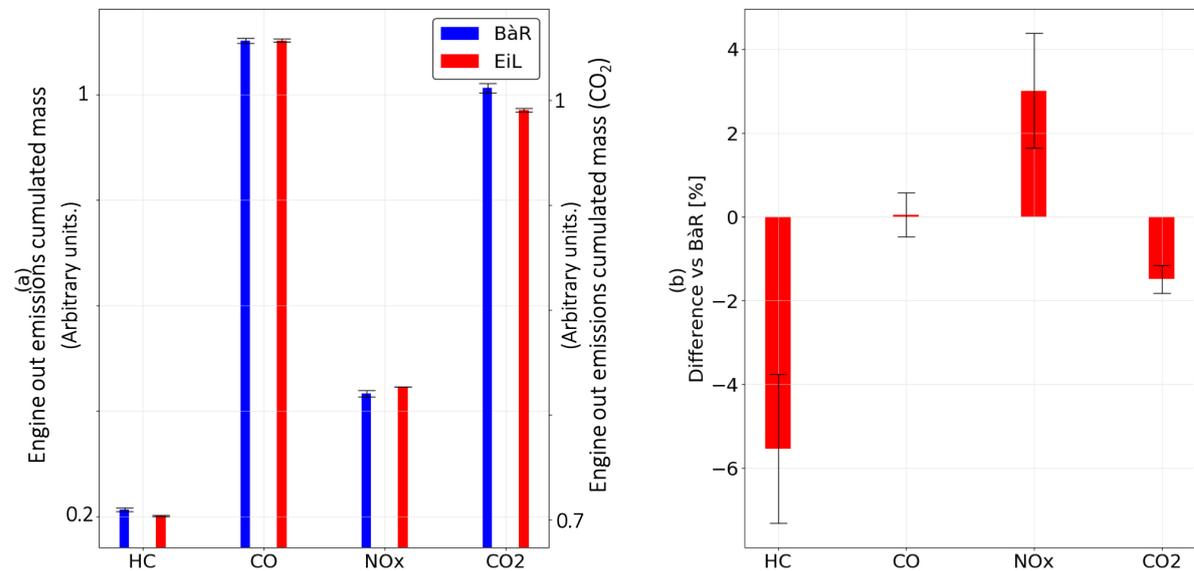
**Fig. 3.50 :** Comparaison entre BàR (essai 4601) et banc EiL (20/08/20) sur la dernière phase du WLTC.

### 3.3.6.2 Emissions en sortie moteur

La Figure 3.51 compare les émissions en sortie moteur des 4 essais réalisés à froid au BM avec les 4 essais de référence réalisés au BàR. La Figure 3.51(a) représente la masse totale émise pour les polluants HC, CO,  $\text{NO}_x$  sur l'axe de gauche, et pour le  $\text{CO}_2$

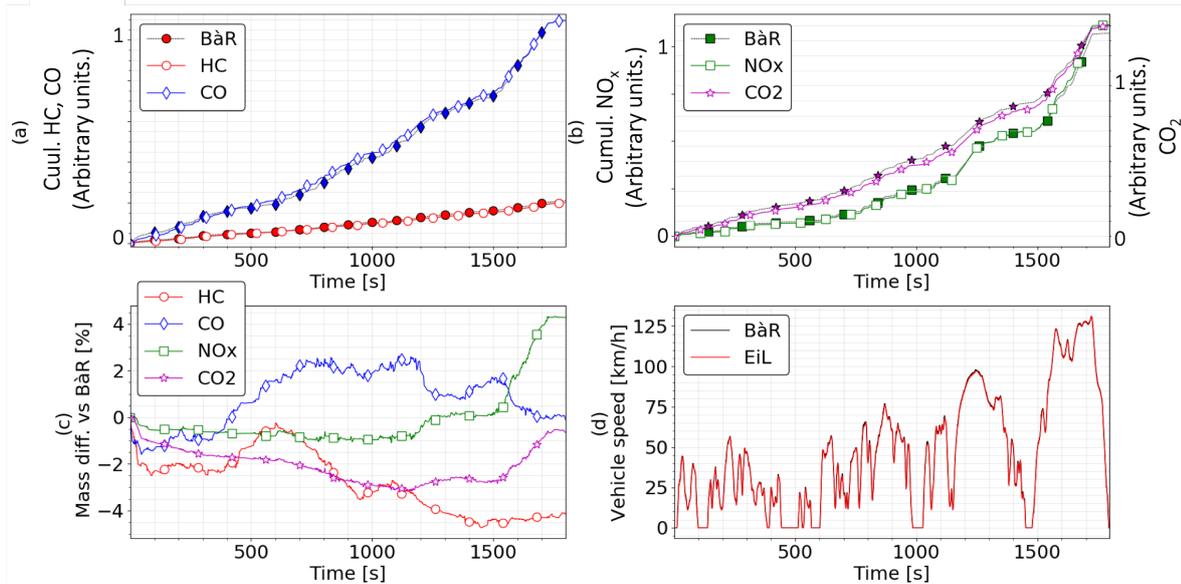
sur l'axe de droite. De manière similaire à la Figure 3.48, les essais réalisés au BàR sont représentés en bleu, et les résultats obtenus sur le banc EiL en rouge. Pour chaque moyen d'essai et pour chaque polluant, on représente la valeur moyenne sur les essais considérés par une barre. La barre d'erreur tracée en noir représente l'écart-type entre les essais. Pour une meilleure lisibilité, la valeur minimale des axes verticaux n'est pas nulle. La Figure 3.51(b) représente l'écart relatif entre les masses totales mesurées sur banc EiL et sur BàR pour chaque polluant. La valeur moyenne de l'écart est représentée par une barre, et son écart-type est représenté par une barre d'incertitude.

Tout comme le bilan énergétique, les conclusions établies plus haut concernant la répétabilité des deux moyens d'essais sont illustrées sur la Figure 3.48(a) : la dispersion représentée par les barres d'erreurs est généralement plus large pour les essais BàR que pour les essais au banc EiL. Ensuite, le CO est le polluant pour lequel l'écart par rapport à la référence BàR est le plus faible. En effet, la masse totale moyenne émise en sortie moteur est supérieure de 0.055% à la moyenne sur BàR, avec un écart-type de 0.52%. La masse de  $\text{NO}_x$  émise en sortie moteur est supérieure à la référence BàR, avec un écart moyen de  $\Delta M_{\text{NO}_x, \text{mot}} = 3.0\%$ . On peut ajouter que l'écart-type de  $\Delta M_{\text{NO}_x, \text{mot}}$  sur les essais considérés est de 1.36%. En outre, le moteur émet légèrement moins de  $\text{CO}_2$  sur banc EiL que sur BàR, l'écart moyen étant de  $-1.46\%$ . Cette observation semble cohérente avec l'écart constaté pour la masse de carburant consommé  $M_{\text{carb}}$ . L'écart-type entre les essais est de 0.33%, ce qui en fait le gaz pour laquelle la dispersion est la plus faible. L'écart le plus important par rapport à la référence BàR est obtenu pour les HC, avec un écart moyen de  $-5.50\%$ . On peut souligner que les HC sont aussi caractérisés par la dispersion la plus importante, avec un écart-type pour  $\Delta M_{\text{HC}, \text{mot}}$  de 1.77%.



**Fig. 3.51** : Comparaison des émissions en sortie moteur entre 4 essais réalisés à froid au banc EiL, et 4 essais réalisés à froid au BàR. Les barres d'erreur indiquent l'écart-type pour chaque polluant.

La Figure 3.52 représente l'évolution des émissions de polluants pour l'essai EiL 4601 et l'essai BàR du 20/08/20 au cours du cycle WLTC complet. La Figure 3.52(a) représente les masses cumuléees  $M_{\text{HC}, \text{mot}}(t)$  et  $M_{\text{CO}, \text{mot}}(t)$  en rouge et bleu, et avec les marqueurs rond et losange respectivement. L'essai EiL est représenté en trait plein avec

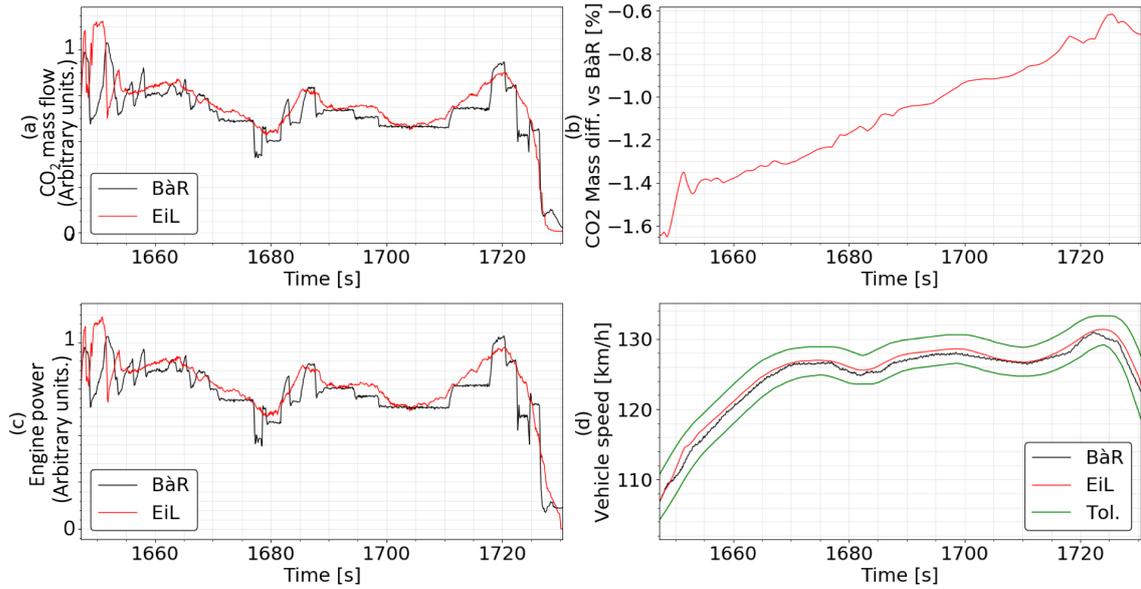


**Fig. 3.52** : Evolution des émissions en sortie moteur au banc EiL (4601) et au BàR (20/08/20) au cours du cycle WLTC complet.

les marqueurs blancs, tandis que l'essai BàR est représenté en pointillés noir avec les marqueurs colorés. De la même manière, la Figure 3.52(b) représente l'évolution de la masse cumulée  $M_{NO_x, mot}(t)$  sur l'axe de gauche et de la masse cumulée  $M_{CO_2, mot}(t)$  sur l'axe de droite, en vert et magenta respectivement, et avec les marqueurs carré et étoile respectivement. Avec le même code couleur pour les polluants, la Figure 3.52(c) représente l'évolution de l'écart relatif  $\delta M_{pollu, mot}$  entre les masses cumulées sur banc EiL et sur BàR, ramené à la masse totale sur BàR. Enfin, la Figure 3.52(d) représente la vitesse véhicule au cours du cycle en rouge pour l'essai EiL, et en noir pour l'essai BàR. En premier lieu, on peut souligner que malgré les écarts constatés entre les masses totales, l'évolution globale de la masse cumulée mesurée sur banc EiL est similaire à celle mesurée sur BàR pour les 4 polluants considérés. En analysant la Figure 3.52(c), on repère toutefois plusieurs phases pendant lesquelles l'écart se creuse particulièrement.

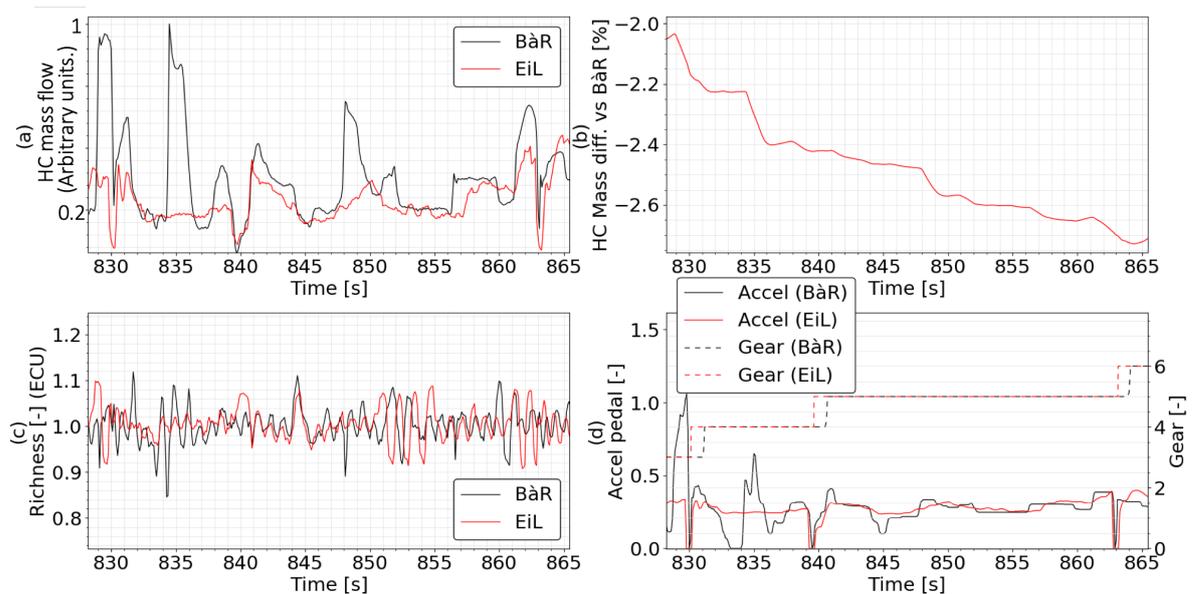
Tout d'abord, on peut remarquer que l'écart  $\delta M_{CO_2, mot}$  est négatif pendant la totalité du cycle. L'écart augmente en valeur absolue tout au long du cycle, jusqu'à changer de tendance à  $t = 1100$  s environ, puis se rapproche de zéro à partir de  $t = 1500$  s. Cette observation suggère que le moteur émet moins de  $CO_2$  sur le banc EiL que sur le BàR pendant tout le cycle, jusqu'à la dernière phase de haute vitesse pendant laquelle les émissions au banc EiL sont supérieures. Afin d'analyser plus précisément cet écart, la Figure 3.53 représente l'évolution des émissions de  $CO_2$  pour le BàR (essai du 20/08/20) et le banc EiL (essai 4601) sur une fraction du WLTC.

La Figure 3.53(a) représente le débit massique de  $CO_2$  mesuré en sortie moteur au cours du temps sur le banc EiL en rouge, et sur le BàR en noir. La Figure 3.53(b) représente l'écart relatif entre la masse cumulée  $M_{CO_2, mot}(t)$  sur les deux moyens d'essais, relativement à la masse totale  $M_{CO_2, mot, BàR}(t_{end})$  mesurée au BàR. La Figure 3.53(c) trace la puissance moteur indiquée  $P_{tqi}$  calculée avec la variable du contrôle moteur  $ECU_{EstiTqi}$  pour le banc EiL et le BàR en rouge et noir respectivement. Avec le même code couleur, la Figure 3.53(d) représente la vitesse véhicule pour les deux moyens d'essais, ainsi que les tolérances WLTP en vert. Sur la période de 85 s représentée, l'écart



**Fig. 3.53 :** Comparaison des émissions de CO<sub>2</sub> en sortie moteur sur banc EIL (essai 4601) et sur BâR (20/08/20) sur la deuxième moitié du WLTC.

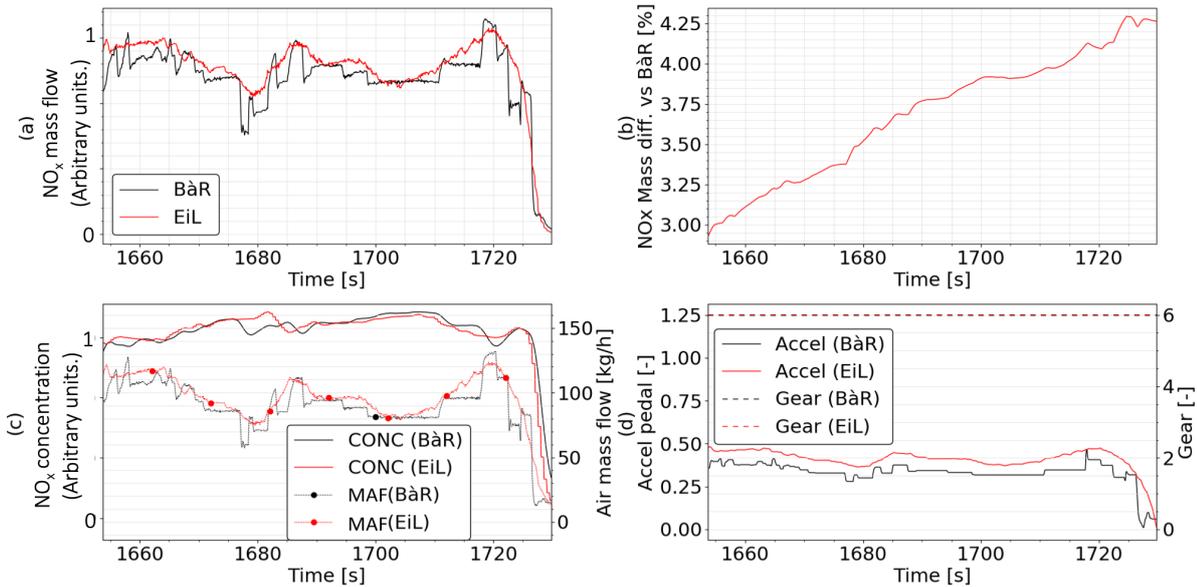
relatif  $\delta M_{CO_2, mot}$  augmente de  $-1.74\%$  à  $-0.61\%$ . De manière similaire à l'observation faite pour le bilan énergétique, on peut souligner que la vitesse véhicule est supérieure sur le banc EIL par rapport au BâR pendant cette période, ce qui se reflète dans la puissance moteur, en particulier à  $t = 1650$  s. Cet instant est aussi caractérisé par un pic dans l'augmentation de  $\delta M_{CO_2, mot}$ . Compte tenu du comportement sur le reste du cycle, on peut donc supposer que l'écart constaté est dû à une vitesse véhicule supérieure sur le banc EIL pendant la dernière portion du cycle.



**Fig. 3.54 :** Comparaison des émissions de HC en sortie moteur sur banc EIL (essai 4601) et sur BâR (20/08/20) sur la deuxième moitié du WLTC.

La Figure 3.54 représente l'évolution des émissions de HC pour le BâR (essai du 20/08/20) et le banc EIL (essai 4601) pour une fraction du WLTC. La Figure 3.54(a)

représente le débit massique de HC mesuré en sortie moteur au cours du temps sur le banc EiL en rouge, et sur le BàR en noir. La Figure 3.54(b) représente l'écart relatif  $\delta M_{HC,mot}(t)$  entre la masse cumulée  $M_{HC,mot}(t)$  sur les deux moyens d'essais, relativement à la masse totale  $M_{HC,mot,BaR}(t_{end})$  mesurée au BàR. La Figure 3.54(c) trace la richesse mesurée par le contrôle moteur pour le banc EiL et le BàR en rouge et noir respectivement. Avec le même code couleur, la Figure 3.54(d) représente la position de la pédale d'accélérateur sur l'axe de gauche, et le rapport engagé en pointillés sur l'axe de droite pour les deux moyens d'essais. Au cours des 40 s représentées, l'écart  $\delta M_{HC,mot}(t)$  augmente en valeur absolue, de  $-2.53\%$  à  $-3.08\%$ , i.e. le moteur émet moins de HC au cours de cette période sur le banc EiL que sur le BàR. On repère plusieurs pics de débit de HC sur BàR qui sont atténués sur banc EiL, à  $t = 829$  s,  $t = 835$  s et  $t = 848$  s par exemple. Ces deux premiers pics coïncident avec de forts appuis pédale par le conducteur humain, qui n'apparaissent pas dans le cas du conducteur virtuel. Cette remarque ne s'applique pas au troisième pic à  $t = 848$  s. Cependant, on remarque tout de même une variation franche du signal de pédale par le conducteur humain. Ces fluctuations de la pédale d'accélérateur impactent la richesse du mélange, qui diminue ponctuellement. Outre la hausse du débit d'air du fait d'un fort appui pédale, les fortes fluctuations de la pédale d'accélérateur affectent donc la qualité de la combustion. Le comportement du conducteur virtuel, plus calme que le conducteur réel, semble donc être à l'origine de l'écart constaté concernant les émissions de HC.



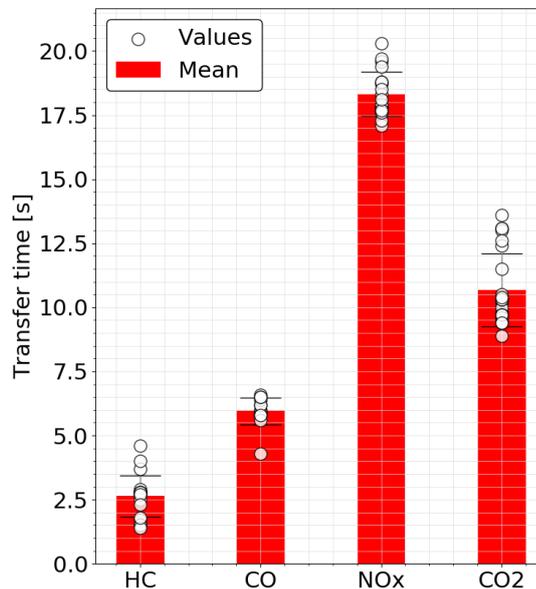
**Fig. 3.55** : Comparaison des émissions de  $NO_x$  en sortie moteur sur banc EiL (essai 4601) et sur BàR (20/08/20) sur la deuxième moitié du WLTC.

La Figure 3.55 représente l'évolution des émissions de  $NO_x$  en sortie moteur pour le BàR (essai du 20/08/20) et le banc EiL (essai 4601) sur une fraction du WLTC. La Figure 3.55(a) représente le débit massique de  $NO_x$  mesuré en sortie moteur au cours du temps sur le banc EiL en rouge, et sur le BàR en noir. La Figure 3.55(b) représente l'écart relatif  $\delta M_{NOx,mot}(t)$  entre la masse cumulée  $M_{NOx,mot}(t)$  sur les deux moyens d'essais, relativement à la masse totale  $M_{NOx,mot,BaR}(t_{end})$  mesurée au BàR. La Figure 3.55(c) trace la concentration en  $NO_x$  mesurée en sortie moteur par la baie en trait plein sur l'axe de gauche (« CONC »), ainsi que le débit d'air estimé par le contrôle moteur  $ECU_{MAF}$  en

pointillés sur l'axe de droite (« MAF »). L'essai EiL et le BàR sont représentés en rouge et noir respectivement. Avec le même code couleur, la Figure 3.55(d) représente la position de la pédale d'accélérateur sur l'axe de gauche, et le rapport engagé en pointillés sur l'axe de droite pour les deux moyens d'essais. Comme souligné plus haut, la Figure 3.52 suggère que l'écart relatif  $\delta M_{NO_x, mot}(t)$  entre les deux moyens d'essais augmente principalement lors de la dernière phase du WLTC, à partir de  $t = 1500$  s. Au cours de la portion de 75 s de cette phase représentée sur la Figure 3.55, l'écart augmente de manière continue de 3.1% à 4.4%. Les  $NO_x$  se formant principalement pour une température de combustion élevée, on pourrait s'attendre à ce que la température  $ECU_{MAT}$  soit supérieure sur le banc EiL par rapport au BàR. Au contraire, la température est inférieure d'environ  $5^\circ C$  pendant la période représentée, et plus généralement pendant tout le cycle. Cependant, on peut toutefois rappeler l'observation faite au sujet de la Figure 3.53 : la vitesse véhicule calculée par le modèle est supérieure à la vitesse véhicule atteinte sur le BàR au cours de la dernière phase du WLTC. Cet écart se traduit par un appui pédale plus important, et peut donc expliquer l'excès de  $NO_x$  émis au banc EiL.

### 3.3.6.3 Impact du temps de transfert

Comme détaillé en Section 2.5.3, on réalise une synchronisation manuelle de la concentration de chaque polluant avec le débit d'air moteur  $ECU_{MAF}$  afin de prendre en compte le temps de transfert propre au banc utilisé et à chaque polluant.



**Fig. 3.56** : Dispersion du temps de transfert estimé pour chaque polluant en sortie moteur sur 4 cycles WLTC.

Dans cette thèse, le recalage est réalisé sur plusieurs cycles WLTC. Sur les différents lâchers de pédale considérés, on observe une dispersion du temps de transfert pour chaque polluant. En effet, l'identification des événements « début du lâcher de pied » et « chute ou augmentation de la concentration [ $pollu$ ] » est laissée à l'appréciation humaine. De plus, bien que le temps d'analyse de la baie puisse être considéré constant [117], le temps de transfert entre le point de prélèvement en sortie moteur et la baie d'analyse

est dépendant des conditions de fonctionnement du moteur. Considérer un temps de transfert constant tout au long d'un cycle est donc une approximation, et peut conduire à une mauvaise synchronisation sur certaines phases du cycle.

**Emissions moteur :** La Figure 3.56 représente pour chaque polluant les estimations du temps de transfert pour le point de prélèvement en sortie moteur en considérant 4 cycles WLTC, et 4 évènements par cycle. La valeur moyenne est représentée par une barre pour chaque polluant indiqué en abscisse, ainsi que l'écart-type par une barre d'incertitude. Les valeurs obtenues sur les 4 cycles considérés sont représentés par les marqueurs blancs. On obtient un temps de transfert de 2.6 s, 5.9 s, 18.3 s et 10.7 s pour les HC, le CO, les NO<sub>x</sub> et le CO<sub>2</sub> respectivement, avec un écart-type de 0.8 s, 0.5 s, 0.8 s et 1.4 s. Exprimé par rapport au temps de transfert final, l'écart-type relatif est de 30%, 9.0%, 4.7% et 13.3% respectivement.

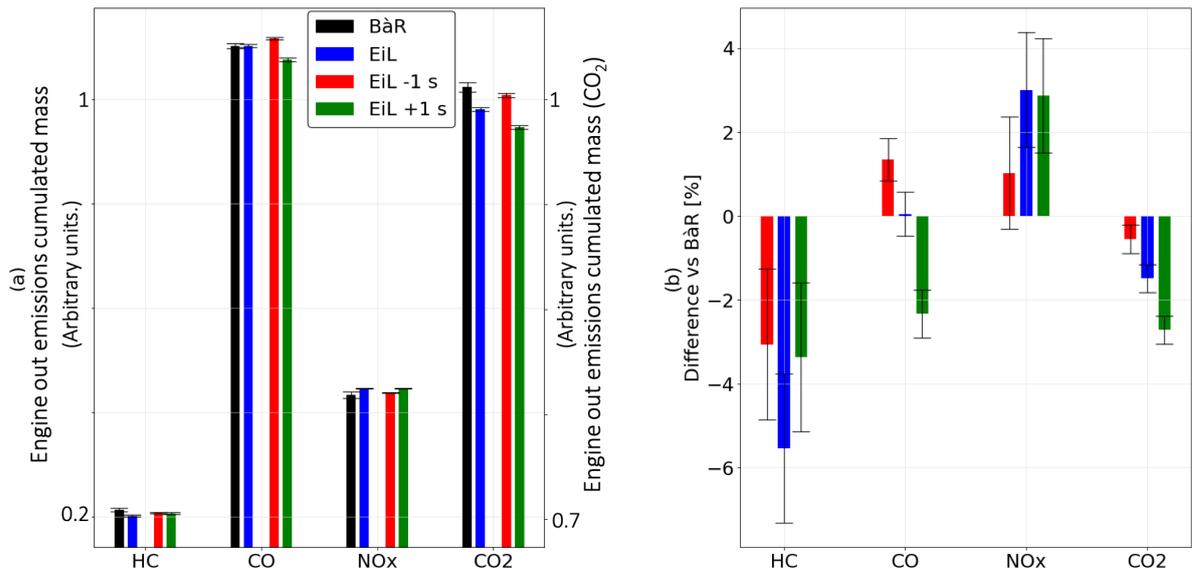
Afin d'illustrer l'impact du temps de transfert sur la représentativité du banc EiL, la Figure 3.57(a) représente la masse totale de chaque polluant émise en sortie moteur sur les essais BàR, et sur les essais EiL analysés avec trois valeurs différentes pour les temps de transfert :

- En bleu (« EiL » en légende), on représente le cas de référence avec le temps de transfert moyen analysé à partir de la Figure 3.56 et utilisé dans cette thèse.
- En rouge (« EiL -1 s » en légende), on représente les mêmes essais EiL, analysés avec un temps de transfert réduit de 1 s pour chaque polluant.
- En vert (« EiL +1 s » en légende), on représente les mêmes essais EiL, analysés avec un temps de transfert augmenté de 1 s pour chaque polluant.

On indique l'écart relatif par une barre d'incertitude pour chaque polluant. Avec le même code couleur, la Figure 3.57(b) représente l'écart relatif entre les masses totales mesurées sur banc EiL et sur BàR pour chaque polluant et pour chaque valeur du temps de transfert. La valeur moyenne de l'écart est représentée par une barre, et son écart-type est représenté par une barre d'incertitude.

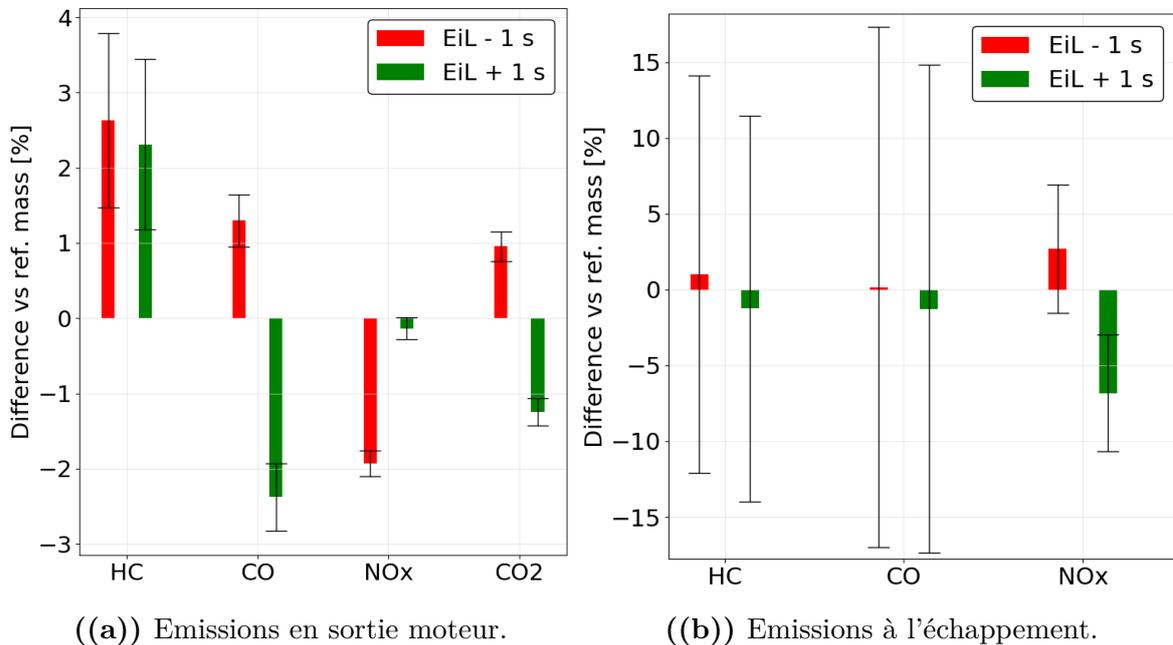
Une variation de 1 s du temps de transfert  $\Delta t_{pollu}$  peut impacter de manière significative la comparaison avec le BàR. En effet, pour les émissions moteur de CO en particulier, l'écart relatif passe de 0.05% dans le cas de référence à 1.4% avec un  $\Delta t_{CO}$  réduit, et à -2.3% pour un  $\Delta t_{CO}$  augmenté. La masse totale de HC en sortie moteur est aussi affectée, l'écart relatif passant de -5.5% dans le cas de référence à -3.05% et -3.36% respectivement. Concernant les émissions moteur de NO<sub>x</sub>, l'écart varie de 3.0% à 1.0% en réduisant le temps de transfert, et à 2.9% en l'augmentant. Enfin, l'écart relatif de la masse de CO<sub>2</sub> passe de -1.5% à -0.5% et -2.7% respectivement. De manière similaire à la Figure 3.57(b), la Figure 3.58(a) représente la variation relative de la masse totale en sortie moteur pour chaque polluant en augmentant et diminuant le temps de transfert de 1 s en rouge et vert respectivement.

On observe que la variation du temps de transfert de 1 s peut causer une augmentation de la masse de HC en sortie moteur de 2.5% environ. Les masses de CO et de CO<sub>2</sub> augmentent d'environ 1% avec un temps de transfert diminué, et diminuent de 2.4% et 1.2% respectivement pour un temps de transfert allongé. Enfin, la masse de NO<sub>x</sub> diminue de 1.9% pour un temps de transfert raccourci de 1 s. Compte tenu de l'incertitude sur



**Fig. 3.57 :** Impact de la variation de 1 s du temps de transfert sur le bilan des émissions polluantes relativement aux essais B&R de référence.

le temps de transfert, il est donc important de considérer son impact sur les émissions polluantes dans l'analyse de la représentativité.



((a)) Emissions en sortie moteur.

((b)) Emissions à l'échappement.

**Fig. 3.58 :** Impact de la variation de 1 s du temps de transfert sur le bilan des émissions polluantes en sortie moteur et à l'échappement relativement à la masse de référence.

**Emissions à l'échappement :** Bien que la comparaison des masses de polluants émises à l'échappement sur B&R et banc EiL ne soit pas possible sur ces essais, on peut tout de même analyser l'impact du temps de transfert sur les émissions finales. De manière similaire à la Figure 3.58(a), la Figure 3.58(b) représente la variation relative

de la masse totale à l'échappement pour chaque polluant en augmentant et diminuant le temps de transfert de 1 s en rouge et vert respectivement.

En premier lieu, on note que la dispersion relative discutée en Section 3.3.5 représentée par les barres d'incertitude est significative par rapport à l'impact d'une variation de 1 s du temps de transfert, en particulier pour les HC et les CO. En effet, la réduction du temps de transfert de 1 s induit une hausse de 1.0% et 0.14% respectivement, tandis que la diminution du temps de transfert de 1 s entraîne une baisse des émissions de 1.2% et 1.3%. En revanche, l'impact est significatif sur les émissions de  $\text{NO}_x$ , avec une variation de la masse à l'échappement de +2.7% et -6.8% pour une diminution et une hausse du temps de transfert respectivement. Cet ordre de grandeur est similaire à celui mentionné par Hawley et al. [117] qui avancent une hausse des émissions de  $\text{NO}_x$  de 3.3% et 9.2% en faisant varier le temps de transfert de plus ou moins une seconde.

### 3.3.6.4 Synthèse

Les essais réalisés permettent d'analyser la représentativité de l'environnement EiL par rapport aux essais conventionnels sur BàR. Faute d'une méthode de mesure fiable commune aux deux moyens d'essais, on base la comparaison du bilan énergétique sur l'analyse de 5 indicateurs. L'analyse des résultats suggère que le banc EiL impose une énergie mécanique au moteur supérieure aux essais BàR, l'écart constaté entre le banc EiL et le BàR étant compris entre 0.41% et 4.98%. On estime en revanche une masse de carburant consommée inférieure de 1.08% à la référence.

Bien qu'aucun de ces indicateurs ne soit totalement fiable, on peut conclure que l'environnement EiL permet des essais représentatifs d'un point de vue énergétique, quatre des indicateurs suggérant un écart relatif inférieur à 2.3%. On peut souligner que le conducteur virtuel atteint une vitesse moyenne supérieure au conducteur humain qui vise sous la vitesse cible, en particulier dans la dernière phase de haute vitesse du cycle WLTC. Bien que l'écart de vitesse soit relativement faible, il peut expliquer en partie l'excès énergétique. Enfin, il est important de rappeler que certains paramètres véhicule ont été estimés pour obtenir ces résultats, en particulier la masse totale et l'efficacité de la transmission. Une estimation plus précise de ces paramètres pourrait donc améliorer la représentativité énergétique.

En outre, l'analyse de la représentativité du banc EiL a aussi été réalisée du point de vue des émissions polluantes. Seules les émissions en sortie moteur ont finalement pu être comparées, du fait des différences significatives de la ligne échappement utilisée sur le banc EiL avec la référence véhicule. Les résultats obtenus sur le cycle WLTC suggèrent que le moteur émet moins de  $\text{CO}_2$  et de HC comparé à la référence, avec un écart d'environ 1.5% et 5.5% respectivement. De plus, le moteur émet environ 3% de  $\text{NO}_x$  et 0.05% de CO en plus que sur le BàR. Le constat sur les émissions de  $\text{CO}_2$  peut sembler contradictoire avec le bilan énergétique. Toutefois, le faible écart relatif constaté est à mettre en perspective avec d'une part la dispersion du BàR de l'ordre de 0.5%, et d'autre part l'incertitude portée sur la mesure des émissions. En particulier, on suppose dans cette thèse un temps de transfert constant pour chaque polluant entre le point de prélèvement et la baie. Le temps de transfert est en outre estimé manuellement sur plusieurs cycles WLTC, et est sujet à une dispersion importante, avec un écart-type relatif de l'ordre de 1 s. Par exemple, une réduction de 1 s de ce temps de transfert a pour effet de diminuer l'écart de la masse cumulée de  $\text{CO}_2$  entre EiL et BàR, qui passe

de 1.5% à 0.5%. De la même manière, l'impact du temps de transfert sur les émissions de  $\text{NO}_x$  est significatif. L'excès d'émissions de  $\text{NO}_x$  est en outre particulièrement creusé lors de la dernière portion à haute vitesse du WLTC, pendant laquelle le conducteur virtuel atteint une vitesse supérieure au conducteur humain. Enfin, la carence en émissions de HC semble être due au comportement du conducteur virtuel, qui agit sur la pédale d'accélérateur de manière plus douce que le conducteur humain de référence.

### 3.3.7 Impact du profil de changement de rapport

Comme détaillé Section 3.2.3.3, l'analyse statistique des essais sur route permet d'établir plusieurs profils de changement de rapport, en plus du profil « Banc » basé sur les essais banc à rouleaux. L'impact du profil de changement de rapport peut ensuite être analysé au banc EiL. En premier lieu, le Tableau 3.10 rassemble les indicateurs de suivi de cycle du conducteur pour les 4 profils de changement de rapport, avec et sans anticipation (Profils n°3 et 1 respectivement). On peut constater que la durée des changements de rapport impacte directement le suivi du conducteur : en particulier, le profil « Slow » réalise un nombre important de déviations hors tolérances, avec et sans anticipation. Il est important de rappeler que le profil « Fast », bien qu'il soit le plus rapide des profils sur piste, reste plus lent dans les changements de rapport que le profil « Banc ». Toutefois, avec le réglage d'anticipation n°3, il permet de réaliser un cycle complet sans déviation.

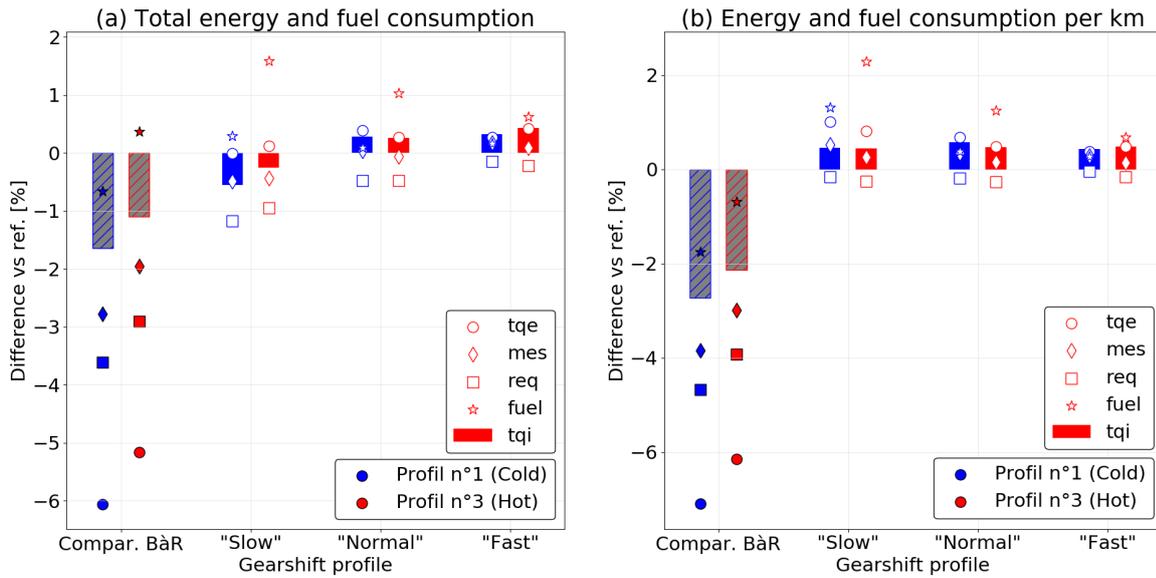
**Tableau 3.10** : Indicateurs de suivi conducteur pour différents profils d'anticipation (« Preview ») et de changement de rapport (« Gearshift »).

Preview	Gearshift	$\mu_{Vdiff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]	$F_{35}$ [Hz]
Profil n°1 (Sans anticip.)	Banc	0.50	4.4	3	2.43	0.14
	Slow	0.97	108	32	22.4	0.20
	Normal	0.64	31	6	8.26	0.19
	Fast	0.55	19	8	3.4	0.18
Profil n°3 (Avec anticip.)	Banc	0.35	0.0	0	0.0	0.15
	Slow	0.68	47	14	10.6	0.21
	Normal	0.46	17	9	3.7	0.21
	Fast	0.38	0.0	0	0.0	0.18

#### 3.3.7.1 Bilan énergétique

La Figure 3.59 illustre l'impact du profil de changement de rapport sur le bilan énergétique pour les deux réglages d'anticipation, avec le  $PI_{Mean}$ . Pour chaque profil de changement de rapport (« Slow », « Normal », « Fast » en abscisse), on compare les résultats à l'essai de référence obtenu avec le profil de changement de rapport « Banc » et avec le même réglage du PI.

Sur la Figure 3.59(a), les écarts relatifs par rapport à la référence  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$ ,  $\Delta E_{req}$  et  $\Delta M_{carb}$  (Section 2.5) sont représentés par une barre, un rond, un losange, un carré et une étoile respectivement. Les résultats du Profil n°1 sont représentés en bleu, et ceux du Profil n°3 en rouge. A titre de comparaison, l'écart entre le tir



**Fig. 3.59** : Impact du profil de changement de rapport sur le bilan énergétique par rapport au profil de référence « Banc ».

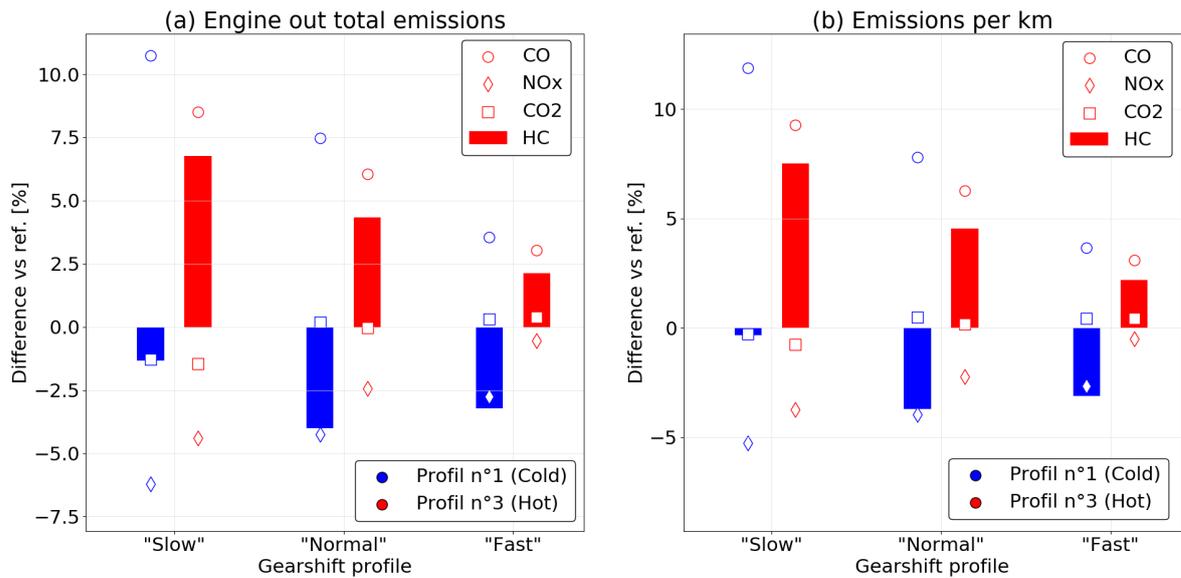
obtenu au banc à rouleaux et l'essai EiL de référence obtenu avec le profil « Banc » est indiqué pour les deux réglages d'anticipation par une barre grise et les marqueurs colorés (« Compar. BàR » en abscisse). La même notation est utilisée sur la Figure 3.59(b) pour les écarts relatifs des cumuls ramenés à la distance parcourue  $\Delta E_{tqi/km}$ ,  $\Delta E_{tqe/km}$ ,  $\Delta E_{mes/km}$ ,  $\Delta E_{req/km}$  et  $\Delta M_{carb/km}$ .

On peut noter que le profil « Slow » entraîne un bilan énergétique total plus faible que le profil de référence pour la majorité des indicateurs, tandis que le bilan énergétique par kilomètre est supérieur. Ceci est du au fait que le profil « Slow », puisqu'il est plus lent dans ses changements de rapport, est généralement en retard par rapport au profil de référence, et parcourt donc une distance plus faible. Toutefois, l'écart de distance est de 159 m, ce qui paraît négligeable par rapport à la distance totale de 22.8 km. On peut finalement souligner que l'augmentation de la durée du changement de rapport entraîne une hausse de la production d'énergie mécanique de l'ordre de 1% pour les trois profils analysés, tandis que l'indicateur  $\Delta M_{carb}$  suggère une hausse de la consommation de carburant pouvant aller jusqu'à 2%. Ce résultat suggère l'importance de réduire la durée du changement de rapport afin de minimiser la consommation, comme mentionné dans la bibliographie [137-139].

### 3.3.7.2 Emissions en sortie moteur

De manière similaire à la Figure 3.59(a), la Figure 3.60(a) illustre l'impact du profil de changement de rapport sur le cumul d'émissions de polluants en sortie moteur.

Pour chaque polluant  $pollu$  et chaque réglage du conducteur, la Figure 3.60(a) représente l'écart relatif  $\Delta M_{pollu,mot}$  (voir Section 2.5) par rapport à l'essai de référence obtenu avec le profil « Banc ». Le résultat est indiqué pour les HC,  $NO_x$ , CO ainsi que le  $CO_2$  par une barre, un losange, un rond et un carré respectivement. Les résultats du Profil n°1 sont représentés en bleu, et ceux du Profil n°3 en rouge. La même notation est utilisée sur la Figure 3.60(b) pour représenter les écarts relatifs de la masse totale



**Fig. 3.60** : Impact du profil de changement de rapport sur les émissions en sortie moteur par rapport au profil de référence « Banc ».

ramenée à la distance parcourue  $\Delta M_{pollu,mot/km}$ . Il est important de préciser ici que les essais avec le Profil n°1 (i.e. sans anticipation) ont été réalisés à froid, tandis que les essais du profil d'anticipation n°3 ont été enchaînés à chaud, sans conditionnement entre chaque tir.

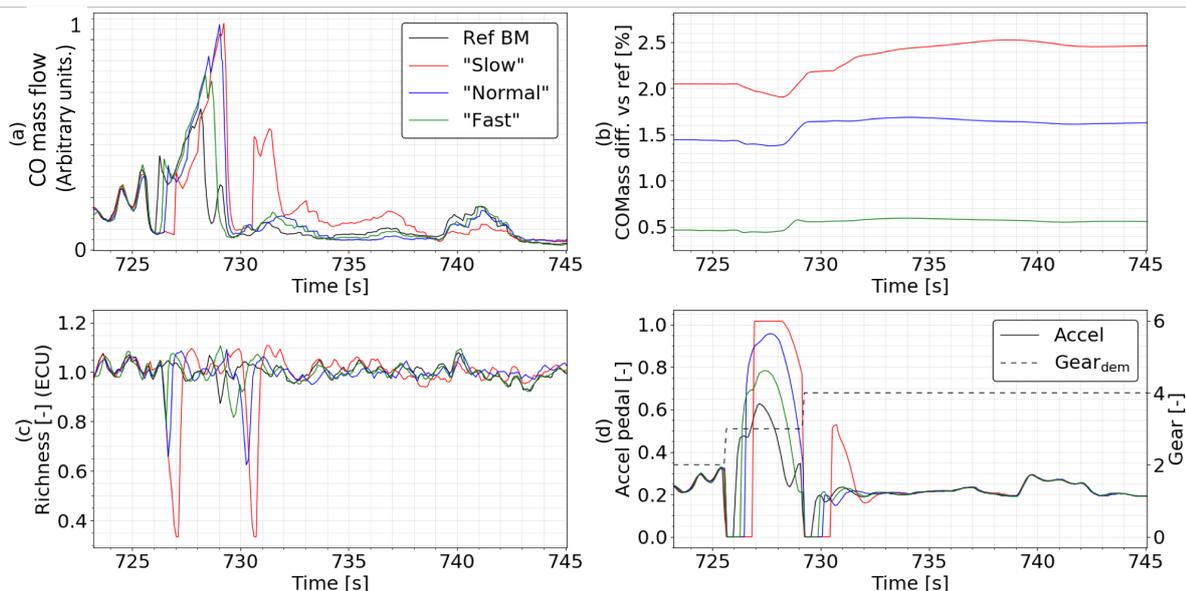
Premièrement, on peut noter que l'impact du profil de changement de rapport est relativement faible sur la masse totale de  $CO_2$  émis, l'écart étant compris entre  $-1.48\%$  et  $0.4\%$ . Le profil « Slow » entraîne une légère baisse des émissions de  $CO_2$  par km, avec un écart de  $0.8\%$  pour le Profil n°3. Cette observation est en contradiction avec l'analyse du bilan énergétique, qui suggère que l'allongement de la durée du changement de rapport a pour effet d'augmenter l'énergie par km. Une partie de la surconsommation de carburant pourrait toutefois être rejetée en HC et CO plutôt qu'en  $CO_2$  lors des changements de rapport du fait d'une richesse inadaptée. On peut en outre souligner le faible ordre de grandeur des écarts observés.

Ensuite, les résultats suggèrent que rallonger la durée de changement de rapport augmente les émissions de CO en sortie moteur : le profil « Slow » engendre une augmentation de  $10.7\%$  et  $8.5\%$ , et le profil « Fast » une augmentation de  $3.5\%$  et  $3.0\%$  pour les réglages d'anticipation n°1 et 3 respectivement. Au contraire, une plus longue durée du changement de rapport entraîne une baisse des émissions de  $NO_x$ . En effet, le profil « Slow » engendre une diminution de  $6.2\%$  et  $4.4\%$ , et le profil « Fast » une baisse de  $2.8\%$  et  $0.5\%$  pour les réglages d'anticipation n°1 et 3 respectivement. Ces évolutions opposées suggèrent un impact du profil de changement de rapport sur la richesse du mélange. Une richesse excessive pourrait causer à la fois une hausse des émissions de CO et une baisse des émissions de  $NO_x$ . Enfin, l'impact du profil de changement de rapport sur les HC n'est pas le même selon le profil d'anticipation et/ou les conditions initiales. En effet, pour les essais réalisés à chaud avec le Profil n°3, une augmentation de la durée de changement de rapport a pour effet d'augmenter les émissions de HC, avec une hausse entre  $2.1\%$  et  $6.7\%$  pour les profils « Fast » et « Slow » respectivement. Cette observation n'est pas vérifiée dans le cas des essais réalisés à froid avec le Profil n°1

(sans anticipation) : les trois réglages de changement de rapport induisent une baisse des émissions de HC, comprise entre 1.3% et 4.0% pour le profil « Slow » et le profil « Normal » respectivement. Par ailleurs, le profil « Normal » ne présente pas un bilan intermédiaire entre les profils « Slow » et « Fast », contrairement aux autres polluants.

Afin d'analyser plus précisément l'impact du profil de changement de rapport sur les émissions de CO, la Figure 3.61(a) représente le débit massique de CO en sortie moteur sur une fraction du WLTC pour les profils « Banc » (« Ref BM » en légende), « Slow », « Normal » et « Fast » en noir, rouge, bleu et vert respectivement. On représente les essais obtenus à froid avec le réglage d'anticipation n°1. Avec le même code couleur, la Figure 3.61(b) représente l'écart relatif ramené à la masse totale  $\delta M_{CO,mot}$  des émissions de CO par rapport à l'essai de référence obtenu avec le profil « Banc ». Les Figures 3.61(c) et (d) représentent la richesse mesurée par le contrôle moteur et la position de la pédale d'accélérateur respectivement. En outre, le rapport demandé est indiqué en pointillés sur l'axe de droite de la Figure 3.61(d).

En premier lieu, on remarque immédiatement l'impact du profil de changement de rapport sur la position de la pédale d'accélérateur. En effet, la fraction du WLTC représentée sur la Figure 3.61 est caractérisée par deux montées de rapport successives, à  $t = 725$  s et  $t = 729$  s. L'augmentation de la durée du changement de rapport allonge la perte de couple due au relâchement de la pédale. Cette perte de couple force le modèle conducteur à compenser par un fort appui pédale après le changement de rapport, en particulier pour le profil « Slow » pour lequel la pédale d'accélérateur est saturée pendant plus d'une seconde. Ce comportement augmente le débit de CO émis en sortie du moteur. De plus, la variation brusque de la pédale d'accélérateur affecte la richesse du mélange qui chute dans le cas du conducteur « Slow » pendant le changement de rapport. Cette chute est succédée par une phase de richesse supérieure à 1.05 pendant près d'une seconde, la richesse dépassant 1.1 à  $t = 731.2$  s.



**Fig. 3.61 :** Impact du profil de changement de rapport sur les émissions de CO en sortie moteur au cours du WLTC par rapport au profil de référence « Banc ». Essais réalisés à froid avec le profil d'anticipation n°1.

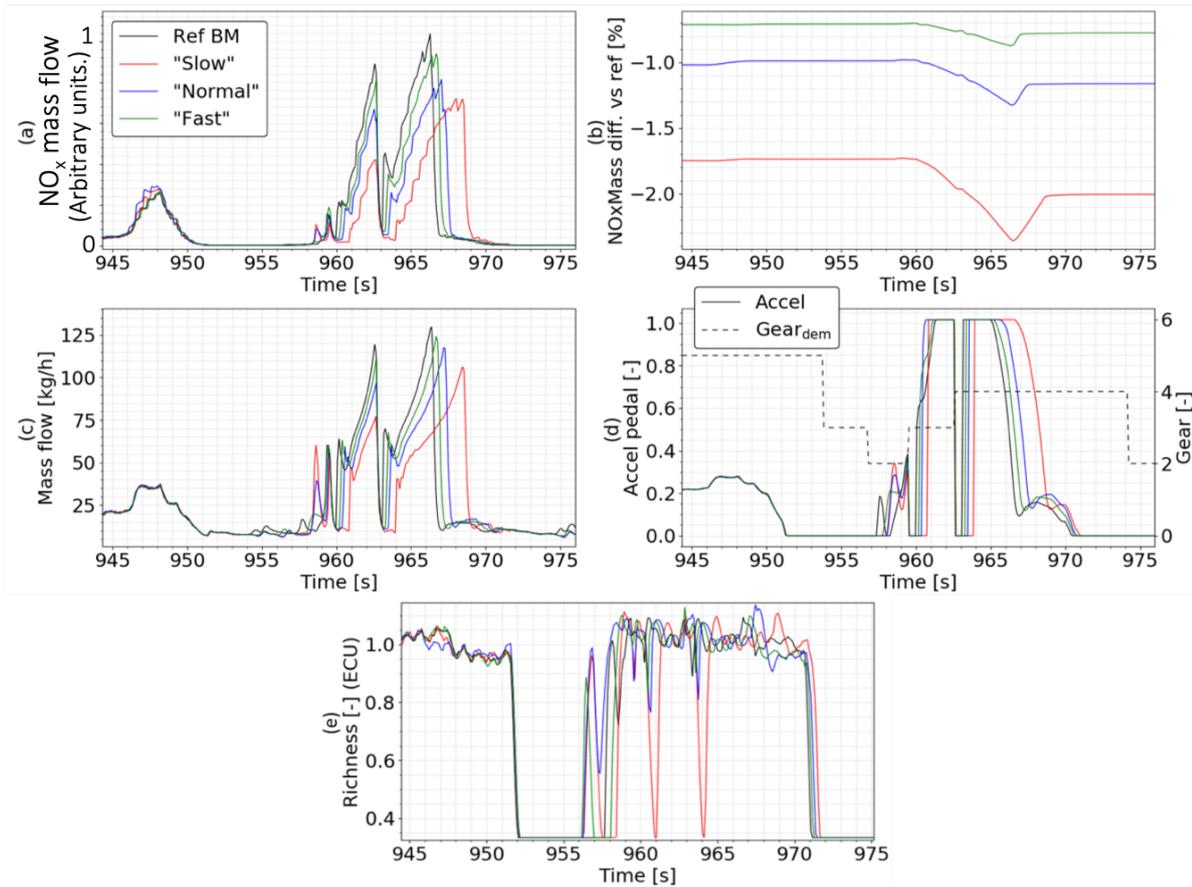
De manière similaire à la Figure 3.61, la Figure 3.62 illustre l'impact de la durée du

changement de rapport sur les émissions de  $\text{NO}_x$  en sortie moteur. La Figure 3.62(a) représente le débit massique de  $\text{NO}_x$  en sortie moteur sur une fraction du WLTC pour les profils « Banc », « Slow », « Normal » et « Fast » en noir, rouge, bleu et vert respectivement. On représente les essais obtenus à froid avec le réglage d'anticipation n°1. Avec le même code couleur, la Figure 3.62(b) représente l'écart relatif ramené à la masse totale  $\delta M_{\text{NO}_x, \text{mot}}$  des émissions de  $\text{NO}_x$  par rapport à l'essai de référence obtenu avec le profil « Banc ». Les Figures 3.62(c) et (d) représentent le débit d'air moteur estimé par le contrôle moteur et la position de la pédale d'accélérateur respectivement. En outre, le rapport demandé est indiqué en pointillés sur l'axe de droite de la Figure 3.62(d). La Figure 3.62(e) représente la richesse du mélange mesurée par le contrôle moteur.

En premier lieu, la Figure 3.62 permet de souligner que l'écart en termes d'émissions de  $\text{NO}_x$  réside principalement dans les montées de rapport. En effet, l'écart massique relatif  $\delta M_{\text{NO}_x, \text{mot}}$  est pratiquement constant pour les trois profils de changement de rapport excepté pendant la période de  $t = 960$  s à  $t = 969$  s. Or, on observe que le conducteur réalise trois rétrogradages pendant la période représentée, à  $t = 954$  s,  $t = 956.7$  s et  $t = 974$  s. La pédale d'accélérateur étant déjà complètement relâchée avant le rétrogradage, le débit d'air moteur est faible et la durée de changement de rapport a peu d'impact sur les émissions de  $\text{NO}_x$ . En revanche, les montées de rapport observées à  $t = 960$  s et  $t = 962.5$  s permettent de différencier les profils conducteur. De manière similaire à la Figure 3.61, l'augmentation de la durée du changement de rapport a deux effets : d'une part, la pédale d'accélérateur est relâchée plus longtemps, ce qui a pour effet de faire chuter le débit d'air moteur ; d'autre part, le retard engendré par cette perte de couple force le conducteur à presser fortement et plus longtemps la pédale d'accélérateur à la suite du changement de rapport. Dans le cas du conducteur « Slow », le débit massique de  $\text{NO}_x$  suit la même tendance que le débit d'air moteur et les deux montées de rapport résultent en une augmentation en valeur absolue de l'écart  $\delta M_{\text{NO}_x}$ , qui passe de  $-1.74\%$  à  $-2.0\%$ . De manière similaire aux observations faites à propos de la Figure 3.61, les fortes fluctuations de la pédale d'accélérateur causent une richesse supérieure à 1.1 suite au changement de rapport, en particulier pour le profil « Slow ».

Ensuite, la Figure 3.63 illustre l'impact de la durée du changement de rapport sur les émissions de HC en sortie moteur. La Figure 3.63(a) représente le débit massique de HC en sortie moteur sur une fraction du WLTC pour les profils « Banc », « Slow », « Normal » et « Fast » en noir, rouge, bleu et vert respectivement. Dans un premier temps, on représente les essais obtenus à chaud avec le réglage d'anticipation n°3. Avec le même code couleur, la Figure 3.63(b) représente l'écart relatif ramené à la masse totale  $\delta M_{\text{HC}, \text{mot}}$  des émissions de HC par rapport à l'essai de référence obtenu avec le profil « Banc ». Les Figures 3.63(c) et (d) représentent la richesse du mélange mesurée par le contrôle moteur et la position de la pédale d'accélérateur respectivement. En outre, le rapport demandé est indiqué en pointillés sur l'axe de droite de la Figure 3.63(d).

L'observation faite pour les émissions de CO sur la Figure 3.61 peut être étendue aux émissions de HC sur la Figure 3.63. En effet, les montées de rapport successives à  $t = 770$  s,  $t = 773$  s et  $t = 776$  s forcent le conducteur à un fort appui sur la pédale d'accélérateur, qui fait chuter la richesse du mélange, en particulier pour le profil « Slow ». Cette chute de richesse est suivie d'une phase riche couplée à un fort débit d'air causé par la saturation prolongée de la pédale d'accélérateur, entraînant une hausse de l'écart  $\delta M_{\text{HC}, \text{mot}}$  de  $3.0\%$  à  $3.5\%$ . Concernant les essais réalisés à froid avec le profil d'anticipation n°1 (i.e. sans anticipation), le comportement semble proche de celui observé pour les essais à chaud. De manière similaire à la Figure 3.63, la Figure 3.64 illustre l'impact

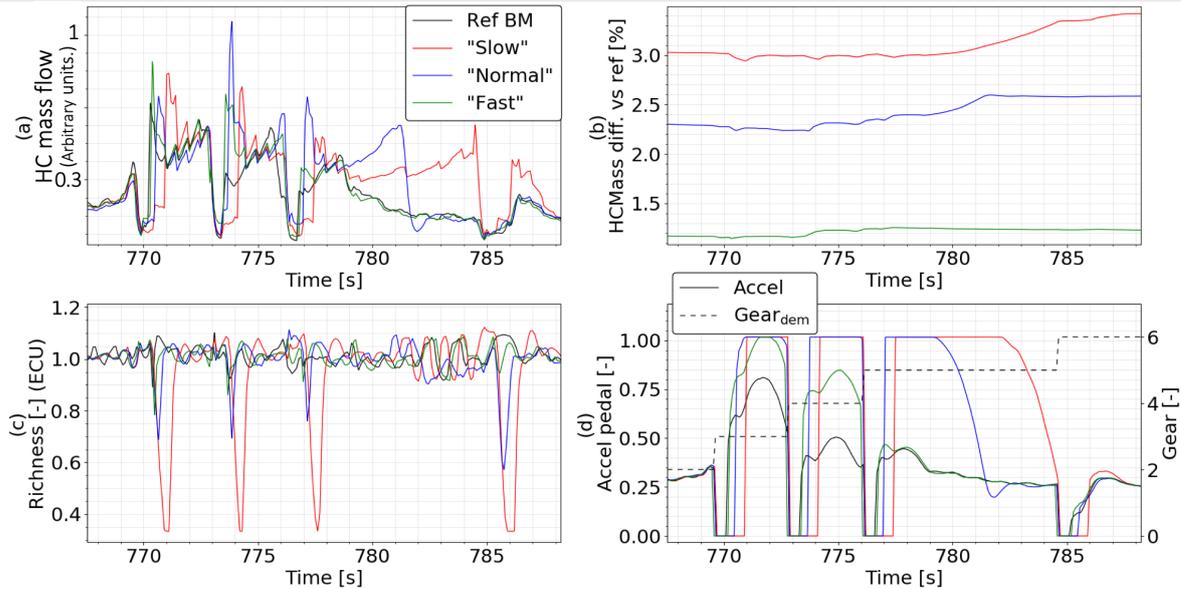


**Fig. 3.62** : Impact du profil de changement de rapport sur les émissions de  $\text{NO}_x$  en sortie moteur au cours du WLTC par rapport au profil de référence « Banc ». Essais réalisés à froid avec le profil d'anticipation n°1.

de la durée du changement de rapport sur les émissions de HC, cette fois en considérant les essais obtenus à froid avec le réglage d'anticipation n°1.

La Figure 3.64(a) représente le débit massique de HC en sortie moteur sur la même fraction du WLTC pour les profils « Banc », « Slow », « Normal » et « Fast » en noir, rouge, bleu et vert respectivement. Avec le même code couleur, la Figure 3.64(b) représente l'écart relatif ramené à la masse totale  $\delta M_{HC,mot}$  des émissions de HC par rapport à l'essai de référence obtenu avec le profil « Banc ». La Figure 3.64(c) représente la concentration en HC en trait plein sur l'axe de gauche et le débit d'air moteur (MAF) en pointillés sur l'axe de droite. La Figure 3.64(d) représente la position de la pédale d'accélérateur sur l'axe de gauche et le rapport demandé en pointillés sur l'axe de droite. Enfin, la Figure 3.64(e) représente la pression de suralimentation mesurée par le contrôle moteur  $ECU_{Pboost}$ .

En comparaison avec la Figure 3.63, il apparaît en premier lieu sur la Figure 3.64 que l'impact de la montée de rapport est similaire sur les essais à froid. En particulier, la pédale d'accélérateur est saturée avec le profil « Slow » entre les changements de rapport, et le débit massique de HC suit une évolution similaire à celle observée sur la Figure 3.63. Cependant, on observe aussi un pic du débit massique de HC à  $t = 773$  s largement plus important que dans le cas des essais avec le Profil n°3, en particulier pour les profils « Fast » et « Banc ». En analysant la Figure 3.64(c), il apparaît que ce pic n'est pas dû à une hausse de la concentration en HC, mais bien à un débit d'air moteur supérieur



**Fig. 3.63** : Impact du profil de changement de rapport sur les émissions de HC en sortie moteur au cours du WLTC par rapport au profil de référence « Banc ». Essais enchaînés à chaud avec le profil d'anticipation n°3.

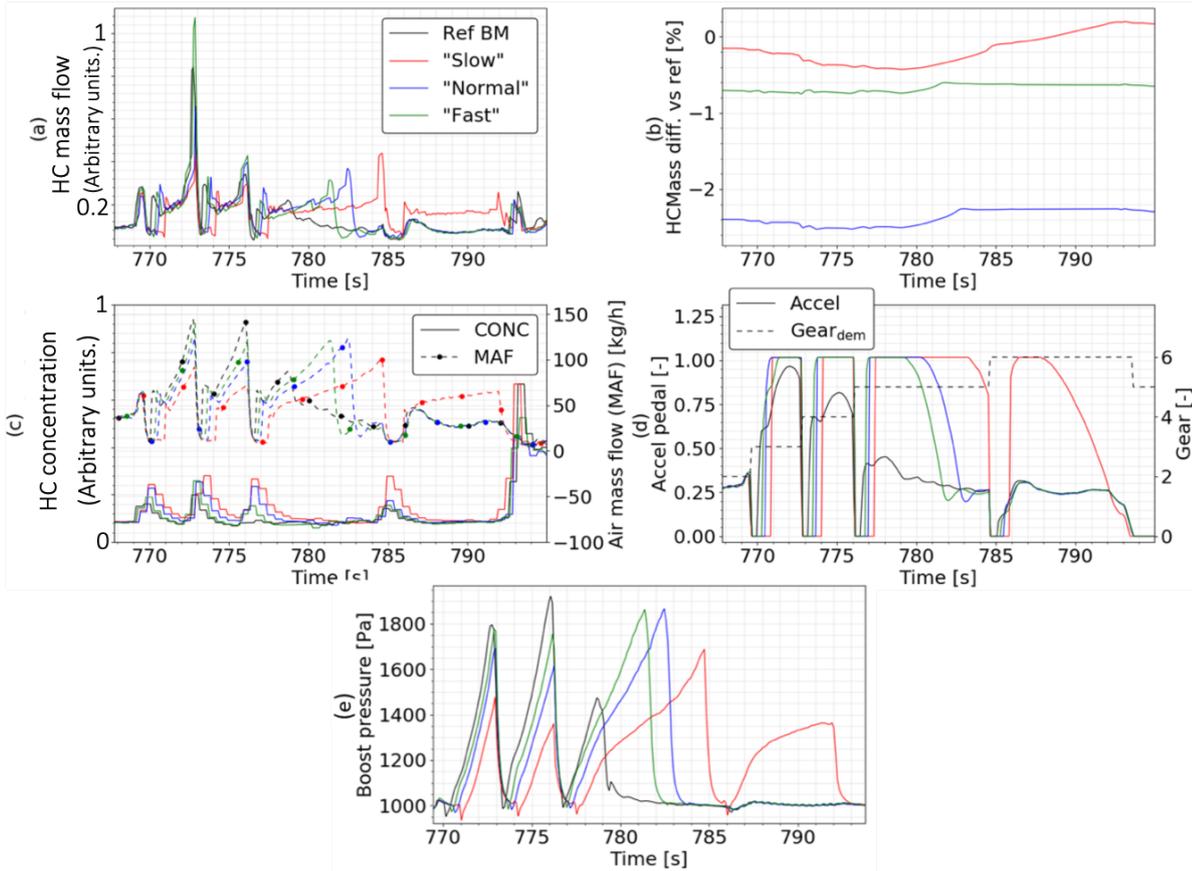
aux profils « Normal » et « Slow ». Pourtant, la position de la pédale d'accélérateur pour le conducteur « Banc » est inférieure à celle des autres profils, pour lesquels la pédale d'accélérateur est saturée. La saturation de la pédale d'accélérateur entraîne un temps de réponse différent du moteur. L'analyse de la pression de suralimentation  $ECU_{P_{boost}}$  suggère que ce temps de réponse accru est lié au « turbo-lag » du compresseur, causé par la perte de couple plus longue lors du changement de rapport.

### 3.3.7.3 Emissions à l'échappement

Comme mentionné dans la Section 3.3.4, la phase d'initialisation de l'environnement de co-simulation détaillée dans la Section 4.3.1 ne permet pas de comparer les émissions à l'échappement de tous les essais entre eux, car la dispersion de la température initiale du catalyseur induit un biais significatif. On peut néanmoins comparer certains essais pour lesquels les conditions initiales coïncident. Par exemple, la Figure 3.65 représente les émissions mesurées lors d'essais réalisés à froid avec les profils « Slow » et « Normal » pour le réglage d'anticipation n°1.

Les Figures 3.65(a) et (b) représentent la masse émise cumulée en sortie moteur (EO) et à l'échappement (TP) respectivement. Les HC, le CO et les  $NO_x$  sont représentés par les cercles rouges, les losanges bleus et les carrés verts respectivement. Les résultats du profil « Normal » sont indiqués en pointillés noirs avec les marqueurs pleins, tandis que ceux du profil « Slow » sont tracés en traits pleins avec les marqueurs blancs. Avec le même code couleur pour les polluants, les Figures 3.65(c) et (d) représentent l'écart massique relatif  $\delta M$  entre les deux profils pour les émissions moteur et à l'échappement respectivement. On trace l'écart massique généré par le profil « Slow » par rapport au profil « Normal », relativement à la masse totale émise par le profil « Normal ».

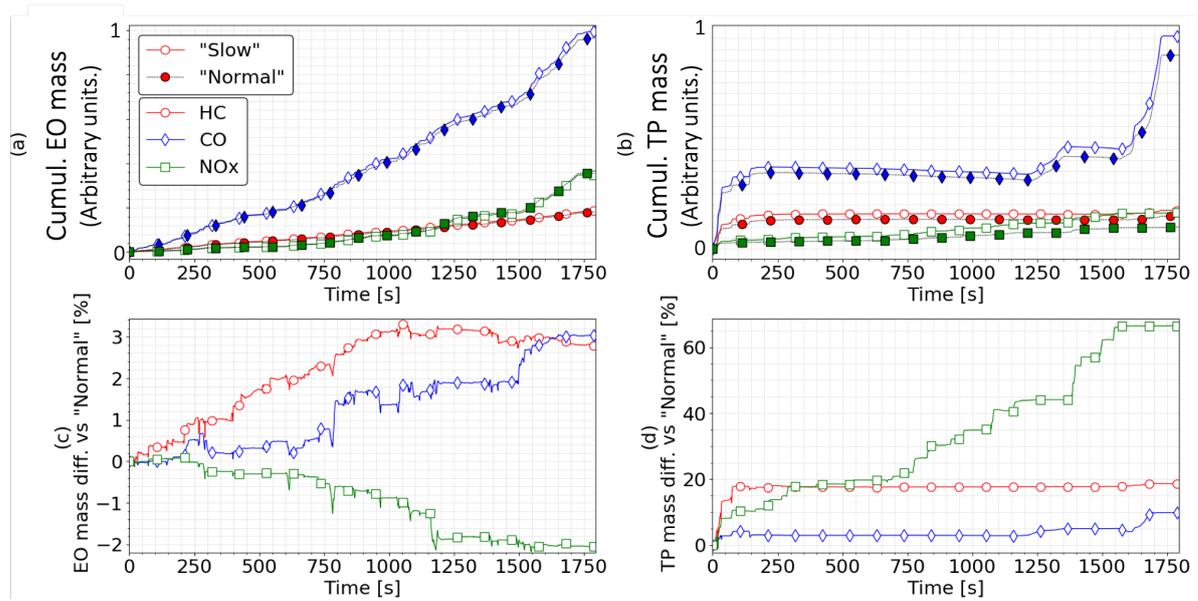
De manière similaire à la Section 3.3.4, l'efficacité du système de post-traitement est telle que les émissions mesurées à l'échappement représentent moins de 4% des émissions



**Fig. 3.64 :** Impact du profil de changement de rapport sur les émissions de HC en sortie moteur au cours du WLTC par rapport au profil de référence « Banc ». Essais enchaînés à froid avec le profil d'anticipation n°1.

moteur pour les trois polluants représentés. Ensuite, la Figure 3.65(d) révèle que le profil « Slow » induit une hausse significative des émissions à l'échappement par rapport au profil « Normal », d'environ 19.0%, 10.2% et 66.6% pour les HC, CO et  $\text{NO}_x$  respectivement. Concernant les émissions de HC et de CO, le profil « Slow » est à l'origine d'une hausse d'environ 2% des émissions moteur. L'écart relatif important à l'échappement est principalement dû au faible ordre de grandeur de la masse totale émise. En revanche, le profil « Slow » entraîne une baisse d'environ 2% des émissions moteur de  $\text{NO}_x$ , et on observe une tendance inverse sur les émissions à l'échappement. La Figure 3.66 permet d'analyser plus précisément l'impact du profil de changement de rapport sur les émissions de  $\text{NO}_x$  à l'échappement.

La Figure 3.66(a) représente le débit massique de  $\text{NO}_x$  en sortie moteur pour les profils « Normal » et « Slow » en bleu et rouge respectivement. On indique en outre en vert sur l'axe de droite l'écart massique relatif généré par le profil « Slow » par rapport au profil « Normal ». La Figure 3.66(b) utilise le même code couleur pour représenter les émissions à l'échappement. Les Figures 3.66(c) et (d) représentent avec le même code couleur pour les deux profils la position de la pédale d'accélérateur et la température mesurée dans le catalyseur T24M respectivement. On indique en outre le rapport demandé par le cycle en pointillés sur l'axe de droite de la Figure 3.66(c). Enfin, la Figure 3.66(e) représente la concentration de  $\text{NO}_x$  mesurée à l'échappement sur l'axe de gauche, et le débit d'air moteur  $ECU_{MAF}$  en pointillés sur l'axe de droite. La Figure 3.66(f) re-



**Fig. 3.65** : Impact du profil de changement de rapport sur les émissions polluantes en sortie moteur (EO) et à l'échappement (TP) au cours du WLTC par rapport au profil « Normal ». Essais enchaînés à froid avec le profil d'anticipation n°1.

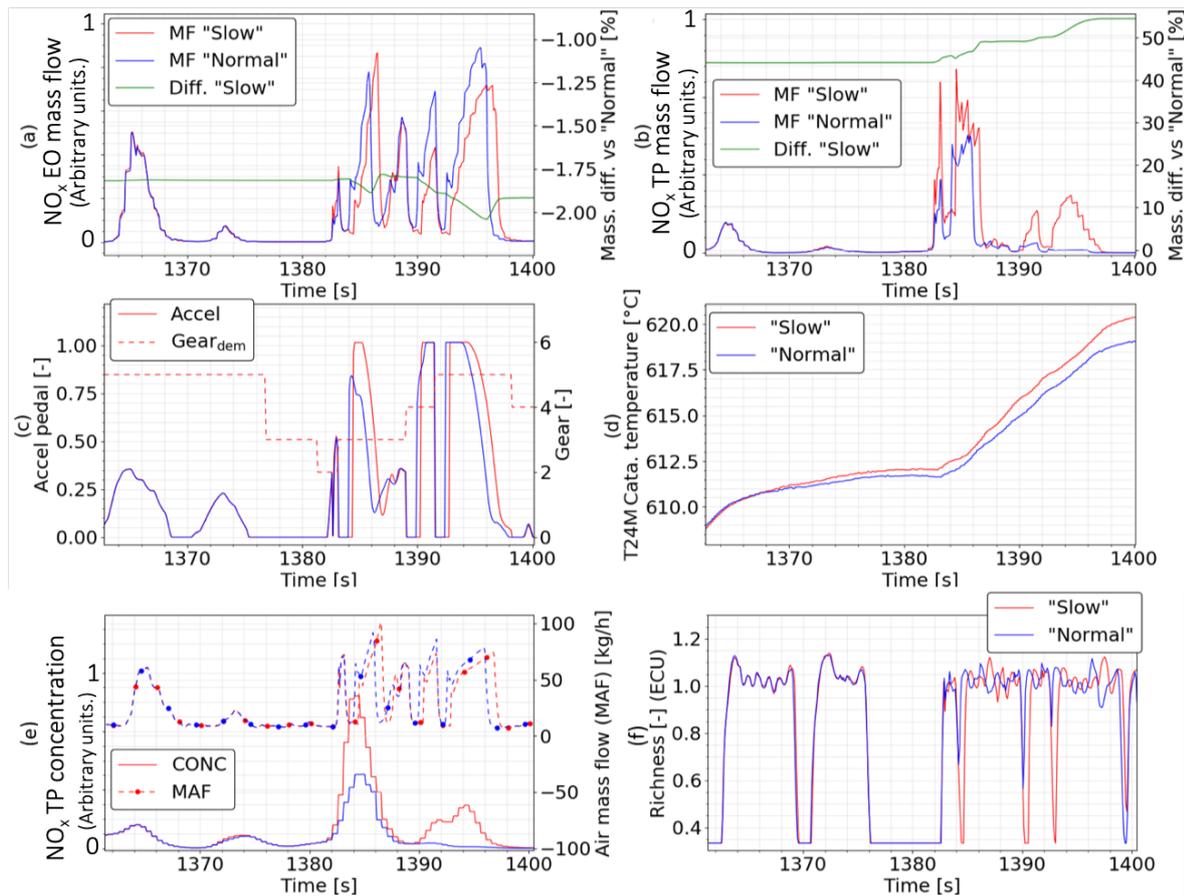
présente la richesse du mélange  $ECU_{rich}$  mesurée par le contrôle moteur pour les deux essais.

Pendant la période de 50 s représentée, l'écart massique relatif en sortie moteur diminue de  $-1.8\%$  à  $-1.91\%$  de la masse totale, i.e. le moteur émet légèrement moins de  $NO_x$  dans le cas du profil « Slow ». En revanche, l'écart massique relatif à l'échappement augmente de  $44\%$  à  $54\%$ , ce qui signifie que ce profil génère des émissions de  $NO_x$  supérieures en aval du post-traitement. Ces résultats suggèrent une efficacité de traitement moindre dans le cas du profil « Slow ». Cet écart d'efficacité ne semble pas lié à un écart de thermique du post-traitement, la température interne du catalyseur étant de l'ordre de  $600^\circ\text{C}$  pendant cette période pour les deux profils, donc largement supérieure à sa température d'amorçage. En revanche, l'efficacité de traitement est directement impactée par la richesse du mélange, le contrôle moteur opérant généralement une alternance entre phases légèrement riches et phases légèrement pauvres afin de maintenir une certaine quantité d'oxygène stockée dans le catalyseur. Comme mentionné précédemment, l'allongement de la durée du changement de rapport entraîne des fluctuations de la pédale d'accélérateur qui affectent la maîtrise de la richesse par le contrôle moteur. Les résultats suggèrent que l'impact sur la richesse se traduit par une baisse de l'efficacité de traitement du catalyseur.

### 3.3.7.4 Synthèse

L'analyse des essais EiL permet de conclure que le fonctionnement du modèle de conducteur lors des phases de changements de rapport est réaliste comparé à la référence véhicule. De plus, l'impact de la durée de changement de rapport a pu être analysé à l'aide des 4 profils de conducteur définis.

Les résultats suggèrent qu'augmenter la durée de changement de rapport a relativement peu d'impact sur la production d'énergie mécanique et les émissions de  $CO_2$ , l'écart



**Fig. 3.66 :** Impact du profil de changement de rapport sur les émissions de  $\text{NO}_x$  en sortie moteur (EO) et à l'échappement (TP) au cours du WLTC par rapport au profil « Normal ». Essais enchaînés à froid avec le profil d'anticipation n°1.

étant de l'ordre de 1%. On observe néanmoins une augmentation de 2% de la consommation de carburant. L'impact sur les polluants est plus conséquent, en particulier durant les montées de rapport. L'augmentation de la durée du changement de rapport a pour effet d'allonger la phase de lâcher de pédale et d'amplifier la réaction du conducteur qui suit cette perte de couple. Ces fluctuations de la pédale d'accélérateur affectent le contrôle de la richesse du mélange par le contrôle moteur. Par conséquent, l'allongement du changement de rapport conduit à une augmentation d'environ 10% des émissions de CO en sortie moteur, et à une baisse d'environ 5% des émissions moteur de  $\text{NO}_x$ , ce qui suggère une richesse excessive. L'impact sur les HC est lui aussi significatif, mais les essais réalisés ne permettent pas d'établir de conclusion nette. Sur les essais à chaud avec anticipation, augmenter la durée du changement de rapport semble augmenter les émissions de HC jusqu'à 7%, tandis que les émissions diminuent sur les essais à froid sans anticipation, la variation étant de l'ordre de 5%.

Les tendances observées sur les émissions moteur de HC et CO sont retrouvées à l'échappement, avec un écart relatif plus important du fait des faibles masses en jeu. En revanche, on constate que l'augmentation de la durée de changement de rapport conduit à une hausse des émissions de  $\text{NO}_x$  à l'échappement, alors que la masse émise en sortie moteur diminue. Ce phénomène semble être dû aux fluctuations de la pédale d'accélérateur qui affectent la maîtrise de la richesse, et donc l'efficacité du catalyseur.

Ces résultats suggèrent l'importance de minimiser la durée du changement de rapport afin de réduire la consommation et les émissions à l'échappement.

### 3.3.8 Variation de la masse véhicule et robustesse du conducteur

Afin d'analyser la robustesse du modèle de conducteur et de sa méthode de calibration, on réalise des essais au banc EiL en faisant varier la masse du véhicule par rapport à la masse de référence, sans recalibrer le modèle de conducteur. Les valeurs choisies correspondent à deux masses diminuées de 25% et 10% par rapport à la masse de référence  $M_{ref}$  et deux masses augmentées de 10% et 25%, notées  $M_{-10}$ ,  $M_{-25}$ ,  $M_{10}$  et  $M_{25}$  respectivement. Ces essais sont réalisés au banc moteur avec et sans anticipation (Profils n°1 et 3 respectivement), et pour les deux réglages du modèle  $PI_{Mean}$  et  $PI_{Atmo}$ . Seul le paramètre de la masse véhicule  $M$  est modifié pour ces essais, et non les coefficients de « coast-down ». L'impact de la masse véhicule sur le coefficient de résistance au roulement n'est donc pas pris en compte (Section 1.2.2). Le Tableau 3.11 rassemble les indicateurs de suivi pour ces essais.

**Tableau 3.11** : Performance des deux réglages du  $PI$  pour différentes valeurs d'anticipation (« Preview ») et de masse véhicule.

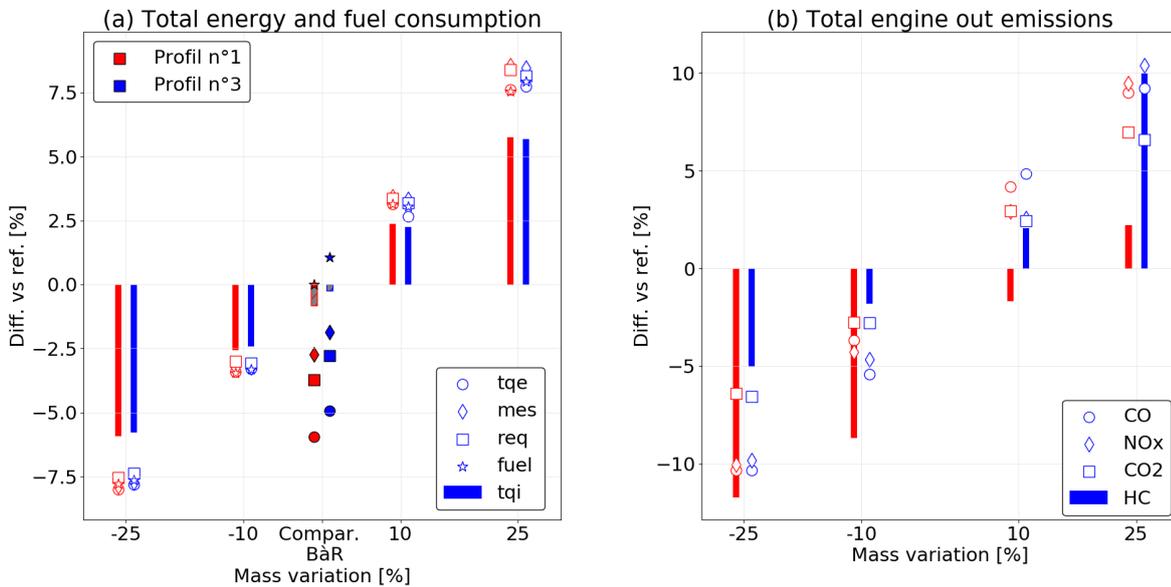
Driver	Preview	$\Delta M$ [%]	$\mu_{Vdiff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]	$F_{35}$ [Hz]	
$PI_{Mean}$	Profil n°1	-25	0.38	0.0	0	0.0	0.18	
		-10	0.43	0.0	0	0.0	0.16	
		0	0.49	3.6	3	1.6	0.16	
		10	0.53	12.1	6	5.8	0.13	
		25	0.64	30.0	6	8.3	0.12	
	Profil n°3	-25	0.34	0.0	0	0	0.0	0.18
		-10	0.34	0.0	0	0	0.0	0.15
		0	0.35	0.0	0	0	0.0	0.15
		10	0.35	0.0	0	0	0.0	0.14
		25	0.40	4.0	3	2.1	0.13	
$PI_{Atmo}$	Profil n°1	-25	0.43	0.0	0	0.0	0.18	
		-10	0.50	1.8	3	0.9	0.15	
		0	0.57	12.1	7	3.2	0.14	
		10	0.65	26.9	7	7.5	0.13	
		25	0.79	41.0	8	10.8	0.12	
	Profil n°3	-25	0.34	0.0	0	0	0.0	0.2
		-10	0.35	0.0	0.0	0.0	0	0.16
		0	0.36	0.0	0.0	0.0	0	0.14
		10	0.39	0.28	1	0.28	0.13	
		25	0.49	24.8	7	7.4	0.12	

On peut noter comme tendance générale que l'augmentation de la masse véhicule a pour effet d'augmenter le temps cumulé hors tolérance  $t_{OutTol}$  et le nombre de déviations  $N_{dev}$ , et de diminuer la fréquence  $F_{35}$ . Ces observations sont cohérentes, puisqu'une masse

véhicule augmentée par rapport à la masse de référence utilisée pour la calibration aura pour effet de diminuer la sensibilité de la vitesse véhicule aux interventions du conducteur. En second lieu, on peut souligner que pour les deux réglages de PI, l'introduction de l'anticipation avec le Profil n°3 améliore de manière significative les performances du conducteur, en particulier pour les masses augmentées  $M_{10}$  et  $M_{25}$ . Par exemple, pour le  $PI_{Mean}$ , le temps hors tolérance du Profil n°1 est de 12.1 s pour 6 déviations, tandis que le Profil n°3 réalise un cycle sans déviation. Par ailleurs, le  $PI_{Atmo}$  induit plus de déviations, ainsi qu'une valeur plus importante de  $t_{OutTol}$ . Toutefois, l'introduction du profil d'anticipation n°3 permet d'améliorer nettement ces résultats. Il reste important de souligner que pour la masse maximale  $M_{25}$ , aucun des réglages ne permet un cycle valide du point de vue des tolérances WLTC : bien que le Profil n°3 permette de réaliser moins de 10 déviations pour les deux réglages du PI, la déviation la plus longue est au-dessus de la limite de 1 s.

### 3.3.8.1 Bilan énergétique

La Figure 3.67(a) illustre l'impact de la masse véhicule sur le bilan énergétique pour les deux profils d'anticipation et le  $PI_{Atmo}$ . Pour chaque variation de la masse véhicule, on représente les écarts relatifs  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$ ,  $\Delta E_{req}$  et  $\Delta M_{carb}$  (Section 2.5) par rapport à l'essai obtenu avec la masse référence par une barre, un rond, un losange, un carré et une étoile respectivement. Les résultats du Profil n°1 sont représentés en rouge, et ceux du Profil n°3 en bleu. A titre de comparaison, l'écart entre l'essai EiL de référence et le tir obtenu au banc à rouleaux (« Compar. BàR » en légende) est indiqué par une barre grise pour les deux réglages d'anticipation.

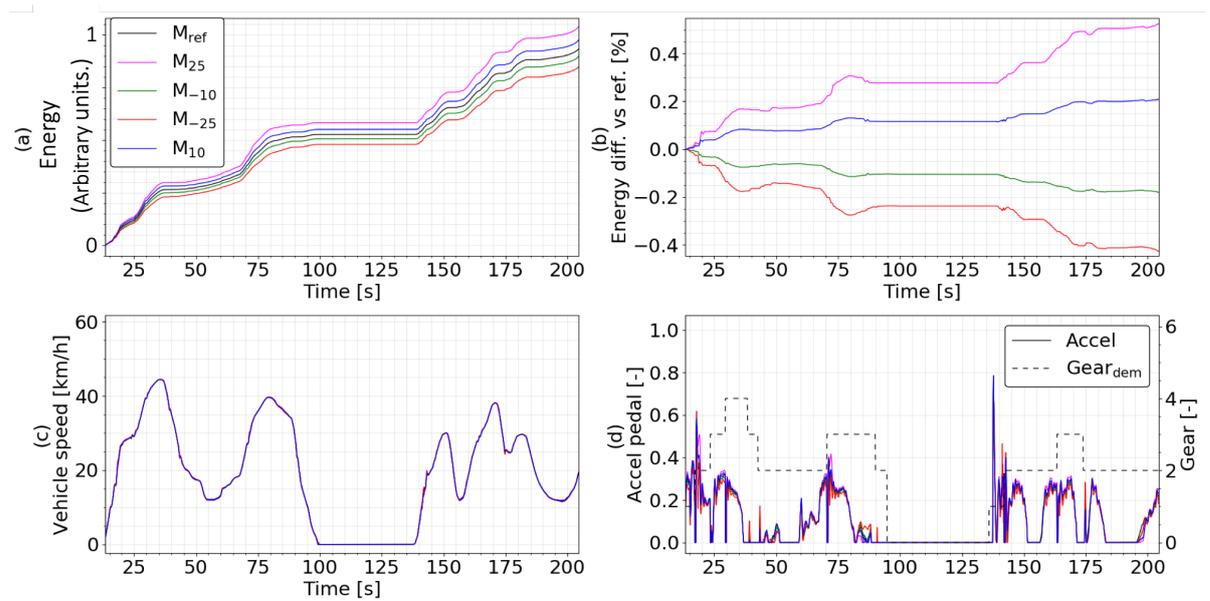


**Fig. 3.67 :** Impact de la masse véhicule sur (a) le bilan énergétique et (b) les émissions en sortie moteur avec le réglage  $PI_{Atmo}$  et pour deux profils d'anticipation.

Comme attendu, la diminution de la masse se traduit par une baisse du bilan énergétique, et l'augmentation de la masse par une hausse. Cette observation se vérifie pour les deux profils d'anticipation, quel que soit l'indicateur énergétique choisi. On peut souligner que la variation du bilan énergétique est comprise entre 5.7 et 8.5% pour une

masse augmentée de 25%. En effet, la masse véhicule intervenant principalement dans les phases d'accélération et de décélération, son impact sur le bilan énergétique n'est pas linéaire et dépend du cycle. On peut rappeler ici que les coefficients de décélération n'ont pas été modifiés avec la masse véhicule. L'impact permanent de la masse véhicule sur la résistance au roulement a donc été négligé.

La Figure 3.68 appuie cette observation. La Figure 3.68(a) représente l'énergie cumulée  $E_{tqi}$  au cours d'une fraction du WLTC pour les masses  $M_{ref}$ ,  $M_{-25}$ ,  $M_{-10}$ ,  $M_{10}$ , et  $M_{25}$  en noir, rouge, vert, bleu et magenta respectivement. On représente les essais obtenus avec le Profil n°1. La Figure 3.68(b) reprend le même code couleur et trace l'écart énergétique  $\delta E_{tqi}$  par rapport à l'essai obtenu avec la masse  $M_{ref}$ . Enfin, les Figures 3.68(c) et (d) représentent la vitesse véhicule et la position de la pédale d'accélérateur. La demande de rapport est tracée en pointillés sur l'axe de droite de la Figure 3.68(d). On peut souligner que l'écart  $\delta E_{tqi}$  est symétrique par rapport à 0 entre les masses  $M_{-10}$  et  $M_{10}$ , ainsi qu'entre les masses  $M_{-25}$  et  $M_{25}$ , ce qui est cohérent avec les observations de la Figure 3.67(a). En outre, on identifie par ailleurs les principales phases d'augmentation de l'écart énergétique à  $t = 30$  s,  $t = 75$  s,  $t = 143$  s et  $t = 164$  s. Comme attendu, ces phases coïncident avec des phases d'accélération du véhicule.



**Fig. 3.68 :** Impact de la masse véhicule sur l'énergie mécanique  $E_{tqi}$  avec le réglage  $PI_{Atmo}$  et le profil d'anticipation n°1.

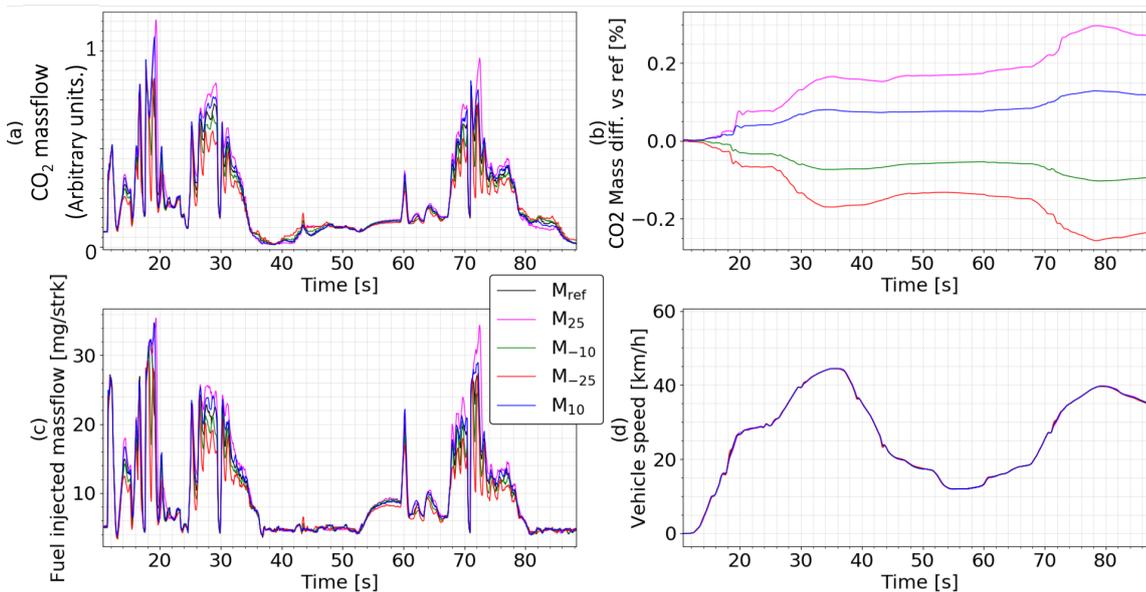
### 3.3.8.2 Emissions en sortie moteur

Ensuite, pour chaque polluant  $pollu$  et les deux réglages d'anticipation avec le  $PI_{Atmo}$ , la Figure 3.67(b) représente l'écart relatif de la masse émise cumulée en sortie moteur  $\Delta M_{pollu,mot}$  (voir Section 2.5) par rapport à l'essai EiL obtenu avec la masse véhicule de référence. Le résultat est indiqué pour les HC,  $NO_x$ , CO ainsi que le  $CO_2$  par une barre, un losange, un rond et un carré respectivement. Les résultats du Profil n°1 (pas d'anticipation) sont représentés en rouge, et ceux du Profil n°3 en bleu. Il est important de souligner ici que les essais ont été enchaînés à chaud, sans aucun conditionnement

entre les cycles. Par conséquent, on ne représente pas sur cette figure le tir BàR réalisé à froid.

Tout d'abord, l'impact de la variation de la masse véhicule sur les émissions de  $\text{CO}_2$  est cohérent avec l'observation faite concernant le bilan énergétique. Une masse plus importante augmente les émissions de  $\text{CO}_2$ , et cette augmentation n'est pas linéaire : une hausse de 25% de la masse véhicule résulte en une hausse d'environ 7% des émissions de  $\text{CO}_2$ , tandis qu'augmenter la masse de 10% résulte en une hausse des émissions d'environ 3.5%. Ces valeurs sont comparables aux ordres de grandeur mentionnés dans la bibliographie. Cecchel et al. [140] estiment qu'une réduction de 20% de la masse véhicule entraîne une baisse d'environ 6.9% des émissions moyennes de  $\text{CO}_2$ . A partir d'une étude bibliographique, Lutsey [141] calcule que cette réduction de la masse véhicule résulterait plutôt en une diminution des émissions de  $\text{CO}_2$  comprise entre 12 et 16%. Par ailleurs, Cheah [142] estime qu'une réduction de la masse de 10% peut réduire la consommation de carburant d'environ 7%.

L'observation faite à propos des émissions de  $\text{CO}_2$  peut être étendue aux émissions de CO, qui augmentent de 9.0% et 9.2% avec la masse  $M_{25}$  pour les profils d'anticipation 1 et 3 respectivement. L'impact de la masse est similaire sur les  $\text{NO}_x$ , avec un écart de l'ordre de 10% pour la masse  $M_{25}$ . Pour finir, les HC sont le polluant pour lequel l'impact de la masse véhicule est le plus variable. En effet, la masse  $M_{25}$  résulte en une augmentation des émissions de 2.2% pour le Profil n°1, et de 9.9% avec le Profil n°3. On peut souligner qu'à l'inverse, la masse  $M_{-25}$  résulte en une diminution des émissions de 11.7% pour le Profil n°1, et de 5.0% avec le Profil n°3. En revanche, l'augmentation de 10% de la masse véhicule résulte en une diminution de 1.7% des émissions de HC avec le Profil n°1, contre une hausse de 2.0% avec le Profil n°3. De manière similaire à la Figure 3.68, la Figure 3.69 illustre l'impact de la masse véhicule sur les émissions de  $\text{CO}_2$  sur une fraction du WLTC.



**Fig. 3.69 :** Impact de la masse véhicule sur les émissions de  $\text{CO}_2$  en sortie moteur au cours du cycle avec le réglage  $\text{PI}_{Atmo}$  et le profil d'anticipation n°1.

On représente les essais obtenus avec le  $\text{PI}_{Atmo}$  et le Profil n°1 (i.e. sans anticipation) pour les masses  $M_{ref}$ ,  $M_{-25}$ ,  $M_{-10}$ ,  $M_{10}$ , et  $M_{25}$  en noir, rouge, vert, bleu et magenta

respectivement. La Figure 3.69(a) représente le débit massique de  $\text{CO}_2$  émis en sortie moteur, et la Figure 3.69(b) l'écart relatif  $\delta M_{\text{CO}_2, \text{mot}}$  de la masse cumulée de  $\text{CO}_2$  par rapport à l'essai EiL obtenu avec la masse  $M_{ref}$ . Les Figures 3.69(c) et (d) représentent la variable  $ECU_{FIM}$  correspondant à la quantité de carburant injecté par coup et la vitesse véhicule respectivement. Les observations faites pour la Figure 3.68 peuvent être étendues à la Figure 3.69 : les émissions de  $\text{CO}_2$  sont impactées par la masse véhicule principalement dans les phases d'accélération, par exemple à  $t = 20$  s,  $t = 30$  s et  $t = 70$  s. On peut remarquer que les courbes de  $\delta M_{\text{CO}_2, \text{mot}}$  sont quasiment symétriques par rapport à zéro pour  $M_{25}$  et  $M_{-25}$ . L'analyse des émissions de  $\text{NO}_x$  et de CO révèlent une influence similaire de la masse véhicule.

### 3.3.8.3 Synthèse

Les résultats ci-dessus permettent de conclure que l'anticipation de la vitesse demandée par le modèle de conducteur conduit à une nette amélioration de sa robustesse à des modifications des paramètres véhicule. En outre, l'impact de la masse sur le bilan énergétique a pu être évalué. Sur le cycle WLTC, une diminution de 25% de la masse véhicule résulte en une baisse d'environ 8% de l'énergie consommée, et d'environ 7% des émissions de  $\text{CO}_2$ .

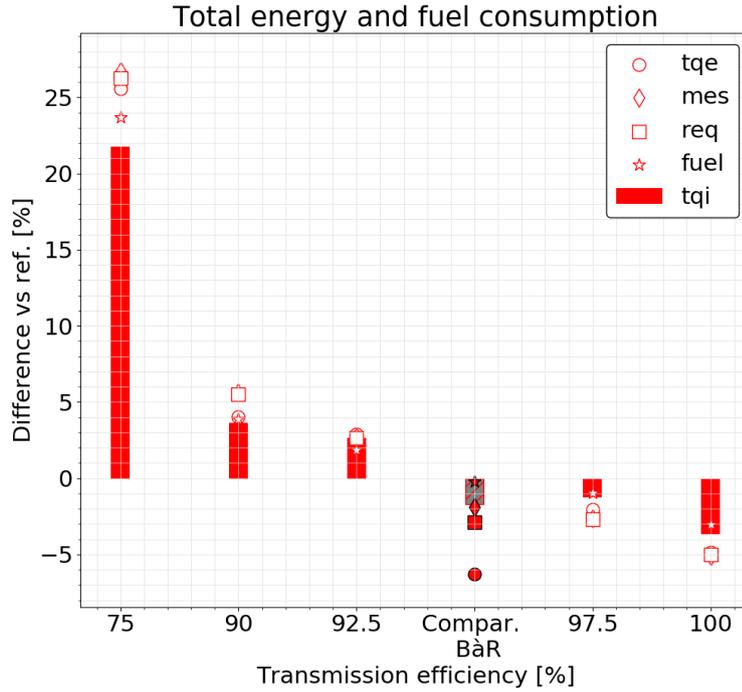
## 3.3.9 Variation de l'efficacité de la transmission

Comme mentionné précédemment, on suppose dans cette thèse que l'efficacité de transmission est constante et égale à  $\eta_{gear} = 95\%$  pour tous les rapports. Cette hypothèse est basée sur un ordre de grandeur, puisqu'on ne dispose pas d'estimation précise pour la transmission considérée. Afin d'illustrer l'impact de l'efficacité de la transmission, on réalise plusieurs cycles WLTC au banc moteur en faisant varier ce paramètre, constant pour tous les rapports. Le réglage  $PI_{Mean}$  est utilisé pour le conducteur, avec le profil d'anticipation n°3 et le réglage de changement de rapport « Banc ».

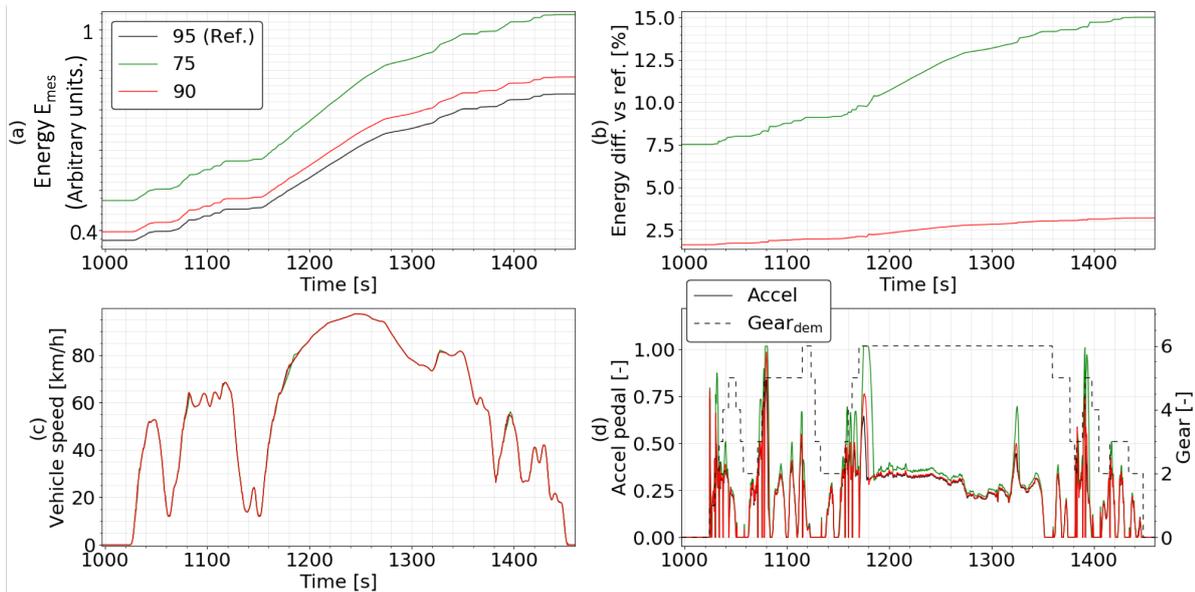
### 3.3.9.1 Analyse des résultats

Pour chaque valeur de l'efficacité  $\eta_{gear}$ , la Figure 3.70 représente les écarts relatifs  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$ ,  $\Delta E_{req}$  et  $\Delta M_{carb}$  (Section 2.5) par rapport à l'essai obtenu avec l'efficacité de référence  $\eta_{gear, ref} = 95\%$  par une barre, un rond, un losange, un carré et une étoile respectivement. A titre de comparaison, l'écart entre l'essai de référence et le tir obtenu au banc à rouleaux (BàR) est indiqué par une barre grise.

Comme attendu, une augmentation de l'efficacité de transmission induit une baisse de l'énergie fournie par le moteur, et inversement. Cette tendance se vérifie quel que soit l'indicateur énergétique choisi. L'impact de la variation de l'efficacité est pratiquement linéaire, une hausse de 95% à 100% entraînant une baisse comprise entre 3.1 et 5.3%, et une diminution de 95% à 75% une hausse comprise entre 22 et 27%. Cette observation est cohérente avec le fonctionnement du modèle véhicule, l'efficacité de transmission intervenant de manière linéaire dans la perte de couple de la transmission, mise à part pendant les phases de débrayage. La Figure 3.71 illustre l'impact de l'efficacité de la transmission sur le bilan énergétique au cours du cycle WLTC.



**Fig. 3.70 :** Impact de l'efficacité de transmission sur le bilan énergétique avec le réglage  $PI_{Mean}$ .



**Fig. 3.71 :** Impact de l'efficacité de transmission sur le bilan énergétique sur une fraction du WLTC avec le réglage  $PI_{Mean}$ .

La Figure 3.71(a) représente l'énergie cumulée  $E_{mes}$  au cours d'une fraction du WLTC pour les valeurs d'efficacité 75%, 90% et la valeur de référence 95% en vert, rouge, et noir respectivement. La Figure 3.71(b) reprend le même code couleur et trace l'écart énergétique  $\delta E_{mes}$  par rapport à l'essai obtenu avec l'efficacité  $\eta_{ref} = 95\%$ . Enfin, les Figures 3.71(c) et (d) représentent la vitesse véhicule et la position de la pédale d'accélérateur. La demande de rapport est tracée en pointillés sur l'axe de gauche de la Figure 3.71(d). On observe que l'écart énergétique  $\delta E_{mes}$  augmente tout au long de la période

représentée, mise à part pendant les phases d'arrêt. On peut par ailleurs souligner que l'écart s'accroît particulièrement pendant les phases d'accélération, puisque ces phases impliquent une puissance moteur importante ; cependant, les phases de décélération sont aussi source d'écart, le couple moteur n'étant généralement pas nul.

### 3.3.9.2 Synthèse

Dans cette thèse, on suppose une efficacité constante et identique pour chaque rapport. Les résultats ci-dessus suggèrent qu'une augmentation de l'efficacité de la transmission de 95% à 100% entraîne une baisse de l'énergie mécanique produite par le moteur d'environ 4%. Une estimation plus précise de l'efficacité est donc susceptible d'améliorer la représentativité du moyen d'essai, mais nécessite de disposer de données précises qui n'étaient pas disponibles, et qui le sont rarement dans un contexte industriel.

## 3.3.10 Application à d'autres cycles

Le modèle de conducteur a également été testé sur d'autres cycles au banc moteur, sans aucun ajustement par rapport au réglage  $PI_{mean}$  obtenu sur le cycle WLTC. Le Tableau 3.12 rassemble les indicateurs de suivi pour les différents cycles testés.

**Tableau 3.12** : Valeurs des indicateurs de suivi sur un cycle RDE et sur un roulage piste (Aubevoye) pour différents réglages d'anticipation (« Preview »).

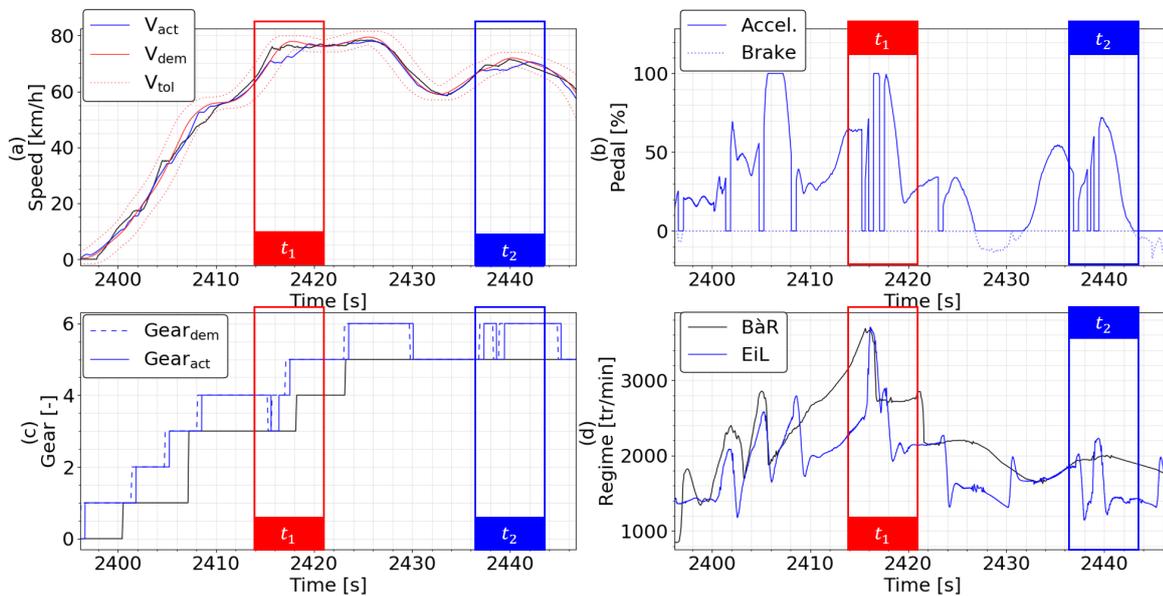
Cycle	Preview	Gearshift	$\mu_{Vdiff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]
RDE	Profil n°3	Banc	0.49	18.0	13	2.2
Aubevoye	Profil n°1	Banc	1.02	6.6	8	2.2
		Slow	1.52	60.4	28	12.3
		Normal	1.20	29.3	14	11.0
		Fast	1.10	19.0	13	9.4
	Profil n°3	Banc	0.72	0.0	0	0.0
		Slow	1.11	31.9	11	8.2
		Normal	0.82	5.8	3	3.2
		Fast	0.75	1.7	2	0.9

### 3.3.10.1 Cycle RDE

En premier lieu, un cycle RDE réaliste et dynamique a pu être réalisé au banc moteur. Ce cycle est basé sur une trace de référence qui provient d'un cycle effectué sur route. Cette trace a aussi été jouée au banc à rouleaux (BàR) à des fins de comparaison lors de la campagne véhicule 1. Le modèle de conducteur calibré sur le cycle WLTC réalise 16 déviations sur les 6550 s du RDE. La Figure 3.72 représente une portion du cycle pendant laquelle deux déviations se produisent. Sur les Figures 3.72(a), (c) et (d), le cycle réalisé au banc moteur est représenté en bleu, et le cycle réalisé au BàR en noir. Sur la Figure 3.72(a), on trace la vitesse actuelle en trait plein, ainsi que la vitesse demandée en trait plein rouge et les tolérances en pointillés. La Figure 3.72(b)

représente les pédales d'accélérateur et de frein en trait plein et pointillés respectivement, le frein étant représenté en négatif pour plus de lisibilité. Sur la Figure 3.72(c), on trace le rapport demandé en pointillés et le rapport engagé en trait plein. Enfin, la Figure 3.72(d) représente le régime moteur mesuré par l'ECU. Du fait d'un problème d'enregistrement, la variable de la pédale d'accélérateur n'est pas disponible pour l'essai BâR.

Les deux périodes de déviations sont notées  $t_1$  et  $t_2$  et repérées par les encadrés rouge et bleu respectivement. Il est important de souligner ici que contrairement au cycle WLTC, la trace de rapport demandé n'a pas été constituée à partir de l'enregistrement véhicule, car le signal de pédale n'était pas disponible pour l'essai BâR. Comme développé en Annexe A, ce signal est nécessaire au recalage du signal de rapport calculé par l'ECU, qui est généralement en retard d'environ 1 s. Par conséquent, la trace de rapport utilisée comme demande pour le banc EiL provient d'un calcul basé sur la procédure WLTC, qui détermine le rapport à engager en fonction du régime moteur et des caractéristiques de la boîte de vitesse. Bien que ce calcul soit adapté pour la majorité du cycle, il génère une demande de rapport inappropriée aux périodes  $t_1$  et  $t_2$ , qui ne correspond pas au rapport réellement engagé par le conducteur humain. Cette différence de rapport a pour effet de placer le moteur dans une plage de fonctionnement qui ne permet pas au conducteur virtuel de suivre la vitesse demandée. De plus, en particulier à  $t_2$ , le rapport demandé évolue rapidement entre deux valeurs, et force le conducteur à relâcher la pédale d'accélérateur.

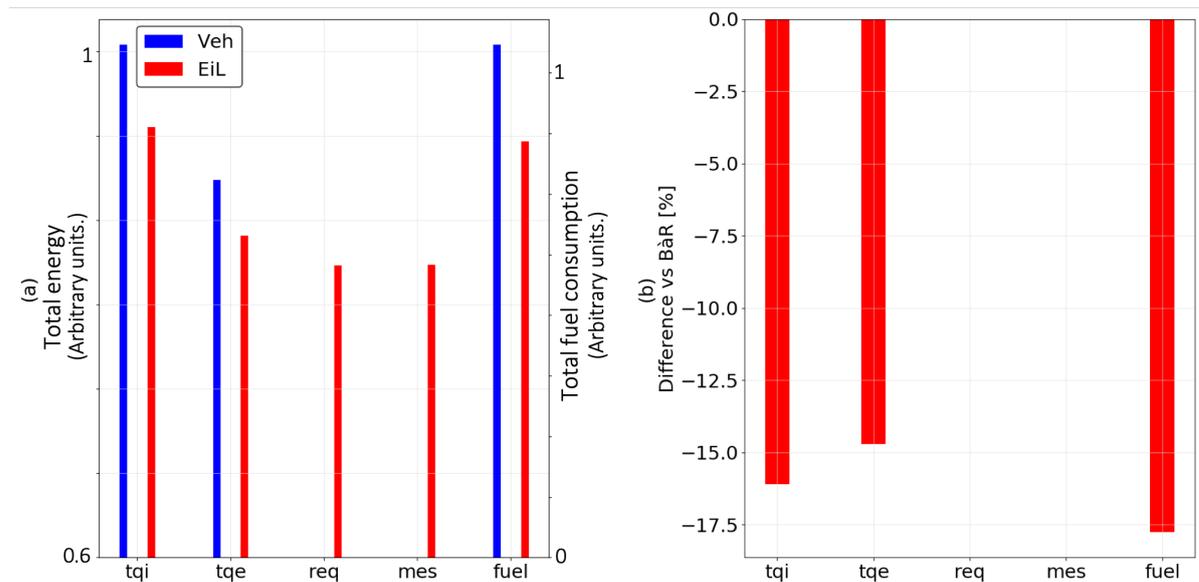


**Fig. 3.72 :** Portion du cycle RDE réalisé avec le réglage  $PI_{Mean}$  et le profil d'anticipation n°3.

Les deux déviations constatées sur la Figure 3.72 sont donc principalement dues à une trace de rapport inadaptée. Par ailleurs, ce motif se répète cinq fois au cours du RDE, et représente 10 des 13 déviations, et 12.4 s de temps cumulé hors tolérance. On peut supposer qu'avec une trace de rapport adaptée, le modèle conducteur réaliserait donc le cycle RDE avec 3 déviations et 5.6 s de temps cumulé hors tolérance.

### 3.3.10.2 Roulage sur piste

Le banc EiL a aussi pu être utilisé afin de reproduire un roulage sur piste réalisé lors de la campagne véhicule n°1 (Tableau 2.7) au centre d'Aubevoye. Pour cet essai, les demandes de vitesse véhicule et de rapport sont obtenues à partir des enregistrements ECU, et la pente de la route est recalculée en utilisant le filtre de Kalman et l'accéléromètre du véhicule (voir Annexe A). En premier lieu, la Figure 3.73(a) représente par une barre la valeur des indicateurs de représentativité énergétique  $E_{tqi}$ ,  $E_{tqe}$ ,  $E_{req}$ ,  $E_{mes}$  et  $M_{carb}$  (indiqués en abscisse) pour l'essai véhicule (en bleu, « Veh » en légende) ainsi que pour l'essai EiL réalisé avec le profil d'anticipation n°3, et le réglage de changement de rapport « Banc » (en rouge, « EiL » en légende). Avec ce paramétrage, le modèle de conducteur réalise un suivi de cycle sans aucune déviation hors tolérance, comme indiqué dans le Tableau 3.12. On peut souligner que l'essai véhicule ayant été réalisé sur piste et non sur banc à rouleaux (BàR), on ne dispose pas des variables  $E_{req}$  et  $E_{req}$  de référence. Pour les indicateurs pour lesquels c'est possible, la Figure 3.73(b) représente par une barre la valeur de l'écart relatif entre l'essai EiL et l'essai véhicule. Les trois indicateurs énergétiques ( $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$  et  $\Delta M_{carb}$ ) suggèrent un écart important entre l'essai EiL et la référence véhicule. En effet, le bilan énergétique de l'essai EiL est inférieur à la référence, avec un écart conséquent compris entre  $-17.8$  et  $-14.7\%$ . Cet écart n'est pas du à une différence de distance parcourue, l'écart  $\Delta D_{tot}$  étant de  $-2.09\%$ .



**Fig. 3.73** : Comparaison du bilan énergétique entre l'essai EiL et l'essai véhicule sur piste.

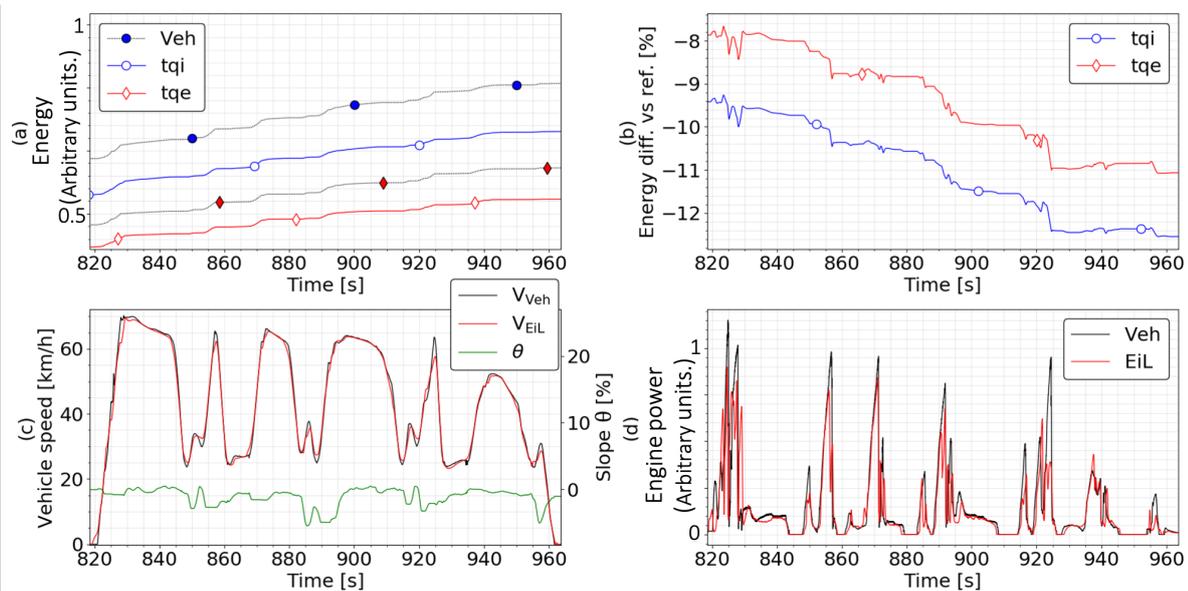
Compte tenu des résultats obtenus sur cycle WLTC et détaillés plus haut, plusieurs hypothèses peuvent expliquer cet écart énergétique significatif.

- En premier lieu, il convient de souligner ici que contrairement aux cycles WLTC étudiés précédemment, ce roulage sur piste a été réalisé lors de la campagne véhicule 1 avec le véhicule EKE367. Comme précisé en Section 2.3, ce véhicule est équipé d'un moteur H5D400, tandis que le moteur utilisé lors de la campagne EiL finale est un moteur H5D470. On ne dispose pas d'une liste exhaustive des écarts entre les deux moteurs. Cependant, on peut rappeler que les principales différences

résident dans le système de post-traitement, et leurs performances devraient donc être similaires.

- Ensuite, cet essai véhicule n'a pas été réalisé dans les conditions d'homologation définie par la procédure WLTP, contrairement aux essais BâR. En particulier, la masse véhicule n'a pas été strictement contrôlée et ne correspond pas forcément à la valeur référence choisie dans le modèle, du fait du nombre de passagers et du chargement du coffre. De plus, l'utilisation des accessoires a été librement choisie par le conducteur. La consommation de puissance par ces accessoires est susceptible d'impacter le bilan énergétique, et n'est pas prise en compte par le modèle véhicule actuel.
- Enfin, il est important de souligner que pour cet essai, on introduit une pente de la route non nulle, contrairement au WLTC. Comme détaillé en Annexe A, ce signal est recalculé à partir des variables du contrôle moteur par un filtre de Kalman. Bien que ce filtre ait été validé sur des essais spécifiques, il s'agit d'une estimation de la pente, et non d'une mesure.

La Figure 3.74(a) représente l'énergie cumulée au cours du temps sur le banc EiL pour les indicateurs  $E_{tqi}$  et  $E_{tqe}$  en rouge et bleu respectivement, ainsi que pour la référence véhicule en pointillés noirs avec les mêmes marqueurs rond et losange.



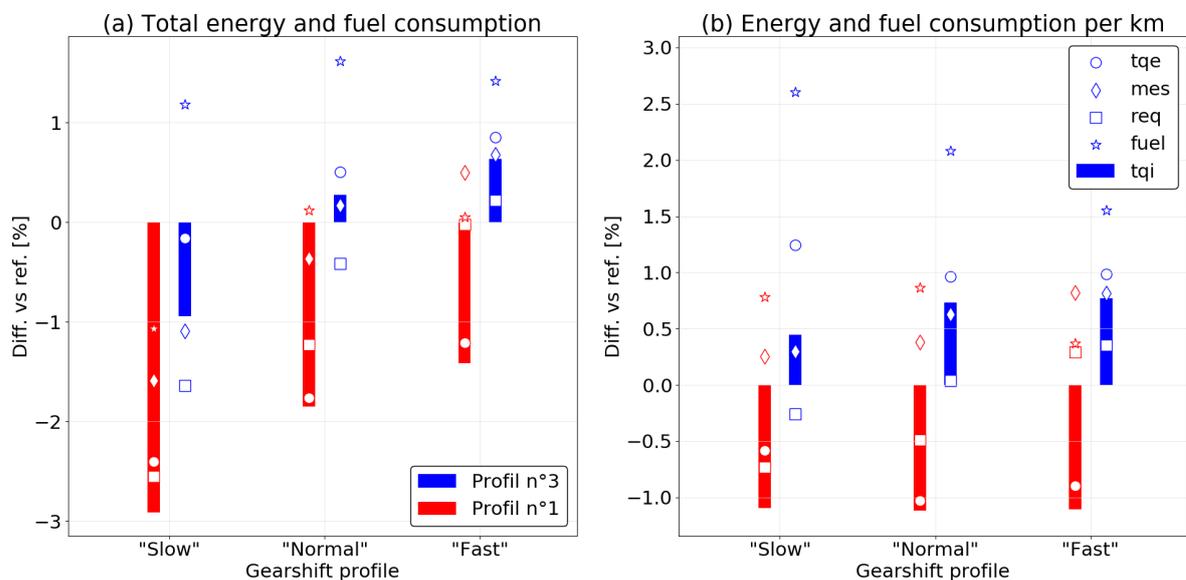
**Fig. 3.74 :** Ecart énergétique entre banc EiL et référence véhicule au cours d'un essai piste.

La Figure 3.74(b) représente l'écart énergétique  $\delta E$  du banc EiL par rapport à la référence relativement à l'énergie totale avec le même code couleur pour les deux méthodes de calcul. Enfin, la Figure 3.74 (c) représente la vitesse véhicule en noir pour la référence BâR et en rouge pour le banc EiL, ainsi que la pente calculée en vert («  $\theta$  » en légende) sur l'axe de droite. La Figure 3.74(d) représente la puissance moteur indiquée  $P_{tqi}$  calculée avec la variable  $ECU_{EstiTqi}$  pour la référence véhicule et le banc EiL en noir et rouge respectivement. On remarque que l'écart énergétique se creuse particulièrement dans les phases d'accélération, par exemple à  $t = 856$  s,  $t = 890$  s et  $t = 923$  s.

Cette observation peut suggérer que l'écart énergétique provient en partie d'une masse véhicule différente, comme vu Section 3.3.8. On peut souligner que ces phases coïncident aussi avec des fluctuations de la pente de la route. En effet, l'estimation de la pente est basée sur le signal de l'accéléromètre du véhicule, et est susceptible d'être impactée par de fortes fluctuations de la vitesse.

En second lieu, les 4 différents réglages de changement de rapport (« Banc », « Slow », « Normal » et « Fast ») sont testés sur ce roulage, ainsi que les Profils n°1 (pas d'anticipation) et 3. Les indicateurs de suivi de cycle sont rassemblés dans le Tableau 3.12. Les résultats coïncident avec les observations Section 3.3.7 : l'augmentation de la durée de changement de rapport entraîne une hausse du nombre de déviations et du temps cumulé hors tolérance. L'anticipation de la demande de vitesse atténue cet impact et améliore globalement le suivi de cycle.

La Figure 3.75 illustre l'impact du profil de changement de rapport sur le bilan énergétique par rapport au profil de référence « Banc » au cours du cycle. Sur la Figure 3.75(a), les écarts relatifs par rapport à la référence  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$ ,  $\Delta E_{mes}$ ,  $\Delta E_{req}$  et  $\Delta M_{carb}$  (Section 2.5) sont représentées par une barre, un rond, un losange, un carré et une étoile respectivement. Les résultats du Profil n°1 sont représentés en rouge, et ceux du Profil n°3 en bleu. Les profils de changement de rapport « Slow », « Normal » et « Fast » sont précisés en abscisse. La même notation est utilisée sur la Figure 3.75(b) pour les écarts relatifs des cumuls ramenés à la distance parcourue  $\Delta E_{tqi/km}$ ,  $\Delta E_{tqe/km}$ ,  $\Delta E_{mes/km}$ ,  $\Delta E_{req/km}$  et  $\Delta M_{carb/km}$ .



**Fig. 3.75** : Impact du profil de changement de rapport sur le bilan énergétique - application à un roulage sur piste.

Le profil de changement de rapport affectant la qualité de suivi du conducteur, la distance totale parcourue est affectée. Par conséquent, pour un même indicateur énergétique, le cumul total peut être inférieur à la référence véhicule, alors que le cumul ramené à la distance est supérieur. C'est le cas par exemple avec le profil d'anticipation n°3 et le réglage de changement de rapport « Slow » : le cumul  $E_{tqi}$  est inférieur de 0.92% à la référence véhicule, tandis que le cumul ramené à la distance  $E_{tqi/km}$  est supérieur de 0.45%. Ensuite, de manière similaire à l'observation faite Section 3.3.7, l'impact du

profil de changement de rapport sur le bilan énergétique est relativement faible, l'écart maximal constaté étant de l'ordre de 1%. On constate par ailleurs que l'écart est variable selon l'indicateur et le profil : pour le réglage « Slow » sans anticipation (Profil n°1), l'indicateur  $\Delta E_{mes/km}$  suggère une hausse d'environ 0.3% de l'énergie mesurée, tandis que les valeurs de  $\Delta E_{tqe/km}$ ,  $\Delta E_{tqi/km}$  et  $\Delta E_{req/km}$  indiquent une baisse de l'énergie mécanique comprise entre 0.6% et 1.0%. Enfin, de manière similaire à la Section 3.3.7, les résultats suggèrent que l'augmentation de la durée de changement de rapport conduit à une hausse de la consommation de carburant, l'écart  $\Delta M_{carb/km}$  étant compris entre 0.4% et 2.6%.

### 3.3.11 Application à l'hybridation : modèle de conducteur

Dans le cadre de cette thèse, le modèle de conducteur décrit plus haut a pu être testé dans le contexte d'une transmission hybride lors de la Campagne 3 (Tableau 2.6). Cette campagne s'appuie sur un modèle véhicule différent de celui présenté Section 3.1, développé sous Simulink par Renault spécifiquement pour la simulation et le développement d'une transmission hybride électrique. Comme détaillé en Section 2.1.3, l'unité de contrôle hybride alterne automatiquement entre plusieurs modes de traction dans le véhicule simulé : le moteur à combustion (ICE) peut tracter le véhicule, mais il peut aussi être utilisé pour charger les batteries, ou être complètement arrêté en traction électrique. On peut distinguer deux blocs de modèles dans l'environnement Simulink :

- Le modèle d'environnement, qui représente la charge de la route, le rapport et l'efficacité de la transmission, la batterie et son système de gestion, les moteurs électriques ainsi que le moteur à combustion interne, et le conducteur.
- Le modèle algorithmique, qui simule l'unité de contrôle hybride et son réseau CAN.

Comme mentionné Section 3.1, le modèle d'environnement est adapté au banc EiL en supprimant le bloc simulant le moteur thermique, puisque le moteur HR12 ETech (Tableau 2.4) est présent physiquement sur le banc d'essai. Ce modèle de véhicule est ensuite connecté au modèle de conducteur décrit Section 3.2. Une vue d'ensemble de l'architecture des signaux de la configuration EiL est représentée sur la Figure 3.76. Sur le banc d'essai, la machine de charge (« Dynamometer ») applique le couple résistif calculé par le modèle d'environnement. Le régime moteur qui en résulte est mesuré sur l'arbre et transmis au modèle de transmission pour calculer la vitesse véhicule. En fonction de cette vitesse et de la vitesse demandée par le cycle, le modèle de conducteur calcule une position de la pédale d'accélérateur.

La principale différence avec l'architecture décrite Figure 3.4 réside dans la présence du modèle de l'unité de contrôle hybride. La demande du modèle conducteur n'est pas transmise directement au moteur thermique, mais à cette unité de contrôle. Elle est ensuite traduite en deux demandes distinctes : la demande de couple électrique est envoyée au modèle d'environnement, tandis que la demande de moteur thermique est transmise au moteur sous forme de position de la pédale d'accélérateur. La demande de couple peut par ailleurs être négative dans le cas d'un freinage. Dans ce cas, l'unité de contrôle répartit le couple de freinage entre d'une part le système de freinage récupératif permettant de recharger la batterie, et d'autre part le freinage conventionnel.

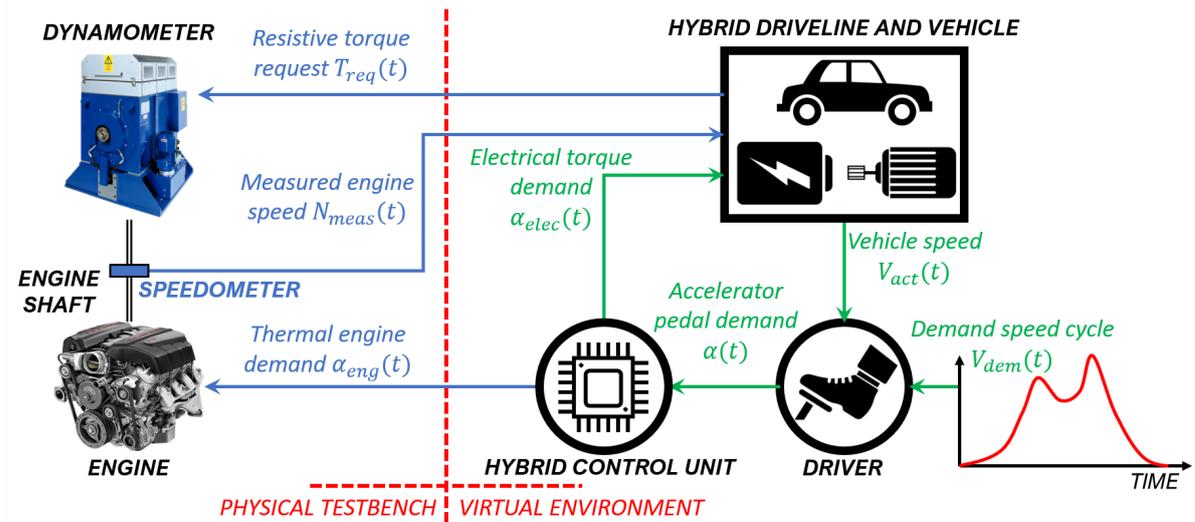


Fig. 3.76 : Vue d'ensemble du flux de signaux dans la configuration EiL hybride.

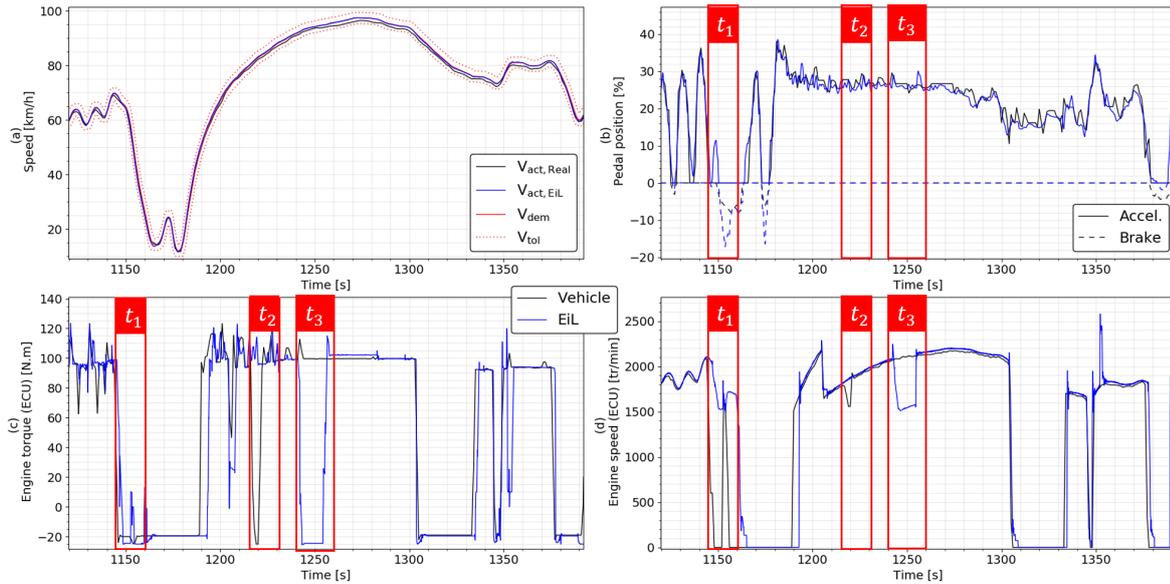
### 3.3.11.1 Vue d'ensemble

Les gains  $K_P$  et  $K_I$  ont été réglés en suivant les étapes décrites dans la Section 3.2.4.3 avec une valeur de référence pour  $F_{35}$  de  $F_{35,ref} = 0,048$  Hz. Le gain anti-windup a été fixé à  $K_{AW} = 1/K_I$ . A partir des profils listés dans le Tableau 3.5, trois réglages d'anticipation différents ont été sélectionnés pour être testés sur le banc EiL : les Profils n°1, 3 et 7 indiqués en gras et en bleu dans le Tableau 3.5. La position initiale de la pédale d'accélérateur pour le décollage  $Acc_0$  a été réglée manuellement à 7,5%.

La Figure 3.77(a) représente la vitesse du véhicule en ligne continue pour le conducteur PI avec le profil d'anticipation n°3 (en bleu), ainsi qu'un essai de référence effectué par un conducteur humain au banc à rouleaux (en noir). La demande de vitesse du cycle est représentée en rouge, ainsi que les limites de tolérance WLTP en pointillés. La Figure 3.77(b) représente la position des pédales d'accélérateur et de frein pour le conducteur humain et le conducteur virtuel, en utilisant le même code couleur. Les pédales d'accélérateur et de frein sont représentées respectivement en ligne pleine et en ligne pointillée, le frein étant en négatif pour plus de lisibilité. La Figure 3.77(c) représente le couple du moteur thermique, tandis que la Figure 3.77(d) représente le régime moteur.

On peut noter que l'allure de la courbe de position pédale d'accélérateur est proche pour les deux conducteurs. Des différences peuvent être observées dans la courbe de la pédale de frein, dues au fait qu'aucune cartographie du couple de freinage n'était disponible pour le véhicule de référence. Cependant, le signal de freinage est uniquement utilisé par le modèle du véhicule et non par le moteur physique. Par conséquent, cela ne devrait affecter que l'amplitude du signal de la pédale de frein et non la représentativité globale de la configuration EiL. Les courbes de vitesse et de couple moteur montrent une bonne corrélation globale avec l'essai sur banc à rouleaux de référence. Cependant, plusieurs phases présentent des comportements différents, comme  $t_1 = 1150$  s,  $t_2 = 1220$  s et  $t_3 = 1250$  s, indiqués en rouge sur la Figure 3.77.

Tout d'abord, à  $t_1$ , le conducteur EiL appuie sur la pédale d'accélérateur alors que le conducteur humain ne le fait pas : bien que les deux conducteurs restent dans les limites de tolérance, ils ne suivent pas strictement la même courbe de vitesse, ce qui a un impact sur le comportement du moteur. En revanche, la position de la pédale



**Fig. 3.77** : Fraction du WLTC pour le conducteur EiL Profil n°3 (bleu) par rapport à un conducteur humain sur banc à rouleaux (noir).

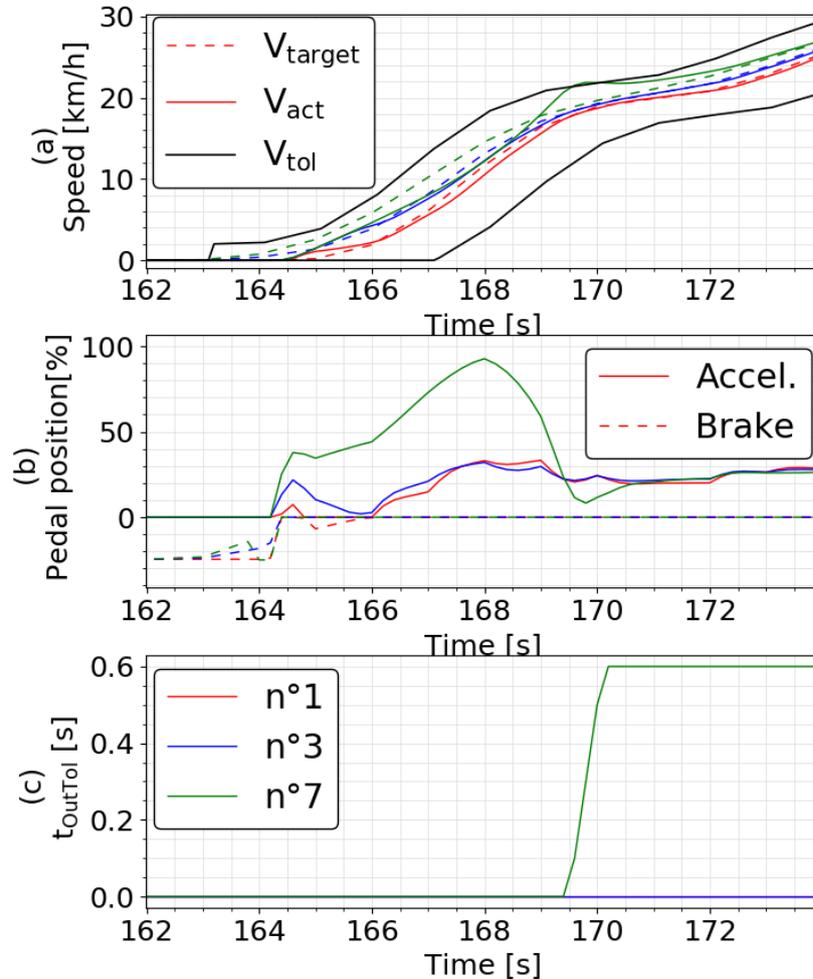
d'accélérateur du conducteur EiL est très similaire à celle de la référence humaine à  $t_2$  et  $t_3$ . Le comportement différent du moteur pendant ces phases est très probablement dû à une demande différente de l'unité de contrôle hybride. En effet, la demande de couple envoyée au moteur thermique par l'unité de contrôle ne dépend pas seulement de la position de la pédale d'accélérateur du conducteur, mais aussi d'autres facteurs tels que l'état de charge de la batterie et la température de la ligne d'échappement. Ces différences de comportement du moteur sont donc dues à des écarts dans le modèle du véhicule, qui n'étaient pas l'objet principal de cette étude. Afin d'améliorer la fidélité du comportement du moteur à combustion interne par rapport à la référence, la précision du modèle de véhicule devrait donc être améliorée.

**Tableau 3.13** : Valeurs des indicateurs de performance du modèle de conducteur sur le banc EiL pour plusieurs réglages d'anticipation.

Driver	$\mu_{Vdiff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]	$F_{35}$ [Hz]
Ref.	0.30	0.0	0	0.0	0.032
n°1	0.26	0.0	0	0	0.038
n°3	0.39	0.0	0	0.0	0.038
n°7	0.60	0.0	1	0.6	0.042

Il peut tout de même être souligné que le conducteur EiL atteint une performance satisfaisante de suivi de cycle et reste dans les limites de tolérance. Le Tableau 3.13 rassemble les valeurs d'intérêt pour plusieurs profils d'anticipation du conducteur EiL ainsi que l'essai sur banc à rouleaux de référence (« Ref. »). On peut tout d'abord souligner que les trois paramètres d'anticipation conduisent à un cycle WLTC valide, avec une seule déviation pour le Profil n°7. De plus, la valeur de  $F_{35}$  est inférieure à la valeur moyenne de référence de 0,048 Hz. Comme le Profil n°1 présente déjà un cycle sans déviation, l'impact de l'anticipation n'apparaît pas clairement dans le Tableau 3.13. Ces

résultats suggèrent que l'architecture hybride nécessite moins d'anticipation du conducteur, le moteur électrique pouvant fournir du couple de manière quasi-instantanée dans les phases de forte accélération. De plus, l'introduction de l'anticipation semble même dégrader les performances de suivi de cycle dans le cas du Profil n°7. En analysant en détail, il apparaît que la déviation se produit pendant le décollage, comme le montre la Figure 3.78.



**Fig. 3.78 :** Déviation hors tolérance lors du décollage du à une anticipation excessive. Comparaison de plusieurs réglages d'anticipation sur le banc EiL.

La Figure 3.78(a) représente la vitesse du véhicule en ligne continue pour les Profils n°1, 3, et 7 en rouge, bleu et vert respectivement. La vitesse cible  $V_{target}$  (qui est différente pour chaque réglage d'anticipation) est tracée en pointillés de la même couleur pour chaque réglage. Les limites de tolérance WLTP sont indiquées en noir. Avec le même code couleur, la Figure 3.78(b) représente les positions de la pédale d'accélérateur et de la pédale de frein en ligne pleine et en ligne pointillée respectivement pour chaque profil conducteur, le signal du frein étant tracé en négatif pour plus de lisibilité. Enfin, la Figure 3.78(c) représente l'évolution du temps cumulé hors tolérance  $t_{OutTol}$  en fonction du temps.

On peut noter que jusqu'à  $t=169$  s, la vitesse du véhicule  $V_{act}$  est inférieure à la vitesse cible  $V_{target}$  pour les Profils n°3 (vert) et 7 (bleu). Par conséquent, le conducteur accélère, bien que la vitesse du véhicule soit supérieure à la vitesse de demande du cycle

$V_{dem}$ . L'écart du Profil n°7 est dû au fait que la vitesse cible est trop anticipée et est proche de la limite supérieure de tolérance.

### 3.3.11.2 Robustesse du modèle de conducteur

À des fins de corrélation, le modèle de véhicule a été légèrement modifié au cours de l'étude dans le cadre du projet Renault. En particulier, les rapports de transmission, la loi de route et le modèle de batterie ne correspondaient pas exactement à l'essai du véhicule de référence et ont été modifiés au cours de la campagne d'essai. Par conséquent, l'algorithme de calibration du modèle de conducteur (Figure 3.32) a donné lieu à deux réglages :  $PI_{best}$  correspond au réglage du conducteur ajusté en utilisant la version finale du modèle de véhicule, tandis que  $PI_{temp}$  a été réglé sur la version initiale du modèle. Les deux réglages ont été testés dans la configuration EiL complète (Figure 3.76) en utilisant la version finale du modèle de véhicule. En outre, les deux conducteurs ont également été testés sur le banc avec une masse véhicule  $M_{33}$  augmentée de 33% (c'est-à-dire environ 600 kg) par rapport à la masse de référence  $M_{ref}$ . Tandis que les Figures 3.77 et 3.78 et le Tableau 3.13 étaient basés sur le réglage final du conducteur  $PI_{best}$ , le Tableau 3.14 rassemble les valeurs des indicateurs de performance pour les deux modèles de conducteur, avec et sans anticipation.

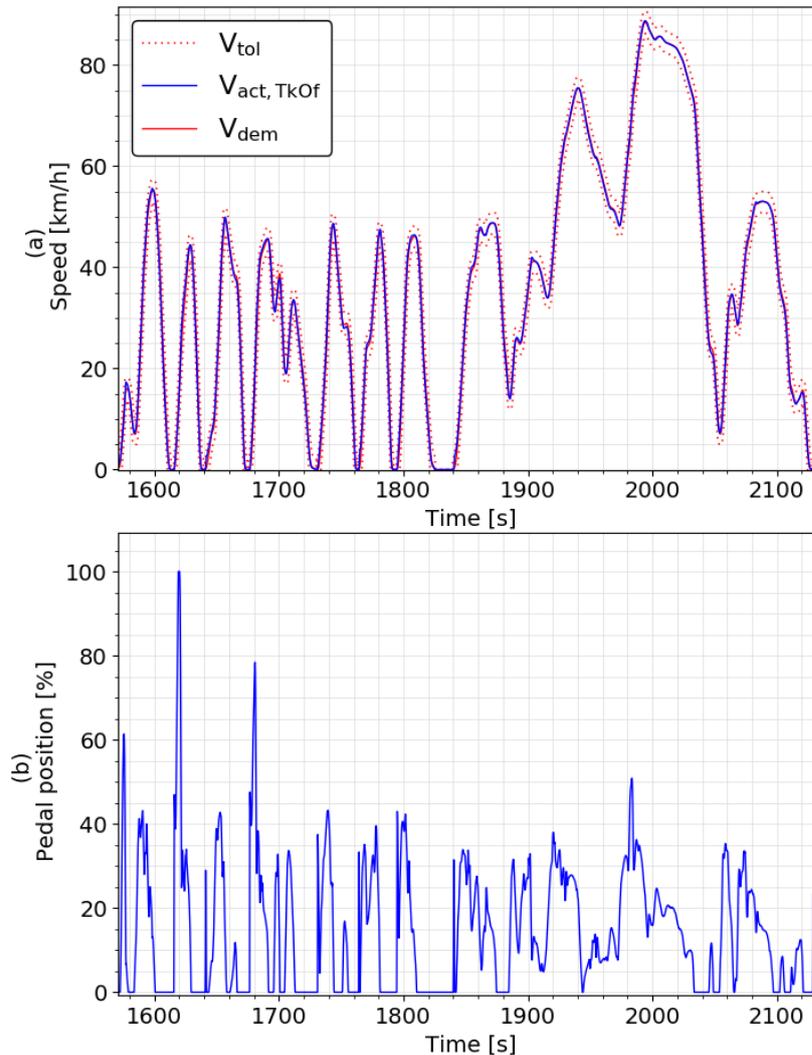
**Tableau 3.14** : Performance des deux réglages du  $PI$  (« Driver ») pour différentes valeurs d'anticipation (« Preview ») et de masse véhicule.

Driver	Preview	Mass	$\mu_{Vdiff}$ [km/h]	$t_{OutTol}$ [s]	$N_{dev}$ [-]	$t_{dev,Max}$ [s]	$F_{35}$ [Hz]
Vehicle ref.		$M_{ref}$	0.30	0.0	0	0.0	0.032
$PI_{best}$	n°1	$M_{ref}$	0.26	0.0	0	0	0.038
		$M_{33}$	0.34	0.0	0	0	0.039
	n°3	$M_{ref}$	0.39	0.0	0	0	0.036
		$M_{33}$	0.39	0.0	0	0	0.037
$PI_{temp}$	n°1	$M_{ref}$	0.50	5.4	7	1.2	0.033
		$M_{33}$	0.67	20.2	15	2.0	0.035
	n°3	$M_{ref}$	0.46	0.0	0	0	0.031
		$M_{33}$	0.56	4.8	5	1.4	0.032

On peut tout d'abord noter que le réglage final  $PI_{best}$  est robuste aux changements de masse du véhicule puisqu'il effectue toujours un cycle valide avec  $M_{33}$ . En revanche, l'anticipation est nécessaire pour le réglage  $PI_{temp}$  afin d'effectuer un cycle valide. Ces résultats s'expliquent par le fait que ce modèle a été réglé en utilisant un modèle de véhicule légèrement différent de celui utilisé dans la configuration EiL, et qu'il n'est donc pas parfaitement adapté. L'introduction de l'anticipation permet d'améliorer les performances de suivi du cycle du conducteur et de réaliser un cycle valide avec un réglage non optimal du  $PI$  pour la masse de référence  $M_{ref}$ . Cependant, même si l'anticipation permet de réduire le nombre de déviations de 15 à seulement 5 avec  $M_{33}$ , elle ne permet toujours pas de réaliser un cycle valide avec le conducteur  $PI_{temp}$ , en raison d'une longue déviation de 1.4 s.

### 3.3.11.3 Application à un cycle RDE

Enfin, le réglage optimal du conducteur  $PI_{best}$  avec le profil d'anticipation n°3 a également été testé sur un cycle RDE réaliste et dynamique au banc EiL. Dans ce cas, le cycle est basé sur un test RDE réalisé avec un véhicule réel. Comme le montre la Figure 3.79, le modèle de conducteur réglé à l'aide d'un WLTC présente un suivi de cycle satisfaisant sur le RDE, sans déviation. Bien que la référence du véhicule ne soit pas disponible pour la corrélation, la manipulation de l'accélérateur semble également réaliste.



**Fig. 3.79** : Suivi du conducteur virtuel au banc EiL pendant une fraction de cycle RDE.

## 3.4 Conclusions

Ce chapitre présente en premier lieu les travaux réalisés sur l'environnement virtuel du banc EiL. Tout d'abord, le modèle véhicule utilisé dans cette thèse s'appuie sur un modèle AMESim issu de la plateforme de co-simulation GREEN. En particulier,

seuls les blocs « transmission », « différentiel » et « véhicule » ont été conservés, les autres composants étant présents physiquement au banc moteur.

- La transmission et le différentiel sont représentés par des ratios de transmission ainsi qu'une efficacité que l'on suppose constante pour chaque rapport. Le modèle véhicule s'appuie sur une projection 1D du principe fondamental de la dynamique.
- Le bloc « embrayage » du modèle initial a été remplacé par un modèle développé spécifiquement et basé sur le modèle « reset integrator ». L'embrayage est représenté par une raideur amortie en phase de collage, c'est-à-dire quand l'élongation de la raideur est inférieure à sa valeur maximale. Quand l'élongation atteint son maximum, l'embrayage passe en glissement et le couple est constant à sa valeur maximale jusqu'à ce que les régimes soient de nouveau synchronisés.
- L'extraction du bloc « embrayage » a permis de modifier la liaison entre l'environnement virtuel et le banc moteur. Le couple calculé par ce bloc est transmis comme demande à la machine de charge, tandis que le modèle véhicule reçoit le couple effectivement appliqué et mesuré sur l'arbre moteur.

Ensuite, un modèle de conducteur a été développé sous Simulink, dont la principale fonction est le suivi de la vitesse demandée via les pédales d'accélérateur et de frein. Ce contrôle longitudinal de la vitesse véhicule s'appuie sur la structure de régulation proportionnelle-intégrale (PI). A cette structure, on ajoute deux fonctions :

- L'anti-windup de type « tracking-back », qui consiste à retrancher au terme intégral la différence entre le signal de sortie brut et le signal de sortie saturé, multipliée par un gain  $K_{AW} = 1/K_I$ .
- L'anticipation de la vitesse de consigne via le calcul d'une vitesse cible  $V_{target}$  basée sur une moyenne pondérée de la vitesse demandée  $V_{dem}$  et de cette vitesse anticipée de 1, 2, et 3 secondes respectivement.

Dans le cas d'une transmission manuelle, le modèle de conducteur a aussi pour fonction la gestion de la pédale d'embrayage lors des phases de changements de rapport et de décollage.

- On base le fonctionnement du modèle sur le comportement humain observé lors d'essais sur piste et BàR. Cette analyse permet de définir les différents événements caractéristiques d'une montée de rapport ou d'un rétrogradage et leurs durées respectives, et a par ailleurs été étendue à 180 essais afin de définir différents profils de conducteur.
- Lors d'un décollage, le modèle de conducteur agit sur la pédale d'accélérateur via un régulateur PI similaire à celui utilisé pour le contrôle de vitesse afin de réguler le régime moteur à un régime cible défini par l'analyse des essais véhicule. En parallèle, le conducteur relâche progressivement l'embrayage afin de suivre la vitesse demandée.
- Dans le cas d'une transmission hybride (automatique), il n'y a pas de pédale d'embrayage et le modèle de conducteur est donc plus simple. On ajoute cependant une initialisation de l'intégrateur lors des décollages de manière à commencer le décollage à une position non nulle de la pédale d'accélérateur.

On propose en outre une méthode de calibration de ce modèle conducteur en simulation, avant la mise au banc moteur.

- Pour réaliser la calibration des gains  $K_P$  et  $K_I$ , on s'appuie sur un modèle de moteur thermique intégrant une représentation de la dynamique de la réponse moteur basée sur la fonction de transfert FOPDT. Cette fonction de transfert peut être paramétrée à partir d'essais de caractérisation au banc moteur, ou bien des exigences du cahier des charges.
- La calibration s'appuie sur un balayage discret de différents réglages et cherche à obtenir le conducteur le plus précis, la qualité de suivi étant quantifiée à partir du temps cumulé hors tolérance. Par ailleurs, on utilise un indicateur de représentativité du conducteur, noté  $F_{35}$ . Cet indicateur est basé sur une analyse fréquentielle du signal de la pédale d'accélérateur, et doit être inférieur à une valeur de référence établie à partir d'essais sur véhicule.

Finalement, l'environnement virtuel développé a permis de réaliser un nombre important d'essais au banc EiL, dont les principaux apports sont listés ci-dessous.

- L'application de l'approche EiL dans le contexte d'une transmission manuelle a permis de révéler que la liaison entre l'environnement virtuel et le banc physique par le modèle d'embrayage représente une source potentielle de forte instabilité, et donc un aspect crucial de l'environnement EiL. La modélisation de l'embrayage par le modèle « reset integrator » ainsi que l'utilisation du couple mesuré dans le modèle véhicule ont finalement conduit à un comportement stable et représentatif.
- La structure choisie pour le modèle de conducteur ainsi que sa méthode de calibration sont adaptées à l'approche Engine-in-the-Loop. Le modèle de conducteur avec anticipation réalise un suivi de vitesse satisfaisant sans aucune déviation sur le cycle WLTC, et son comportement est réaliste comparé aux essais sur véhicule. Le réglage obtenu en simulation ne nécessite pas d'ajustement une fois sur le banc moteur. De plus, il est robuste à la variation de la masse véhicule, et est adapté à des cycles de type RDE ainsi qu'à un fonctionnement dans une architecture hybride.
- En particulier, l'anticipation de la vitesse demandée par le modèle de conducteur permet une nette amélioration du suivi de cycle, ainsi que de sa robustesse à des modifications des paramètres véhicule. L'introduction de cette fonction a généralement peu d'impact sur le bilan énergétique et les émissions de  $\text{CO}_2$ , la variation étant de l'ordre de 2% sur les essais réalisés. En revanche, l'anticipation a pour effet de lisser le comportement du conducteur, et par conséquent les fluctuations de la richesse du mélange. Ainsi, l'introduction de cette fonction conduit à une baisse des émissions moteur de  $\text{NO}_x$ , de CO et surtout de HC, l'impact étant compris sur le WLTC entre 1% et 5% pour les émissions de  $\text{NO}_x$  et de CO, et pouvant atteindre 11% pour les HC. Cette tendance se vérifie sur les émissions de  $\text{NO}_x$  et de HC à l'échappement, l'écart relatif étant de l'ordre de 10% du fait du faible ordre de grandeur des masses mesurées. A l'inverse, les résultats suggèrent que les émissions de CO mesurées à l'échappement augmentent d'environ 20% avec l'introduction de l'anticipation. Une analyse approfondie basée sur un plus grand

nombre d'essais serait néanmoins nécessaire pour mieux comprendre les impacts de l'anticipation sur les émissions à l'échappement.

- Le fonctionnement du modèle de conducteur lors des phases de changements de rapport est réaliste comparé à une référence véhicule. De plus, la définition de différents profils de conducteur a permis de révéler que l'allongement du changement de rapport a relativement peu d'impact sur la production d'énergie mécanique, l'écart étant de l'ordre de 1%. On observe néanmoins une augmentation de 2% de la consommation de carburant. L'impact sur les polluants est plus conséquent, en particulier durant les montées de rapport. L'augmentation de la durée du changement de rapport a pour effet d'allonger la phase de lâcher de pédale et d'amplifier la réaction du conducteur à la perte de couple engendrée, ce qui affecte la maîtrise de la richesse du mélange par le contrôle moteur. L'allongement du changement de rapport conduit ainsi à une augmentation d'environ 10% des émissions de CO et à une baisse d'environ 5% des émissions de NO<sub>x</sub> en sortie moteur. Cette tendance est vérifiée à l'échappement pour les émissions de CO, avec un écart relatif plus important du fait des faibles masses en jeu. En revanche, l'allongement du changement de rapport conduit à une hausse des émissions de NO<sub>x</sub> à l'échappement causée par la dégradation du contrôle de la richesse qui diminue l'efficacité de traitement du catalyseur. La dispersion des résultats obtenus ne permet pas d'établir de conclusion nette quant à l'impact sur les émissions de HC.
- L'environnement EiL élaboré dans cette thèse est caractérisé par une dispersion significativement plus faible que les essais BâR. Cette conclusion concerne non seulement le suivi du modèle de conducteur, mais aussi le bilan énergétique qui varie de moins de 0.3% sur 4 essais considérés, contre jusqu'à 1.8% sur BâR. Les émissions de NO<sub>x</sub>, CO et CO<sub>2</sub> varient de moins de 0.5% sur ces 4 essais. Les émissions de HC sont caractérisées par la dispersion la plus élevée sur les deux moyens d'essais, l'écart à la moyenne étant de l'ordre de 1% sur le banc EiL, contre environ 2% sur BâR.
- L'analyse du bilan énergétique basée sur 5 indicateurs suggère que le banc EiL impose une énergie mécanique au moteur supérieure par rapport aux essais BâR, l'écart constaté étant compris entre 0.41% et 4.98%. On estime en revanche une masse de carburant consommée inférieure de 1.08% à la référence. Bien qu'aucun de ces indicateurs ne soit totalement fiable, on peut conclure que l'environnement EiL permet des essais représentatifs d'un point de vue énergétique. On peut souligner que le conducteur virtuel atteint une vitesse moyenne supérieure au conducteur humain qui vise sous la vitesse cible, en particulier dans la dernière phase de haute vitesse du cycle WLTC. Bien que l'écart de vitesse soit relativement faible, il peut expliquer une partie de l'excès énergétique.
- Certains paramètres véhicule ont été estimés pour obtenir ces résultats, en particulier la masse totale et l'efficacité de la transmission. Une estimation plus précise de ces paramètres pourrait améliorer la représentativité énergétique. Par exemple, une diminution de 10% de la masse véhicule résulte en une baisse d'environ 2.5% de l'énergie mécanique sur le cycle WLTC. De la même manière, une augmentation de l'efficacité de la transmission de 95% à 100% entraîne une baisse d'environ 4%.

- Du fait des différences significatives de la ligne d'échappement utilisée sur le banc EiL avec la référence véhicule, la comparaison des émissions gazeuses sur les deux moyens d'essai concerne uniquement les émissions en sortie moteur. Sur le banc EiL, le moteur émet moins de  $\text{CO}_2$  et de HC comparé à la référence véhicule, avec un écart d'environ 1.5% et 5.5% respectivement. De plus, le moteur émet environ 3% de  $\text{NO}_x$  et 0.05% de CO en plus que sur le BàR. Ces écarts sont à mettre en perspective avec d'une part la dispersion des essais véhicule, et d'autre part l'incertitude portée sur la mesure des émissions. En particulier, on suppose dans cette thèse un temps de transfert constant pour chaque polluant entre le point de prélèvement et la baie. Le temps de transfert est en outre estimé manuellement sur plusieurs cycles WLTC, et est sujet à une dispersion importante, avec un écart-type de l'ordre de 1 s. Par exemple, une réduction de 1 s de ce temps de transfert a pour effet de diminuer l'écart de la masse cumulée de  $\text{CO}_2$  entre EiL et BàR, qui passe de 1.5% à 0.5%. L'excès d'émissions de  $\text{NO}_x$  est particulièrement creusé lors de la dernière portion à haute vitesse du WLTC, pendant laquelle le conducteur virtuel atteint une vitesse supérieure au conducteur humain. Enfin, la carence en émissions de HC semble être due au comportement du conducteur virtuel, qui agit sur la pédale d'accélérateur de manière plus douce que le conducteur humain de référence.
- Le banc EiL a aussi pu être utilisé pour reproduire un essai véhicule réalisé sur piste. Dans ce contexte, la pente de la route a été reconstituée à l'aide du signal de l'accéléromètre du véhicule et d'un filtre de Kalman. On constate que l'énergie mécanique produite sur le banc EiL est inférieure d'environ 15% par rapport à la référence véhicule. Cet écart est probablement dû à une sous-estimation de la pente de la route.

Finalement, on peut conclure que le banc EiL développé dans ce chapitre permet des essais plus répétables que le banc à rouleaux, qui sont représentatifs par rapport à la référence BàR du point de vue du bilan énergétique et des émissions moteur. Il convient ensuite d'évaluer la représentativité de l'environnement physique du banc EiL vis-à-vis de la configuration véhicule, en particulier en ce qui concerne les conditions thermiques du moteur et de la ligne d'échappement.



# CHAPITRE 4

## Etude de la représentativité thermique

Comme déjà mentionné dans le Chapitre 1, la thermique du moteur ainsi que celle de la ligne d'échappement jouent un rôle important dans la représentativité de l'environnement EiL, puisqu'elles sont susceptibles d'impacter le bilan énergétique du moteur, ainsi que ses émissions polluantes. Suite aux résultats d'essais présentés dans le chapitre précédent, la seconde partie de la campagne expérimentale 4 (Table 2.6) s'est concentrée sur la représentativité thermique du banc EiL, en particulier le circuit de refroidissement et l'air de suralimentation. Les résultats obtenus ont conduit au développement d'un modèle thermique de la ligne d'air, présenté en second lieu.

### 4.1 Configuration véhicule

#### 4.1.1 Circuit de refroidissement

Le circuit de refroidissement a pour fonction d'évacuer une partie de la puissance thermique générée par la combustion vers l'extérieur, afin de préserver les éléments physiques du moteur. Sur le véhicule de référence, les principaux composants du circuit de refroidissement sont le circuit de liquide de refroidissement, le radiateur et le calorstat, représentés Figure 4.1.

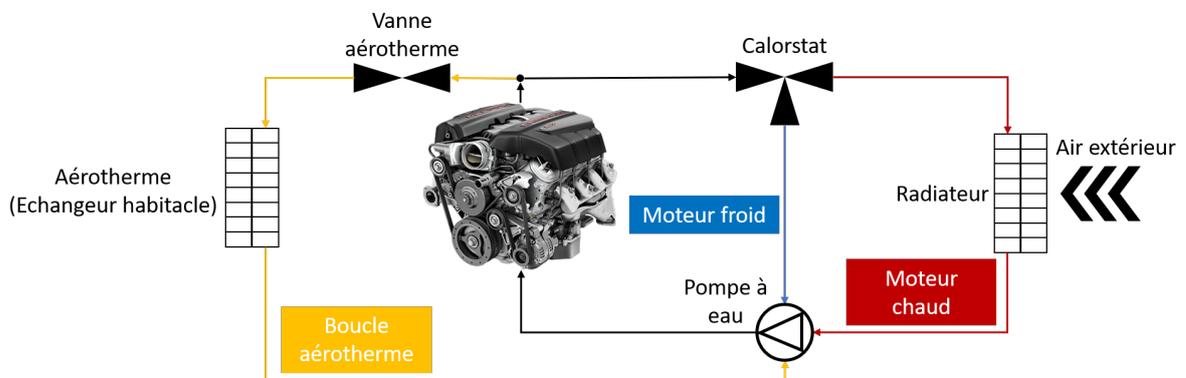


Fig. 4.1 : Schéma simplifié du circuit de refroidissement sur le véhicule.

La pompe est entraînée par le moteur et fait circuler le liquide de refroidissement dans le circuit. Le calorstat est un élément thermodilatable qui joue le rôle de vanne proportionnelle. Quand le moteur est froid, le calorstat est fermé et le liquide ne circule

pas dans la boucle représentée en rouge. A partir d'une certaine température généralement proche de  $85^{\circ}\text{C}$ , le calorstat commence à s'ouvrir progressivement et une partie du débit est donc dirigée vers le radiateur. Le radiateur est un échangeur à air qui refroidit le liquide de refroidissement du moteur grâce à l'air extérieur entrant par la face avant du véhicule. Un ventilateur entraîné électriquement peut en outre forcer la circulation de l'air dans le cas où la circulation naturelle générée par la vitesse véhicule est insuffisante. La boucle aérotherme a pour rôle de chauffer l'habitacle, selon la demande du conducteur.

### 4.1.2 Circuit d'air de suralimentation

Comme la majorité des moteurs modernes, le moteur HR10 de référence est un moteur suralimenté. La suralimentation consiste à ajouter un turbocompresseur dans la ligne d'air afin d'insuffler de l'air sous pression dans les cylindres. En augmentant la masse d'air comburant, la suralimentation permet ainsi d'augmenter la masse de carburant injectée dans les cylindres, le but étant d'augmenter la puissance fournie par le moteur sans modifier sa vitesse de rotation. Il est ainsi possible de remplacer un moteur à alimentation atmosphérique par un moteur de cylindrée réduite mais de puissance similaire (« down-sizing ») avec un meilleur rendement aux charges faibles et intermédiaires. Le turbocompresseur est entraîné par une turbine qui détend les gaz d'échappement. Du fait de la compression, la température de l'air comburant augmente et sa densité diminue. Afin d'obtenir une densité optimale, on place donc généralement un échangeur après le turbocompresseur. Cet échangeur, appelé refroidisseur d'air suralimenté (RAS, ou *charge air cooler* (CAC) en anglais), peut être un échangeur à air ou à eau (*water CAC*).

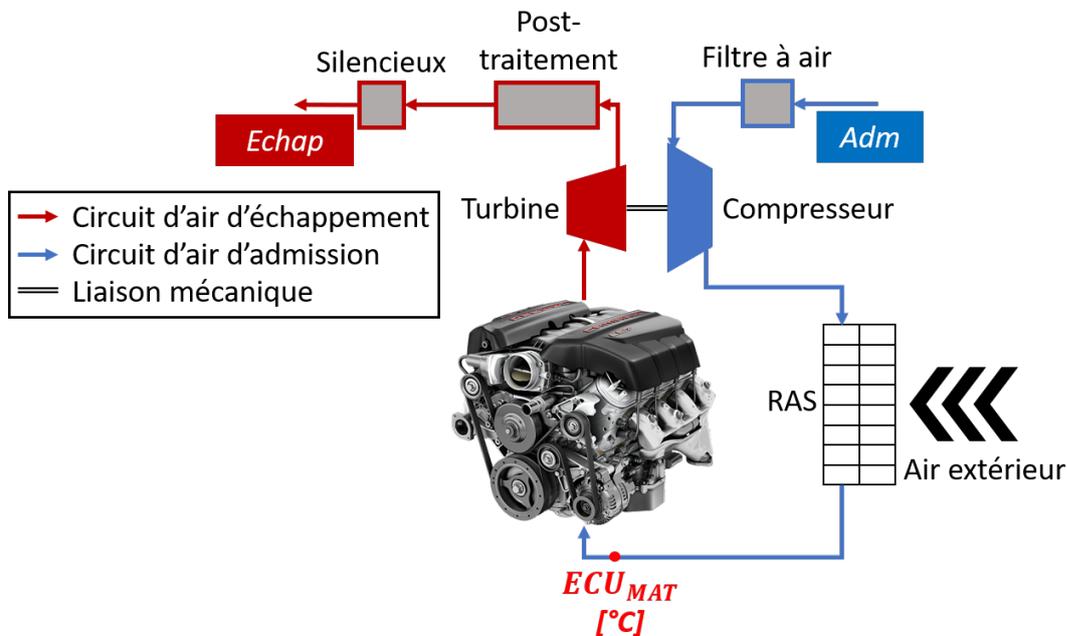


Fig. 4.2 : Schéma simplifié du circuit d'air de suralimentation sur véhicule.

Sur le véhicule de référence, le RAS est un échangeur à air placé sur la face avant du véhicule, à côté du radiateur. La Figure 4.2 représente les principaux composants

du circuit d'air de suralimentation. La température de l'air de suralimentation, notée  $ECU_{MAT}$ , est mesurée par le contrôle moteur par un thermocouple placé au niveau du collecteur d'admission.

## 4.2 Configurations utilisées au banc moteur

Les bancs moteurs sont généralement caractérisés par un conditionnement thermique différent par rapport à la configuration véhicule, certains composants étant absents ou leur fonctionnement étant détourné. Sur les bancs utilisés dans cette thèse, la température ambiante de la cellule est régulée par une ventilation afin d'être comprise entre les températures minimale  $T_{cell,min} = 21^{\circ}\text{C}$  et maximale  $T_{cell,max} = 23^{\circ}\text{C}$ . Le circuit d'huile n'est pas mentionné dans la suite de cette section, car il n'est pas modifié par rapport à la configuration véhicule. L'huile évacue une partie de la chaleur accumulée dans la masse métallique par un échangeur avec le liquide de refroidissement. En revanche, le circuit de refroidissement est modifié par rapport à la configuration véhicule, ainsi que le circuit d'air suralimenté.

### 4.2.1 Circuit de refroidissement

Les bancs moteurs étant le plus souvent utilisés pour réaliser des points stabilisés dans le contexte industriel, la structure généralement choisie pour le circuit de refroidissement répond à ce besoin. Par conséquent, le volume de liquide de refroidissement est largement supérieur au volume sur véhicule, et le calorstat est extrait du circuit. La température du liquide est alors régulée par un échangeur à eau, par exemple via le débit d'eau secondaire.

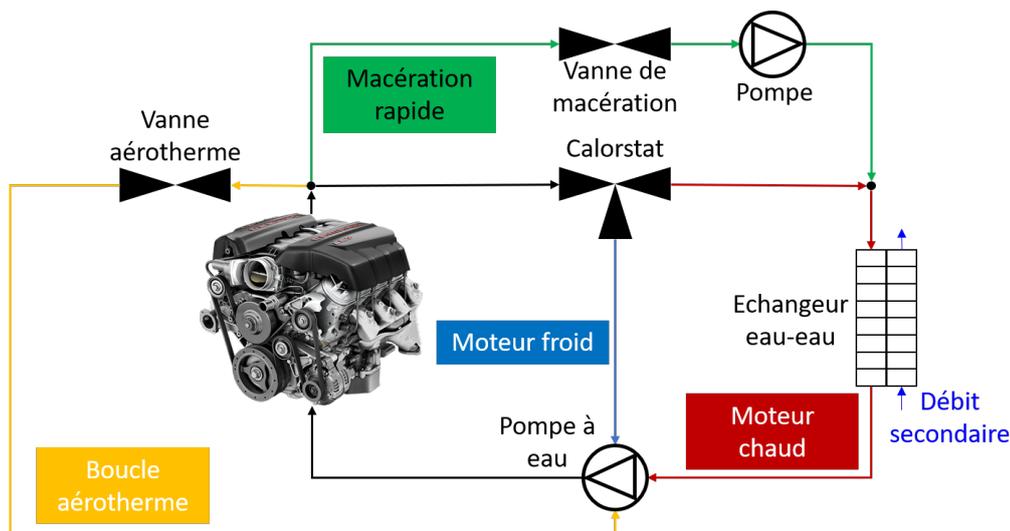


Fig. 4.3 : Schéma simplifié du circuit de refroidissement au banc moteur.

Dans cette thèse, le choix a été fait de placer l'architecture du banc moteur au plus proche de la configuration véhicule afin de minimiser les écarts thermiques. Le circuit de refroidissement est représenté sur la Figure 4.3. Contrairement à la configuration généralement utilisée sur banc moteur en contexte industriel, le calorstat de série est

conservé et le volume de liquide de refroidissement est du même ordre de grandeur que sur le véhicule. Le radiateur à air est remplacé par un échangeur à eau à débit réglé de manière à maintenir une température moteur constante une fois le calorstat ouvert. L'aérotherme n'est pas présent puisque inutilisé lors des essais EiL, mais la boucle aérotherme est conservée. Une boucle supplémentaire est ajoutée : la boucle de macération. Cette boucle permet de contourner le calorstat afin de refroidir le moteur à l'aide de l'échangeur indépendamment de la température du circuit. Elle est seulement utilisée entre deux essais, afin de ramener rapidement le moteur dans les conditions correspondant à un départ à froid, comme détaillé en Section 4.3.1.

## 4.2.2 Circuit d'air de suralimentation

Dans cette thèse, deux configurations ont été évaluées au banc moteur concernant le circuit d'air de suralimentation, Figure 4.4. Le RAS est extrait du véhicule de référence et présent sur le banc, ainsi que les tubulures d'origine. La principale différence avec la configuration véhicule réside dans le refroidissement du RAS, qui ne se fait plus par l'air entrant naturellement par la face avant du véhicule, mais plutôt par arrosage (en noir sur la Figure 4.4), ou par une ventilation pilotée (en gris). En plus de la mesure système  $ECU_{MAT}$ , l'environnement du banc moteur permet la mesure des température  $T_{AVC}$ ,  $T_{APC}$  et  $T_{APE}$ , respectivement en entrée et sortie du compresseur, et directement en sortie du RAS. Contrairement à la mesure  $T_{APE}$ , tous les essais réalisés au cours de cette thèse ne disposent pas de l'enregistrement des températures  $T_{AVC}$  et  $T_{APC}$ .

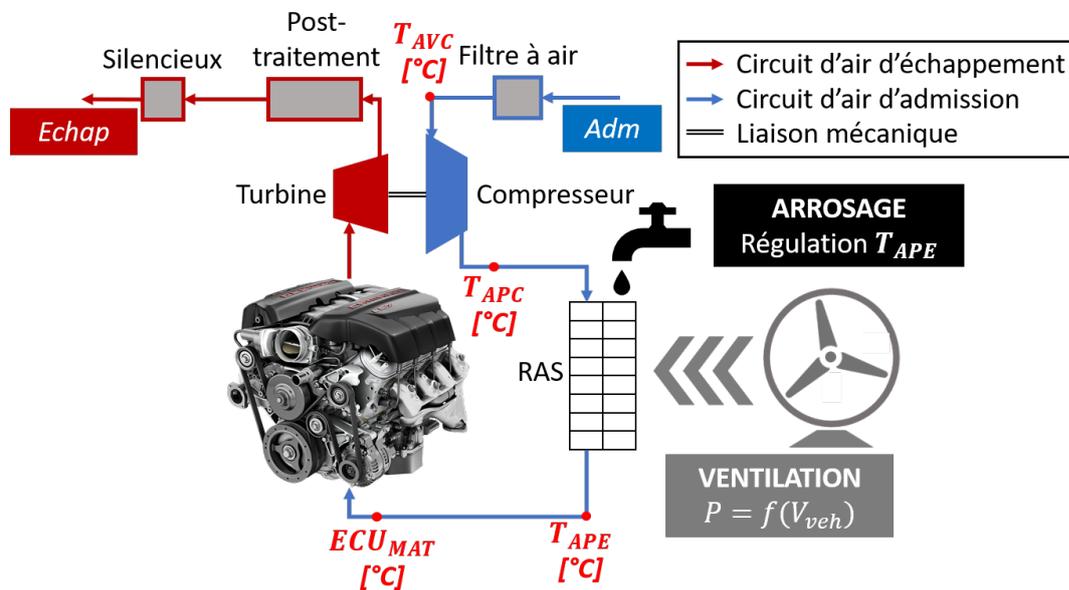
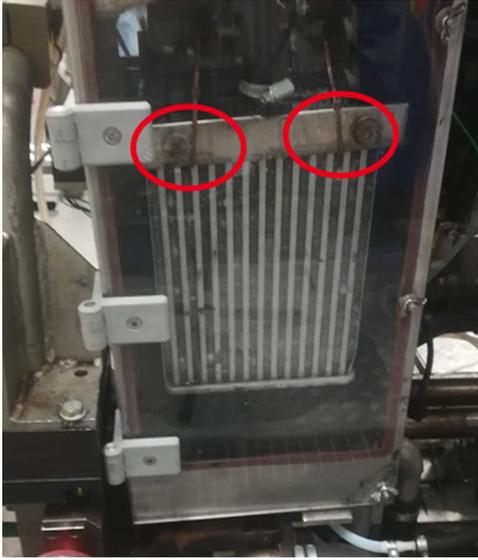


Fig. 4.4 : Schéma simplifié du circuit d'air de suralimentation sur banc moteur.

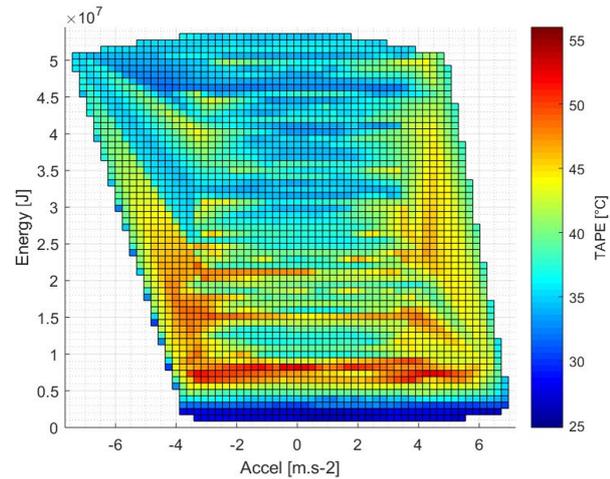
### 4.2.2.1 Constat initial : refroidissement par arrosage

La première option mise en place lors des campagnes 0, 1 et 2 (Table 2.6) consiste à refroidir le RAS par arrosage, Figure 4.5(a). Une arrivée d'eau froide est donc placée sur le haut du RAS (en rouge sur la Figure). L'eau ruisselle de haut en bas sur l'échangeur

avant d'être évacuée. Le débit d'eau est contrôlé par un correcteur PID agissant sur la vanne pour réguler la température  $T_{APE}$  mesurée en sortie de RAS, ou de la température en entrée du collecteur  $ECU_{MAT}$  mesurée par le contrôle moteur. La température de consigne provient généralement d'une cartographie basée sur des essais véhicule.



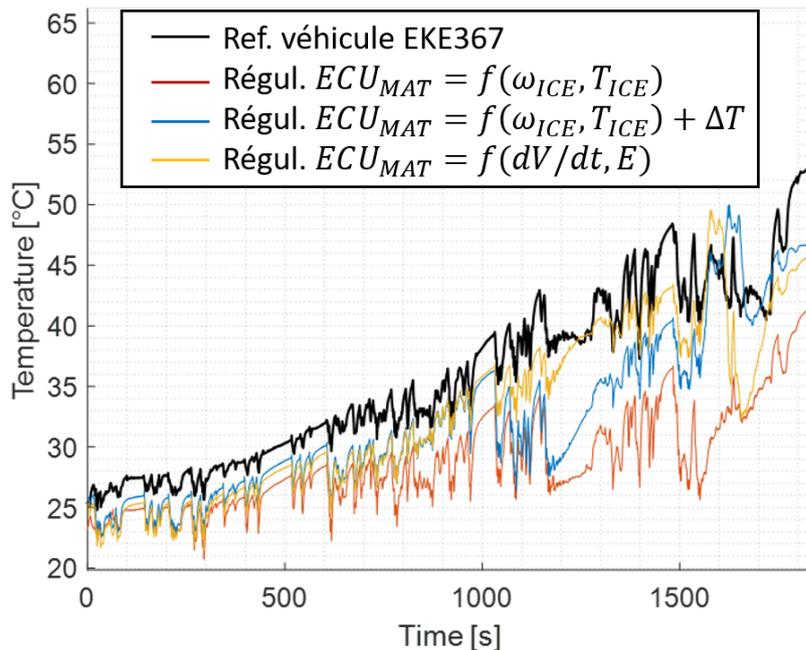
((a)) Arrivées d'eau d'arrosage sur le RAS.



((b)) Cartographie de régulation.

**Fig. 4.5** : Méthode de refroidissement du RAS par arrosage.

La Figure 4.6 représente les résultats obtenus au banc moteur lors de la Campagne 0 (Table 2.6) ainsi que la référence véhicule en noir.



**Fig. 4.6** : Température d'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$  lors de la Campagne 0.

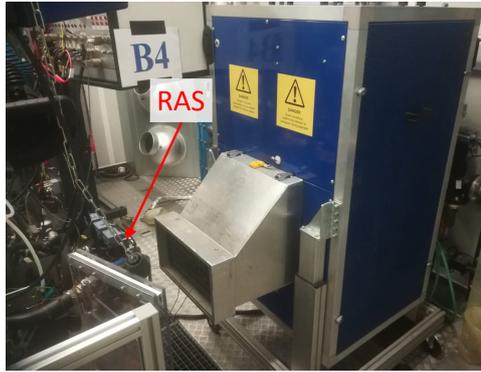
La température  $ECU_{MAT}$  est représentée pour 3 cas :

- En rouge, le premier tir WLTC réalisé avec la régulation standard généralement utilisée pour les essais Renault. Dans ce cas, la cartographie de régulation est basée sur la température  $ECU_{MAT}$  et sur le point de fonctionnement moteur. A partir d'un cycle réalisé sur BàR par le véhicule de référence, la cartographie est élaborée en considérant la température d'admission  $ECU_{MAT}$  moyenne correspondant à chaque point de fonctionnement moteur, défini par le régime  $\omega_{eng}$  et le couple moteur  $ECU_{EstiTqi}$  ou la pression dans le collecteur  $ECU_{Pboost}$ .
- Pour réduire l'écart important constaté entre la courbe initiale et la référence véhicule, une première approche a consisté à appliquer un incrément  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$  à la cartographie initiale. La courbe obtenue, représentée en bleu sur la Figure, est plus proche de la référence véhicule. Toutefois, l'écart reste significatif, en particulier dans la deuxième partie du cycle.
- Afin d'améliorer la représentativité du banc EiL, une nouvelle formulation a été élaborée lors de la Campagne 0. En effet, pour un point de fonctionnement moteur donné, la température  $ECU_{MAT}$  peut varier de manière significative au long du cycle, du fait de l'accumulation de chaleur dans la masse métallique et sous le capot du véhicule. La cartographie initiale est basée uniquement sur le point de fonctionnement moteur et néglige donc cet aspect. Pour prendre ce phénomène en compte, l'approche choisie consiste à établir la cartographie  $ECU_{MAT}$  en considérant l'énergie  $E_{tqi}$  produite par le moteur depuis le début du cycle. La cartographie est élaborée en considérant la température d'admission  $ECU_{MAT}$  moyenne correspondant à une énergie  $E_{tqi}$  donnée, ainsi qu'à une valeur de l'accélération véhicule  $dV/dt$ . La Figure 4.5(b) représente l'accélération véhicule en abscisse et l'énergie produite en ordonnée, la cartographie de température cible étant représentée par une échelle de couleur du bleu au rouge. Finalement, la température de suralimentation obtenue avec cette cartographie est tracée en jaune sur la Figure 4.6, et réduit considérablement les écarts constatés.

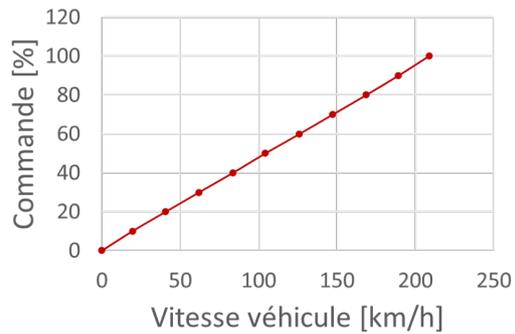
Malgré l'amélioration observée concernant les écarts de température d'admission, on identifie plusieurs lacunes concernant l'arrosage du RAS. Tout d'abord, la régulation se base sur une cartographie élaborée à partir d'un cycle véhicule donné. On peut donc souligner que les résultats sont susceptibles de varier selon le cycle joué au banc moteur : il est peu probable que la cartographie basée sur un cycle WLTC soit adaptée à un cycle RDE plus long et plus dynamique, par exemple. Afin d'obtenir une cartographie représentative pour une large combinaison de cycles, il serait donc nécessaire de disposer de nombreux essais véhicules différents. Cette méthodologie ne correspond pas à l'environnement EiL, dont l'intérêt est bien de minimiser les essais véhicule. Ensuite, la régulation par arrosage est principalement destinée à des essais stabilisés et manque de réactivité. Elle n'est pas adaptée à un cycle tel que le WLTC. Par exemple, on peut voir à 1600 s une chute brutale de la température  $ECU_{MAT}$  dans la dernière configuration. Cette chute est due à l'ouverture partielle de la vanne d'arrosage : l'eau froide impacte fortement la température du RAS, ce qui ne permet pas une régulation précise par le PID, du moins avec le matériel utilisé dans cette thèse.

### 4.2.2.2 Refroidissement par soufflante : principe et modifications

Suite à ces campagnes, la méthode de régulation par arrosage du RAS a été écartée et une deuxième option a donc été mise en place. Dans cette configuration, le RAS est refroidi par une ventilation (Figure 4.7(a)) qui a pour but de représenter l'air entrant par la face avant du véhicule. Cette ventilation est réglée de manière linéaire en fonction de la vitesse véhicule, Figure 4.7(b).



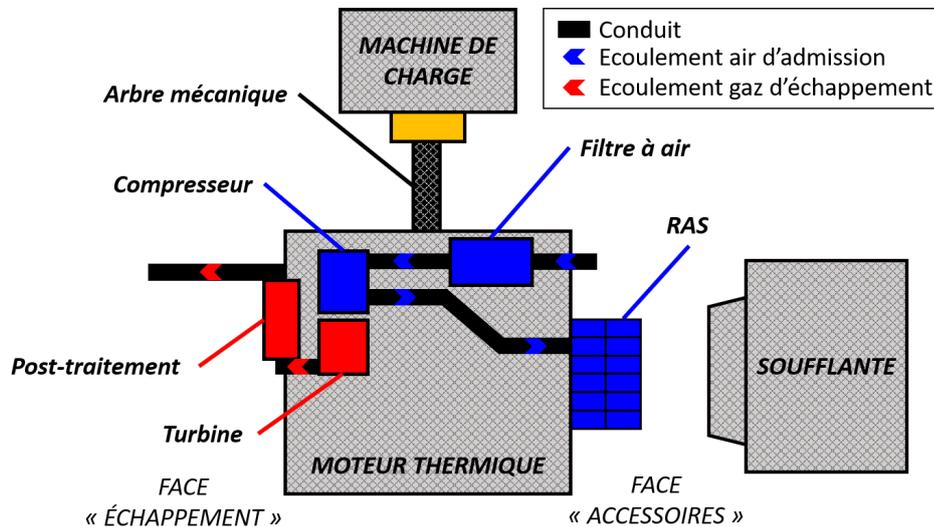
((a)) Soufflante de refroidissement.



((b)) Cartographie de pilotage.

**Fig. 4.7** : Méthode de refroidissement du RAS par soufflante.

Lors de la Campagne 4, plusieurs configurations expérimentales ont été testées sur le banc moteur schématisé sur la Figure 4.8. On appelle « face échappement » le côté du moteur sur lequel est placé le post-traitement et la connection à la ligne d'échappement, tandis que la « face accessoires » désigne le côté où est placé le RAS.



**Fig. 4.8** : Schéma de l'agencement du banc moteur.

Tout d'abord, afin de réduire le débit d'air froid entrant dans le RAS, un « écran » a été placé sur la face avant de celui-ci à l'aide de ruban adhésif. Deux versions de cet écran ont été testées, numérotées 1 et 2, représentées sur les Figures 4.9(a) et 4.9(b) respectivement. On désigne par ailleurs la version initiale sans écran par le numéro 0. La face avant du RAS fait 29 cm de haut pour 22 cm de large, soit une surface de  $S_0 = 0.0634 \text{ m}^2$ . L'écran V1 réduit l'ouverture à 8 cm de haut pour 14 cm de large, soit

une surface de  $S_1 = 0.0112 \text{ m}^2$  et une réduction de 82% par rapport à la surface initiale. L'écran V2 réduit l'ouverture à 4.5 cm de haut pour 10 cm de large, soit une surface de  $S_2 = 0.0045 \text{ m}^2$  et une réduction de 93% par rapport à la surface initiale, et de 60% par rapport à la V1.

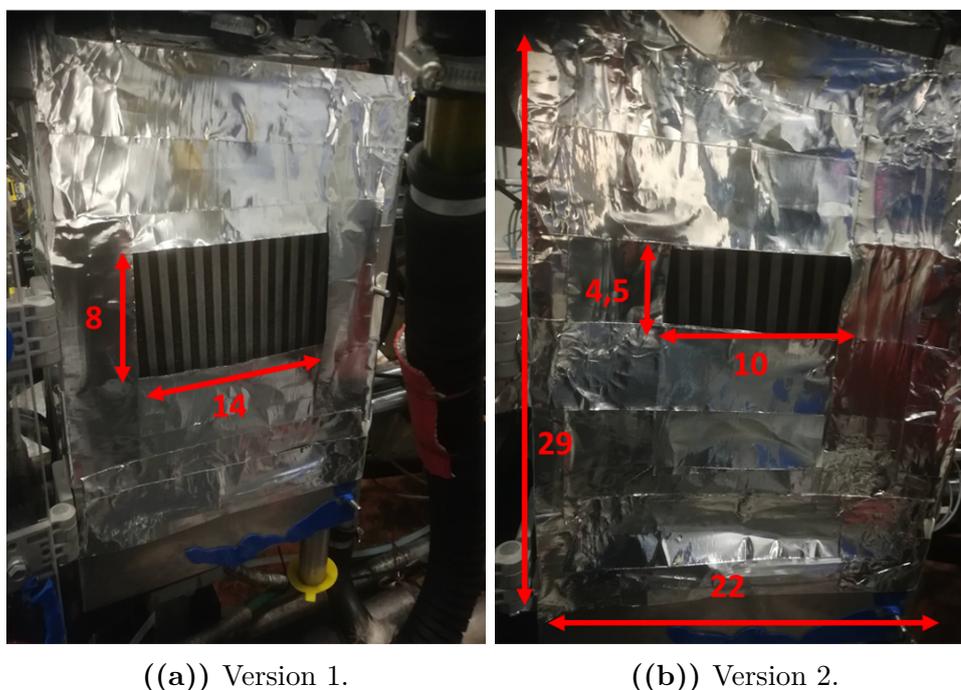


Fig. 4.9 : Obturation partielle du RAS lors de la Campagne 4.

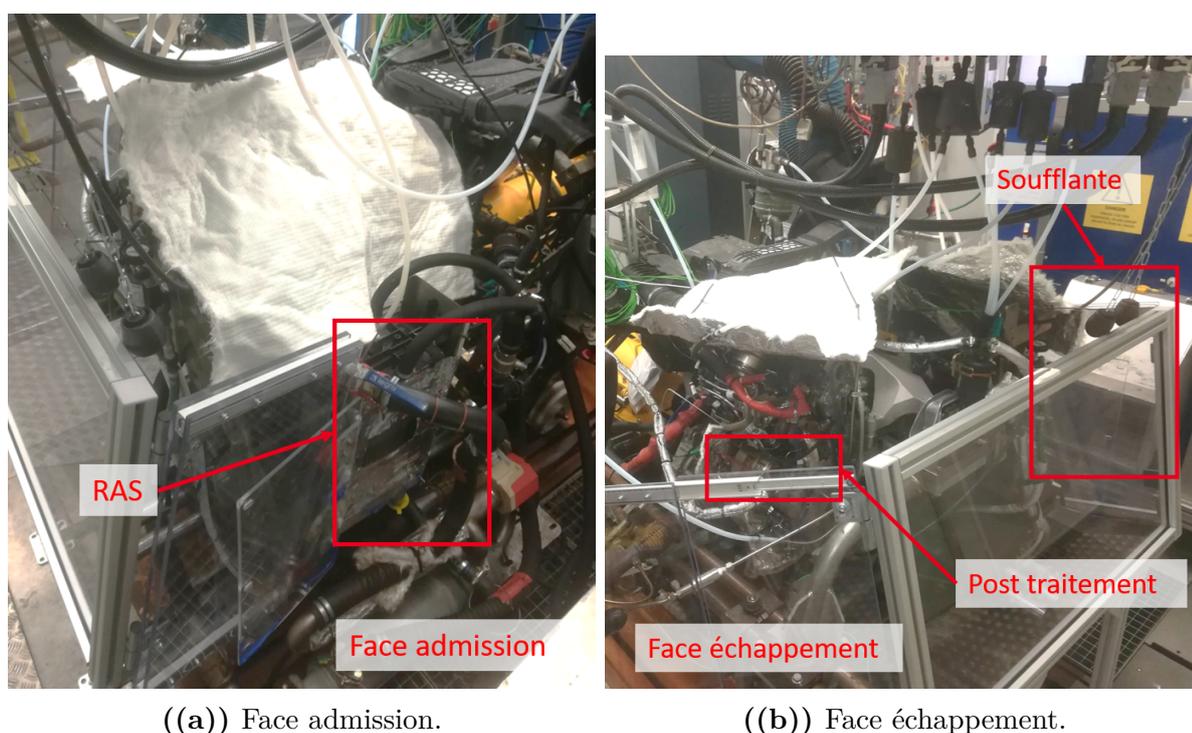


Fig. 4.10 : Pose d'un « capot » isolant sur le moteur - Version 1.

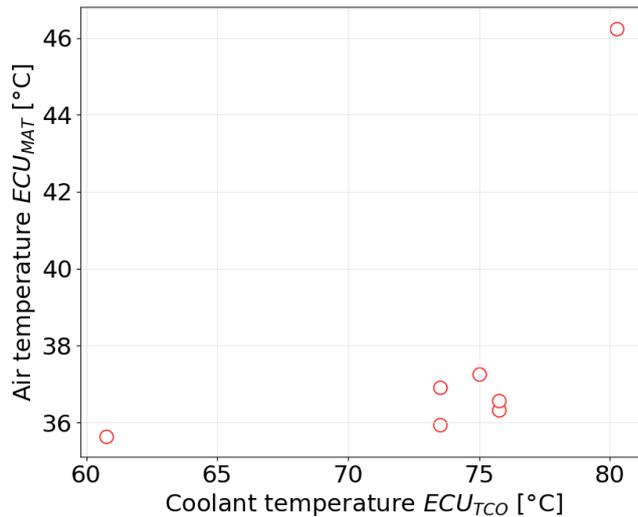


**Tableau 4.1** : Nombre d'essais réalisés au banc moteur pour chaque configuration d'écran et capot thermique.

	Capot V0	Capot V1	Capot V2
Ecran V0	5	1	4
Ecran V1	1	1	3
Ecran V2	0	2	5

### 4.3.1 Dispersion des conditions initiales

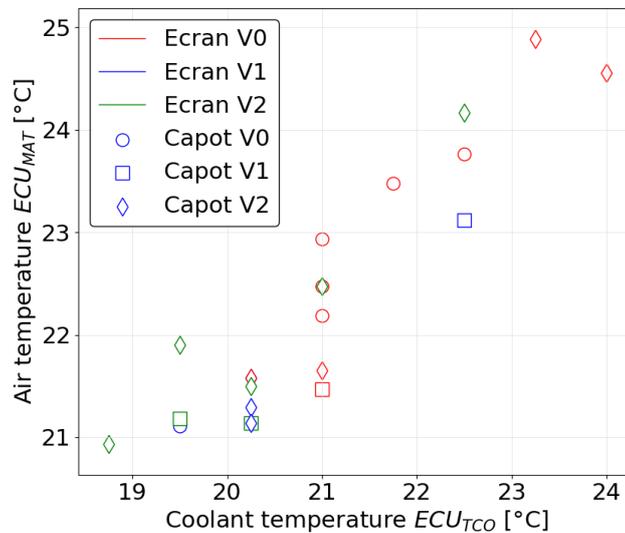
En premier lieu, il est important de souligner la dispersion des conditions initiales sur le banc moteur utilisé lors de la Campagne 4. Les essais réalisés « à chaud » dans cette thèse sont enchaînés sans aucun conditionnement thermique, la durée entre deux essais pouvant varier selon si l'enchaînement est automatique ou manuel. De ce fait, les conditions initiales sont naturellement dispersées. Pour chaque essai de l'analyse de répétabilité à chaud présentée en Section 3.3.5, on représente sur la Figure 4.12 un point dont l'abscisse correspond à la température initiale du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO,init}$ , et l'ordonnée à celle de l'air suralimenté  $ECU_{MAT,init}$ .

**Fig. 4.12** : Dispersion des conditions initiales au démarrage moteur pour 7 essais de répétabilité à chaud (Section 3.3.5).

On peut noter que pour 5 des 7 essais représentés, la température initiale du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO,init}$  est comprise entre 73°C et 76°C, et la température initiale d'air  $ECU_{MAT,init}$  entre 35.5°C et 37.5°C. Plus généralement, la température du liquide est comprise entre 60.7°C et 80°C, et la température d'air entre 35.5°C et 46.0°C. Afin de minimiser la dispersion et de comparer les résultats aux essais BÀR de référence, on considère dans cette section uniquement des essais réalisés « à froid ». Deux lacunes doivent cependant être prises en compte dans l'analyse de la représentativité thermique du banc EiL. Le premier aspect est propre au banc utilisé lors de cette campagne, et plus particulièrement à un dysfonctionnement de son système de conditionnement thermique. En effet, avant le lancement d'un essai à froid, le banc opère une macération de la cellule afin d'amener le moteur dans les conditions d'homologation. Cette macération se déroule en deux étapes :

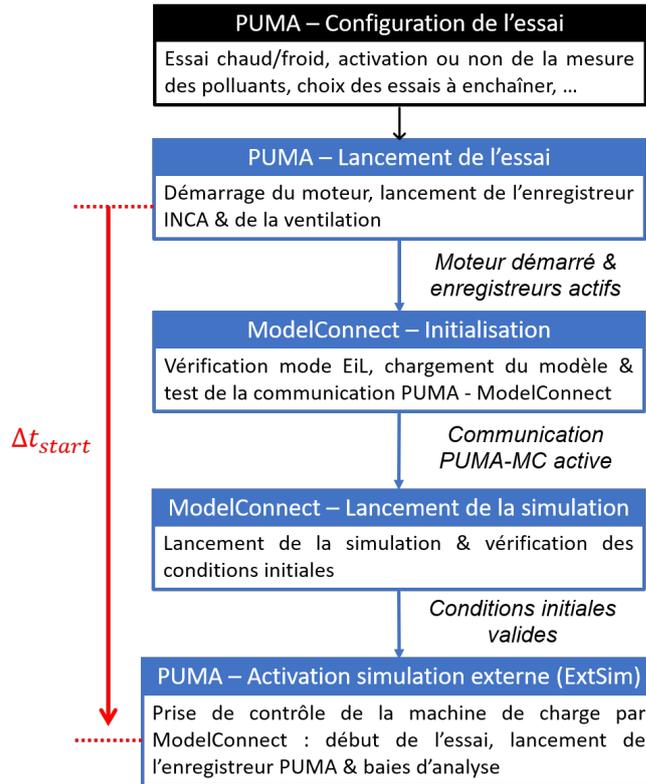
- La première étape consiste à refroidir la cellule à l'aide d'une ventilation puissante et d'un échangeur permettant de refroidir l'air provenant de l'extérieur à 12°C. Comme mentionné Section 4.2, la température moteur est aussi abaissée par le circuit de refroidissement grâce à la boucle de macération (Figure 4.3).
- Une fois que les températures du liquide de refroidissement, de l'huile et du catalyseur sont inférieures à 24°C, la phase de stabilisation commence. Pendant cette phase, la température de consigne est de 22°C pendant au moins 20 minutes, puis jusqu'à ce que les températures soient comprises dans l'intervalle cible entre  $T_{cell,min} = 21^\circ\text{C}$  et maximale  $T_{cell,max} = 23^\circ\text{C}$ . Dans cette thèse, les conditions cibles sont celles de la procédure WLTP appliquées au banc à rouleaux. Pour cette phase, la ventilation injecte toujours de l'air extérieur, mais cet air doit être réchauffé à 22°C et non refroidi.

Après un cycle WLTC, la macération dure approximativement deux heures. Suite à une panne au début de la Campagne 4, la « batterie » d'eau chaude utilisée pour réchauffer l'air extérieur n'a pas pu être utilisée pour les essais. Pour cette raison, le banc n'a pas toujours pu assurer les conditions initiales demandées de manière précise, en particulier dans les cas où la température extérieure était inférieure aux températures cibles.



**Fig. 4.13** : Dispersion des conditions initiales au démarrage du moteur.

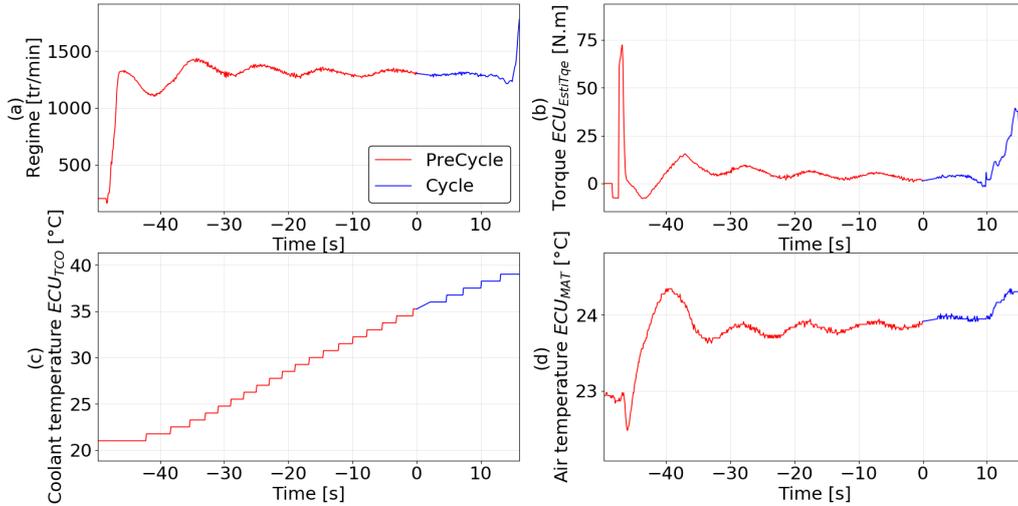
La Figure 4.13 représente la dispersion des températures initiales du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO,init}$  et de l'air suralimenté  $ECU_{MAT,init}$  à la fin de la macération pour les essais considérés dans le reste de cette section. Chaque point représente un essai; les marqueurs rond, carré ou losange correspondent aux niveaux de capot 0, 1 et 2 respectivement, et les couleurs rouge, bleu et vert aux niveaux 0, 1 et 2 d'écran respectivement. On peut noter que pour 15 des 20 essais représentés, la température initiale du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO,init}$  est comprise entre 19.5°C et 21°C, et la température initiale d'air  $ECU_{MAT,init}$  entre 21°C et 22.5°C. Plus généralement, la température du liquide est comprise entre 18.8°C et 24°C, et la température d'air entre 20.9°C et 24.9°C.



**Fig. 4.14** : Procédure de lancement d'un essai EiL sous PUMA - ModelConnect.

Ensuite, la seconde lacune est propre à la configuration des logiciels ModelConnect, TestBedConnect et PUMA utilisés au cours de cette thèse. Plus particulièrement, la procédure de lancement d'un essai représentée Figure 4.14 est problématique. Une fois l'essai configuré sous PUMA, le moteur thermique est démarré à l'aide de la machine de charge et l'enregistreur INCA est lancé. Ensuite seulement, la communication entre ModelConnect et l'environnement PUMA est testée, puis la simulation est démarrée. Une fois les conditions initiales du modèle vérifiées, la simulation externe est activée par PUMA, et la machine de charge est contrôlée par ModelConnect. Il s'écoule donc une durée  $\Delta t_{start}$  entre le démarrage du moteur thermique, et le lancement effectif du cycle. Pour les campagnes réalisées au cours de cette thèse, cette durée était en moyenne de 50.0 s, pour un écart-type de 1.7 s. Du point de vue de la représentativité thermique, cet intervalle de temps n'est pas négligeable. En effet, la température du catalyseur joue un rôle prépondérant sur son efficacité de traitement et les réactions chimiques sont facilitées et accélérées par une température élevée. De ce fait, une large portion des émissions à l'échappement sont généralement formées au début d'un cycle, avant que le catalyseur n'atteigne son efficacité nominale. Afin de minimiser ces émissions dès le début du cycle, il est donc courant que le contrôle moteur intègre une stratégie de « mise en action » (MEA) dont le but est d'augmenter rapidement la température interne du catalyseur, en faisant varier la richesse et le régime moteur par exemple. Ainsi, bien que le moteur ne soit pas sollicité par la machine de charge pendant la phase d'initialisation  $\Delta t_{start}$ , il opère une phase de MEA dans le cas d'un essai à froid, et les conditions initiales assurées par le système de macération du banc avant le démarrage du moteur ne seront pas celles du début de l'essai.

La Figure 4.15 représente l'impact de la durée de prise de communication  $\Delta t_{start}$  sur

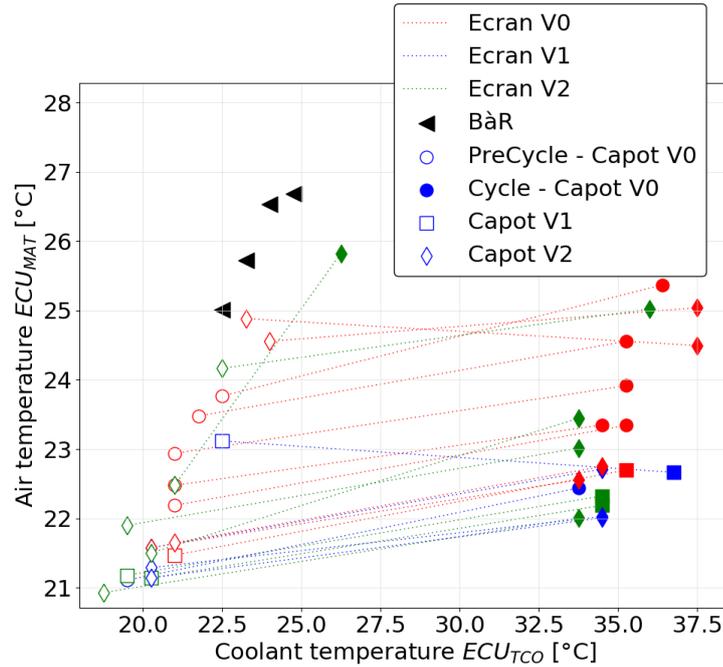


**Fig. 4.15** : Phase d'initialisation d'un essai à froid au banc moteur.

les températures du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO}$  et de l'air suralimenté  $ECU_{MAT}$ . Le régime et le couple moteur  $ECU_N$  et  $ECU_{EstiTqe}$  sont représentés sur les Figures 4.15(a) et 4.15(b), et les températures  $ECU_{TCO}$  et  $ECU_{MAT}$  sur les Figures 4.15(c) et 4.15(d) respectivement. La phase d'initialisation  $\Delta t_{start}$  est indiquée en rouge, et le début du cycle à  $t = 0$  en bleu. Le contrôle moteur régule le régime à une valeur supérieure à 1200 tr/min, alors que son régime de ralenti est de 800 tr/min. On peut noter que la température du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO}$  passe de sa valeur initiale de 21°C à 34.5°C pendant les 46 s entre le démarrage du moteur (caractérisé par le pic de couple et la montée du régime moteur) et le début effectif du cycle à  $t = 0$ . La température d'air  $ECU_{MAT}$  augmente au démarrage du moteur et passe de 22.5°C à 24°C, puis se stabilise à 23.3 °C.

Pour finir, la Figure 4.16 représente la dispersion des températures initiales du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO,init}$  et de l'air suralimenté  $ECU_{MAT,init}$  au démarrage du moteur (« PreCycle » en légende, marqueurs blancs) et au lancement effectif de l'essai (« Cycle » en légende, marqueurs pleins). Pour chaque essai, les deux points sont reliés pour illustrer l'impact de la phase  $\Delta t_{start}$ . De manière à la Figure 4.16, chaque essai est représenté par un point, les marqueurs rond, carré ou losange correspondant aux niveaux de capot 0, 1 et 2 respectivement. Les couleurs rouge, bleu et vert correspondent aux niveaux 0, 1 et 2 d'écran respectivement. A titre indicatif, on représente les conditions initiales des 4 essais banc à rouleaux de référence par un marqueur noir (« Ref. »). On constate une légère dispersion des températures initiales sur les essais B&R, la température du circuit de refroidissement étant comprise entre 22.6°C et 24.9°C et la température d'air de suralimentation entre 25.0°C et 24.9°C. La procédure d'homologation WLTP impose une phase de macération du véhicule comprise entre 12 et 36 heures. Bien que la température cible de la cellule de macération soit de 23°C, il existe une tolérance de 3°C qui est par ailleurs appliquée aux températures finales du circuit de refroidissement et d'huile.

La majorité des essais EiL suivent la même tendance entre le démarrage du moteur et le début du cycle, la durée de cette phase ne variant pas de manière significative.



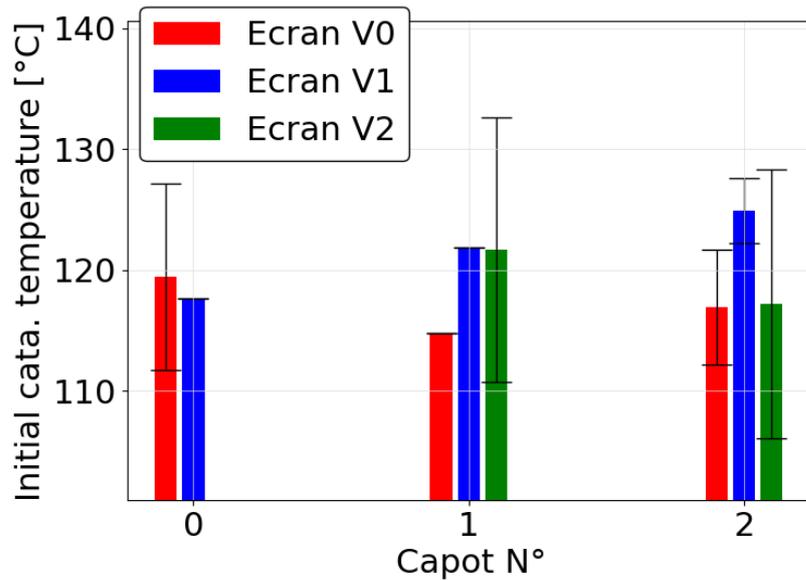
**Fig. 4.16 :** Dispersion des conditions initiales au démarrage du moteur et au lancement effectif de l'essai.

Les essais débutent avec une température du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO,init}$  supérieure aux essais B  R de plus de  $10^{\circ}\text{C}$ . Par ailleurs, 16 des 20 essais considérés débutent avec une température d'air  $ECU_{MAT,init}$  inférieure aux essais de référence, l'écart étant compris entre  $1.5$  et  $4^{\circ}\text{C}$ .

La phase d'initialisation  $\Delta t_{start}$  a en outre un impact significatif sur la température interne du catalyseur au lancement de l'essai. Cette température étant enregistrée par PUMA et non par le contrôle moteur, on dispose uniquement de sa valeur au lancement de l'essai, et non de son évolution pendant la phase de lancement. La Figure 4.17 illustre la température T24M au coeur du catalyseur (voir Figure 2.2) au lancement effectif du cycle pour les essais considérés. Les trois niveaux de capot sont indiqués en abscisse. Les résultats sont tracés en rouge pour le niveau 0 d'écran, et en bleu et vert pour les niveaux 1 et 2 respectivement. Pour chaque configuration, on représente la valeur moyenne par une barre, et l'écart-type obtenu sur les essais considérés par une barre d'incertitude en noir.

En premier lieu, on observe que du fait de la phase de MEA mentionnée plus haut, la température interne du catalyseur est généralement autour de  $115^{\circ}\text{C}$  et donc largement supérieure à la cible de macération. Ensuite, on note une dispersion importante de la température initiale du catalyseur, la température étant comprise entre  $103^{\circ}\text{C}$  et  $135^{\circ}\text{C}$ , avec un écart-type de  $7.8^{\circ}\text{C}$  dans la configuration initiale par exemple. Cette dispersion pourrait être due d'une part à la variation de la durée  $\Delta t_{start}$ , et d'autre part à la dispersion initiale des températures  $ECU_{TCO}$  et  $ECU_{MAT}$  qui impacte le déroulement de la MEA. Les émissions à l'échappement ne pourront donc pas être comparées entre tous les essais, mais seulement ceux pour lesquels les conditions initiales co  cident.

En conclusion, les conditions thermiques initiales sont dispersées du fait du manque de précision du système de conditionnement du banc moteur. De plus, la phase d'initialisation du logiciel ModelConnect entraîne un écart des conditions initiales par rapport



**Fig. 4.17** : Dispersion de la température interne du catalyseur T24M au lancement effectif de l'essai.

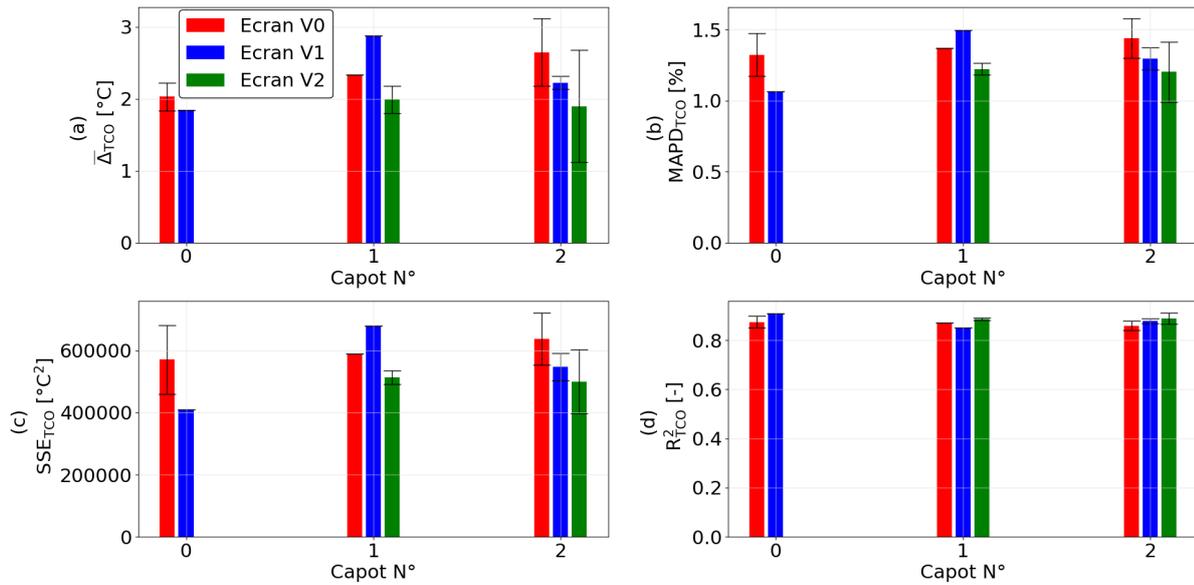
aux conditions cibles, en particulier pour la température du circuit de refroidissement et la température interne du catalyseur.

### 4.3.2 Circuit de refroidissement

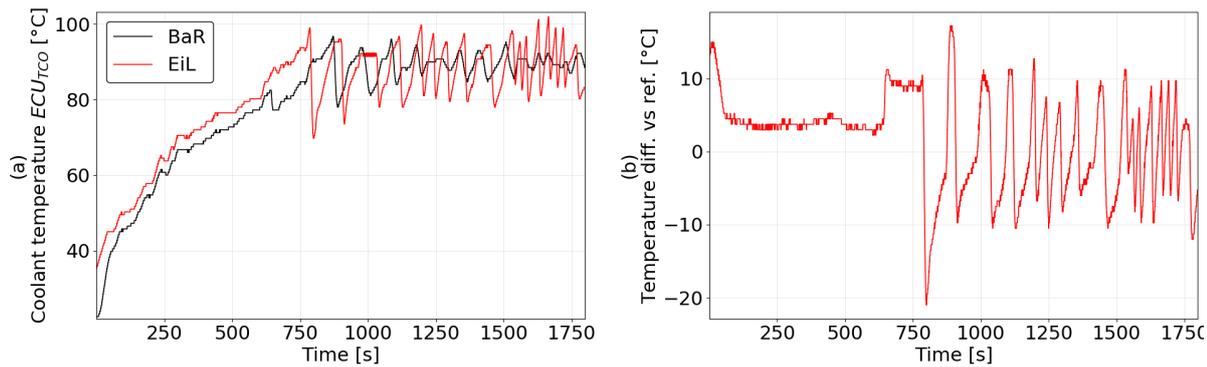
Comme détaillé dans la section précédente, l'approche choisie dans cette thèse pour assurer la bonne représentativité de la thermique moteur est de placer le circuit de refroidissement au plus proche de la configuration véhicule, en utilisant un volume de liquide similaire et le calorstat de série. Néanmoins, le radiateur n'est pas présent et est remplacé par un échangeur à eau. La Figure 4.18 illustre l'impact des différents niveaux de capot et d'écran sur les indicateurs de représentativité thermique  $\bar{\Delta}_{TCO}$ ,  $MAPD_{TCO}$ ,  $SSE_{TCO}$  et  $R^2_{TCO}$  (voir Section 2.5.4) Figures 4.18(a), (b), (c) et (d) respectivement. Les trois niveaux de capot sont indiqués en abscisse. Les résultats sont tracés en rouge pour le niveau 0 d'écran, et en bleu et vert pour les niveaux 1 et 2 respectivement. Pour chaque configuration, on représente la valeur moyenne par une barre, et l'écart-type obtenu sur les essais considérés par une barre d'incertitude en noir.

En premier lieu, on peut souligner que la Figure 4.18 suggère qu'il n'y a pas d'impact du niveau de capot et/ou d'écran sur la représentativité de la température du circuit de refroidissement. De plus, on remarque que l'écart moyen relatif ( $MAPD$ ) est compris entre 1.1% et 1.5%, et le coefficient de corrélation  $R^2$  entre 0.85 et 0.91, ce qui suggère une bonne corrélation du banc EiL avec la référence véhicule. La Figure 4.19 permet d'analyser la montée en température du circuit de refroidissement sur les deux moyens d'essai.

La Figure 4.19(a) représente la température  $ECU_{TCO}$  au cours du cycle WLTC sur l'essai de référence BàR en noir, et sur un cycle au banc EiL en rouge. L'écart  $\Delta_{TCO}$  entre les deux moyens d'essai est représenté sur la Figure 4.19(b). Tout d'abord, on constate que l'allure de la montée en température du début du cycle jusqu'à  $t = 750$  s est similaire sur les deux bancs. Comme précisé précédemment, on observe cependant



**Fig. 4.18 :** Impact des différents niveau d'écran et capot sur les indicateurs de corrélation thermique pour la température du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO}$ .



**Fig. 4.19 :** Comparaison de la température du circuit de refroidissement entre BâR et banc EiL.

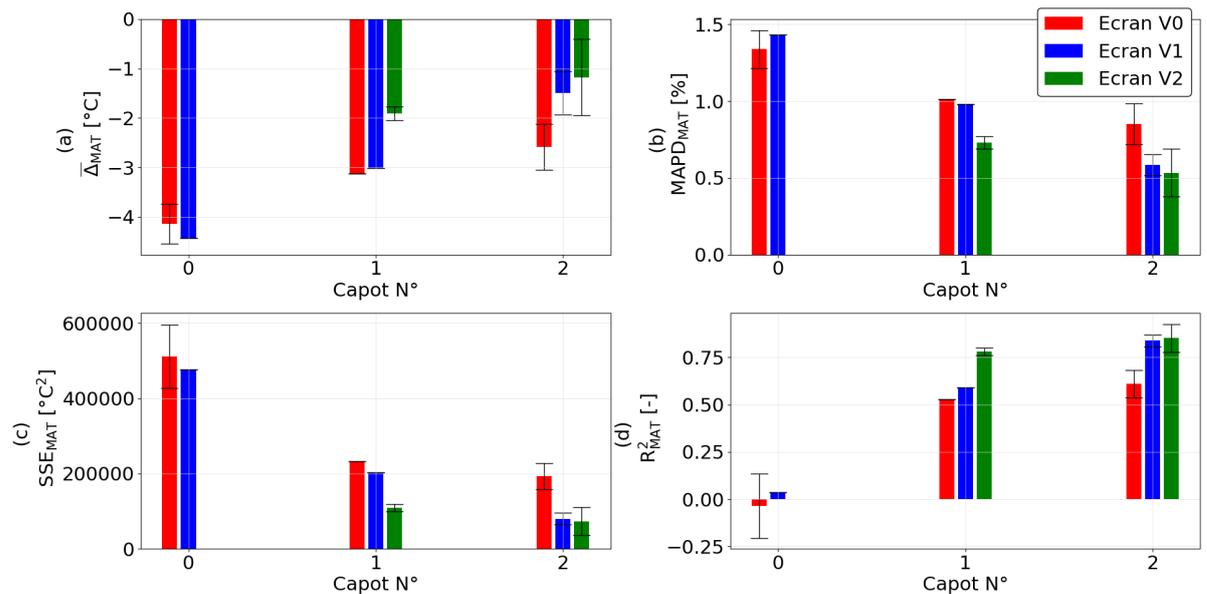
que la différence de température initiale est significative, avec un écart d'environ  $12^{\circ}\text{C}$ . Du fait de cet écart initial, la montée en température du banc EiL est en avance par rapport à la référence véhicule. La température  $ECU_{TCO}$  est supérieure par rapport à la référence d'environ  $3.5^{\circ}\text{C}$  pendant la montée en température. Par conséquent, le calorstat s'ouvre à  $t = 784$  s sur le banc EiL, et  $t = 807$  s sur le BâR. Pendant la deuxième moitié du cycle, la température  $ECU_{TCO}$  est ensuite régulée autour de  $90^{\circ}\text{C}$  par une succession d'ouvertures et de fermetures du calorstat. Sur cette phase, on observe que le calorstat s'ouvre de manière plus fréquente sur le banc EiL, l'amplitude des oscillations de température étant par ailleurs plus importante. Comme précisé plus haut, l'échangeur à eau qui remplace le radiateur sur le banc moteur est régulé par le débit secondaire en fonction de la température du liquide de refroidissement. La température  $ECU_{TCO}$  est donc régulée d'une part par cet échangeur, et d'autre part par le calorstat. Le calorstat étant le même sur véhicule que sur le banc EiL, on peut donc supposer que l'écart constaté dans la deuxième partie de cycle est du à la régulation de l'échangeur à eau. L'amplitude des oscillations suggère une efficacité d'échange trop importante par rapport à la configuration véhicule, causant une chute plus brusque de la température du circuit

lorsque le calorstat s'ouvre. Toutefois, l'écart est compris entre  $-10^{\circ}\text{C}$  et  $+10^{\circ}\text{C}$  pendant cette partie du cycle, ce qui ne paraît pas significatif relativement à l'ordre de grandeur de la température  $ECU_{TCO}$ .

Au vu de l'allure générale des deux courbes et du faible écart relatif constaté, on concentre la suite des travaux de cette thèse sur la température du circuit d'air suralimenté pour lequel l'écart est plus conséquent. On peut cependant souligner qu'une amélioration de la procédure d'initialisation de l'essai permettrait de réduire l'écart initial et donc améliorer la représentativité de la montée en température.

### 4.3.3 Circuit d'air suralimenté

En premier lieu, la Figure 4.20 illustre l'impact des différents niveaux de capot et d'écran sur les indicateurs de représentativité thermique  $\bar{\Delta}_{MAT}$ ,  $MAPD_{MAT}$ ,  $SSE_{MAT}$  et  $R^2_{MAT}$  (voir Section 2.5.4) Figures 4.20(a), (b), (c) et (d) respectivement. Les trois niveaux de capot sont indiqués en abscisse. Les résultats sont tracés en rouge pour le niveau 0 d'écran, et en bleu et vert pour les niveaux 1 et 2 respectivement. Pour chaque configuration, on représente la valeur moyenne par une barre, et l'écart-type obtenu sur les essais considérés par une barre d'incertitude en noir.



**Fig. 4.20** : Impact des différents niveaux d'écran et capot sur les indicateurs de corrélation thermique pour la température d'air  $ECU_{MAT}$ .

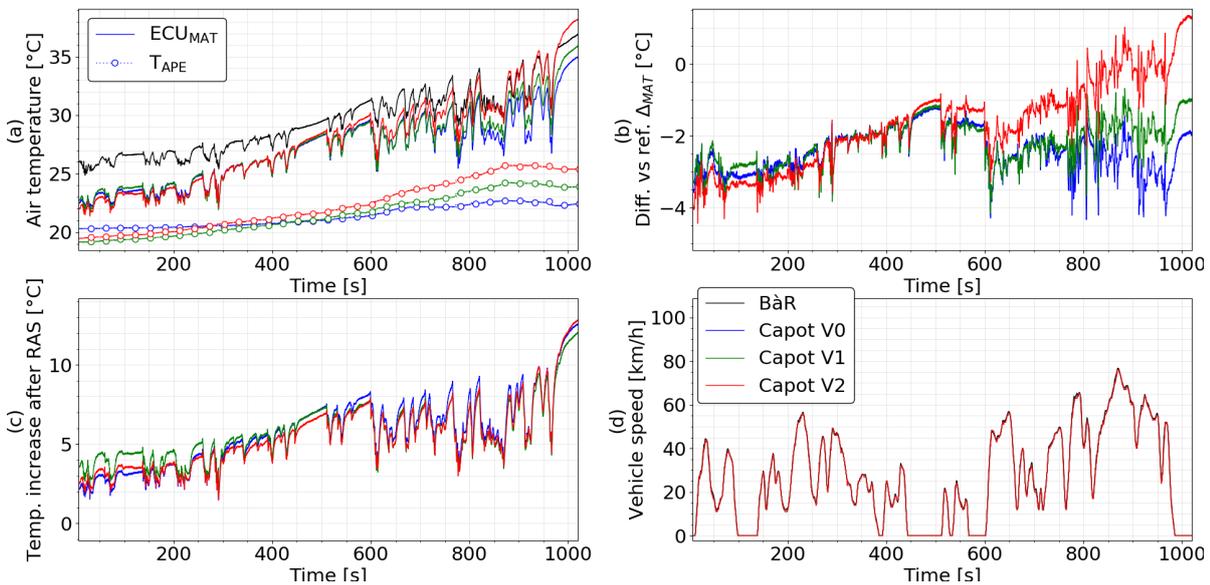
Tout d'abord, la Figure 4.20 permet d'identifier une tendance générale : pour un niveau d'écran donné, augmenter le niveau de capot améliore la représentativité thermique. En analysant le niveau d'écran 0 par exemple, l'écart moyen  $\bar{\Delta}$  passe de  $-4.2^{\circ}\text{C}$  avec le capot V0 à  $-3.1^{\circ}\text{C}$  et  $-2.4^{\circ}\text{C}$  pour les niveaux 1 et 2 respectivement. Cette tendance se vérifie pour les trois niveaux d'écran, et pour les 4 indicateurs de corrélation représentés : l'écart relatif moyen  $MAPD$  et la somme des carrés diminuent, et la valeur de l'indicateur  $R^2$  se rapproche de 1.

Ensuite, on peut souligner que pour un niveau de capot donné, augmenter le niveau d'obturation améliore la représentativité thermique. Par exemple, avec le capot V2, l'indicateur  $R^2$  passe de 0.64 pour le niveau d'écran 0, à 0.84 et 0.88 pour les niveaux 1

et 2 respectivement. Cette tendance se vérifie pour les 4 indicateurs et pour les niveaux de capot 1 et 2. Toutefois, il est important de remarquer que la tendance ne se vérifie pas pour le capot V0 (aucun capot sur le moteur). En effet, l'écart relatif moyen  $MAPD_{MAT}$  est de 1.3% pour le niveau 0 d'écran, contre 1.4% pour le niveau 1. On peut toutefois souligner que seulement un essai a été réalisé avec le capot V0 et l'écran V1. La dispersion des conditions initiales est susceptible d'affecter la valeur des indicateurs sur un cycle WLTC.

#### 4.3.3.1 Impact du capot

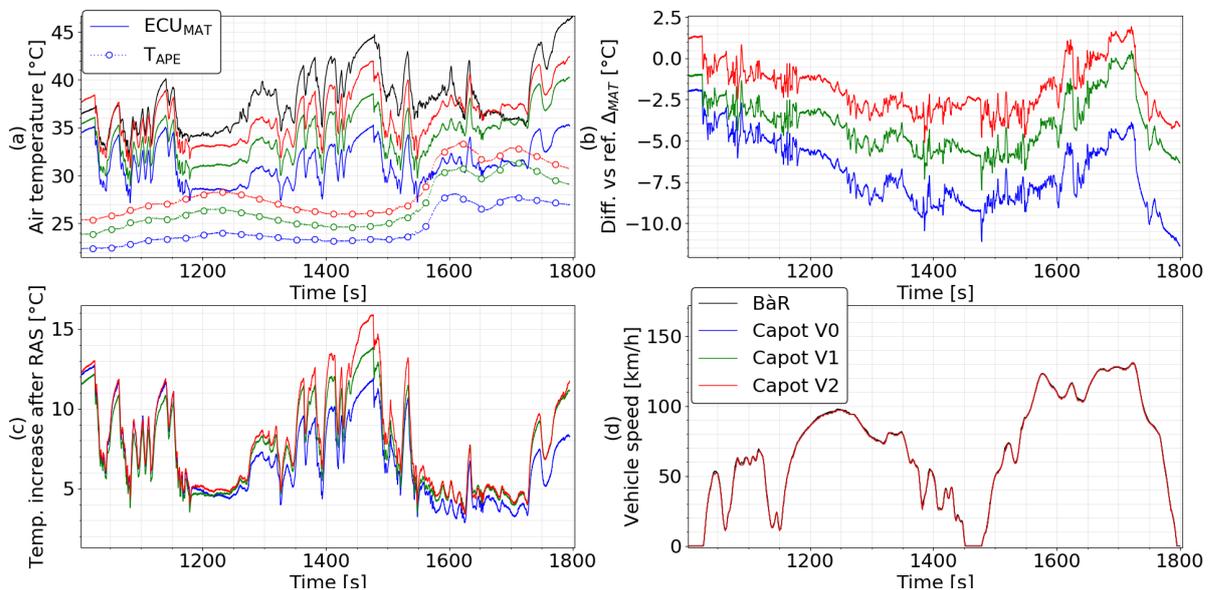
Pour le niveau d'écran 1, la Figure 4.21 illustre l'impact des différents niveaux de capot sur la première moitié du cycle WLTC. Pour des questions de lisibilité, on représente seulement un essai pour chaque niveau de capot.



**Fig. 4.21 :** Impact du niveau de capot sur les températures  $ECU_{MAT}$  et  $T_{APE}$  pour le niveau 1 d'écran - 1<sup>re</sup> partie du WLTC.

La Figure 4.21(a) représente la température d'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$ , ainsi que la température  $T_{APE}$  en sortie de RAS en pointillés et marqueurs blancs. Les niveaux 0, 1 et 2 de capot sont représentés en bleu, vert et rouge respectivement. La référence banc à rouleaux (BàR) est indiquée en noir. Le même code couleur est utilisé pour représenter la vitesse véhicule Figure 4.21(d). La Figure 4.21(b) représente l'écart de la température d'air  $ECU_{MAT}$  entre le banc moteur et la référence BàR, noté  $\Delta_{MAT}$ . La Figure 4.21(c) représente l'augmentation de température entre la sortie du RAS et le collecteur d'admission,  $\Delta T = ECU_{MAT} - T_{APE}$ . Pour le niveau d'écran considéré, on peut noter que l'impact du capot n'est pas identifiable pendant les premières 500 s environ : les courbes  $ECU_{MAT}$  et  $T_{APE}$  sont pratiquement confondues entre les différentes configurations. Les variations de  $ECU_{MAT}$  sont similaires à la mesure sur véhicule, et la différence entre les courbes est principalement due aux conditions initiales pour cette phase, passant de -3°C à -1°C environ. A partir de  $t = 500$  s, les courbes se distinguent entre les trois niveaux de capot, le niveau V2 étant le plus proche de la référence véhicule, puis le niveau V1, et enfin le V0. A la fin de cette première moitié du WLTC à  $t = 930$  s,

l'écart  $\Delta T_{MAT}$  est de l'ordre de  $0.5^{\circ}\text{C}$  pour le niveau 2 d'écran, contre  $-1.6^{\circ}\text{C}$  et  $-2.7^{\circ}\text{C}$  pour les niveaux 1 et 0 respectivement. Par ailleurs, le capot V2 induit une température supérieure à la référence véhicule pendant la phase d'arrêt entre  $t = 985$  s et  $t = 1025$  s. On peut souligner que l'amélioration de la représentativité de la température  $ECU_{MAT}$  semble être induite par une augmentation de la température  $T_{APE}$  en sortie du RAS : la température augmente avec le niveau de capot, atteignant  $25.5^{\circ}\text{C}$  en fin de cycle pour le capot 2, contre  $24.1^{\circ}\text{C}$  et  $22.4^{\circ}\text{C}$  pour les niveaux 1 et 0. Par ailleurs, l'augmentation de température en sortie de RAS ne semble pas être impactée par le niveau de capot, les courbes étant pratiquement confondues Figure 4.21(c). Cette observation suggère que le niveau de capot n'impacte pas le transfert thermique entre le RAS et le collecteur, mais plutôt la température de sortie du RAS. La température en sortie de compresseur  $T_{APC}$  n'étant pas disponible pour ces essais, il n'est toutefois pas possible d'identifier si l'augmentation de température se fait plutôt au niveau compresseur ou du RAS.

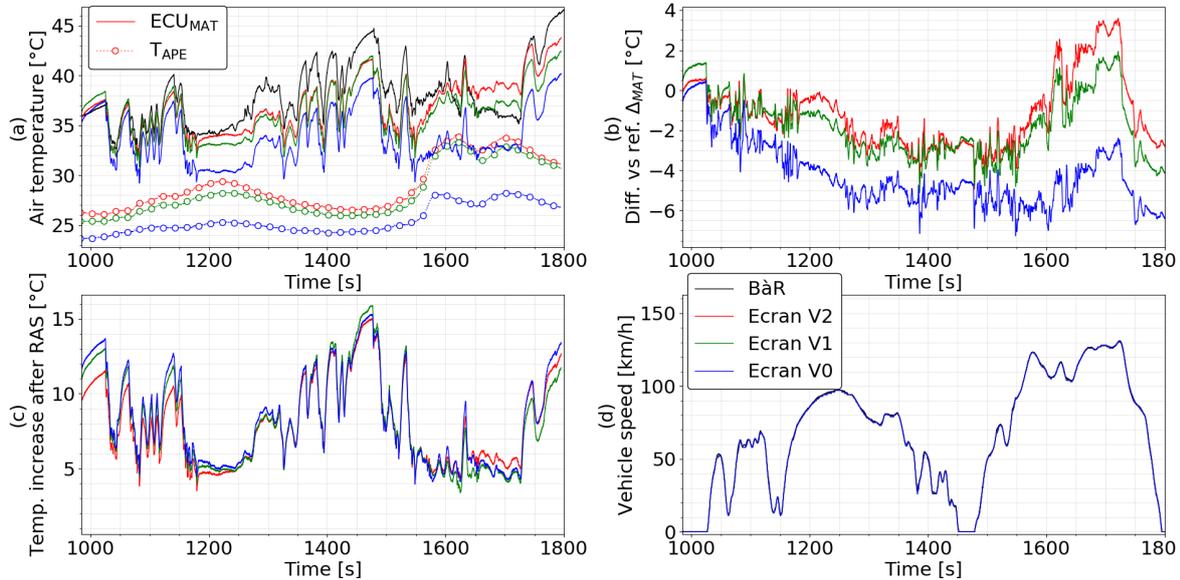


**Fig. 4.22** : Impact du niveau de capot sur les températures  $ECU_{MAT}$  et  $ECU_{TCO}$  pour le niveau 1 d'écran - 2<sup>de</sup> partie du WLTC.

De manière similaire à la Figure 4.21, la Figure 4.22 illustre l'impact des différents niveaux de capot moteur sur la seconde moitié du cycle WLTC. On distingue clairement les courbes correspondant aux trois niveaux de capot. Sur cette partie du cycle, le niveau 2 de capot induit un écart  $\Delta T_{MAT}$  compris entre  $-5.1^{\circ}\text{C}$  et  $2^{\circ}\text{C}$ . Pour les niveaux 1 et 0, l'écart est compris entre  $-8^{\circ}\text{C}$  et  $0.5^{\circ}\text{C}$ , et  $-11.3^{\circ}\text{C}$  et  $-1.9^{\circ}\text{C}$  respectivement. On peut souligner que le niveau 2 de capot induit une température  $ECU_{MAT}$  supérieure à la référence véhicule entre  $t = 1680$  et  $t = 1730$  s. Par ailleurs, contrairement à la première partie du cycle, on peut souligner ici que l'augmentation de température après le RAS (Figure 4.22(c)) est bien impactée par le niveau de capot. A  $t = 1575$  s par exemple, l'augmentation de température est de  $15.8^{\circ}\text{C}$  pour le niveau 2 de capot, contre  $13.8^{\circ}\text{C}$  et  $11.8^{\circ}\text{C}$  pour les niveaux 1 et 0 respectivement. Ces résultats indiquent que le niveau de capot, en plus d'augmenter la température de sortie du RAS, augmente aussi le transfert thermique dans le conduit entre le RAS et le collecteur d'admission.

### 4.3.3.2 Impact de l'écran

Pour le niveau de capot V2, la Figure 4.23 illustre l'impact des différents niveaux d'obturation du RAS sur la deuxième moitié du cycle WLTC, de manière similaire à la Figure 4.22.



**Fig. 4.23** : Impact de l'obturation partielle du RAS sur les températures  $ECU_{MAT}$  et  $ECU_{TCO}$  pour le niveau 2 de capot - 2<sup>ème</sup> partie du WLTC.

On représente un essai par niveau d'écran. Pour les essais représentés, la température initiale d'air  $ECU_{MAT,init}$  est comprise entre 22 et 23°C. La première moitié du WLTC ne permet pas de distinguer de différence notable entre les trois niveaux d'écran. Cependant, l'écart est plus net dans la deuxième partie du cycle, en particulier entre le niveau 0 et les deux autres niveaux. En effet, le niveau 0 est caractérisé par une température  $ECU_{MAT}$  nettement inférieure à la référence véhicule avec un écart de l'ordre de 5°C, tandis que les niveaux 1 et 2 suivent la tendance de la courbe de référence. On peut souligner que l'écart est faible entre les niveaux 1 et 2. Par exemple, la température  $ECU_{MAT}$  est supérieure avec l'écran V1 comparé à l'écran V2 pendant la phase d'arrêt à  $t = 1000$  s. Ces observations sont cohérentes avec l'analyse de la Figure 4.20. Par ailleurs, l'augmentation de température entre le RAS et le collecteur d'admission est quasiment la même pour les trois niveaux d'écran, Figure 4.23(c). Au contraire, l'impact de l'écran est net sur la température en sortie de RAS  $T_{APE}$  : à  $t = 1600$  s par exemple, la température  $T_{APE}$  atteint 33.4°C dans le cas de l'écran 2, contre 28.0°C avec l'écran V0. A cet instant, l'augmentation de température post-RAS est comprise entre 5.4°C et 6.4°C pour les trois configurations, alors qu'on constate un écart d'environ 5°C entre la température  $ECU_{MAT}$  obtenue avec l'écran V2 et l'écran V0. Cette observation suggère que le niveau d'écran n'a pas d'impact sur le transfert thermique post-RAS. L'obturation partielle permet bien d'approcher la température mesurée au banc moteur de la référence véhicule, mais l'amélioration de la représentativité de la température  $ECU_{MAT}$  est ici principalement due à une augmentation de la température en sortie de RAS causée par la réduction de débit d'air de refroidissement.

### 4.3.3.3 Synthèse

Les résultats expérimentaux permettent de tirer plusieurs conclusions à propos de la représentativité thermique du banc EiL.

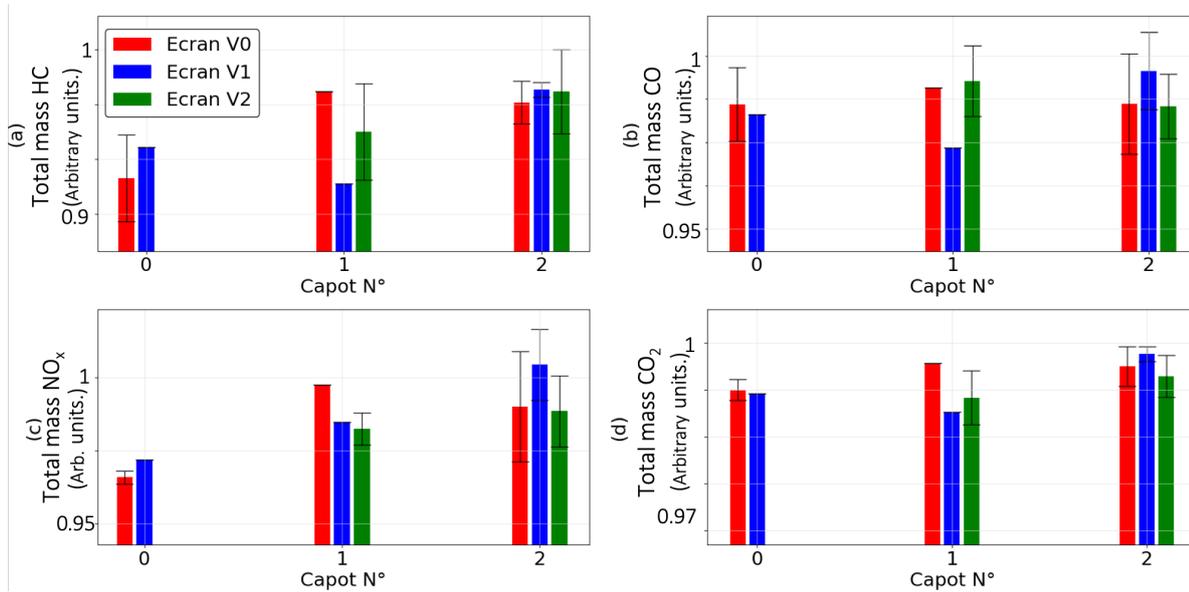
- Tout d'abord, on peut conclure que la pose d'un capot sur le moteur permet d'améliorer la représentativité thermique du circuit d'air. L'écart moyen de la température  $ECU_{MAT}$  passe d'environ  $-4^{\circ}\text{C}$  dans la configuration initiale, à environ  $-2.5^{\circ}\text{C}$  et  $-1.5^{\circ}\text{C}$  avec les niveaux 1 et 2 de capot respectivement. Le dernier niveau de capot permet d'obtenir la meilleure représentativité de la thermique du circuit d'air.
- Ensuite, l'analyse de l'augmentation de température entre la sortie du RAS et le collecteur d'admission suggère que l'impact du capot intervient de deux manières. Premièrement, la température en sortie du RAS augmente avec le niveau de capot. Cette augmentation est probablement due à un transfert thermique plus important provenant de l'ambiance sous-capot. L'absence de mesure de la température de sortie compresseur  $T_{APC}$  pour les niveaux de capot 0 et 1 ne permet cependant pas d'identifier si ce transfert se fait plutôt au niveau du compresseur ou du RAS. Le niveau de capot accroît aussi l'augmentation de température entre la sortie du RAS et le collecteur d'admission, du fait d'un transfert thermique plus important sur cette zone du circuit d'air. Le premier phénomène est prépondérant en début de cycle, tandis que le second phénomène est surtout visible après la première moitié du WLTC.
- En outre, l'impact de l'obturation partielle du RAS est moins net pour un même niveau de capot. En effet, l'écart observé entre deux niveau d'écran est du même ordre de grandeur que la dispersion due aux conditions initiales. Cependant, les résultats suggèrent tout de même que l'obturation partielle du RAS améliore la représentativité de la température  $ECU_{MAT}$ , particulièrement dans la deuxième moitié du WLTC. Contrairement au capot, l'écran impacte seulement la température en sortie d'échangeur  $T_{APE}$ , et n'influe pas sur l'augmentation de température entre le RAS et l'admission. Ces résultats suggèrent que le RAS reçoit un débit d'air trop important dans sa configuration initiale.
- Enfin, on peut ajouter que les deux niveaux d'écran V1 et V2 induisent des résultats similaires. Cela pouvait être attendu, du fait des géométries proches de ces deux configurations. On peut néanmoins souligner que le niveau 2 d'écran conduit à une température supérieure à la référence lors de la phase de haute vitesse du cycle WLTC, entre  $t = 1650$  s et  $t = 1730$  s.

## 4.3.4 Emissions en sortie moteur

### 4.3.4.1 Impact de l'écran et du capot

De manière similaire à la Figure 4.20, la Figure 4.24 illustre l'impact des différents niveaux de capot et d'écran sur les émissions cumulées de HC, CO,  $\text{NO}_x$  et  $\text{CO}_2$  Figures 4.24(a), (b), (c) et (d) respectivement. Les résultats sont tracés en rouge pour le niveau

0 d'écran, et en bleu et vert pour les niveaux 1 et 2 respectivement. Pour chaque configuration, on représente par une barre la moyenne de la masse totale émise de polluant  $M_{pollu,mot}$  en sortie moteur (voir Section 2.5), et l'écart-type obtenu sur les essais considérés par une barre d'erreur en noir. Pour plus de lisibilité, le minimum de l'axe vertical n'est pas nul.

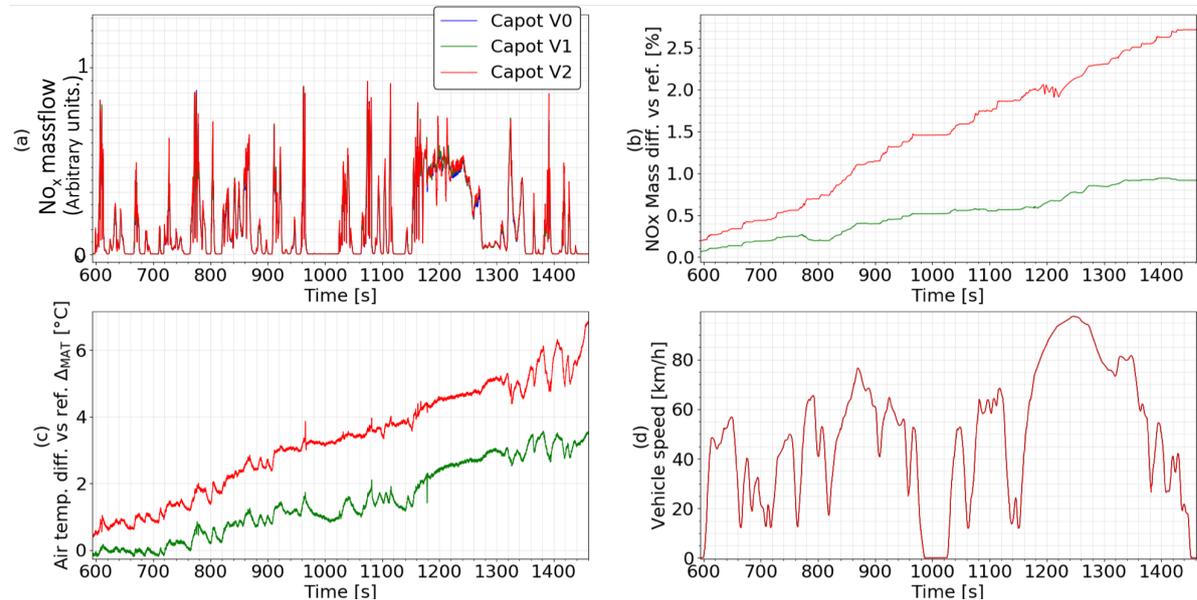


**Fig. 4.24** : Impact des différents niveau d'écran et capot sur les émissions moteur sur le banc EiL

Les résultats suggèrent que les émissions de CO et CO<sub>2</sub> ne sont pas impactées par la configuration d'écran et de capot choisie sur le banc moteur. En effet, la masse totale mesurée pour ces polluants ne varie significativement ni avec le niveau d'écran ni celui de capot. Pour l'écran V0 par exemple, la valeur moyenne de la masse totale de CO est de 109.9 g pour le capot V0, et de 109.9 g pour le capot V2, l'écart-type étant de 0.85 g et 1.16 g respectivement. On peut faire la même observation concernant les émissions de CO<sub>2</sub>.

Par ailleurs, les résultats suggèrent que le niveau de capot a une influence sur les émissions de HC. En effet, pour l'écran V0 par exemple, la masse moyenne de HC est de 20.3 g pour le capot V0, et de 21.0 g pour le capot V2. On peut toutefois souligner la dispersion importante des résultats, avec un écart-type de 0.39 g pour le capot V0. De plus, les résultats obtenus avec le niveau 1 de capot contredisent cette observation : pour l'écran V0, la masse obtenue avec le capot 1 est supérieure à celle obtenue avec les deux autres niveaux de capot. En outre, pour l'écran V1, la masse obtenue avec le capot 1 est inférieure au deux autres configuration. On peut toutefois rappeler que seulement un essai a été réalisé avec le capot 1 et les niveaux d'écran 0 et 1 ; au vu de la dispersion observée sur les autres configurations, ces résultats ne permettent pas d'interprétation nette. En outre, la Figure 4.24 suggère que pour un niveau d'écran donné, la masse totale de NO<sub>x</sub> émise en sortie moteur augmente avec le niveau de capot. Cette observation est valide pour les niveaux 1 et 2 d'écran. Par exemple, avec l'écran V1, la masse totale de NO<sub>x</sub> augmente de 44.9 g à 45.4 g entre les niveaux 0 et 1 de capot, puis à 46.2 g avec le niveau 2. De la même manière que les émissions de HC, l'essai obtenu avec le capot 1 et l'écran 1 contredit cette observation. Toutefois, on constate une dispersion

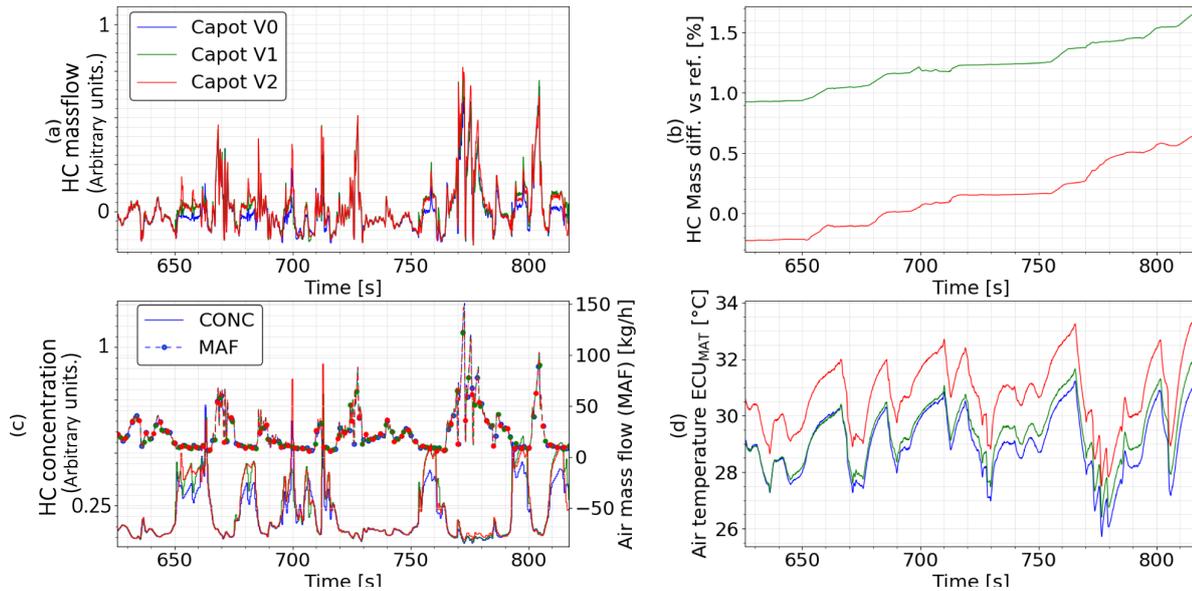
importante ; un unique essai ne paraît pas suffisant pour identifier une tendance. Enfin, on peut souligner que l'impact de l'écran sur les émissions de  $\text{NO}_x$  et de HC n'est pas clairement identifiable, l'écran V1 étant le plus émetteur pour les capots V0 et V2. La Figure 4.25 illustre l'impact du niveau de capot sur les émissions de  $\text{NO}_x$  au cours du cycle WLTC, avec le niveau d'écran 1.



**Fig. 4.25** : Impact du niveau de capot sur les émissions de  $\text{NO}_x$  en sortie moteur au cours du cycle WLTC au banc EiL.

On représente les essais obtenus avec les niveaux 0, 1, et 2 de capot en bleu, vert et rouge respectivement. La Figure 4.25(a) représente le débit massique de  $\text{NO}_x$  émis en sortie moteur, et la Figure 4.25(b) l'écart relatif  $\delta M_{\text{NO}_x, \text{mot}}$  de la masse cumulée de  $\text{NO}_x$  par rapport à l'essai EiL obtenu avec le capot V0. La Figure 4.25(c) représente l'écart de température  $\Delta_{MAT}$  par rapport à l'essai EiL obtenu avec le capot V0, et la Figure 4.25(d) la vitesse véhicule. Tout d'abord, on peut observer que le débit massique de  $\text{NO}_x$  est proche pour les trois configurations. Cependant, il est intéressant de souligner que l'écart relatif entre les masses cumulées augmente surtout dans la seconde partie du cycle. La masse cumulée de  $\text{NO}_x$  augmente avec le niveau de capot, et cette augmentation semble être directement liée à la température d'air d'admission  $ECU_{MAT}$ . En effet, au début de la période représentée, la température  $ECU_{MAT}$  est pratiquement la même pour les trois configurations, l'écart étant de l'ordre de  $0.5^\circ\text{C}$ . A cet instant, l'écart massique relatif est inférieur à  $0.2\%$ . Ensuite, l'écart de température se creuse, et augmente à  $t = 1200$  s à  $2.5^\circ\text{C}$  et  $4.5^\circ\text{C}$  pour les niveaux de capot 1 et 2 respectivement. A cet instant, l'écart massique relatif est de  $0.7\%$  avec le capot 1 par rapport au capot 0, et de  $2.0\%$  avec le capot 2. Ces observations suggèrent que les émissions de  $\text{NO}_x$  augmentent avec la température de l'air d'admission, ce qui pouvait être attendu. La Figure 4.26 illustre l'impact du niveau de capot sur les émissions de HC au cours du cycle WLTC avec le niveau d'écran 0.

On représente les essais obtenus avec les niveaux 0, 1, et 2 de capot en bleu, vert et rouge respectivement. La Figure 4.26(a) représente le débit massique de HC émis en sortie moteur, et la Figure 4.26(b) l'écart relatif  $\delta M_{\text{HC}, \text{mot}}$  de la masse cumulée de HC par rapport à l'essai EiL obtenu avec le capot V0. La Figure 4.26(c) représente la

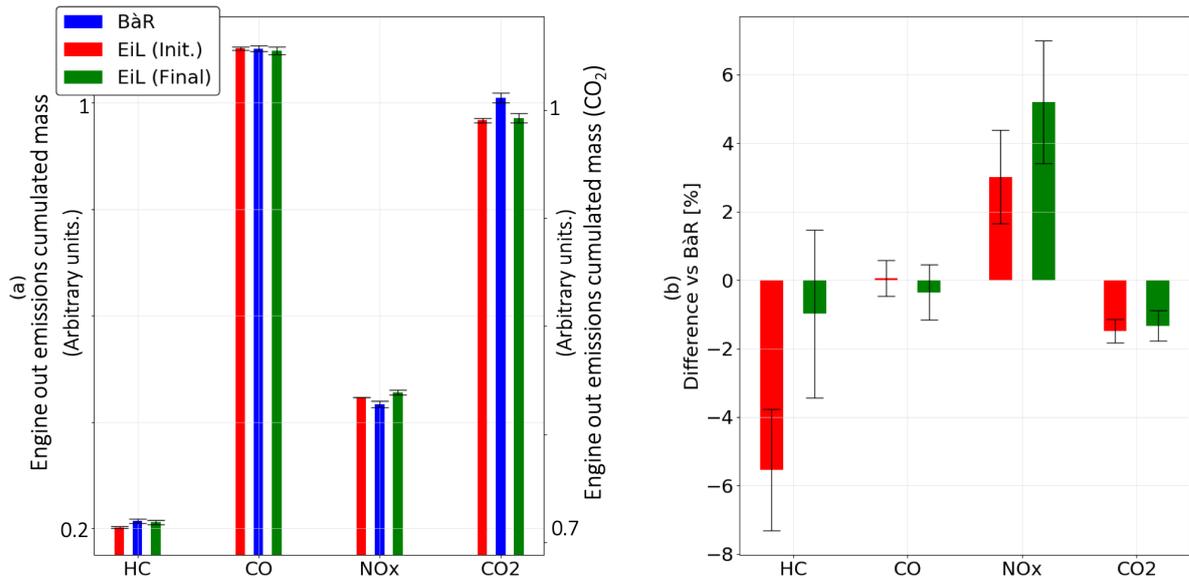


**Fig. 4.26 :** Impact du niveau de capot sur les émissions de HC en sortie moteur au cours du cycle WLTC au banc EiL.

concentration en HC mesurée par la baie sur l'axe de gauche, et le débit d'air moteur (« MAF ») en pointillés et marqueurs sur l'axe de droite. La Figure 4.26(d) représente la température de l'air suralimenté  $ECU_{MAT}$ . Il est important de souligner qu'avec l'écran V0, la configuration avec le capot 1 induit le plus d'émissions de HC, puis le capot 2, puis le capot 0. Sur la fraction de cycle représentée, on repère plusieurs événements pendant lesquels le débit massique de HC est supérieur avec les niveaux 1 et 2 de capot par rapport à l'essai de référence, par exemple à  $t = 655$  s,  $t = 680$  s et  $t = 760$  s. La Figure 4.26(c) révèle que le débit d'air moteur est le même pour les trois configurations, les courbes étant confondues. En revanche, on observe un écart net dans la concentration de HC, qui est supérieure pour les configurations 1 et 2 : à  $t = 760$  s par exemple, la concentration en HC dépasse 10000 ppm et est similaire pour ces configurations, contre environ 8000 ppm dans l'essai de référence. Cependant, en observant la température de l'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$ , il apparaît que la configuration 1 est plus proche de la configuration 0 de référence que de la configuration 2. Bien que les résultats suggèrent qu'une augmentation de la température  $ECU_{MAT}$  induit une hausse des émissions de HC, la Figure 4.26 ne permet pas de confirmer cette observation. Enfin, on peut rappeler ici que l'estimation manuelle du temps de transfert (Section 3.3.6.3) induit une incertitude sur la mesure des émissions, les HC étant en outre le polluant pour lequel on observe la dispersion la plus importante.

#### 4.3.4.2 Représentativité et dispersion

De manière similaire à la Figure 3.51, la Figure 4.27 compare les émissions en sortie moteur sur banc moteur et sur banc à rouleaux (BàR). On représente les 4 essais réalisés à froid au banc EiL dans la configuration initiale (sans capot ni écran, Section 3.3.6) en rouge (« EiL (Init.) » en légende), et les 5 essais réalisés à froid dans la configuration finale (écran V2 et capot V2) en vert (« EiL (Final) » en légende). Les 4 essais de référence réalisés à froid au BàR sont représentés en bleu (« BàR » en légende).



**Fig. 4.27 :** Comparaison des émissions moteur entre 4 essais réalisés à froid au banc EiL dans la configuration initiale, 5 essais réalisés à froid au banc EiL dans la configuration finale, et 4 essais réalisés à froid au BâR. Les barres d'erreur indiquent l'écart-type pour chaque polluant.

La Figure 4.27(a) représente la masse totale émise pour les polluants HC, CO, NO<sub>x</sub> sur l'axe de gauche, et pour le CO<sub>2</sub> sur l'axe de droite. Pour chaque configuration et pour chaque polluant, on représente la valeur moyenne sur les essais considérés par une barre, et l'écart-type par une barre d'erreur tracée en noir. Pour une meilleure lisibilité, la valeur minimale des axes verticaux n'est pas nulle. La Figure 4.27(b) représente l'écart relatif entre les masses totales mesurées sur les deux configuration du banc EiL par rapport à la référence BâR pour chaque polluant. La valeur moyenne de l'écart est représentée par une barre, et son écart-type est représenté par une barre d'incertitude.

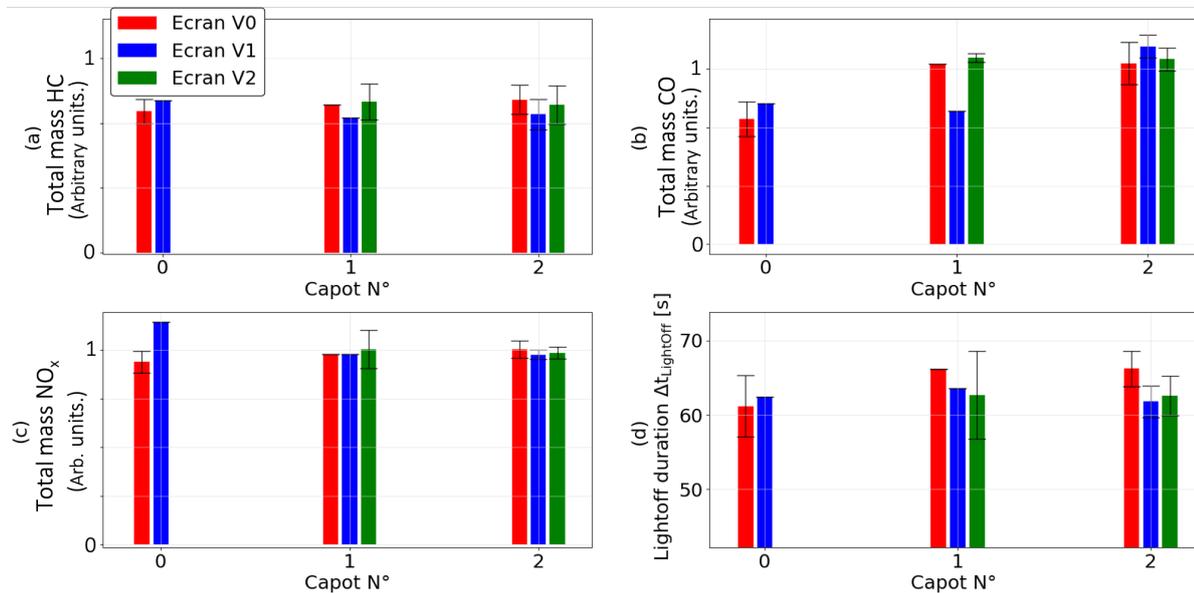
Comme suggéré par la Figure 4.24, les émissions de CO et de CO<sub>2</sub> de la configuration finale du banc EiL sont similaires à celles de la configuration initiale. En effet, dans la configuration initiale, l'écart massique relatif est de 0.05% et -1.5% pour le CO et le CO<sub>2</sub> respectivement, contre -0.35% et -1.3% dans la configuration finale. L'écart-type est similaire dans les deux configurations et est de l'ordre de 0.7% pour le CO, et 0.35% pour le CO<sub>2</sub>. Comme détaillé plus haut, la configuration finale augmente la masse de NO<sub>x</sub> émis, et donc l'écart massique relatif pour ce polluant. L'écart augmente de 3.0% dans la configuration initiale à 5.2% dans la configuration finale. Il est toutefois important de préciser que la dispersion est plus importante pour les essais de la configuration finale, de l'ordre de 1.8% contre 1.4%. Ces résultats suggèrent que le faible écart de la masse émise de NO<sub>x</sub> par rapport à la référence véhicule constaté dans la configuration initiale (Section 3.3.6.2) est du à un phénomène compensant l'écart significatif observé pour la température d'air de suralimentation.

En revanche, la configuration finale est plus proche de la référence en termes d'émissions de HC, l'écart passant de -5.5% dans la configuration initiale à -1.0% pour la configuration finale. Comme déjà souligné, l'écart-type est néanmoins conséquent pour ce polluant, de l'ordre de 1.8% et 2.5% respectivement.

## 4.3.5 Ligne d'échappement et post-traitement

### 4.3.5.1 Impact de l'écran et du capot

En premier lieu, on peut imaginer que l'augmentation de la température de l'air suralimenté par la pose d'un capot et l'obturation du RAS se répercute sur la montée en température du catalyseur, et donc sur son efficacité de traitement. En outre, le capot de niveau 2 (Figure 4.11) englobe le post-traitement, ce qui pourrait aussi conduire à une température plus importante au sein du catalyseur. Cette température joue un rôle prépondérant dans la phase d'amorçage du catalyseur, quand son efficacité est inférieure à 50%. En général, on considère que la température d'amorçage du catalyseur est de l'ordre de 350°C. De manière à visualiser l'impact de la configuration du banc sur la thermique du catalyseur, on introduit l'indicateur  $\Delta t_{LightOff}$ , qui correspond à la durée que met la température interne du catalyseur T24M à atteindre sa température d'amorçage depuis le lancement du cycle.



**Fig. 4.28 :** Impact des différents niveaux d'écran et capot sur les émissions à l'échappement sur le banc EiL.

De manière similaire à la Figure 4.24, la Figure 4.28 illustre l'impact des différents niveaux de capot et d'écran sur les émissions cumulées de HC, CO, et NO<sub>x</sub> Figures 4.28(a), (b), et (c) respectivement. La Figure 4.28(d) représente la durée d'amorçage  $\Delta t_{LightOff}$  pour chaque configuration. Les résultats sont tracés en rouge pour le niveau 0 d'écran, et en bleu et vert pour les niveaux 1 et 2 respectivement. Pour chaque configuration, on représente par une barre la moyenne de la masse totale émise de polluant  $M_{pollu,ech}$  à l'échappement, et l'écart-type obtenu sur les essais considérés par une barre d'erreur en noir.

En premier lieu, le post-traitement utilisé lors des essais EiL étant neuf et la phase d'initialisation  $\Delta t_{start}$  détaillée en Section 4.3.1 conduisant à une température supérieure à 110°C dans le catalyseur au lancement du cycle, les émissions à l'échappement sont d'un ordre de grandeur faible par rapport aux normes d'homologation. Ensuite, les résultats ne permettent pas d'identifier une relation entre la configuration du banc EiL et la durée d'amorçage  $\Delta t_{LightOff}$ . Pour le niveau 0 d'écran par exemple, la valeur moyenne

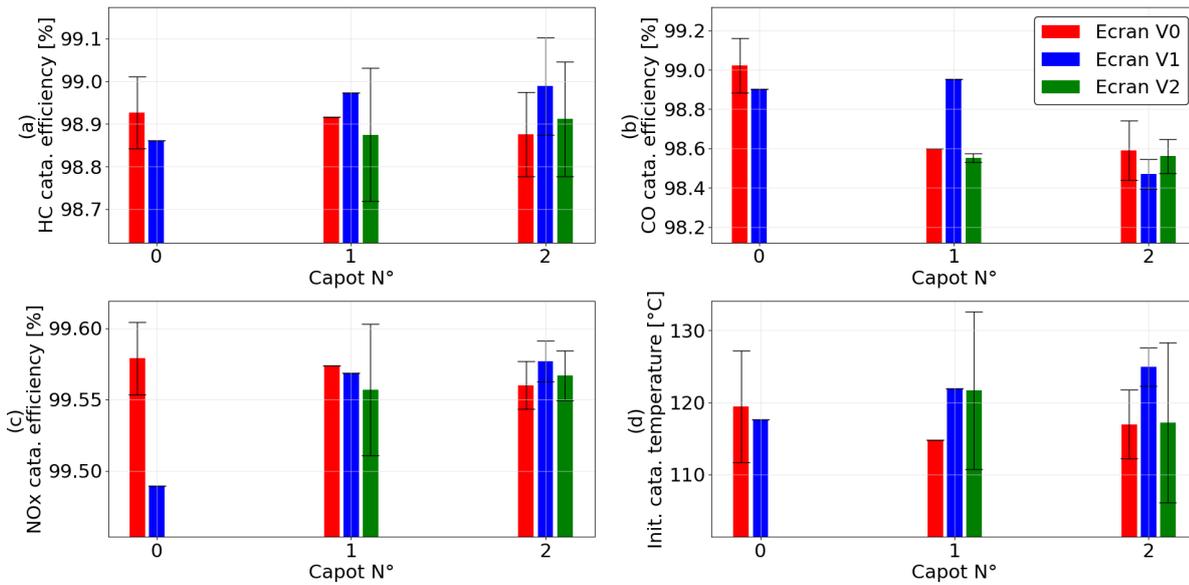
est de 61.2 s pour le niveau 0 de capot, contre 66.2 s avec le niveau 2, pour un écart-type significatif de 4.1 s et 2.3 s respectivement sur ces essais. Ces observations suggèrent que ni le capot ni l'écran n'ont d'impact sur la montée en température du catalyseur. Ces conclusions peuvent par ailleurs être étendues aux émissions de HC et NO<sub>x</sub> à l'échappement, qui ne montrent pas de corrélation avec la configuration du banc EiL, la dispersion étant généralement plus importante que les écarts observés. Pour les émissions de HC par exemple, la masse totale à l'échappement est de 0.218 g pour le niveau 0 d'écran et de capot, contre 0.236 g avec le niveau 2 de capot, pour un écart-type de 0.018 g et 0.022 g respectivement. On observe donc un écart de 0.018 g entre les deux configurations, pour un écart-type du même ordre. En revanche, les résultats suggèrent un impact du niveau de capot sur les émissions de CO à l'échappement. Pour le niveau 0 d'obturation du RAS par exemple, la masse émise est de 1.07 g pour le niveau 0 de capot, contre 1.55 g pour le niveau 2, avec un écart-type de 0.15 g et 0.18 g respectivement. Dans le cas des niveaux 1 et 2 d'écran, on constate néanmoins que le niveau 1 de capot génère une masse légèrement plus importante que le niveau 2.

Ces observations sont en opposition avec les résultats détaillés Section 4.3.4.1, qui indiquent que la pose d'un capot et l'obturation partielle du RAS conduisent à une augmentation des masses de HC et de NO<sub>x</sub> émises en sortie moteur. Ces tendances suggèrent que l'augmentation en sortie moteur est compensée par une meilleure efficacité de traitement du catalyseur, qui conduit finalement à une masse équivalente à l'échappement. En outre, il semble qu'un niveau accru de capot conduit à une baisse de l'efficacité de traitement du CO, la masse émise à l'échappement augmentant pour une masse en sortie moteur équivalente. Pour chaque polluant *pollu*, on définit l'efficacité de traitement globale du catalyseur, définie par le rapport des masses émises entre l'échappement la sortie moteur, Eq. (4.1).

$$\eta_{cata,pollu} = 100 \cdot \frac{M_{pollu,mot} - M_{pollu,ech}}{M_{pollu,mot}} \quad (4.1)$$

Les Figures 4.29(a), (b), et (c) représentent l'efficacité globale du catalyseur pour les HC, le CO et les NO<sub>x</sub> respectivement. La Figure 4.29(d) représente la dispersion de la température interne initiale du catalyseur T24M. Les résultats sont tracés en rouge pour le niveau 0 d'écran, et en bleu et vert pour les niveaux 1 et 2 respectivement. Pour chaque configuration, on représente par une barre la valeur moyenne, et l'écart-type obtenu sur les essais considérés par une barre d'erreur en noir.

La Figure 4.29 ne permet pas de confirmer les observations faites plus haut concernant les émissions de HC et de NO<sub>x</sub>. En effet, la dispersion observée est significative par rapport aux écarts d'efficacité entre les différentes configurations. En revanche, l'efficacité de traitement des CO semblent diminuer en augmentant le niveau de capot. Ces observations ne sont cependant pas vérifiées pour le niveau 1 de capot, et cette étude devrait donc être approfondie par une nouvelle campagne d'essai en minimisant les écarts de conditions initiales. L'utilisation d'un catalyseur vieilli permettrait en outre d'obtenir des masses émises à l'échappement plus importantes, et de mieux distinguer les différentes configurations.



**Fig. 4.29** : Impact des différents niveau d'écran et capot sur l'efficacité globale du catalyseur sur le banc EiL.

#### 4.3.5.2 Représentativité

Comme souligné dans l'étude bibliographique Section 1, la représentativité thermique de la ligne d'échappement joue un rôle crucial dans la performance du système de post-traitement des polluants. Par conséquent, des écarts de conditions ambiantes sont susceptibles d'affecter la représentativité du banc EiL en termes d'émissions à l'échappement. Afin de traiter cette problématique, la démarche initialement prévue dans cette thèse (Section 2.1) consistait à la reproduction d'essais véhicule sur banc EiL avec le même moteur, le même ECU et surtout le même système de post-traitement afin de minimiser les biais dus à un état de vieillissement différent du catalyseur. Cependant, suite à l'endommagement du moteur H5D400 1 après la campagne EiL 1 (Table 2.6), le système de post-traitement instrumenté en thermocouples (Figure 2.2) et utilisé lors des campagnes EiL 2 et 4 ne correspond pas à la référence véhicule et ne permet donc pas une comparaison pertinente des émissions mesurées à l'échappement. Les essais réalisés lors de la Campagne 0 permettent tout de même une première analyse de la représentativité thermique du banc EiL par rapport à la référence véhicule.

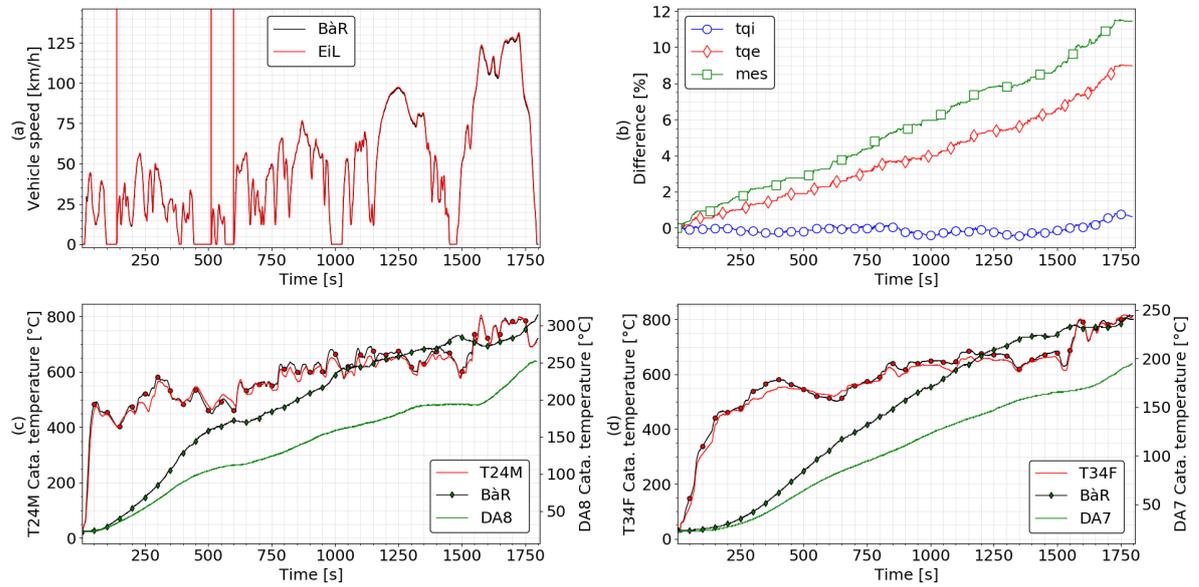
Comme détaillé Section 2.3, cette campagne est conduite dans le cadre du projet Renault avec l'outil industriel SIMBOX au lieu de l'environnement virtuel développé au cours de cette thèse. Les essais sont réalisés avec le moteur H5D400 initial, ainsi que l'ECU et la ligne d'échappement d'origine. On dispose d'un essai véhicule de référence réalisé à froid sur BàR juste avant l'extraction du moteur. Enfin, la ligne d'échappement est instrumentée en thermocouples comme détaillé Figure 2.2. En premier lieu, il est important de souligner qu'une des principales lacunes de la Campagne 0 est la représentativité du bilan énergétique, comme indiqué dans le Tableau 4.2.

On constate notamment un écart relatif important de l'énergie totale mesurée par rapport à la référence BàR  $\Delta E_{mes} = 11.4\%$ , ainsi que de l'énergie totale estimée à partir du couple effectif  $ECU_{EstiTqe}$ ,  $\Delta E_{tqe} = 8.98\%$ . On peut toutefois remarquer que la variable  $E_{tqi}$  suggère un écart significativement plus faible,  $\Delta E_{mes} = 0.62\%$ . La Figure 4.30 compare le cycle WLTC réalisé sur le banc EiL SIMBOX avec l'essai de référence

**Tableau 4.2 :** Ecart entre B  R et BM sur un cycle WLTC réalisé avec l'outil SIMBOX (Campagne 1).

Variable	Unité	Ref. B��R	EiL
$E_{tqi}$	[kWh]	4.14	4.17
$\Delta E_{tqi}$	[%]	-	0.62
$E_{tqe}$	[kWh]	3.31	3.61
$\Delta E_{tqe}$	[%]	-	8.98
$E_{mes}$	[kWh]	3.27	3.64
$\Delta E_{mes}$	[%]	-	11.4
$D_{tot}$	[km]	23.0	23.3
$\Delta D_{tot}$	[%]	-	0.92

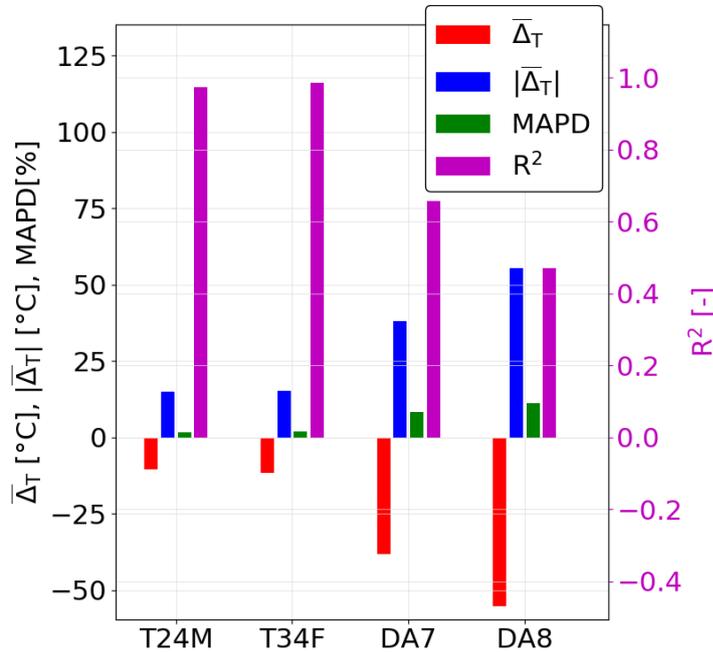
B  R.

**Fig. 4.30 :** Comparaison du bilan énergétique et des températures de la ligne d'échappement entre l'essai EiL SIMBOX et l'essai B  R de référence.

La Figure 4.30(a) représente la vitesse véhicule de l'essai EiL en rouge, et de l'essai B  R en noir. La Figure 4.30(b) représente les écarts énergétiques  $\Delta E_{tqi}$ ,  $\Delta E_{tqe}$  et  $\Delta E_{mes}$  (voir Section 2.5) relativement à l'énergie totale sur B  R en bleu, rouge, et vert respectivement. Les Figures 4.30(c) et (d) comparent les températures mesurées à l'intérieur et à l'extérieur du pain catalytique sur les deux essais. Sur l'axe de gauche de la Figure 4.30(c), on trace la température interne T24M en rouge pour l'essai EiL, et en noir avec des marqueurs rouges pour l'essai sur B  R. De manière similaire, on trace la température DA8 sur l'axe de droite en vert pour l'essai EiL, et en noir avec les marqueurs verts pour l'essai sur B  R. En conservant le même code couleur, on trace sur la Figure 4.30(d) les températures interne T34F et externe DA7 sur les axes de gauche et de droite, en rouge et vert respectivement.

En analysant le cycle complet, on observe immédiatement que les températures internes  $T_{24M}$  et  $T_{34F}$  sont proches de la référence véhicule, et suivent les mêmes variations. En revanche, les températures externes  $D_{A8}$  et  $D_{A7}$  semblent être largement inférieures

à l'essai véhicule. La Figure 4.31 représente les indicateurs de corrélation entre l'essai EiL et l'essai BàR pour les températures considérées.

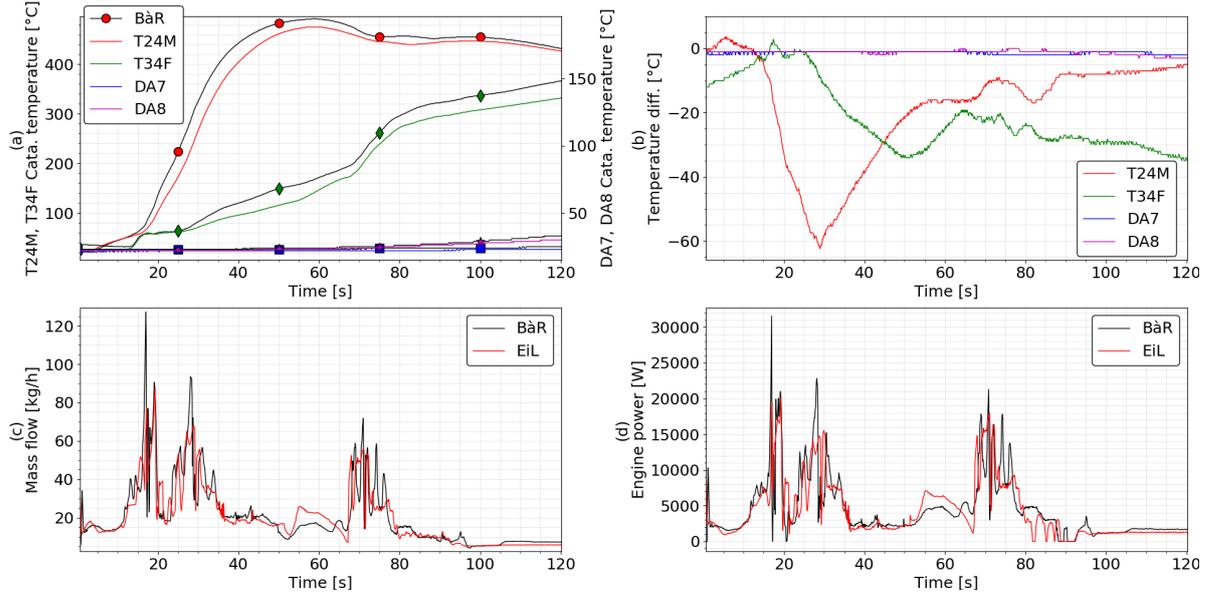


**Fig. 4.31 :** Valeur des indicateurs de corrélation thermique pour les températures du système de post-traitement lors de l'essai SIMBOX (Campagne 1).

Pour chaque point de mesure indiqué en abscisse, on indique par une barre la moyenne de l'écart de température  $\overline{\Delta_T}$ , la moyenne de l'écart absolu de température  $|\overline{\Delta_T}|$ , l'écart relatif moyen  $MAPD$ , et le coefficient de corrélation  $R^2$  en rouge, bleu, vert et magenta respectivement. Les valeurs de  $R^2$  sont indiquées sur l'axe de droite. Pour les températures internes  $T_{24M}$  et  $T_{34F}$ , l'écart moyen est environ de  $-11^\circ\text{C}$ , pour un écart absolu moyen de  $15^\circ\text{C}$ . Du fait des hautes températures en jeu, l'écart relatif moyen est de l'ordre de 1.8% pour ces deux mesures. Le coefficient de corrélation est supérieur à 0.97, ce qui confirme l'observation basée sur la Figure 4.30. En revanche, les résultats indiquent un écart significatif pour les températures  $D_{A1}$  et  $D_{A8}$ . L'écart moyen est de l'ordre de  $40^\circ\text{C}$ . Par ailleurs, cette valeur correspond à l'opposée de l'écart absolu, la température étant inférieure à la référence pendant tout le cycle. Du fait des températures plus faibles sur ces points de mesure, l'écart relatif moyen est d'autant plus important,  $MAPD = 10\%$  environ. Enfin, le coefficient de corrélation est inférieur à 0.65 pour ces points de mesure. Ces résultats suggèrent que l'isolation du système de post-traitement est suffisante pour garantir une température interne proche de la référence véhicule, bien que la température ambiante soit en écart significatif.

Outre la représentativité globale de la température interne, il est important d'analyser la montée en température au sein du système de post-traitement au banc EiL, puisque cette phase correspond à une portion importante des émissions cumulées à l'échappement. La Figure 4.32 représente les deux premières minutes du cycle WLTC.

La Figure 4.32(a) représente les mesures sur banc EiL températures internes  $T_{24M}$  et  $T_{34F}$  en rouge et vert, et les températures externes  $D_{A7}$  et  $D_{A8}$  en bleu et magenta respectivement. Les valeurs des températures externes sont indiquées sur l'axe de droite. Pour chaque température, la mesure de l'essai de référence sur BàR est indiquée par des



**Fig. 4.32 :** Montée en température du système de post-traitement sur un cycle WLTC. Comparaison entre BâR et banc EiL.

marqueurs de la couleur correspondante. Avec le même code couleur, la Figure 4.32(b) représente l'écart de température  $\Delta T = T_{EiL} - T_{BaR}$  entre l'essai sur banc EiL et l'essai sur BâR. Enfin, les Figures 4.32(c) et (d) représentent le débit d'air moteur calculé par l'ECU et la puissance moteur  $P_{tqi}$  respectivement. On observe que les températures internes sont inférieures à la référence véhicule pendant la phase de montée en température. L'écart  $\Delta T_{24M}$  atteint  $-62^\circ\text{C}$  à  $t = 29$  s. A cet instant, la température de référence est de l'ordre  $120^\circ\text{C}$  : l'écart de température est significatif à cet instant du cycle. L'écart est moindre pour la température  $T_{34F}$ , mais atteint tout de même  $-33^\circ\text{C}$  à  $t = 50$  s, quand la température de référence est de l'ordre de  $70^\circ\text{C}$ . Par ailleurs, on peut préciser que cet écart ne semble pas dû aux conditions ambiantes du banc EiL, l'écart entre banc EiL et référence étant de l'ordre de  $-1^\circ\text{C}$  pour les températures externes pendant cette période. On constate donc un écart significatif des températures internes au système de post-traitement lors de la phase de chauffe, mais cet écart ne semble pas être lié aux températures externes. On peut souligner que le banc EiL ne reproduit pas exactement la puissance moteur ni le débit observé sur BâR. En particulier, on remarque que l'écart de température  $T_{24M}$  semble se creuser à partir de  $t = 17$  s, suite à un pic de débit et de puissance moteur sur BâR qui n'est pas reproduit par le banc EiL. Ce phénomène pourrait expliquer la montée en température plus rapide de la référence véhicule. Malheureusement, le comportement du conducteur SIMBOX génère des émissions en sortie moteur en écart par rapport à la référence. Par conséquent, ces essais ne permettent pas de quantifier l'impact de l'écart thermique sur l'efficacité de traitement de la ligne d'échappement.

### 4.3.6 Synthèse & discussion

Les essais expérimentaux réalisés lors de la Campagne 4 permettent de tirer plusieurs conclusions quant à la représentativité thermique de l'environnement EiL.

- Concernant le circuit de refroidissement, la configuration choisie consiste à placer

le banc EiL au plus proche de la configuration véhicule, à travers un volume de liquide de refroidissement similaire et l'utilisation du calorstat de série. La principale différence concerne le radiateur, qui est remplacé par un échangeur à eau régulé en débit en fonction de la température du circuit. Les résultats obtenus suggèrent que cette configuration est adaptée à la reproduction fidèle d'essais au banc moteur, avec un écart moyen de l'ordre de 2°C, et une tendance similaire lors de la montée en température. Cependant, il est important de souligner que la phase d'initialisation propre au système de co-simulation utilisé dans cette thèse est à l'origine d'un écart d'environ 10°C au lancement de l'essai, qui se répercute pendant le reste de la montée en température. De plus, la régulation de l'échangeur cause des ouvertures du calorstat plus fréquentes que sur véhicule. Au lieu de chercher à maintenir une température moteur constante, la représentativité pourrait être améliorée en régulant le débit de manière à obtenir une certaine chute de température dans le radiateur, basée par exemple sur une cartographie de son efficacité en fonction de la vitesse véhicule.

- Ensuite, la campagne expérimentale a été concentrée principalement sur la représentativité thermique de la ligne d'air suralimenté. Dans la configuration initiale, on constate une température inférieure à la référence, avec un écart significatif de 4°C en moyenne pour un écart relatif moyen de l'ordre de 11%. Plusieurs configurations alternatives ont été testées lors de cette campagne. En particulier, la face avant du RAS est partiellement obturée par un écran, et le moteur est entouré d'un « capot » réalisé à partir d'un revêtement isolant. Les résultats obtenus suggèrent que l'ajout d'un capot améliore de manière significative la représentativité de la température d'air suralimenté. L'impact du capot intervient à la fois sur la température de sortie du RAS, et sur l'augmentation de température entre le RAS et l'admission. Ces résultats suggèrent que l'accumulation de chaleur sous le capot moteur joue un rôle prépondérant sur la température d'admission. L'obturation partielle du RAS a pour effet d'augmenter la température de sortie du RAS, et améliore aussi la représentativité thermique, en particulier dans la seconde phase du WLTC. Ces modifications du banc EiL ont aussi un impact sur les émissions polluantes. En particulier, les émissions de NO<sub>x</sub> augmentent avec le niveau de capot. Les résultats suggèrent une tendance similaire pour les émissions de HC, mais on observe une dispersion significative.
- Pour finir, les résultats suggèrent que ni le capot ni l'écran n'ont d'impact significatif sur les émissions à l'échappement. La Campagne 0 réalisée avec l'outil SIMBOX a en outre permis de révéler que la température ambiante a peu d'impact sur les températures internes du système de post-traitement. Malgré une bonne corrélation des températures internes, on constate un écart significatif lors de la phase de chauffe, la température étant inférieure sur le banc EiL. Cet écart semble toutefois être plutôt dû à un comportement moteur différent, et des essais de corrélation supplémentaires seraient nécessaires pour approfondir ces conclusions.

## 4.4 Modélisation du circuit d'air de suralimentation

Afin de mieux comprendre les phénomènes en jeu, on propose dans cette thèse une modélisation simple du circuit d'air de suralimentation basée sur un nombre restreint de paramètres. On peut distinguer deux cas d'application de cette modélisation dans une approche EiL.

- D'une part, la modélisation thermique de la ligne d'air pourrait servir à guider les démarches expérimentales au banc EiL. Dans ce cas d'usage, le modèle est d'abord calibré sur un cycle réalisé au banc moteur. Une fois que le comportement simulé représente de manière fidèle la mesure sur banc, les paramètres du modèle peuvent ensuite être ajustés pour approcher au mieux l'essai de référence réalisé sur véhicule. La variation des paramètres peut ainsi être interprétée de manière à guider l'utilisateur au banc moteur, par exemple en suggérant un niveau accru de capot ou d'obturation du RAS.
- D'autre part, le deuxième cas d'application se base sur la calibration du modèle directement sur l'essai véhicule de référence. A condition que le modèle représente de manière fidèle le comportement observé sur le véhicule, la température de sortie calculée pourrait ensuite être utilisée comme cible de régulation sur le banc moteur. Par exemple, on peut imaginer que la soufflante de refroidissement du RAS soit régulée non seulement en fonction de la vitesse véhicule, mais aussi de la température cible de l'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$ . Une fois calibré, le modèle permettrait ainsi de minimiser les manipulations au banc EiL, et de disposer d'une température cible pour n'importe quel cycle sans nécessiter d'essai véhicule de référence.

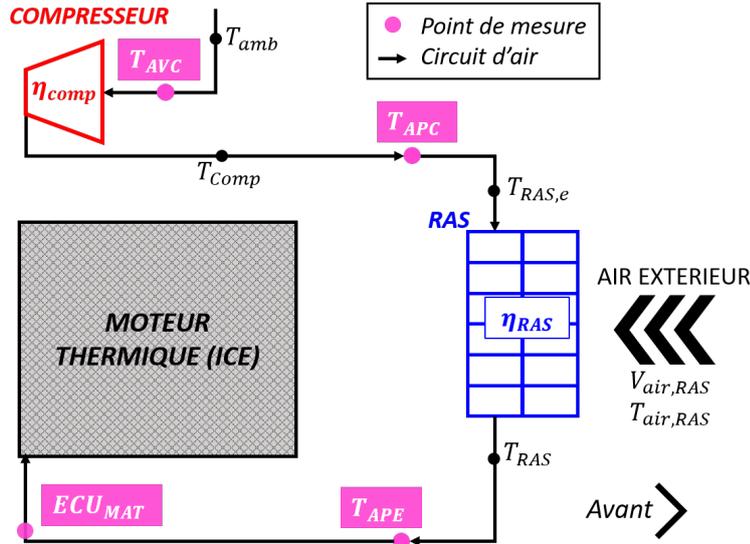
L'analyse de la bibliographie révèle que plusieurs références proposent un modèle dynamique de la ligne d'air de suralimentation [143, 144] prenant en compte l'accumulation d'air dans certaines parties du circuit. Toutefois, ces modèles requièrent de nombreux paramètres d'entrée qui sont difficilement disponibles dans un contexte EiL. De plus, le modèle proposé par Holmgren [144] s'appuie sur une mesure du régime de la turbine, qui n'est pas disponible sur le moteur étudié ici. Le modèle proposé par Sabeh [143] calcule ce régime grâce au principe fondamental de la dynamique appliqué à l'arbre du turbocompresseur, mais cette formulation nécessite une initialisation précise ainsi qu'une modélisation complexe des gaz d'échappement. Le modèle proposé ici s'appuie donc plutôt sur une formulation pseudo-stationnaire du problème, le débit d'air  $Q_{air}$  étant supposé uniforme tout au long de la ligne, et égal à la valeur estimée par le contrôle moteur  $ECU_{MAF}$ .

### 4.4.1 Approche initiale

Dans cette section, on présente la première approche choisie pour la modélisation thermique de la ligne d'air. Les lacunes de cette approche sont ensuite identifiées et une nouvelle modélisation est proposée dans la section suivante.

#### 4.4.1.1 Fonctionnement du modèle

La version initiale du modèle est représentée sur la Figure 4.33. On indique en rose les points de mesure disponibles sur la ligne. Outre la mesure fournie par le contrôle moteur  $ECU_{MAT}$  (disponible à la fois sur véhicule et sur banc moteur), l'instrumentation du banc EiL fournit les températures d'entrée et de sortie du compresseur  $T_{AVC}$  et  $T_{APC}$ , ainsi que la température  $T_{APE}$  en sortie du RAS.



**Fig. 4.33** : Schéma du modèle de la ligne d'air suralimenté - Version initiale.

Le modèle se base sur les deux composants principaux de la ligne d'air suralimenté : le compresseur et le RAS. Dans le cas d'une compression isentropique, la température de sortie du compresseur  $T_{comp,iso}$  est obtenue à partir de la température d'entrée ambiante  $T_{amb}$  et du taux de compression, correspondant au rapport entre la pression de sortie du compresseur  $P_{comp}$  et la pression de l'air ambiant  $P_{amb}$ ,  $\kappa_{Comp} = P_{comp}/P_{amb}$ .

$$T_{comp,iso} = T_{amb} \cdot \kappa_{Comp}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.2)$$

Avec  $\gamma$  le rapport de chaleurs spécifiques de l'air  $\gamma = C_P/C_V$ . Toutefois, la compression n'est pas réellement isentropique, du fait des pertes du compresseur. Pour tenir compte de ces pertes, on introduit le rendement du compresseur  $\eta_{comp}$  :

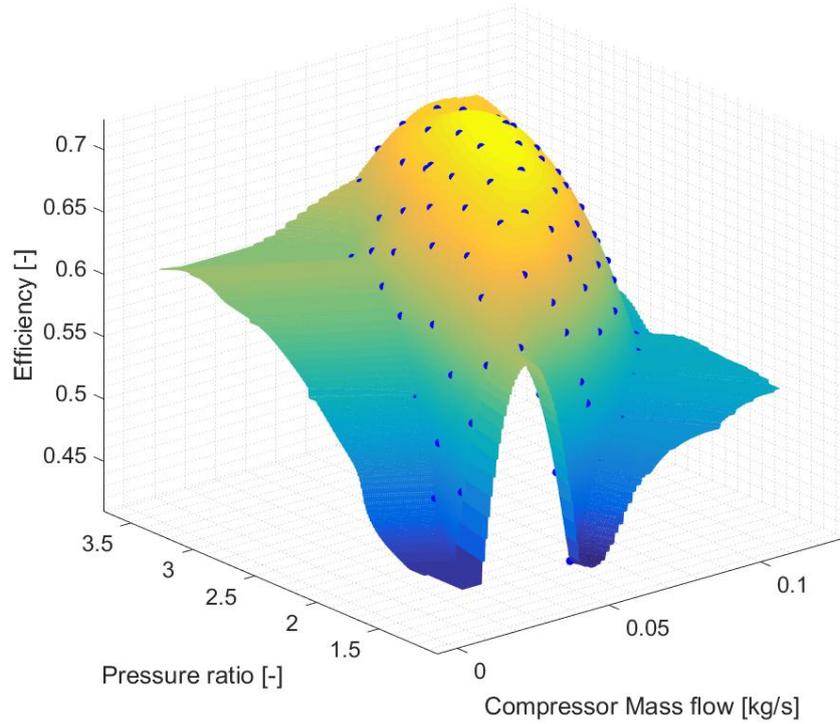
$$\eta_{comp} = \frac{T_{Comp,iso} - T_{amb}}{T_{Comp} - T_{amb}} \quad (4.3)$$

La température en sortie de compresseur est ensuite exprimée par l'Eq. (4.4) [143-145].

$$T_{Comp} = T_{amb} \cdot \left(1 + \frac{\kappa_{Comp}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{comp}}\right) \quad (4.4)$$

La température ambiante est mesurée par le contrôle moteur à travers la variable  $ECU_{T_{amb}}$ . Le rendement du compresseur est une donnée renseignée par le fournisseur. Dans cette thèse, elle est donnée sous la forme d'une cartographie fonction du débit

d'air  $Q_{air}$  et du taux de compression  $\eta_{comp} = f(Q_{air}, \kappa_{Comp})$ . La cartographie utilisée ici est représentée Figure 4.34. Les points bleus représentent les points de fonctionnement renseignés dans la cartographie constructeur. Par interpolation, on obtient ensuite sous Matlab une cartographie complète. Pour les points de fonctionnement se situant hors de la plage définie par les spécifications, on considère la valeur de la cartographie la plus proche.



**Fig. 4.34 :** Cartographie de l'efficacité du compresseur  $\eta_{comp} = f(Q_{air}, \kappa_{Comp})$ . Points de fonctionnements (bleu) et interpolation.

Le contrôle moteur fournit une mesure de la pression de l'air de suralimentation en aval du RAS  $ECU_{Pboost} = P_{RAS}$ . Pour calculer la pression en sortie de compresseur  $P_{comp}$  et le taux de compression  $\kappa_{Comp}$  nécessaire à l'Eq. (4.4), il faut donc prendre en compte les pertes de charges du RAS  $\Delta P_{RAS} = P_{comp} - P_{RAS}$ . Ces pertes sont renseignées par le fournisseur, en fonction du débit d'air  $\Delta P_{RAS} = f(Q_{air})$ , Figure 4.35(a). On obtient ainsi :

$$P_{comp} = P_{RAS} + \Delta P_{RAS}(Q_{air}) \quad (4.5)$$

Pour un point de fonctionnement donné, l'Eq. (4.4) permet de calculer la température en sortie de compresseur,  $T_{comp}$ . Cette température est prise comme température d'entrée du RAS  $T_{RAS,e} = T_{comp}$ . Ensuite, la température  $T_{RAS}$  en sortie du RAS peut être exprimée en fonction de son efficacité  $\eta_{RAS}$ .

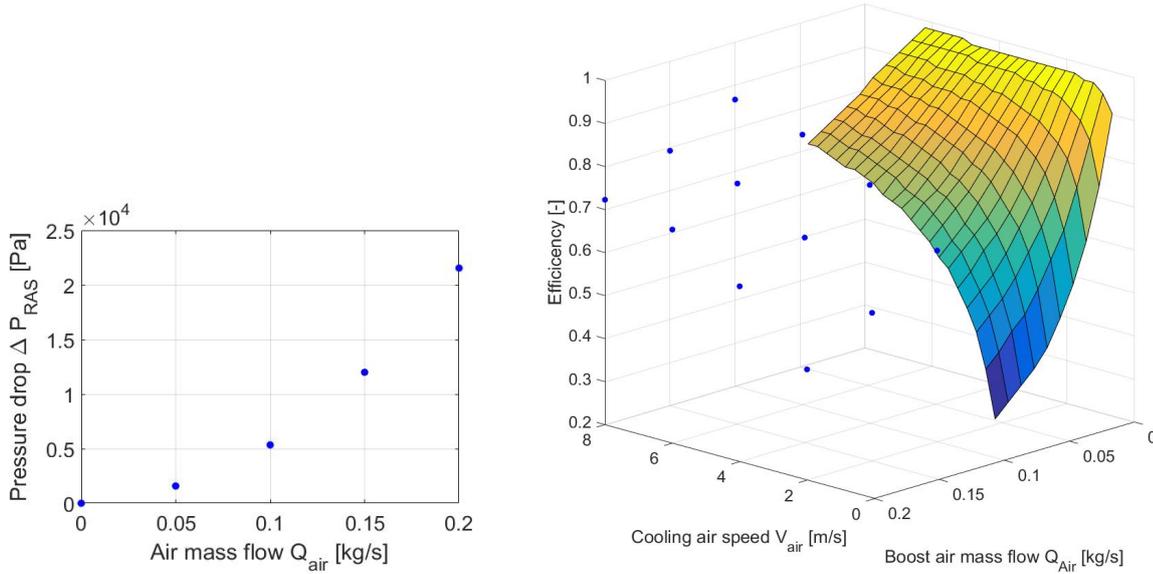
$$\eta_{RAS} = \frac{T_{RAS,e} - T_{RAS}}{T_{RAS,e} - T_{air,RAS}} \quad (4.6)$$

Avec  $T_{air,RAS}$  la température de l'air ambiant qui entre en face avant du RAS. Si l'efficacité  $\eta_{RAS}$  est connue, l'Eq. (4.6) peut être utilisée pour calculer la température de

sortie du RAS :

$$T_{RAS} = T_{RAS,e} - \eta_{RAS} \cdot (T_{RAS,e} - T_{air,RAS}) \quad (4.7)$$

Cette efficacité est définie par le constructeur en fonction du débit d'air  $Q_{air}$  et de la vitesse de l'air extérieur entrant par la face avant du RAS, notée  $V_{air,RAS}$  :  $\eta_{RAS} = f(Q_{air}, V_{air,RAS})$ . Les points de fonctionnement renseignés par la cartographie sont représentés en bleu Figure 4.35(b). On extrapole ensuite afin d'élargir la plage de fonctionnement du modèle à des valeurs de faible débit d'air.



((a)) Pertes de charge  $\Delta P_{RAS} = f(Q_{air})$ . ((b)) Efficacité  $\eta_{RAS} = f(Q_{air}, V_{air,RAS})$ . Points de fonctionnement (bleu) et extrapolation.

**Fig. 4.35** : Spécifications du refroidisseur d'air suralimenté (RAS) de référence.

Comme suggéré par [144], on suppose une relation linéaire entre la vitesse véhicule  $V$  et la vitesse de l'air  $V_{air,RAS}$  entrant en face avant du RAS.

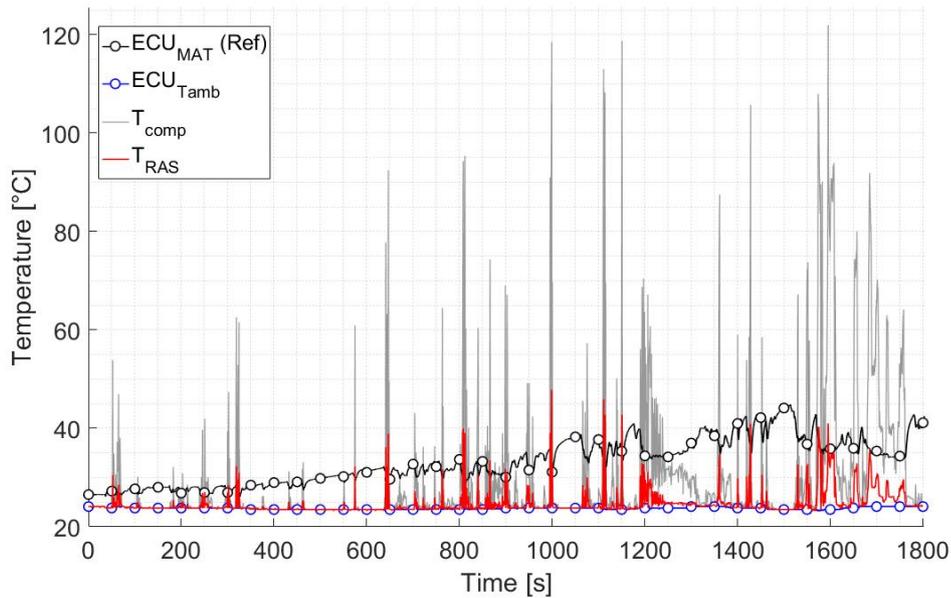
$$V_{air,RAS} = A_{air,RAS} + B_{air,RAS} \cdot V \quad (4.8)$$

En première approche, on considère  $A_{air,RAS} = 0$  et  $B_{air,RAS} = 0.1$ . A l'aide des cartographies constructeurs et des variables du contrôle moteur, il est donc possible de calculer la température  $T_{RAS}$  en sortie du RAS.

#### 4.4.1.2 Lacunes de l'approche initiale

Une première évaluation du modèle sur un cycle WLTC révèle rapidement les lacunes de l'approche initiale. La Figure 4.36 représente les résultats obtenus sur un cycle WLTC en utilisant les variables du contrôle moteur  $ECU_{T_{amb}}$ ,  $ECU_{P_{boost}}$ ,  $ECU_{MAF}$  et  $ECU_V$  issues d'un essai de référence sur BâR.

On représente la température ambiante mesurée  $ECU_{T_{amb}}$  en bleu, et les températures  $T_{Comp}$  et  $T_{RAS}$  calculées par le modèle en sortie du compresseur et du RAS en gris et rouge respectivement. A titre de comparaison, la température  $ECU_{MAT}$  de l'essai de référence est représentée en noir. La tendance de la température  $T_{RAS}$  en sortie de



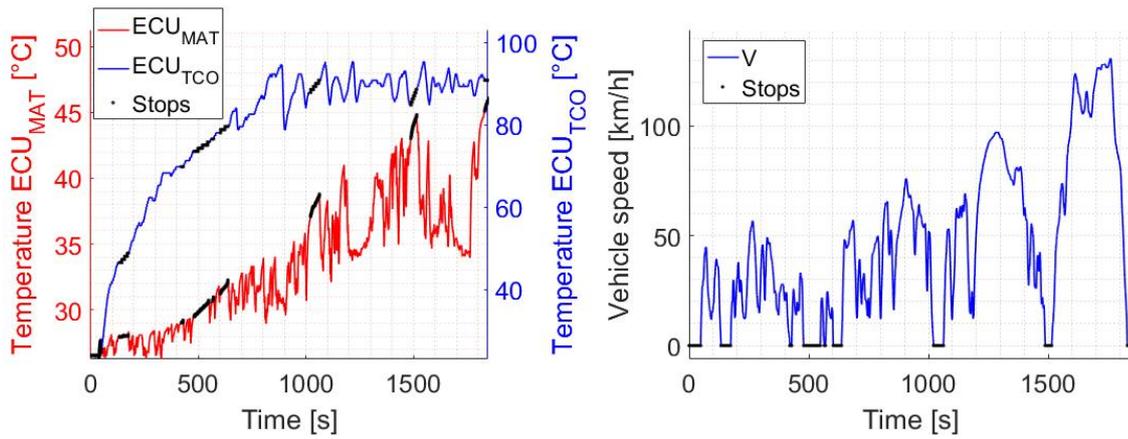
**Fig. 4.36** : Températures calculées par le modèle initial à partir de mesures véhicule sur un WLTC.

RAS calculée par le modèle ne correspond pas à la température mesurée en entrée du collecteur  $ECU_{MAT}$ . La température calculée par le modèle est par ailleurs proche de la température ambiante pendant la majorité du cycle.

En particulier, on peut souligner un phénomène non pris en compte par le modèle et observable sur l'essai véhicule. Pour un point de fonctionnement moteur donné, la température en entrée du collecteur  $ECU_{MAT}$  augmente au cours du cycle WLTC. La Figure 4.37 illustre ce phénomène. La Figure 4.37(a) représente la température du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO}$  (bleu, axe de droite) et la température d'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$  (rouge, axe de gauche) au cours du cycle WLTC de référence sur le véhicule. Les phases d'arrêt véhicule sont représentées par des points noirs. Il est important de souligner ici que le « Stop & Start » n'étant pas actif sur les essais de référence, le moteur est au ralenti pendant les phases d'arrêt. Suivant la même représentation, la Figure 4.37(b) représente la vitesse véhicule au cours de l'essai. Il apparaît clairement que la température d'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$  ne dépend pas seulement du point de fonctionnement moteur : entre la première phase de ralenti à  $t = 10$  s et la dernière phase de ralenti à  $t = 1800$  s, on constate un écart de près de  $20^\circ\text{C}$ , avec environ  $45^\circ\text{C}$  en fin de cycle contre  $26^\circ\text{C}$  en début de cycle. Cette observation confirme qu'un phénomène significatif n'est pas représenté par le modèle initial. Comme suggéré par l'analyse des essais expérimentaux en Section 4.3, on peut faire l'hypothèse que l'accumulation de chaleur sous le capot joue un rôle prépondérant sur la température de l'air de suralimentation.

L'instrumentation de la ligne d'air sur le banc moteur permet de confirmer ces observations. A titre d'exemple, la Figure 4.38 représente les mesures de température lors d'un essai au banc moteur obtenu avec le capot de niveau 2, et sans aucune obturation du RAS (écran 0).

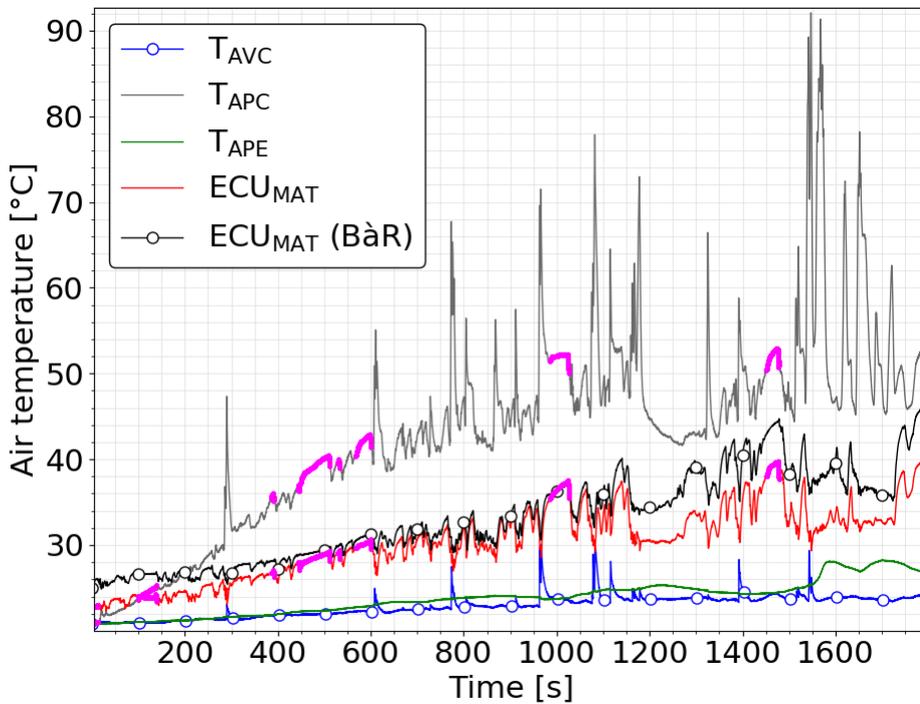
La Figure 4.38 représente les températures d'entrée et de sortie du compresseur  $T_{AVC}$  et  $T_{APC}$  en bleu et gris respectivement. De plus, on trace la température de sortie du RAS ( $T_{APE}$ ) en vert, ainsi que la température d'air de suralimentation mesurée par le



((a))  $ECU_{MAT}$  (bleu) et  $ECU_{TCO}$  (rouge).

((b)) Vitesse véhicule.

**Fig. 4.37 :** Températures du contrôle moteur et vitesse véhicule pendant un WLTC sur véhicule. Les phases de ralenti sont représentés en noir.



**Fig. 4.38 :** Mesure des températures de la ligne d'air sur banc moteur, comparaison avec le banc à rouleaux. Les phases d'arrêt véhicule sont représentées en magenta.

contrôle moteur  $ECU_{MAT}$  en rouge. Les phases d'arrêt véhicule et de ralenti moteur sont indiquées par des marqueurs magenta. A titre de comparaison, la température  $ECU_{MAT}$  est représentée en noir pour l'essai BàR de référence. La température mesurée sur le banc moteur ne correspond pas exactement à la référence véhicule. Toutefois, la corrélation entre les deux essais paraît suffisante pour établir des observations pertinentes à partir de l'essai sur banc moteur.

En premier lieu, l'observation de la Figure 4.38 permet de confirmer l'hypothèse émise plus haut : la température de l'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$  est supérieure à la température  $T_{APE}$  mesurée en sortie du RAS. Sur les points de ralenti, cet écart est de

l'ordre de 15°C en fin de cycle. Comme souligné dans la section précédente, l'air du circuit subit donc bien un transfert thermique entre la sortie du RAS et le collecteur d'admission, qui n'est pas représenté dans le modèle. En outre, la mesure de la température en sortie du compresseur  $T_{APC}$  Figure 4.38 permet de révéler que le phénomène d'accumulation de chaleur sous le capot influe aussi sur la température de sortie compresseur : sur le point de fonctionnement du ralenti, la température  $T_{APC}$  augmente de 25°C à 52°C en fin de cycle. Cette augmentation est en partie due à l'augmentation de la température d'admission du compresseur  $T_{AVC}$  au cours du cycle. Toutefois, en considérant uniquement les points de ralenti, cette augmentation est peu significative, avec une température maximale de 24°C en fin de cycle, pour une température initiale de 21°C. Il semble donc crucial de considérer l'augmentation de température entre le compresseur et le RAS, puis entre le RAS et le collecteur, pour approcher le comportement observé sur véhicule. Le modèle présenté Figure 4.33 doit donc être complété afin de prendre ce phénomène en compte.

## 4.4.2 Modélisation de l'effet sous capot

Afin de considérer l'effet de l'accumulation de chaleur sous capot sur la ligne d'air, on ajoute plusieurs blocs au modèle Figure 4.33. La Figure 4.39 représente la nouvelle version du modèle. On distingue les branches A, B et C, représentées en rouge, bleu et vert respectivement. La branche A représente le compresseur ainsi que la ligne d'air entre l'admission et l'entrée du RAS. La branche B représente le RAS, et la branche C représente le conduit entre la sortie du RAS et le collecteur d'admission.

On considère une température d'air uniforme  $T_{Under}$  dans le volume sous-capot. En aval du modèle de compresseur détaillé plus haut, l'air subit dans le conduit un transfert thermique de la part de l'ambiance sous-capot représenté par le coefficient  $K_A$ , et atteint la température  $T_{Comp,under}$ . Pour calculer  $T_{Comp,under}$ , on considère une température uniforme dans le conduit égale à  $T_{Comp}$ . Le transfert thermique  $\Phi_A$  subit par l'air dans le conduit s'écrit donc :

$$\Phi_A = K_A \cdot (T_{Under} - T_{Comp}) \quad (4.9)$$

On peut ensuite écrire le bilan d'énergie sur les débits d'air entrant et sortant du conduit A :

$$Q_{air} \cdot C_p \cdot T_{Comp,under} = Q_{air} \cdot C_p \cdot T_{Comp} + \Phi_A \quad (4.10)$$

Finalement, la température de sortie du conduit peut être obtenue en combinant les Eq. (4.9) et (4.10) :

$$T_{Comp,under} = T_{Comp} + \frac{K_A}{Q_{air} \cdot C_p} \cdot (T_{Under} - T_{Comp}) \quad (4.11)$$

Afin de représenter l'inertie thermique des parois du compresseur et du conduit, on introduit l'inertie  $\tau_{Comp}$ . La température  $T_{Comp,filt}$  en sortie de la branche A est ensuite obtenue à l'aide de la fonction de transfert du premier ordre  $H_{Comp}$ .

$$H_{Comp}(s) = \frac{T_{Comp,filt}}{T_{Comp,under}} = \frac{1}{1 + \tau_{Comp} \cdot s} \quad (4.12)$$

La température de sortie de la branche A correspond à la température d'entrée de la branche B,  $T_{RAS,e} = T_{Comp,filt}$ . La température  $T_{RAS}$  en sortie du RAS est obtenue à

partir de l'Eq. (4.7). On introduit ensuite l'inertie thermique de la masse métallique du RAS,  $\tau_{RAS}$ . La température  $T_{RAS,filtr}$  en sortie de la branche B est ensuite obtenue à partir de la fonction de transfert du premier ordre  $H_{RAS}$ .

$$H_{RAS}(s) = \frac{T_{RAS,filtr}}{T_{RAS,under1}} = \frac{1}{1 + \tau_{RAS} \cdot s} \quad (4.13)$$

L'air de sortie du RAS subit enfin un transfert thermique  $\Phi_C$  par l'ambiance sous-capot représenté par le coefficient  $K_C$ . De la même manière que pour la branche A, on considère une température uniforme dans le conduit C égale à  $T_{RAS,filtr}$ .

$$\Phi_C = K_C \cdot (T_{Under} - T_{RAS,filtr}) \quad (4.14)$$

La température de sortie du conduit  $T_{Pipe}$  s'écrit ensuite :

$$T_{Pipe} = T_{RAS,filtr} + \frac{K_C}{Q_{air} \cdot C_p} \cdot (T_{Under} - T_{RAS,filtr}) \quad (4.15)$$

Finalement, on introduit l'inertie thermique  $\tau_{Pipe}$  du conduit C afin d'obtenir la température dans le collecteur d'admission  $T_{Pipe,filtr}$ .

$$H_{Pipe}(s) = \frac{T_{Pipe,filtr}}{T_{Pipe,under}} = \frac{1}{1 + \tau_{Pipe} \cdot s} \quad (4.16)$$

Dans le modèle présenté, les températures de sortie des branches A, B et C doivent correspondre aux températures mesurées  $T_{APC}$ ,  $T_{APE}$  et  $ECU_{MAT}$  respectivement.

Afin de calculer les transferts thermiques subits par l'air de suralimentation, il est nécessaire d'exprimer la température sous-capot, notée  $T_{Under}$ . On trouve dans la bibliographie plusieurs références proposant une modélisation de la température sous-capot. Cependant, la plupart de ces références appuient le travail de modélisation sur une approche tridimensionnelle à l'aide de la méthode des éléments finis, en couplant la simulation thermique à un modèle de dynamique des fluides computationnelle (CFD) [146-151]. Cette approche nécessite un maillage très précis de l'environnement sous-capot et n'est donc pas compatible avec l'approche EiL. Dans cette thèse, on considère deux modélisations simples de la température sous-capot, chacune associée à une définition différente des coefficients de transfert  $K_A$  et  $K_C$ .

### 4.4.3 Formulation simplifiée

En premier lieu, on propose une modélisation simple basée sur des coefficients mathématiques pour représenter l'effet sous-capot, notée modèle « simplifié », ou modèle n°1.

#### 4.4.3.1 Température sous-capot

Dans cette formulation, la température sous-capot est assimilée à la température de du bloc moteur. Comme utilisé dans [152], il est possible de représenter la montée en température des différents composants du moteur par une approche nodale des principaux volumes, comme le volume de liquide de refroidissement, le volume d'huile, la



La méthode de calibration des paramètres de ce modèle est détaillée Section 4.4.5.

## 4.4.4 Formulation détaillée

Dans le but de minimiser les efforts de calibration et de rendre l'utilisation du modèle plus intuitive, la modélisation de l'effet sous-capot peut être basée sur un bilan d'énergie de l'air sous-capot. Cette version est notée modèle « détaillé », ou modèle n°2.

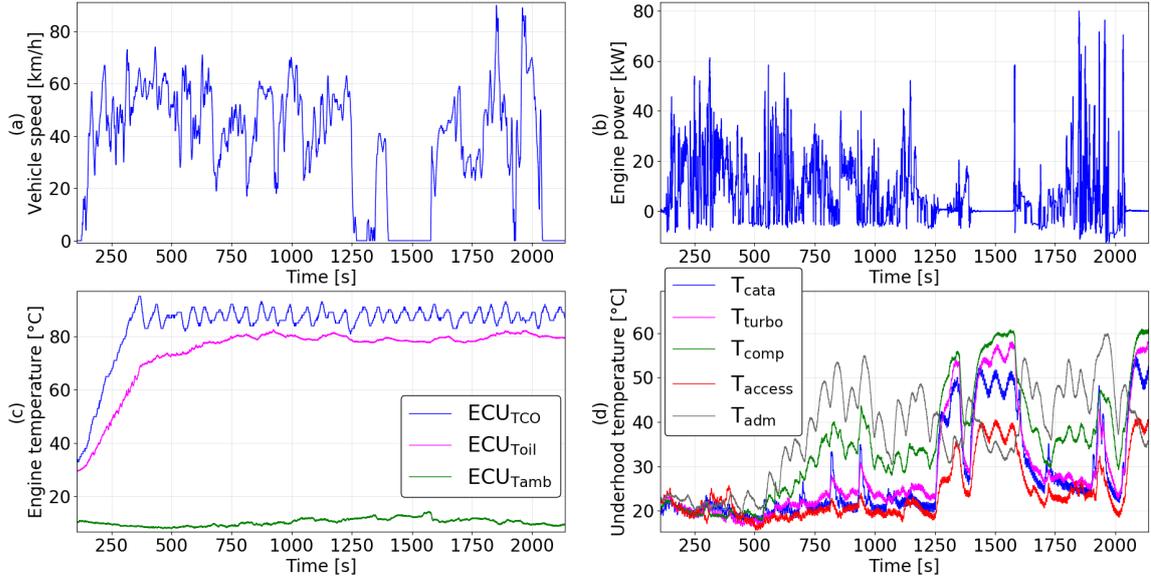
### 4.4.4.1 Température sous-capot

Comme détaillé Section 2.4, on dispose de mesures de température sous-capot effectuées sur le véhicule d'essai Mégane (Figure 2.6). Il est important de rappeler que ce véhicule ne correspond pas au véhicule de référence utilisé dans le reste de cette thèse, et en particulier dans la section précédente. Toutefois, en analysant ces mesures, il apparaît immédiatement que la formulation simple décrite ci-dessus ne représente pas de manière fidèle la température sous-capot. La Figure 4.40 représente un exemple de roulage réalisé lors de cette campagne d'essai.

La Figure 4.40(a) représente la vitesse véhicule mesurée par le contrôle moteur, et la Figure 4.40(b) la puissance moteur effective calculée à partir du couple  $ECU_{EstiTqe}$  et du régime  $ECU_N$ . Sur la Figure 4.40(c), on trace la température ambiante  $ECU_{Tamb}$ , la température du liquide de refroidissement  $ECU_{TCO}$  et celle du circuit d'huile  $ECU_{Toil}$  en vert, bleu et magenta respectivement. Enfin, on représente sur la Figure 4.40(d) les mesures de température ambiante sous-capot à proximité du catalyseur, de la turbine, du compresseur, de la face accessoire et de l'admission en bleu, magenta, vert, rouge et gris respectivement.

Comme déjà constaté, la température  $ECU_{TCO}$  augmente de manière quasi linéaire pendant les première 370 s de l'essai, jusqu'à l'ouverture du calorstat quand la température atteint 95°C. Le calorstat régule ensuite la température  $ECU_{TCO}$  autour de 90°C pendant le reste de l'essai. La température d'huile suit une tendance similaire, avec une température maximale proche de 80°C. En revanche, on observe des variations importantes dans la température sous-capot qui ne correspondent pas à la tendance observée pour les températures moteur. Bien que la température ne soit pas la même selon le point de mesure, on peut souligner l'impact de la vitesse véhicule sur l'ambiance sous-capot. A  $t = 1250$  s par exemple, on constate une augmentation brusque de la température pour la plupart des points de mesure. Cet instant coïncide avec un arrêt véhicule. Dans ce cas, la puissance moteur nulle indique un arrêt du moteur, caractérisé par un débit nul dans la ligne d'air. Toutefois, on peut remarquer plus généralement qu'une chute de la vitesse véhicule est caractérisée par une hausse des températures sous-capot, à  $t = 935$  s par exemple. En outre, on peut aussi souligner que les températures sous-capot ne commencent à augmenter qu'à partir de  $t = 500$  s environ, peu après la première ouverture du calorstat. Cette observation suggère que le fonctionnement du radiateur pourrait avoir un impact sur l'ambiance sous-capot.

**Fonctionnement du modèle :** En se basant sur l'analyse de ces essais, on propose donc une modélisation de la température ambiante sous capot, représentée Figure 4.41. On considère en premier lieu le flux d'air entrant sous le capot à la température ambiante



**Fig. 4.40 :** Exemple de roulage Mégane - Mesure des températures sous-capot.

$T_{ext}$ . De manière similaire à la vitesse d'air entrant dans le RAS Eq. (4.8), Le débit d'air  $Q_{circu}$  est exprimé en fonction de la vitesse véhicule  $V$  et des coefficients  $A_{air}$ ,  $B_{air}$ .

$$Q_{circu} = A_{air} + B_{air} \cdot V \quad (4.21)$$

Ici, on considère que la majorité de l'air entrant sous le capot provient du radiateur. Du fait du transfert thermique avec le circuit de refroidissement, l'air ambiant est réchauffé et entre sous le capot à la température  $T_{circu}$ . Pour représenter ce phénomène, on considère le volume intermédiaire à la température uniforme  $T_{circu}$ , en jaune sur la Figure 4.41. On peut ainsi réaliser un bilan entre les flux entrant et sortant à l'aide de la puissance échangée dans le radiateur  $\Phi_{radia}$ .

$$Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{circu} = Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{ext} + \Phi_{radia} \quad (4.22)$$

La température de sortie  $T_{circu}$  peut ainsi être exprimée :

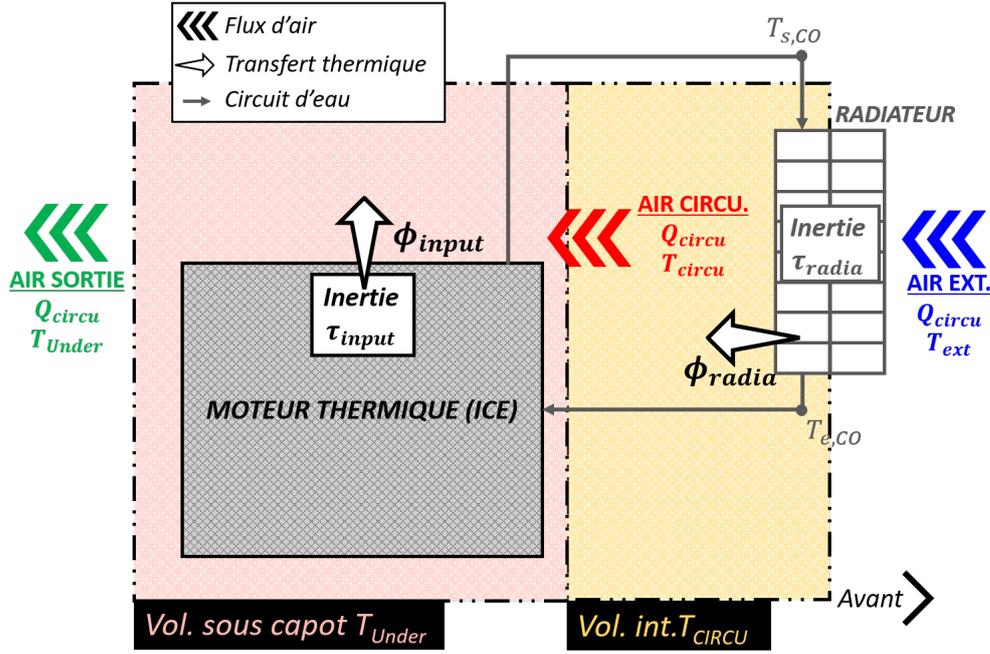
$$T_{circu} = T_{ext} + \frac{\Phi_{radia}}{Q_{circu} \cdot C_p} \quad (4.23)$$

Dans le cadre des essais réalisés sur la Mégane, on dispose de la température du liquide de refroidissement en entrée et en sortie moteur, notées  $T_{e,CO}$  et  $T_{s,CO}$  respectivement. On peut donc calculer le transfert thermique dans le radiateur  $\Phi_{radia,int}$  à l'aide du débit de liquide de refroidissement  $Q_{CO}$  et de la capacité calorifique du liquide  $C_{p,CO}$ .

$$\Phi_{radia,int} = Q_{CO} \cdot C_{p,CO} \cdot (T_{s,CO} - T_{e,CO}) \quad (4.24)$$

La pompe étant entraînée par courroie, on peut exprimer le débit de liquide de refroidissement dans le moteur  $Q_{CO,eng}$  à partir du régime moteur  $\omega_{eng}$  et d'un coefficient  $\chi$  obtenu dans les caractéristiques véhicule :

$$Q_{CO,eng} = \chi \cdot \omega_{eng} \quad (4.25)$$



**Fig. 4.41 :** Modèle de la température sous-capot dans la formulation n°2 (modèle « détaillé »)

Le débit de liquide dans le radiateur  $Q_{CO}$  est ensuite modulé par l'ouverture du calorstat  $\alpha_{calor}$ , que l'on suppose linéaire entre 0 et 1 pour les températures du circuit de refroidissement  $T_{0\%} = 89^{\circ}\text{C}$  et  $T_{100\%} = 99^{\circ}\text{C}$  respectivement à partir de l'observation des essais véhicule.

$$Q_{CO} = \alpha_{calor} \cdot \chi \cdot \omega_{eng} \quad (4.26)$$

De manière à représenter l'inertie de la masse métallique du radiateur, on introduit en outre la fonction de transfert du premier ordre  $H_{radia}(s)$  pour calculer la puissance  $\Phi_{radia}$ .

$$H_{radia} = \frac{\Phi_{radia}}{\Phi_{radia,int}} = \frac{1}{1 + \tau_{radia} \cdot s} \quad (4.27)$$

Après avoir traversé le radiateur, le flux d'air entre dans le volume sous-capot et reçoit un flux de chaleur de la part du moteur et des pièces métalliques (noté  $\Phi_{input}$ ). En considérant une température  $T_{Under}$  uniforme dans le volume sous-capot, on peut effectuer un bilan énergétique entre les flux entrant et sortant :

$$Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{Under} = Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{circu} + \Phi_{input} \quad (4.28)$$

La température sous-capot peut ainsi être exprimée :

$$T_{Under} = T_{circu} + \frac{\Phi_{input}}{Q_{circu} \cdot C_p} \quad (4.29)$$

Le transfert  $\Phi_{input,int}$  est exprimé à partir de la puissance moteur  $P_{tqe}$  et du coefficient  $\beta$ . La puissance moteur étant calculée à l'aide du couple effectif  $ECU_{EstiTqe}$  et du régime moteur  $ECU_N$ , on introduit le terme constant  $\Phi_0$  pour représenter le flux de chaleur au

ralenti :

$$\Phi_{input,int} = \Phi_0 + \beta \cdot P_{tqe} \quad (4.30)$$

Enfin, on représente l'inertie thermique de la masse métallique du moteur par la fonction de transfert du premier ordre  $H_{input}(s)$ .

$$H_{input} = \frac{\Phi_{input}}{\Phi_{input,int}} = \frac{1}{1 + \tau_{input} \cdot s} \quad (4.31)$$

Finalement, la température sous-capot  $T_{Under}$  est obtenue en combinant les Eq. (4.23) et (4.29).

$$T_{Under} = T_{ext} + \frac{\Phi_{radia}}{Q_{circu} \cdot C_p} + \frac{\Phi_{input}}{Q_{circu} \cdot C_p} \quad (4.32)$$

Il est intéressant de souligner que ce modèle reste valide dans le cas où une fraction  $\delta$  du flux d'air provient directement de l'extérieur sans passer par l'échangeur, comme représenté Figure 4.42. On note  $Q_{radia}$  le flux d'air traversant l'échangeur avant d'entrer dans le volume sous-capot, et  $Q_{ext}$  le débit d'air provenant directement de l'extérieur. La somme des deux débits correspond au flux d'air total  $Q_{circu}$ .

$$Q_{circu} = Q_{radia} + Q_{ext} \quad (4.33)$$

En reprenant l'Eq. (4.28), le bilan sur le flux d'air s'écrit :

$$Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{Under} = Q_{radia} \cdot C_p \cdot T_{circu} + Q_{ext} \cdot C_p \cdot T_{ext} + \Phi_{input} \quad (4.34)$$

En introduisant la fraction  $\delta$  telle que  $Q_{ext} = \delta \cdot Q_{circu}$ , on peut écrire :

$$Q_{radia} = (1 - \delta) \cdot Q_{circu} \quad (4.35)$$

Le bilan Eq. (4.34) peut donc être simplifié :

$$Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{Under} = (1 - \delta) \cdot Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{circu} + \delta \cdot Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{ext} + \Phi_{input} \quad (4.36)$$

Finalement :

$$Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{Under} = Q_{circu} \cdot C_p \cdot ((1 - \delta) \cdot T_{circu} + \delta \cdot T_{ext}) + \Phi_{input} \quad (4.37)$$

Puis, avec l'Eq. (4.23) exprimée avec le débit  $Q_{radia}$  :

$$Q_{circu} \cdot C_p \cdot T_{Under} = Q_{circu} \cdot C_p \cdot \left( (1 - \delta) \cdot \left( T_{ext} + \frac{\Phi_{radia}}{(1 - \delta) \cdot Q_{circu} \cdot C_p} \right) + \delta \cdot T_{ext} \right) + \Phi_{input} \quad (4.38)$$

On retrouve finalement l'Eq. (4.32), du fait de l'hypothèse de température uniforme dans le volume sous-capot. Le modèle est donc adapté pour représenter les configurations représentées Figures 4.41 et 4.42.

**Validation du modèle :** Le modèle représenté Figure 4.42 peut être validé à partir des essais réalisés sur le véhicule d'essai Mégane. Dans ce but, on considère la moyenne



que :

$$\Phi_{0,estim} = \sigma \cdot \Phi_{comb} \quad (4.43)$$

Finalement :

$$\Phi_{0,estim} = \sigma \cdot PMI \cdot \frac{v_{cyl}}{\eta_{comb} \cdot \eta_{thermo}} \cdot \frac{\omega_{eng}}{2 \cdot 60} \quad (4.44)$$

Au ralenti, on suppose  $PMI = PMF = 1$  bar. Avec  $v_{cyl} = 1198 \text{ cm}^3$  et  $\omega_{eng} = 850$  tr/min et en supposant le rendement de combustion  $\eta_{comb} = 85\%$ , le rendement thermodynamique  $\eta_{thermo} = 20\%$  et la fraction de la chaleur étant évacuée dans le volume sous-capot  $\sigma = 0.5$ , on obtient finalement  $\Phi_{0,estim} = 2.1 \text{ kW}$ . Les valeurs initiales utilisées pour l'optimisation sont rassemblées Table 4.3 ainsi que les limites pour chaque paramètre, et les valeurs ajustées par l'outil d'optimisation.

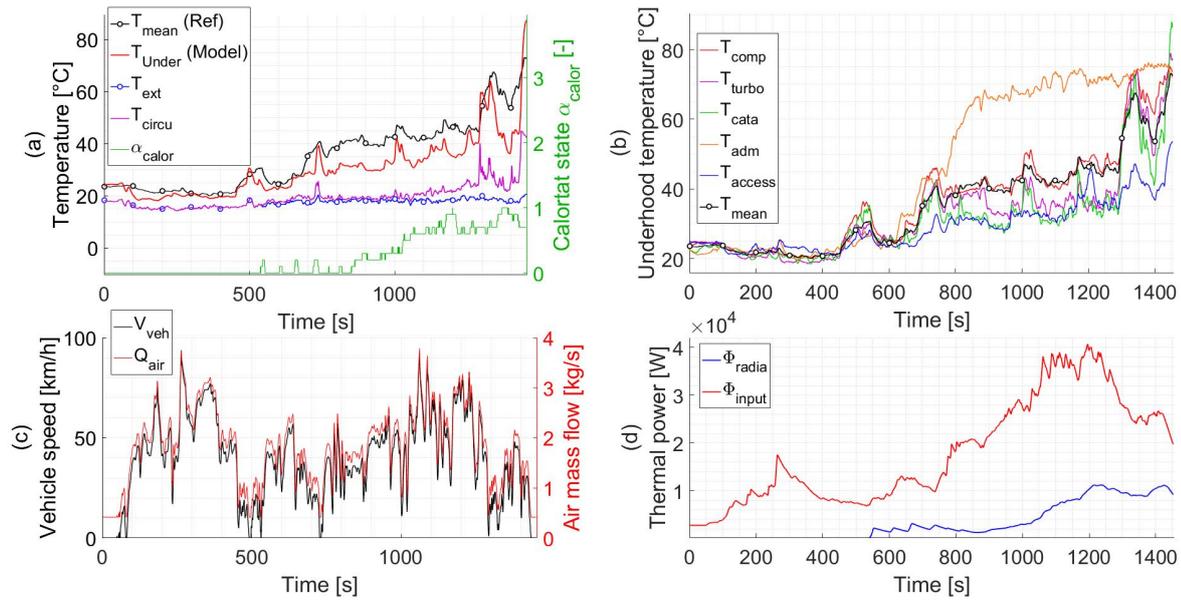
**Tableau 4.3 :** Paramètres du modèle de température sous-capot : valeurs ajustée (« Valeur »), minimale (« Min. »), maximale (« Max. ») et initiale (« Init. »), et unité.

Paramètre	Valeur	Min.	Max	Init.	Unité
$\Phi_0$	2.76	1.48	2.76	2.12	[kW]
$\beta$	1.5	0.85	2	1	[-]
$A_{air}$	0.4182	0	5	0.1	[kg/s]
$B_{air}$	0.036	0	5	0.01	[(kg/s)/(m/s)]

La Figure 4.43 représente le comportement du modèle de température sous-capot sur un essai véhicule. Sur la Figure 4.43(a), on trace la température moyenne mesurée sous-capot  $T_{mean}$ , la température sous-capot calculée par le modèle  $T_{Under}$ , ainsi que la température extérieure  $T_{ext}$  et la température de l'air réchauffé par le radiateur  $T_{circu}$  en noir, rouge, bleu et magenta respectivement. L'ouverture du calorstat  $\alpha_{calor}$  est représentée en vert sur l'axe de droite. Ensuite, la Figure 4.43(b) représente la température sous-capot mesurée à proximité du compresseur, de la turbine, du catalyseur, de l'admission et de la face accessoire en rouge, magenta, vert, orange et bleu respectivement, ainsi que la température moyenne  $T_{mean}$  en noir. On trace la vitesse véhicule en noir sur la Figure 4.43(c), ainsi que le débit d'air sous-capot en rouge sur l'axe de droite. Enfin, la Figure 4.43(d) représente les puissances thermiques apportées par le radiateur et par la combustion en bleu et rouge respectivement.

En premier lieu, on peut souligner que la température  $T_{Under}$  calculée par le modèle est proche de la température moyenne mesurée  $T_{mean}$ . L'écart absolu moyen est de  $5.6^\circ\text{C}$ , et la courbe respecte les tendances de manière générale. On remarque ensuite que l'apport de puissance du radiateur est d'un ordre de grandeur inférieur par rapport à l'apport de chaleur par le moteur. Toutefois, son impact n'est pas négligeable, puisque l'air de circulation entre jusqu'à  $20^\circ\text{C}$  de plus que l'air extérieur, en particulier sur la deuxième moitié de l'essai pendant laquelle le calorstat est pratiquement totalement ouvert. Enfin, on peut rappeler que l'on cherche à représenter la température moyenne sous-capot, et que la température mesurée par les différents thermocouples peut varier localement de près de  $40^\circ\text{C}$ . Afin d'évaluer la robustesse du modèle sur d'autres essais, la Figure 4.44 représente de manière similaire à la Figure 4.43 le comportement du modèle sur un second essai réalisé avec le même véhicule. Le modèle est paramétré avec les valeurs calibrées sur l'essai représenté Figure 4.43.

On constate directement que le modèle est plus éloigné de la mesure, avec un écart absolu moyen de  $10.8^\circ\text{C}$ . Cet écart est en partie du au fait que les paramètres du modèle

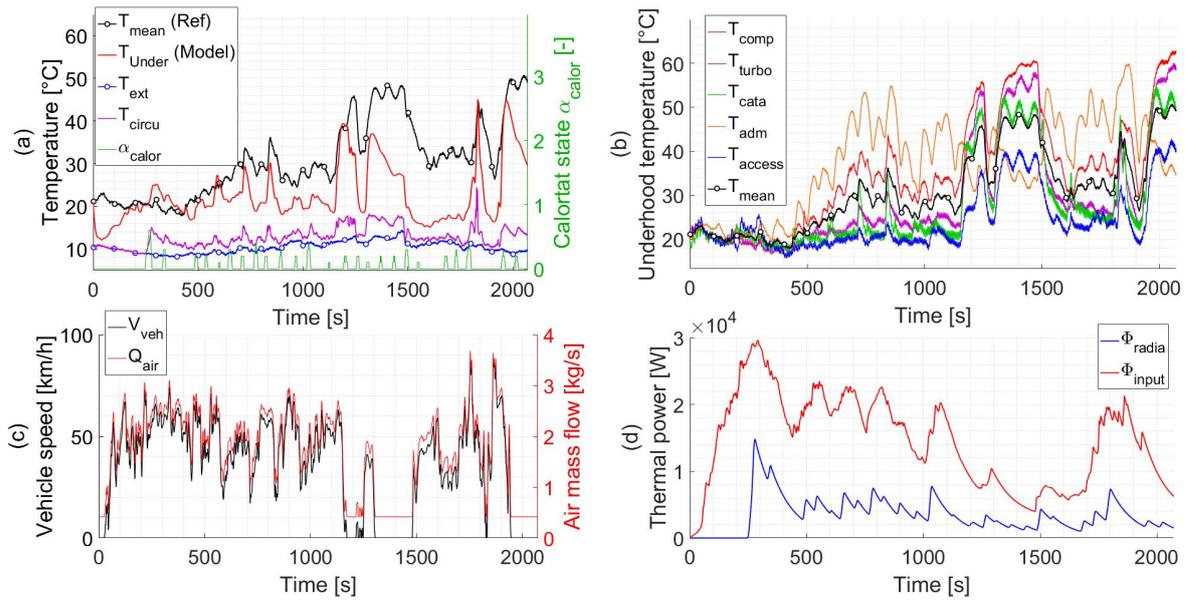


**Fig. 4.43 :** Exemple de comportement du modèle sur un essai véhicule Mégane - Essai de calibration.

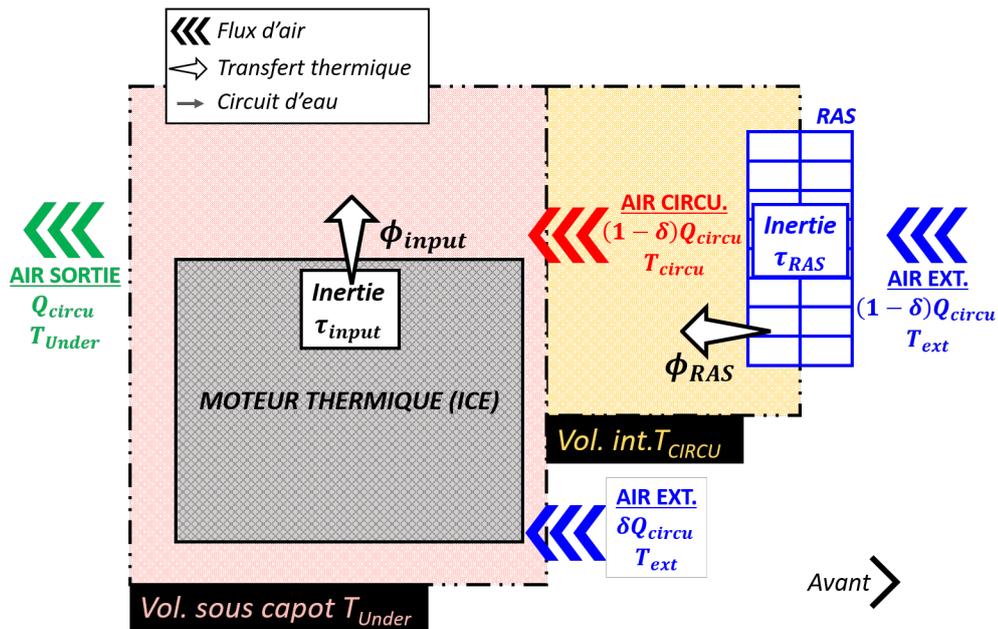
ne sont pas calibrés sur cet essai spécifiquement. Toutefois, la configuration véhicule est la même que sur l'essai de calibration, et les paramètres ne devraient donc pas être amenés à changer. On peut cependant souligner que la tendance des fortes fluctuations observées dans la température mesurée est reproduite par le modèle, à  $t = 1175$  s et  $t = 1810$  s par exemple. Ces instants correspondent à des arrêts véhicules, et l'impact de la vitesse sur la circulation d'air est correctement pris en compte par le modèle. On peut souligner que l'ouverture du calorstat ne dépasse pas 0.6, ce qui suggère que le débit de liquide de refroidissement dans le radiateur est moindre par rapport au premier essai. Ce faible débit entraîne une faible puissance échangée dans le radiateur, et pourrait donc expliquer en partie la température largement inférieure à la mesure dans la deuxième partie de l'essai. On peut rappeler ici que l'ouverture du calorstat a été définie de manière linéaire en observant les essais véhicules, et pourrait ne pas être fidèle au comportement du calorstat réel.

Les résultats présentés ci-dessus permettent de conclure que l'approche choisie pour la modélisation de la température sous-capot est cohérente et représente la majorité des phénomènes en jeu. L'hypothèse d'une température sous-capot uniforme constitue cependant une approximation importante. Dans ce contexte, malgré les écarts constatés entre la température calculée et la moyenne mesurée, on peut considérer que la modélisation est adaptée à l'utilisation dans le modèle de la ligne d'air.

**Adaptation au banc moteur :** Dans l'objectif de modéliser le comportement observé sur banc moteur, le modèle présenté Figure 4.42 doit être modifié. En effet, comme souligné Section 4.2, le radiateur n'est pas présent physiquement sur le banc et est remplacé par un échangeur à eau. Par conséquent, l'air entrant sous le capot n'est pas réchauffé par le radiateur, et on peut négliger la puissance  $\Phi_{radia}$ . En revanche, le RAS est présent sur le banc, et on peut considérer son impact sur la température de l'air entrant sous le capot de manière similaire au radiateur avec la puissance échangée dans le RAS  $\Phi_{RAS} = Q_{air} \cdot C_p(T_{RAS,e} - T_{RAS})$ , comme représenté Figure 4.45.



**Fig. 4.44 :** Exemple de comportement du modèle sur un essai véhicule Mégane - Paramètres calibrés.



**Fig. 4.45 :** Modèle de la température sous-capot adapté à la configuration du banc moteur.

L'impact du RAS n'a pas été pris en compte dans le modèle présenté Figure 4.42. Cependant, on ne dispose pas de la cartographie du RAS pour le véhicule Mégane, ni du débit d'air dans la ligne de suralimentation, et il est par conséquent impossible de calculer la puissance échangée dans le RAS pour ces essais. De plus, on peut souligner que la puissance échangée avec l'eau dans le radiateur est d'un ordre de grandeur supérieur par rapport à la puissance échangée dans le RAS, du fait de la capacité calorifique élevée de l'eau. Au vu des résultats obtenus présentés Figure 4.43, on peut conclure que l'impact du RAS peut être négligé dans le cas où le radiateur est présent.

#### 4.4.4.2 Coefficients de transfert

Dans le modèle « détaillé », on choisit d'exprimer les coefficients de transfert à l'aide de grandeurs physiques. On considère un conduit de longueur  $L$  et de diamètre  $D$ , schématisé Figure 4.46. On note  $T_e$  et  $T_s$  les températures d'entrée et de sortie du conduit, et  $T_{in}$  la température interne, que l'on suppose uniforme telle que  $T_{in} = T_e$ . Le débit d'air  $Q_{air}$  est uniforme le long du conduit. Du fait de sa faible épaisseur, on considère la température de la paroi du conduit  $T_{wall}$  uniforme et égale à la température ambiante sous-capot  $T_{wall} = T_{Under}$ .

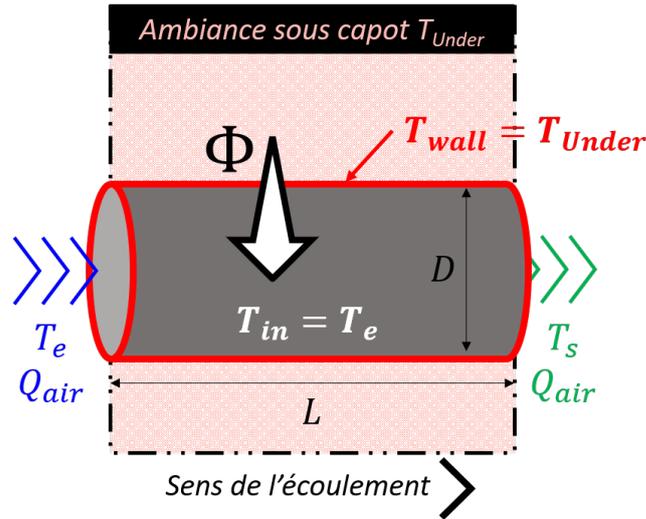


Fig. 4.46 : Calcul du transfert thermique par convection.

On note  $\Phi$  le transfert thermique par convection entre la paroi du conduit et le flux d'air, tel que :

$$Q_{air} \cdot C_p \cdot T_s = Q_{air} \cdot C_p \cdot T_e + \Phi \quad (4.45)$$

On exprime  $\Phi$  à partir du coefficient de convection  $h$ , de la surface d'échange  $S = \pi \cdot D \cdot L$ , de la température interne  $T_{in}$  et celle de la paroi  $T_{wall}$ .

$$\Phi = h \cdot s \cdot (T_{wall} - T_{in}) \quad (4.46)$$

Pour calculer le coefficient de convection, on utilise le nombre de Nusselt  $Nu$  :

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (4.47)$$

Avec  $\lambda$  la conductivité thermique de l'air. Le nombre de Nusselt s'exprime différemment selon le régime d'écoulement, déterminé par le nombre de Reynolds  $Re$ .

$$Re = \frac{V_{mean} \cdot D}{\nu} \quad (4.48)$$

Avec  $\nu$  la viscosité cinématique de l'air, et  $V_{mean}$  la vitesse moyenne d'écoulement. On peut calculer  $V_{mean}$  en utilisant le débit massique  $Q_{air}$ , la masse volumique de l'air  $\rho$  et la section  $S_A = \pi D^2/4$ .

$$V_{mean} = \frac{Q_{air}}{S_A \cdot \rho} = \frac{Q_{air}}{\pi \frac{D^2}{4} \cdot \rho} \quad (4.49)$$

On considère un régime turbulent pour  $Re > 2400$ , et un régime laminaire sinon. En régime turbulent à l'intérieur d'un tube circulaire, le nombre de Nusselt peut être exprimé par la relation de Dittus-Boelter [154] :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (4.50)$$

Avec  $Pr$  le nombre de Prandtl caractéristique de l'air à la température  $T_{in}$ . En régime laminaire, le nombre de Nusselt s'exprime :

$$Nu = 1.86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L})^{\frac{1}{3}} \cdot (\frac{\mu}{\mu_{wall}})^{0.14} \quad (4.51)$$

Avec  $\mu$  la viscosité dynamique de l'air à la température  $T_{in}$ , et  $\mu_{wall}$  la viscosité dynamique de l'air à la température de paroi  $T_{wall}$ . Finalement, pour des valeurs de  $T_{wall} = T_{Under}$  et  $T_e$  données, on peut calculer le coefficient de convection  $h$ . Les coefficients  $K_A$  et  $K_C$  introduits Eq. (4.9) et (4.14) peuvent être identifiés dans l'Eq. (4.46) :

$$K_A = h_A \cdot S_A \quad (4.52)$$

$$K_C = h_C \cdot S_C \quad (4.53)$$

Avec, pour la branche A par exemple :

$$S_A = \pi \cdot D_{pipe} \cdot L_A \quad (4.54)$$

On note  $L_A$ ,  $L_C$  la longueur des conduits A et C respectivement, et  $D_{pipe}$  le diamètre du conduit, supposé uniforme sur toute la ligne.

## 4.4.5 Calibration sur un essai au banc moteur

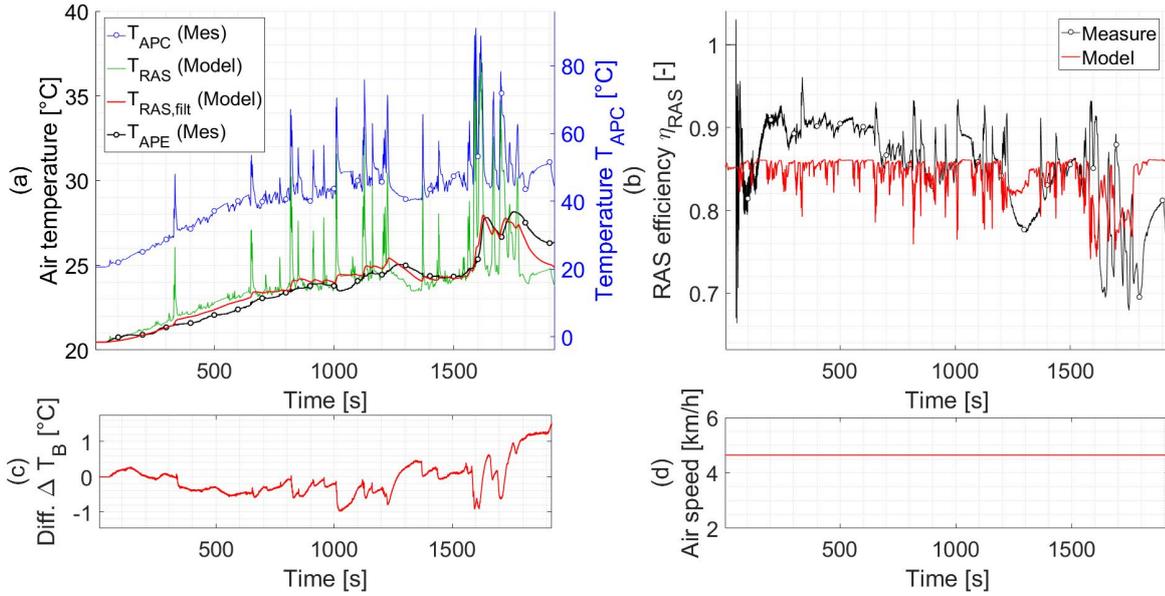
Dans cette section, on se place dans le premier cas d'application mentionné au début de la Section 4.4. L'ajustement des paramètres du modèle est basé sur un essai de référence réalisé au banc EiL. Une fois calibré de manière à représenter fidèlement le comportement observé au banc EiL, le modèle pourrait ainsi être utilisé de façon à guider les manipulations sur le banc : en cherchant à rapprocher la température  $T_{Pipe, filt}$  modélisée de la mesure  $ECU_{MAT}$  de l'essai BàR, le modèle pourrait ainsi suggérer un niveau différent de capot et/ou d'écran.

L'instrumentation des températures  $T_{AVC}$ ,  $T_{APC}$  et  $T_{APE}$  au banc moteur permet de calibrer séparément les différentes branches du modèle présenté Figure 4.39. Afin d'ajuster les paramètres de chaque branche, on utilise l'outil d'optimisation « **sdo.optimize** » de Matlab Simulink [153] mentionné plus haut. Sauf précision contraire, on base la calibration des différents blocs sur un même cycle WLTC réalisé à froid au banc EiL avec le niveau 0 d'obturation du RAS et le niveau 2 de capot, noté « EOC2 ».

### 4.4.5.1 Branche B (RAS)

Grâce à l'instrumentation du banc moteur, on dispose des mesures des températures d'entrée  $T_{APC}$  et de sortie  $T_{APE}$  de la branche B représentant le RAS (voir Figure 4.39), qui peut ainsi être calibrée indépendamment du reste du modèle. La branche B étant

modélisée de la même manière dans le modèle simplifié et le modèle détaillé, la méthode de calibration est commune aux deux formulations. En utilisant la mesure  $T_{APC}$  comme température d'entrée de la branche B, les coefficients de la vitesse d'air  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$  sont ajustés à l'aide de l'outil d'optimisation de manière à réduire l'écart entre la température  $T_{RAS,filtr}$  calculée en sortie du bloc d'inertie du RAS et la température mesurée  $T_{APE}$ . La valeur de l'inertie  $\tau_{RAS}$  est ajustée manuellement de façon à reproduire la dynamique de la température mesurée.



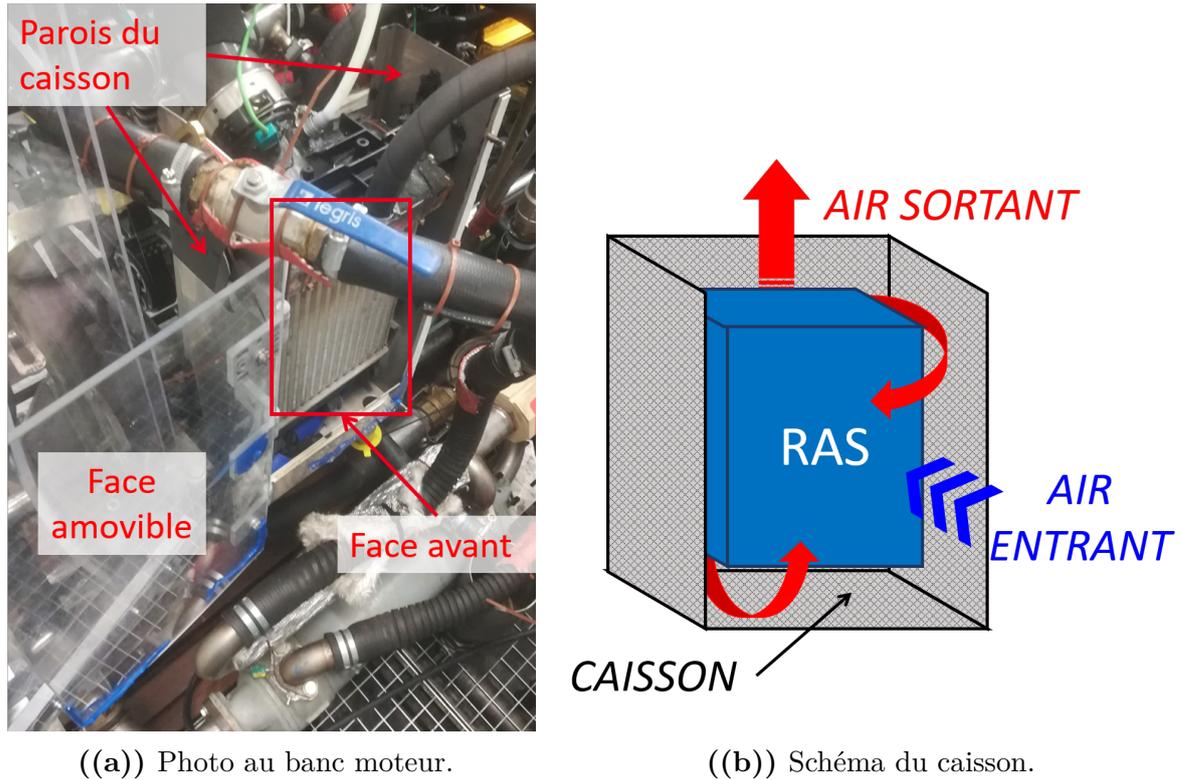
**Fig. 4.47 :** Ajustement des paramètres  $\tau_{RAS}$ ,  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$  sur un WLTC réalisé à froid au banc moteur.

La Figure 4.47(a) représente la température d'entrée mesurée  $T_{APC}$  en bleu sur l'axe de droite, ainsi que la température de sortie mesurée  $T_{APE}$  en noir sur l'axe de gauche. On trace en outre sur l'axe de gauche la température  $T_{RAS}$  en sortie du modèle de RAS calibré en vert, puis la température en sortie de son inertie thermique  $T_{RAS,filtr}$  en rouge. La Figure 4.47(b) représente l'efficacité du RAS  $\eta_{RAS}$  modélisée en rouge, et calculée à partir des données expérimentales et de l'Eq. (4.6) en noir (« Measure » en légende). La Figure 4.47(c) représente l'écart  $\Delta T_B = T_{APE} - T_{RAS,filtr}$  entre la température calculée en sortie de la branche B par le modèle et la mesure, et la Figure 4.47(d) la vitesse d'air en face avant du RAS  $V_{air,RAS}$ . Les valeurs ajustées  $\tau_{RAS}$ ,  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$  sont rassemblées dans le Tableau 4.4.

**Tableau 4.4 :** Valeurs ajustées des paramètres du modèle de RAS.

Paramètre	Valeur	Min.	Max.	Unité
$A_{air,RAS}$	1.29	0	5	[m/s]
$B_{air,RAS}$	0	0	1	[-]
$\tau_{RAS}$	150	-	-	[s]

On observe une bonne corrélation de la température modélisée avec la mesure, l'écart absolu moyen étant de  $0.37^\circ\text{C}$ , pour un écart maximal de  $1.5^\circ\text{C}$  en fin de cycle. On note néanmoins que l'optimisation converge vers une valeur nulle pour le paramètre  $B_{air,RAS}$ . En reprenant l'Eq. (4.8), cette valeur induit une vitesse d'air constante en face avant



((a)) Photo au banc moteur.

((b)) Schéma du caisson.

**Fig. 4.48** : Cloisons autour du RAS lors des essais au banc moteur.

du RAS, i.e.  $V_{air,RAS} = A_{air,RAS}$  comme représenté sur la Figure 4.47(d). Ces valeurs paraissent discutables, la soufflante du banc moteur étant asservie à la vitesse véhicule (Section 4.2). De plus, comme mentionné plus haut, l'essai EiL considéré correspond au niveau 0 d'écran sur le RAS, i.e. aucune obturation. Une explication possible réside cependant dans la configuration spécifique utilisée lors de cette thèse. En effet, le RAS ayant d'abord été refroidi par arrosage en début de campagne, il est placé dans un caisson hermétique. Ce caisson a ensuite été ouvert afin de passer au refroidissement par soufflante, comme illustré Figure 4.48(a).

Cependant, seule la face avant du caisson est amovible, et le RAS reste cloisonné, sur les côtés, le dessous et en face arrière. Le flux d'air arrive donc bien en face avant du RAS, mais ne peut ressortir que par le haut de l'échangeur, ou bien par la face avant, comme schématisé Figure 4.48(b). Par conséquent, le flux d'air est inéluctablement réduit et on peut imaginer que l'encastrement du RAS limite la vitesse d'air entrant à une valeur maximale faible rapidement atteinte lors d'un cycle. Cette configuration ne représente pas les phénomènes en jeu lors d'un essai sur véhicule. Bien que les modifications du banc décrites Section 4.2 améliorent la représentativité de la température  $ECU_{MAT}$ , elles devraient donc être reproduites lors d'une campagne similaire en laissant le RAS libre. Le but ici étant de reproduire le comportement observé au banc EiL, on conserve toutefois les valeurs ajustées pour les paramètres de la branche B dans la suite de cette section.

### 4.4.5.2 Modèle simplifié

Dans cette section, on présente la méthode de calibration adoptée pour les branches A et C du modèle simplifié (Section 4.4.3), schématisée sur la Figure 4.49.

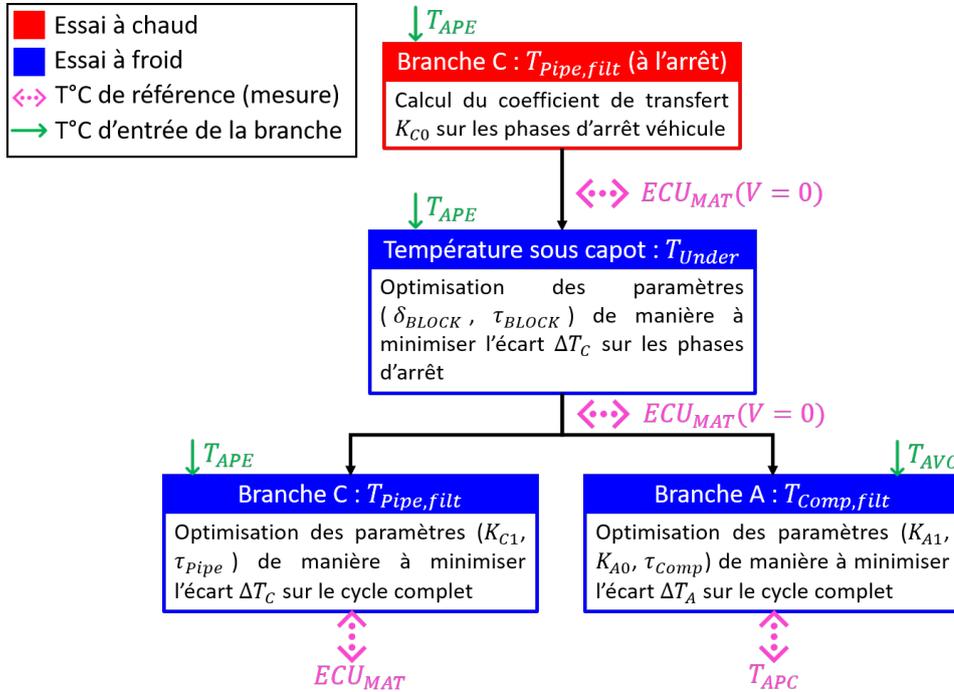


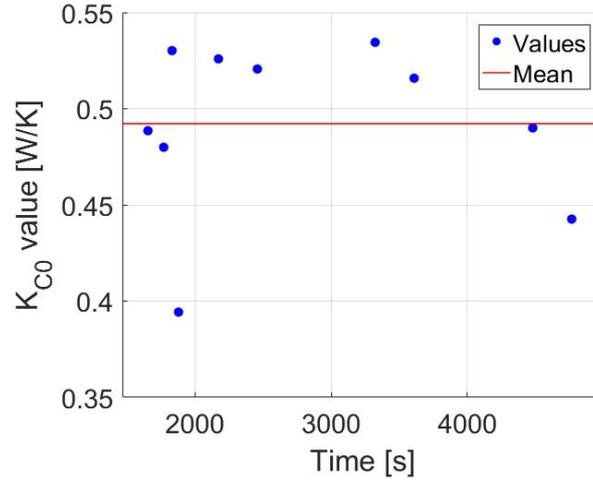
Fig. 4.49 : Méthode de calibration du modèle simplifié.

**Température sous-capot et branche C :** La première étape de la calibration consiste à évaluer les paramètres de la montée en température sous-capot  $T_{Under}$ ,  $\delta_{BLOCK}$  et  $\tau_{BLOCK}$ , qui seront utilisés pour calculer le transfert thermique dans les branches A et C. Pour ce faire, on s'appuie sur la branche du modèle la plus simple, i.e. la branche C, qui représente le conduit entre le RAS et le collecteur d'admission (Figure 4.39). Cette branche est définie par l'inertie  $\tau_{Pipe}$ , et les coefficients de transfert  $K_{C0}$  et  $K_{C1}$ . Pour cette phase, on utilise en entrée de la branche C la température  $T_{APE}$  mesurée en sortie du RAS.

- En premier lieu, on commence par estimer le coefficient de transfert thermique à vitesse nulle  $K_{C0}$ . Afin de s'affranchir de la montée en température sous capot, on considère pour cette phase un cycle réalisé à chaud au banc moteur, c'est-à-dire avec une température initiale du liquide de refroidissement de l'ordre de  $80^\circ\text{C}$ . En considérant uniquement la seconde moitié du cycle, on peut faire l'hypothèse que la température sous-capot est constante à sa valeur maximale  $T_{BLOCK, max}$ , que l'on suppose égale à  $90^\circ\text{C}$ . Ensuite, on concentre la calibration du paramètre  $K_{C0}$  sur les phases d'arrêt véhicule  $V = 0$  afin de s'affranchir du paramètre  $K_{C1}$ , i.e.  $K_C = K_{C0}$  (Eq. 4.20). On néglige ici l'inertie thermique du conduit,  $\tau_{Pipe} = 1$  s. En supposant que la température de sortie du conduit doit être égale à la mesure  $ECU_{MAT}$ , l'Eq. (4.15) peut être utilisée pour calculer  $K_{C0}$  :

$$K_{C0} = \frac{(T_{Pipe} - T_{RAS, filt}) \cdot Q_{air} \cdot C_p}{T_{Under} - T_{RAS, filt}} = \frac{(ECU_{MAT} - T_{APE}) \cdot Q_{air} \cdot C_p}{T_{BLOCK, max} - T_{APE}} \quad (4.55)$$

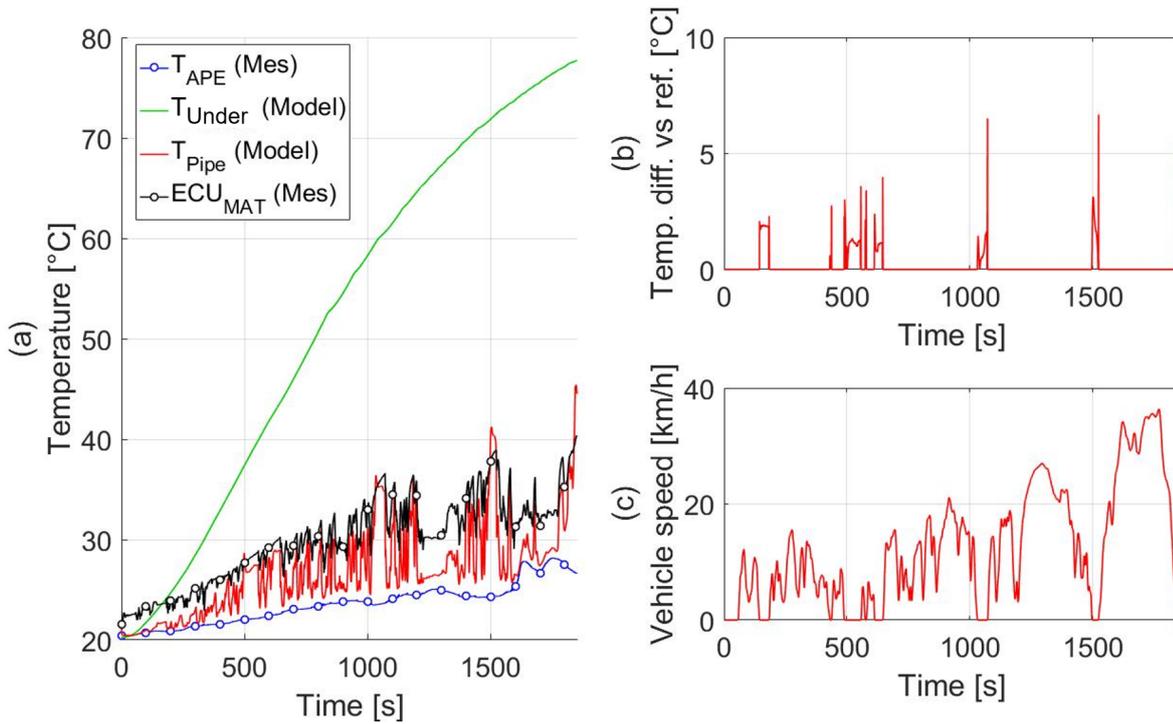
En appliquant l'Eq. (4.55) sur toutes les phases de ralenti de la deuxième moitié du cycle chaud, on obtient une valeur moyenne pour le coefficient  $K_{C0,cal}$ , comme illustré Figure 4.50. Chaque point représente la valeur moyenne pendant une phase d'arrêt, les valeurs étant majoritairement comprises entre 0.45 et 0.55 W/K. La valeur finale de  $K_{C0}$  est choisie comme la moyenne de tous les points,  $K_{C0,cal} = 0.49$  W/K représentée en rouge.



**Fig. 4.50** : Estimation du paramètre  $K_{C0}$  sur les phases d'arrêt d'un cycle réalisé à chaud au banc moteur.

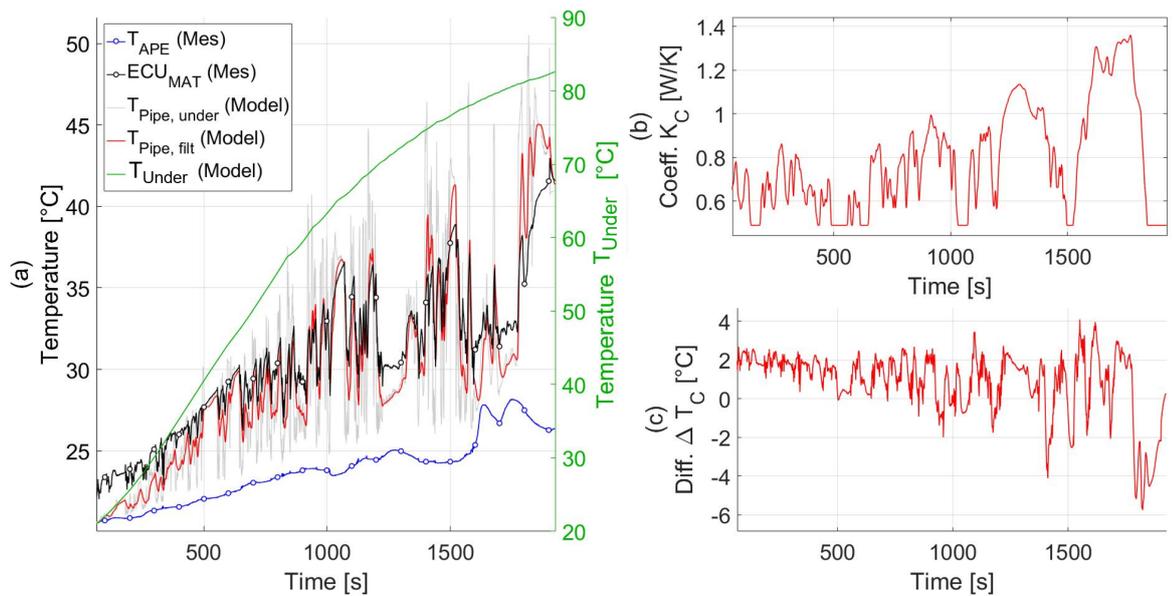
- Une fois le paramètre  $K_{C0}$  fixé, les paramètres de la température sous-capot  $\delta_{BLOCK}$  et  $\tau_{BLOCK}$  peuvent être ajustés. Pour cette phase, on considère uniquement les phases d'arrêt d'un cycle réalisé à froid au banc moteur. Le coefficient de transfert thermique sous-capot est fixé à la valeur calibrée précédemment,  $K_{C0} = K_{C0,cal}$ . En utilisant l'outil d'optimisation, les paramètres  $\delta_{BLOCK}$  et  $\tau_{BLOCK}$  sont ajustés de manière à réduire l'écart entre la température de sortie du modèle  $T_{Pipe,filt}$  et la température  $ECU_{MAT}$  pendant les phases d'arrêt  $V = 0$ . La Figure 4.51(a) représente les températures mesurées en entrée ( $T_{APE}$ ) et en sortie ( $ECU_{MAT}$ ) de la branche C en bleu et noir respectivement, ainsi que les températures calculées  $T_{Under}$  et  $T_{Pipe,filt}$  en vert et rouge respectivement. La Figure 4.51(b) représente l'écart absolu de température  $|\Delta T_C|_{V=0} = |ECU_{MAT} - T_{Pipe,filt}|_{V=0}$  pendant les phases d'arrêt véhicule. La Figure 4.51(c) représente la vitesse véhicule au cours du cycle. La montée en température sous-capot  $T_{Under}$  permet un écart inférieur à  $2^\circ\text{C}$  lors des phases d'arrêt. On peut en outre souligner que la température sous-capot n'atteint pas sa valeur maximale à la fin du WLTC, d'où la nécessité de considérer un essai à chaud lors de l'estimation de  $K_{C0}$ .

Enfin, une fois les paramètres  $K_{C0}$ ,  $\tau_{BLOCK}$  et  $\delta_{BLOCK}$  fixés, l'inertie  $\tau_{Pipe}$  et le coefficient  $K_{C1}$  sont ajustés de manière à réduire l'écart entre la température de sortie du bloc d'inertie du conduit  $T_{Pipe,filt}$  et la température mesurée par le contrôle moteur  $ECU_{MAT}$  sur le cycle WLTC complet. La Figure 4.52(a) représente les températures mesurées en entrée  $T_{APE}$  et en sortie  $ECU_{MAT}$  en bleu et noir respectivement. Les températures calculées en sortie du bloc de transfert sous-capot  $T_{Pipe,under}$  puis du bloc d'inertie du



**Fig. 4.51** : Calibration des paramètres  $\tau_{BLOCK}$  et  $\delta_{BLOCK}$  sur les phases d'arrêt d'un WLTC réalisé à froid au banc moteur.

conduit  $T_{Pipe, filt}$  sont tracées en gris clair et rouge respectivement, ainsi que la température sous capot  $T_{Under}$  en vert sur l'axe de droite. Sur la Figure 4.52(b), on trace le coefficient de transfert  $K_C = K_{C0} + K_{C1} \cdot V$ , et la Figure 4.52(c) représente l'écart de température  $\Delta T_C = ECU_{MAT} - T_{Pipe, filt}$  au cours du cycle.



**Fig. 4.52** : Calibration des paramètres  $\tau_{Pipe}$  et  $K_{C1}$  sur un WLTC réalisé à froid au banc moteur.

L'optimisation des paramètres permet une représentation proche de la température mesurée, avec un écart absolu moyen de  $1.60^{\circ}\text{C}$  et un écart absolu maximal de  $5.8^{\circ}\text{C}$ .

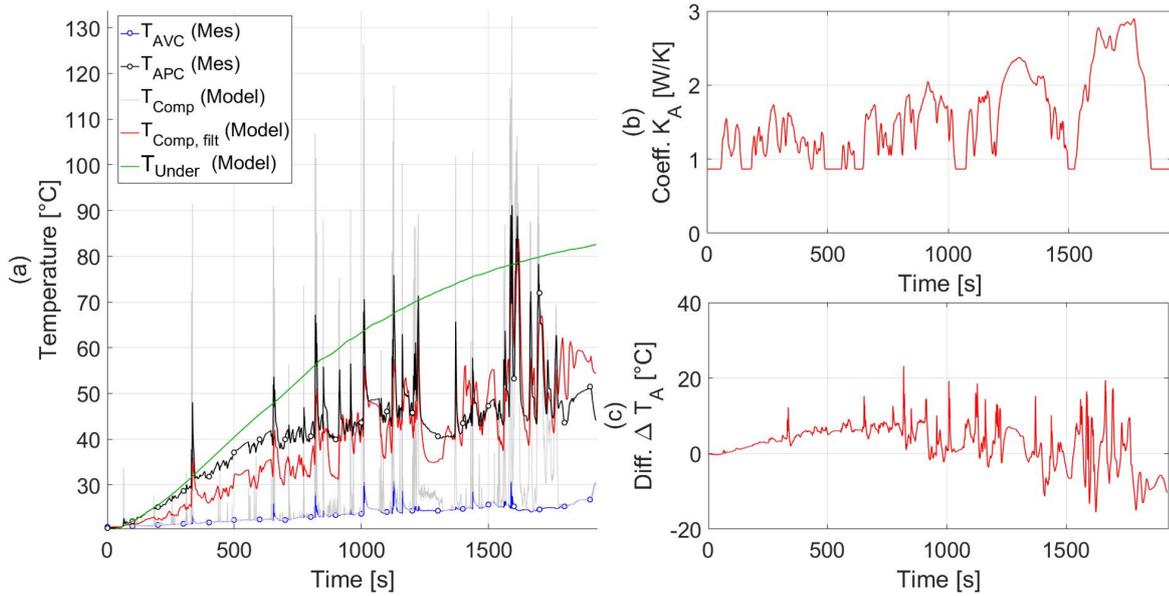
On observe une tendance proche entre les températures mesurée et modélisée. On peut remarquer que la température sous-capot  $T_{Under}$  est inférieure à la température mesurée  $ECU_{MAT}$  pendant les premières 200 s du cycle. De ce fait, la température calculée  $T_{Pipe,filt}$  est inférieure d'environ  $2^{\circ}\text{C}$  à la mesure  $ECU_{MAT}$  pendant cette phase, et jusqu'à 1000 s environ. Bien que les températures  $ECU_{MAT}$ ,  $ECU_{TCO}$  et  $ECU_{Toil}$  soient initialisées à  $21^{\circ}\text{C}$  en début de cycle, la température d'air  $ECU_{MAT}$  dépasse rapidement  $25^{\circ}\text{C}$  après 25 s. La température sous capot étant ici liée directement au circuit de refroidissement, ce phénomène n'est pas reproduit par le modèle. Enfin, on peut remarquer que l'écart se creuse particulièrement lors de la dernière phase du cycle, la température  $T_{Pipe,filt}$  étant supérieure à la mesure. Cette observation suggère que la température sous-capot modélisée est surestimée lors de cette phase.

**Branche A :** Les paramètres de la température sous-capot ( $\delta_{BLOCK}$ ,  $\tau_{BLOCK}$ ) étant fixés, la température  $T_{Under}$  peut être utilisée pour calibrer la branche A représentant le compresseur ainsi que le conduit jusqu'au RAS (Figure 4.39). On considère en entrée de la branche A la température mesurée  $T_{AVC}$ . Les coefficients  $\tau_{Comp}$ ,  $K_{A0}$  et  $K_{A1}$  sont ensuite ajustés en utilisant l'outil d'optimisation afin de réduire l'écart entre la température calculée en sortie du bloc d'inertie du compresseur  $T_{Comp,filt}$  et la température mesurée en aval du compresseur  $T_{APC}$ . La Figure 4.53(a) représente les températures mesurées en entrée  $T_{AVC}$  et en sortie  $T_{APC}$  en bleu et noir respectivement. Les températures calculées en sortie du compresseur  $T_{Comp}$ , puis du bloc d'inertie du compresseur  $T_{Comp,filt}$  sont tracées en gris clair et rouge respectivement, ainsi que la température sous capot  $T_{Under}$  en vert. La Figure 4.53(b) représente le coefficient de transfert  $K_A = K_{A0} + K_{A1} \cdot V$ , et la Figure 4.53(c) l'écart de température  $\Delta T_A = T_{APC} - T_{Comp,filt}$  au cours du cycle.

Bien que l'écart avec la mesure atteigne  $23.2^{\circ}\text{C}$  à  $t = 819$  s, on observe un écart absolu moyen de  $4.9^{\circ}\text{C}$  entre le modèle et la mesure sur le cycle complet. Le modèle reproduit en outre les principales fluctuations de la température mesurée. On peut souligner une nouvelle fois l'impact du transfert thermique dans le conduit, illustré par l'écart entre les température  $T_{Comp}$  et  $T_{Comp,filt}$ . Finalement, le Tableau 4.5 rassemble les valeurs ajustées des paramètres du modèle simplifié.

**Tableau 4.5 :** Paramètres du modèle simplifié de la ligne d'air suralimenté : valeurs ajustée (« Valeur »), minimale (« Min. ») et maximale (« Max. »), et unité.

Paramètre	Valeur	Min.	Max.	Unité
$K_{C0}$	0.49	0	5	[W/K]
$\delta_{BLOCK}$	1	0	1	[-]
$\tau_{BLOCK}$	708	0	5	[s]
$K_{C1}$	0.024	0	5	[(W/K)/(m/s)]
$\tau_{Pipe}$	10	0	50	[s]
$K_{A0}$	0.86	0	5	[W/K]
$K_{A1}$	0.056	0	5	[(W/K)/(m/s)]
$\tau_{Comp}$	10	0	50	[s]



**Fig. 4.53 :** Calibration des paramètres  $\tau_{Comp}$ ,  $K_{A0}$  et  $K_{A1}$  sur le WLTC réalisé à froid au banc moteur.

#### 4.4.5.3 Modèle détaillé

Dans cette section, on détaille la méthode de calibration adoptée pour les branches A et C du modèle détaillé (Section 4.4.4) représentée sur la Figure 4.54. L'impact du RAS sur la température sous capot est pris en compte, comme représenté Figure 4.45.

**Température sous-capot et branche A :** En premier lieu, on considère la branche A représentant le compresseur et le conduit jusqu'au RAS défini par la longueur  $L_A$  et le diamètre  $D_{pipe}$  (Figure 4.39). La température d'entrée de cette branche correspond à la mesure  $T_{APC}$ . Grâce à l'outil d'optimisation, on ajuste les paramètres du conduit  $L_A$  et  $D_{pipe}$  ainsi que ceux de la température sous capot  $A_{air}$ ,  $B_{air}$ ,  $\Phi_0$  et  $\beta$ . Les valeurs initiales des paramètres  $L_A$  et  $D_{pipe}$  peuvent être estimées approximativement par une mesure rapide sur le moteur. Le paramètre  $\Phi_0$  est initialisé à la valeur estimée en utilisant l'Eq. (4.44). L'inertie  $\tau_{Comp}$  est enfin ajustée manuellement de manière à représenter au mieux la dynamique de la température mesurée  $T_{APC}$ .

La Figure 4.55(a) représente les températures mesurées en amont et en aval du compresseur  $T_{AVC}$  et  $T_{APC}$  en bleu et noir respectivement. La température  $T_{Comp}$  en sortie du compresseur est tracée en gris, ainsi que la température  $T_{Comp, filt}$  en sortie de la branche A en rouge. On indique en outre la température sous-capot  $T_{Under}$  modélisée en vert. La Figure 4.55(b) représente le coefficient de transfert  $K_A = h_A \cdot \pi \cdot L_A \cdot D_{pipe}$  calculé par le modèle. Sur la Figure 4.55(c), on trace l'écart de température  $\Delta T_A = T_{APC} - T_{Comp, filt}$ . En premier lieu, bien que l'écart de température atteigne  $23.8^\circ\text{C}$  à  $t = 1580$  s, on obtient un écart absolu moyen de  $5.0^\circ\text{C}$  similaire au modèle simplifié. L'allure générale de la température mesurée est par ailleurs reproduite par le modèle. On peut cependant remarquer un pic de température à  $t = 1860$  s, la température modélisée atteignant  $67^\circ\text{C}$ , contre  $50^\circ\text{C}$  pour la mesure. La température  $T_{Comp}$  étant égale à la température d'entrée  $T_{AVC}$  pendant cette phase, ce pic n'est pas dû à la montée en température dans le compresseur, mais plutôt à la hausse de la température sous-capot  $T_{Under}$ , qui atteint sa température maximale de  $118^\circ\text{C}$  à  $t = 1850$  s.

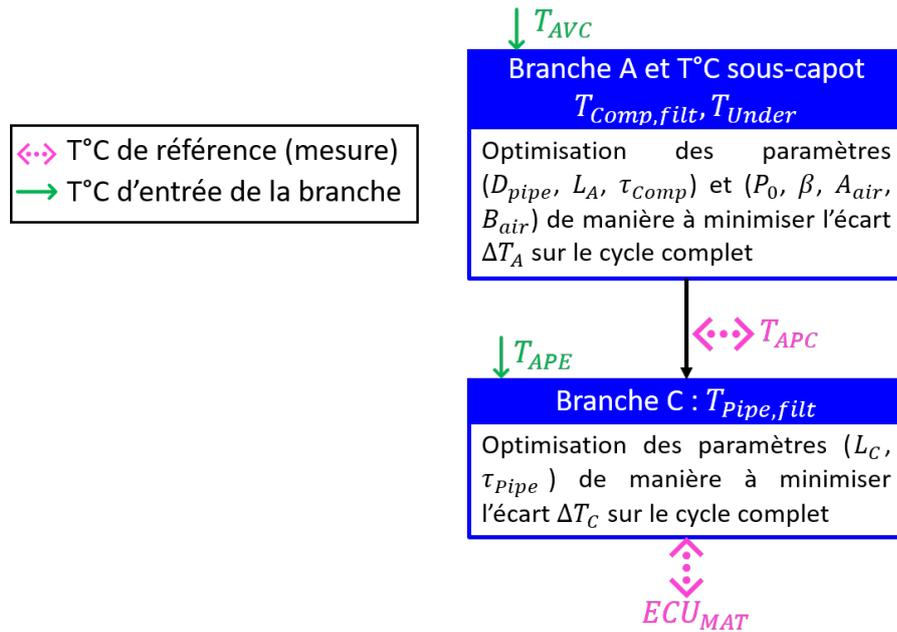


Fig. 4.54 : Méthode de calibration du modèle détaillé.

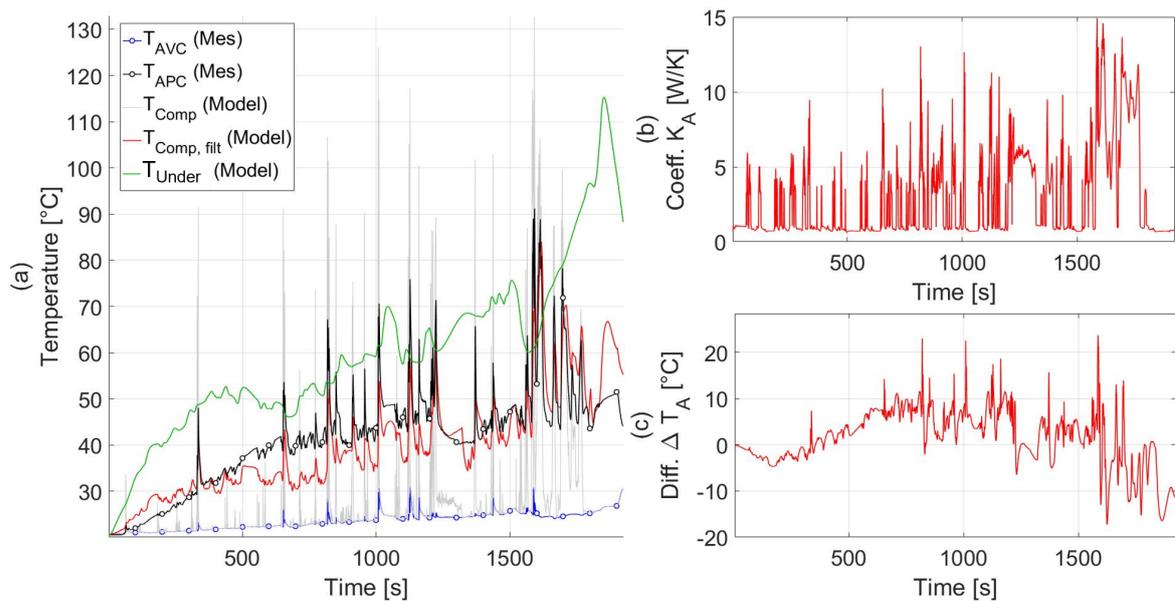
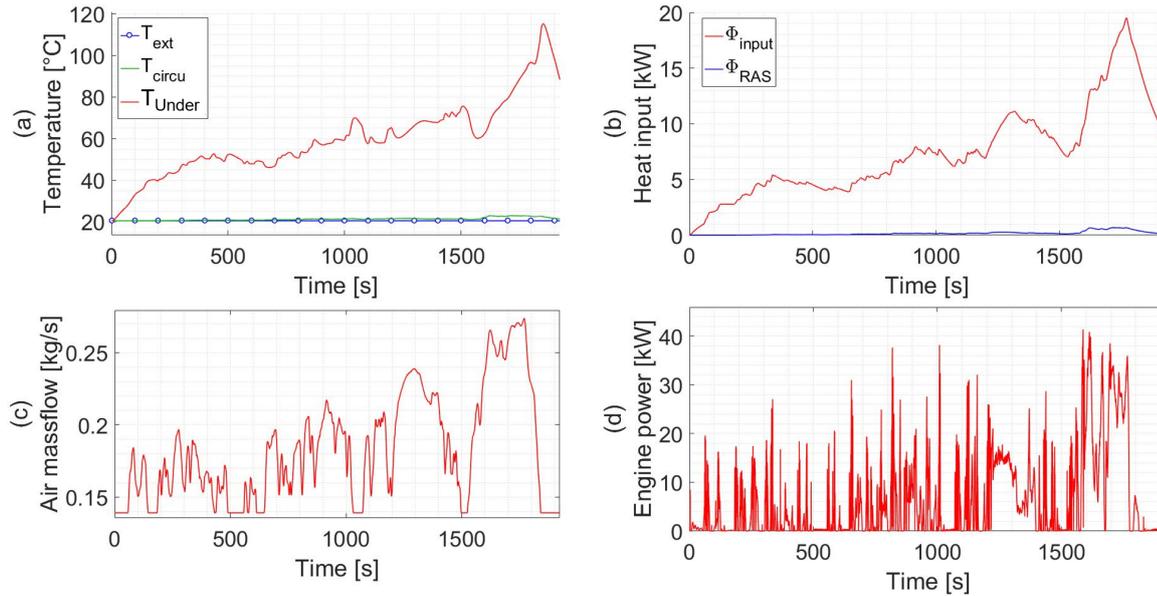


Fig. 4.55 : Ajustement des paramètres  $(L_A, D_{pipe}, \tau_{Comp})$  et  $(A_{air}, B_{air}, \Phi_0, \beta, \tau_{input})$  sur le WLTC réalisé à froid au banc moteur.

La Figure 4.56(a) représente la température extérieure  $T_{ext}$ , la température de l'air chauffé par le RAS et entrant sous le capot  $T_{circu}$ , et la température sous-capot  $T_{Under}$  en bleu, vert et rouge respectivement. La Figure 4.56(b) représente les apports de chaleur par le moteur et le RAS,  $\Phi_{input}$  et  $\Phi_{RAS}$  respectivement en rouge et bleu. Les Figures 4.56(c) et (d) représentent le débit de circulation d'air sous le capot  $Q_{circu}$  et la puissance moteur  $P_{tqi}$ .

En premier lieu, la chaleur apportée par le RAS semble négligeable par rapport à l'apport de chaleur par le moteur, avec une valeur maximale de  $\Phi_{RAS, max} = 0.65$  kW contre  $\Phi_{input, max} = 19.5$  kW. La température  $T_{circu}$  est par ailleurs pratiquement confondue avec

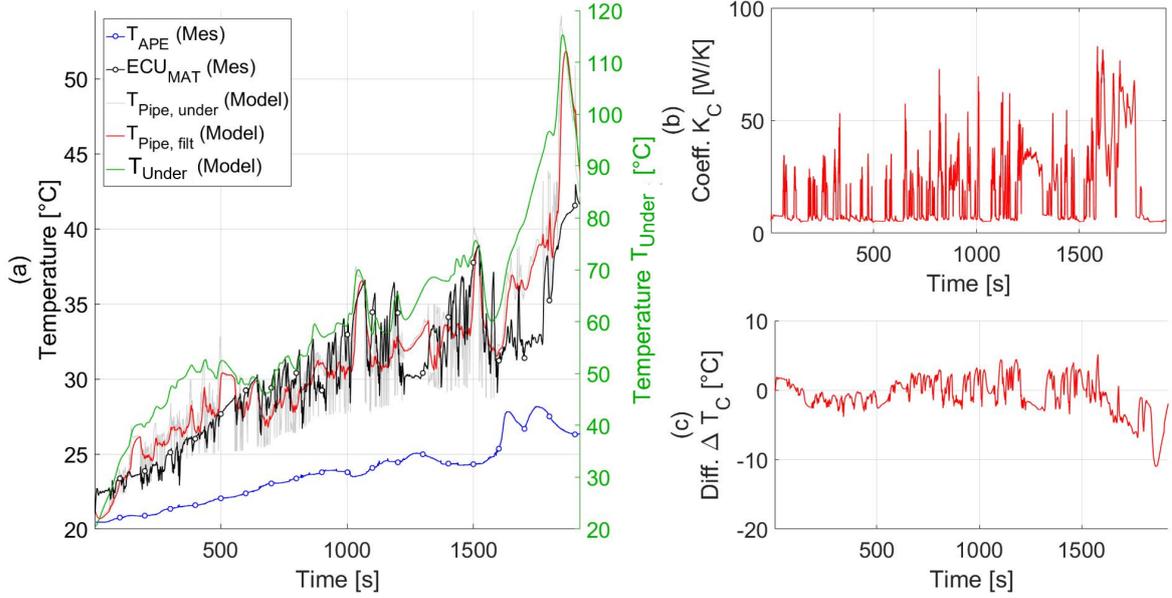


**Fig. 4.56** : Modélisation de la température sous-capot sur le WLTC réalisé à froid au banc moteur.

la température extérieure. Comme mentionné Section 4.4.4.1, cette observation confirme que l'apport du RAS pourrait être négligé dans le cas où le radiateur du circuit de refroidissement serait présent. Ensuite, on peut souligner l'impact de la vitesse véhicule sur l'allure de la température sous-capot modélisée  $T_{Under}$ . Par exemple, le maximum de la température sous-capot est atteint pendant la dernière phase d'arrêt véhicule à partir de  $t = 1841$  s. L'apport de puissance par le moteur atteint sa valeur maximale à  $t = 1770$  s, cet instant coïncidant avec la valeur maximale du débit de circulation de  $0.27$  kg/s. L'apport de chaleur diminue ensuite progressivement du fait de l'inertie  $\tau_{input}$ , tandis que le débit de circulation  $Q_{air}$  diminue brusquement du fait du ralentissement du véhicule. De ce fait, la température sous-capot augmente de manière significative. Ce comportement est cohérent avec les observations expérimentales de la Section 4.4.4.1. On peut néanmoins souligner que la valeur maximale de  $T_{Under}$  paraît discutable, les températures sous-capot mesurées sur la Mégane ne dépassant généralement pas  $100^\circ\text{C}$ . On conserve tout de même ces valeurs dans la suite de la section.

**Branche C** : Une fois les paramètres de la température sous-capot  $T_{Under}$  fixés, la longueur du conduit  $L_C$  peut être ajustée de manière à approcher la température mesurée  $ECU_{MAT}$  en sortie du conduit (Figure 4.39). On considère en entrée de la branche C la température  $T_{APE}$  mesurée en aval du RAS, et le diamètre du conduit  $D_{pipe}$  correspond à la valeur calibrée pour la branche A. L'inertie  $\tau_{Pipe}$  est enfin ajustée manuellement de manière à représenter au mieux la dynamique de la température mesurée  $ECU_{MAT}$ .

La Figure 4.57(a) représente les températures mesurées en entrée et sortie de la branche,  $T_{APE}$  et  $ECU_{MAT}$ , en bleu et noir respectivement. La température de sortie du conduit  $T_{Pipe}$  est tracée en gris, ainsi que la température  $T_{Pipe,filt}$  en sortie de la branche C en rouge. On indique en outre la température sous-capot  $T_{Under}$  ajustée lors de l'étape précédente en vert sur l'axe de droite. La Figure 4.57(b) représente le coefficient de transfert  $K_C = h_C \cdot \pi \cdot L_C \cdot D_{pipe}$  calculé par le modèle. Sur la Figure 4.57(c), on trace l'écart de température  $\Delta T_C = ECU_{MAT} - T_{Pipe,filt}$ . L'écart absolu moyen est de  $1.80^\circ\text{C}$ ,



**Fig. 4.57** : Ajustement des paramètres ( $L_C$ ,  $\tau_{Pipe}$ ) sur le WLTC réalisé à froid au banc moteur.

avec un écart maximal de  $-11.4^\circ\text{C}$  atteint en fin de cycle à  $t = 1860$  s. De manière similaire à la branche A, cet écart est du à la forte hausse de la température sous-capot. Le modèle permet une reproduction des tendances générales de la température  $ECU_{MAT}$ , comme à  $t = 1000$  s environ par exemple. Cependant, on peut souligner que la température modélisée est supérieure à la mesure pendant les premières 500 s du cycle. Le Tableau 4.6 rassemble les valeurs finale, minimale et maximale de chaque paramètre du modèle détaillé ajusté sur le cycle WLTC de référence.

**Tableau 4.6** : Paramètres du modèle détaillé de la ligne d'air suralimenté : valeurs ajustée (« Valeur »), minimale (« Min. ») et maximale (« Max. »), et unité.

Paramètre	Valeur	Min.	Max.	Unité
$\Phi_0$	2.65	0.88	2.65	[kW]
$\beta$	0.85	0.85	1.2	[-]
$A_{air}$	0.14	0	5	[kg/s]
$B_{air}$	0.0037	0	5	[(kg/s)/(m/s)]
$D_{pipe}$	0.045	0.045	0.075	[m]
$L_A$	1.2	0.6	1.2	[m]
$L_C$	0.6	0.6	1.2	[m]
$\tau_{input}$	150	-	-	[s]
$\tau_{Comp}$	10	-	-	[s]
$\tau_{Pipe}$	10	-	-	[s]

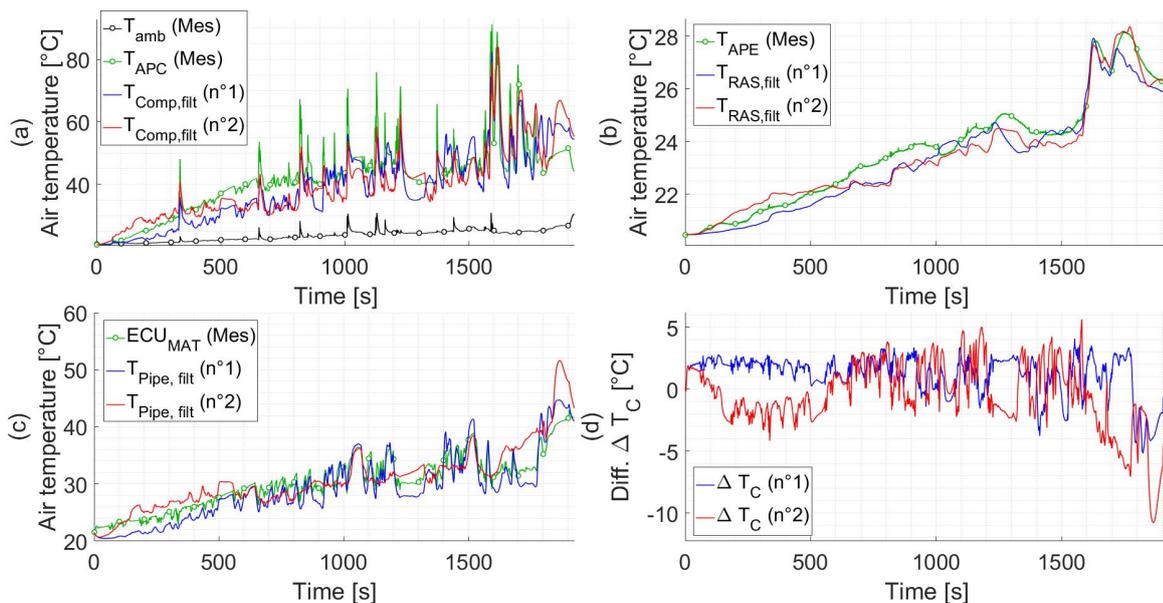
L'optimisation converge vers la valeur maximale pour  $\Phi_0$ , et minimale pour  $\beta$ . L'algorithme cherche donc à maximiser la part constante de l'apport de chaleur  $\Phi_{input}$ , et à minimiser sa part variable fonction de la puissance moteur. En outre, les longueurs  $L_A$  et  $L_C$  correspondent respectivement aux bornes maximale et minimale de l'optimisation. L'algorithme cherche donc à maximiser la longueur (et donc la surface d'échange) dans la branche A, et à le minimiser dans la branche C. Ces observations suggèrent que la

fidélité du modèle pourrait être améliorée en définissant deux températures sous-capot, l'une à proximité du compresseur et l'autre du collecteur d'admission. Comme noté en Section 4.4.4.1, on observe en effet des disparités importantes de la température sous capot selon le point de mesure. Cette évolution du modèle impliquerait toutefois un nombre accru de paramètres, et la phase de calibration serait donc plus complexe.

#### 4.4.5.4 Comportement global

Une fois les paramètres des différentes branches ajustées, le comportement des modèles complets peut être comparé sur l'essai EiL « E0C2 » de référence. On utilise la température mesurée  $T_{AVC}$  en entrée de la branche A. La température d'entrée de la branche B correspond ensuite à la température  $T_{Comp, filt}$  en sortie de la branche A, et celle de la branche C à la température  $T_{RAS, filt}$  en sortie de la branche B.

En premier lieu, la Figure 4.58(a) représente la température mesurée en entrée de la ligne d'air  $T_{AVC}$  en noir, ainsi que la température mesurée en sortie du compresseur  $T_{APC}$  en vert. La température  $T_{Comp, filt}$  en sortie de la branche A est tracée en bleu pour le modèle simplifié (« n°1 » en légende), et en rouge pour le modèle détaillé (« n°2 »). De manière similaire, les Figures 4.58(b) et (c) représentent en vert les températures mesurées  $T_{APE}$  et  $ECU_{MAT}$  respectivement, ainsi que les températures modélisées en sortie des branches B et C avec le même code couleur pour les deux modèles. Enfin, la Figure 4.58(d) représente l'écart entre la température modélisée et la température mesurée dans le collecteur d'admission  $\Delta T_C = ECU_{MAT} - T_{Pipe, filt}$  en rouge pour le modèle détaillé, et en bleu pour le modèle simplifié. Pour chacune des branches du modèle (Figure 4.39), le Tableau 4.7 rassemble l'écart absolu moyen  $|\overline{\Delta T}|$  entre la température modélisée et la mesure de référence, l'écart absolu relatif moyen ( $MAPD$ ), le coefficient de détermination  $R^2$  et l'écart absolu maximal  $|\Delta T|_{max}$ . L'écart absolu moyen est de  $1.80^\circ\text{C}$  pour le modèle simplifié, contre  $2.11^\circ\text{C}$  avec le modèle détaillé, avec un écart maximal de  $-5.1^\circ\text{C}$  et  $-10.7^\circ\text{C}$  respectivement.



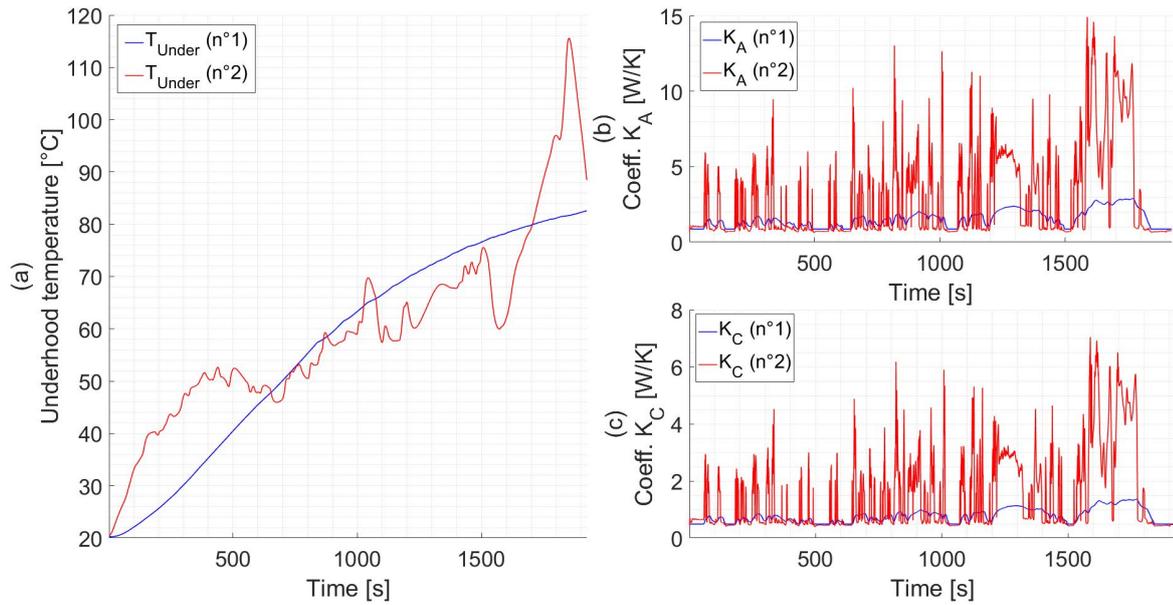
**Fig. 4.58** : Comparaison des modèles simplifié (n°1) et détaillé (n°2) avec l'essai EiL de référence (« Mes »).

**Tableau 4.7 :** Indicateurs de corrélation entre les températures simulées et la mesure sur l'essai EiL « E0C2 » de référence.

Branche	Modèle	$ \overline{\Delta T} $ [°C]	$MAPD$ [%]	$R^2$ [-]	$ \Delta T _{max}$ [°C]
A	n°1 Simplifié	4.92	1.55	0.71	23.2
	n°2 Détaillé	4.99	1.56	0.68	23.8
B	n°1 Simplifié	0.44	0.15	0.93	1.28
	n°2 Détaillé	0.39	0.13	0.95	1.28
C	n°1 Simplifié	1.80	0.59	0.82	5.10
	n°2 Détaillé	2.11	0.69	0.65	10.70

Malgré les écarts de température constatés en sortie du compresseur (Figure 4.58(a)), les deux versions du modèle aboutissent à une température similaire en sortie du RAS (Figure 4.58(b)), par ailleurs proche de la mesure. L'efficacité du RAS permet donc de « lisser » les écarts de température dans la branche A. Finalement, le modèle simplifié, bien que basé sur une simplification de la température sous-capot et sur une expression des coefficients de transfert dépendant seulement de la vitesse véhicule, permet une meilleure représentation que le modèle détaillé de la température d'air suralimenté  $ECU_{MAT}$  mesurée sur l'essai EiL considéré. L'écart moyen est légèrement plus faible, et le modèle semble représenter de manière fidèle les fluctuations de température. La Figure 4.59(a) représente la température sous-capot calculée par le modèle simplifié en bleu (« n°1 » en légende), et par le modèle détaillé (« n°2 ») en rouge. Les Figures 4.59(b) et (c) comparent les coefficients de transfert  $K_A$  et  $K_C$  respectivement, avec le même code couleur pour les deux versions du modèle.

En premier lieu, on note que les températures sous-capot calculées par les deux modèles sont d'un ordre de grandeur similaire, en particulier entre  $t = 600$  s et 1500 s. La température estimée par le modèle détaillé est néanmoins nettement supérieure pendant les premières 500 s du cycle, ainsi que pendant la dernière phase d'arrêt véhicule mentionnée plus haut. Ensuite, on peut souligner que les coefficients de transfert calculés par le modèle détaillé ( $K_A = h_A \cdot \pi \cdot L_A \cdot D_{pipe}$  et  $K_C = h_C \cdot \pi \cdot L_C \cdot D_{pipe}$ ) varient de manière significative au cours du cycle. On constate en outre que le coefficient  $K_A$  atteint près de 15 W/K dans le modèle détaillé, contre moins de 4 W/K avec le modèle simplifié. De même, le coefficient  $K_C$  estimé par le modèle détaillé est largement supérieur à celui du modèle simplifié, dépassant 6 W/K contre moins de 2 W/K. On peut néanmoins souligner que pendant les phases d'arrêt véhicule et de ralenti moteur, les coefficients de transfert estimés par les modèles sont du même ordre de grandeur. Tandis que le modèle simplifié lie directement le coefficient  $K_C$  à la vitesse véhicule, les fluctuations du coefficient calculé par le modèle détaillé coïncident avec celles du débit d'air moteur  $Q_{air}$ . En effet, on considère dans ce modèle uniquement la convection entre l'air de suralimentation et la paroi du conduit que l'on suppose uniforme à  $T_{Under}$ , et on



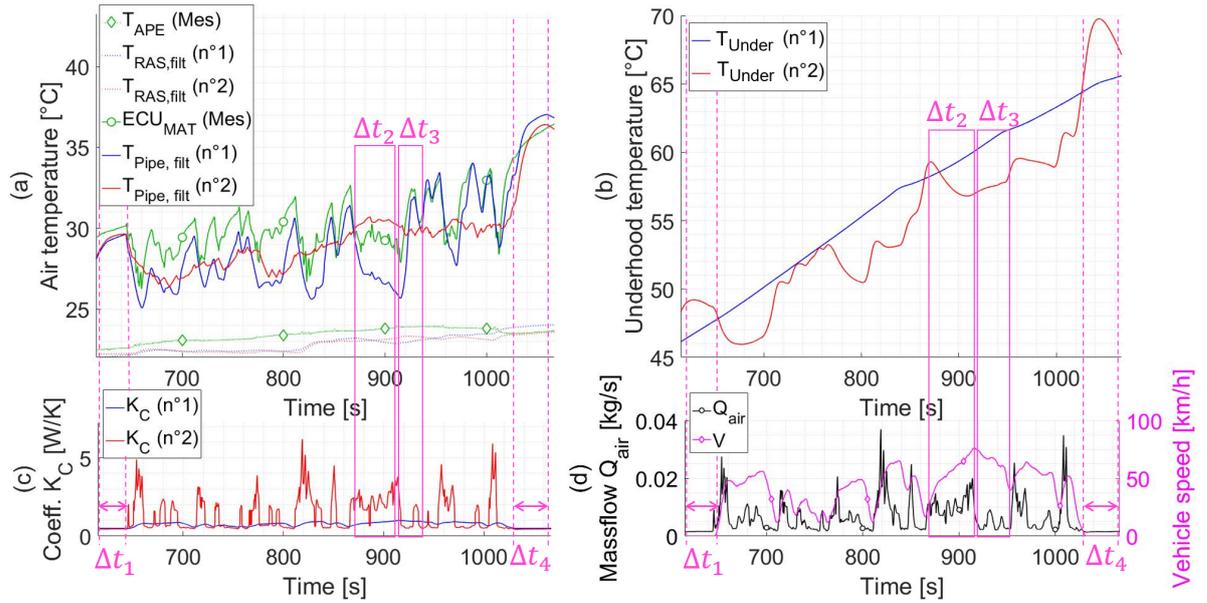
**Fig. 4.59** : Comparaison de la température sous-capot et des coefficients de transfert entre les modèles simplifié (n°1) et détaillé (n°2).

néglige donc l'impact de la vitesse véhicule sur la convection entre l'air sous-capot et la paroi du conduit.

La Figure 4.60 permet une comparaison plus précise du comportement des modèles sur une fraction du cycle WLTC. La Figure 4.60(a) représente en vert les températures mesurées  $T_{APE}$  et  $ECU_{MAT}$  en aval du RAS et dans le collecteur d'admission en traits pointillés et traits pleins respectivement. Les températures modélisées  $T_{RAS, filt}$  et  $T_{Pipe, filt}$  en sortie des branches B et C sont représentées en traits pointillés et traits plein respectivement, en bleu pour le modèle simplifié (« n°1 » en légende) et en rouge pour le modèle détaillé (« n°2 »). Les Figures 4.60(b) et (c) représentent respectivement la température sous-capot  $T_{Under}$  et le coefficient de transfert  $K_C$  pour les deux modèles avec le même code couleur. Enfin, la Figure 4.60(d) trace en noir le débit d'air suralimenté  $Q_{air}$  sur l'axe de gauche, ainsi que la vitesse véhicule en magenta sur l'axe de droite.

Sur la fraction du cycle représentée, on peut tout d'abord distinguer deux phases d'arrêt véhicule et de ralenti moteur notées  $\Delta t_1$  et  $\Delta t_4$ . Du fait de la vitesse nulle, le coefficient de transfert  $K_C$  modélisé par le modèle simplifié atteint sa valeur minimale ( $K_C = K_{C0}$ ) pendant ces phases. En parallèle, le coefficient de transfert du modèle détaillé est lui aussi minimal du fait de la faible valeur du débit d'air au ralenti moteur, de l'ordre de 0.0015 kg/s. Comme mentionné plus haut, cette valeur minimale est par ailleurs similaire pour les deux modèles, valant 0.49 W/K pour le modèle simplifié contre environ 0.45 W/K pour le modèle détaillé. Bien que le coefficient de transfert soit minimal pendant ces périodes, la température  $T_{Pipe, filt}$  augmente pour les deux modèles de manière similaire à la mesure, l'écart étant inférieur à 1°C. En reprenant l'Eq. (4.15), on peut en conclure que la faible valeur du coefficient de transfert (au numérateur dans l'équation) est prépondérante par rapport au faible débit d'air (au dénominateur) pendant les phases d'arrêt.

Comme mentionné plus haut, le modèle simplifié reproduit de manière plus précise les fluctuations de la température  $ECU_{MAT}$  par rapport au modèle détaillé. On constate néanmoins un écart de l'ordre de 3°C pendant la phase d'accélération lente notée  $\Delta t_2$



**Fig. 4.60** : Comparaison des modèles simplifié et détaillé sur une fraction du cycle WLTC.

pendant laquelle la vitesse évolue de 17 km/h à 76 km/h en 50 s, la température modélisée étant inférieure à la mesure. Le modèle détaillé est plus précis pendant cette phase, la température modélisée étant supérieure d'environ 1°C à la référence. Cet écart semble principalement lié à l'estimation coefficient de transfert  $K_C$ , qui vaut environ 2 W/K pour le modèle détaillé contre environ 0.6 à 0.9 W/K sur le modèle simplifié au cours de cette période.

La phase  $\Delta t_2$  est suivie par une phase de lâcher de pied et de lente décélération notée  $\Delta t_3$ . La vitesse diminuant de 10 km/h en 10 s, le coefficient de transfert  $K_C$  calculé par le modèle simplifié varie peu par rapport à la phase  $\Delta t_2$ , et reste compris entre 0.95 W/K et 1.0 W/K. En parallèle, le débit d'air chute brutalement de 0.02 kg/s à 0.002 kg/s pendant cette période du fait du lâcher de pied. Cette chute du débit a pour effet d'augmenter la température  $T_{Pipe,fil}$  calculée par le modèle simplifié, qui reproduit de manière fidèle le comportement de la mesure  $ECU_{MAT}$  augmentant de 27.9°C à 32.5°C. En revanche, cette augmentation n'est pas représentée par le modèle détaillé, la température fluctuant entre 29.9°C et 30.6°C. En effet, la chute du débit d'air moteur (et donc du dénominateur dans l'Eq. (4.15)) se traduit aussi par une chute brutale du coefficient de transfert (au numérateur), qui passe de 3.8 W/K à moins de 0.7 W/K. Dans cette phase, le faible débit est compensé par un faible coefficient de transfert, et la température évolue donc peu.

Les résultats présentés suggèrent que les deux modélisations sont proches du comportement réel pendant les phases d'arrêt, le paramètre  $K_{C0}$  étant similaire au coefficient  $K_C = h_C \cdot \pi \cdot L_C \cdot D_{pipe}$  au débit de ralenti moteur. Le modèle simplifié semble représenter de manière plus précise la dynamique du transfert thermique dans le conduit C que le modèle détaillé de manière générale. En particulier, le modèle détaillé semble surestimer l'impact du débit d'air sur le coefficient de transfert pendant les phases de faible débit d'air et de vitesse non nulle comme  $\Delta t_3$ . En revanche, ce modèle semble plus précis dans les phases de fort débit d'air comme  $\Delta t_2$ , le coefficient de transfert étant sous-estimé par le modèle simplifié.

#### 4.4.5.5 Impact du capot

Une fois le modèle thermique calibré sur l'essai EiL de référence, il peut être utilisé afin de guider les manipulations au banc. Dans cette section, les paramètres des modèles sont initialisés aux valeurs ajustées sur l'essai « E0C2 ». Afin d'analyser la manière dont le niveau de capot impacte le modèle, on procède ensuite à l'ajustement de certains de ses coefficients sur un nouvel essai EiL effectué avec un niveau de capot différent. La calibration initiale ayant été basée sur un essai « E0C2 » réalisé avec le niveau 2 de capot (Figure 4.11) et aucune obturation du RAS, on choisit ici un essai EiL réalisé avec le niveau 0 de capot et d'obturation du RAS, noté « E0C0 ».

La branche B du modèle représentant seulement le RAS (Figure 4.39), elle n'est pas affectée par le niveau de capot. Par conséquent, les coefficients  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$  sont fixés à leur valeur ajustée (Table 4.4) dans cette section. De même, les inerties thermiques  $\tau_{Comp}$ ,  $\tau_{RAS}$  et  $\tau_{Pipe}$  sont inchangées par rapport à la configuration de référence (Table 4.5). Du fait de la campagne expérimentale, on ne dispose pas de la mesure de la température  $T_{APC}$  pour cet essai.

**Modèle simplifié :** La recalibration du modèle simplifié se déroule en deux étapes. On considère en premier lieu la branche C indépendamment du reste du modèle. Les coefficients de transfert  $K_{C0}$ ,  $K_{C1}$  et l'inertie thermique  $\tau_{BLOCK}$  sont ajustés sur la température  $ECU_{MAT}$  du nouvel essai, en utilisant la mesure  $T_{APE}$  en entrée de la branche C. Ensuite, le paramètre  $\tau_{BLOCK}$  est utilisé pour ajuster les coefficients de transfert de la branche A ( $K_{A0}$ ,  $K_{A1}$ ). La température  $T_{APC}$  n'étant pas disponible sur les essais considérés, on cherche ici à réduire l'écart entre la température  $T_{RAS,filt}$  en sortie de la branche B et la mesure  $T_{APE}$ , en utilisant comme entrée de la branche B la température  $T_{Comp,filt}$  en sortie de la branche A.

**Modèle détaillé :** L'utilisation de coefficients directement liés à des phénomènes physiques permet de réduire le nombre de variable à ajuster pour recalibrer le modèle sur l'essai « E0C0 ». En effet, les paramètres  $L_C$ ,  $L_A$  et  $D_{pipe}$  dépendent uniquement de la géométrie de la ligne d'air et sont donc inchangés par rapport à l'essai « E0C2 » de référence. En outre, l'apport de chaleur  $\Phi_{input}$  est caractéristique du moteur et on peut faire l'hypothèse que les paramètres  $\Phi_0$  et  $\beta$  sont fixes. Par conséquent, la recalibration concerne uniquement les coefficients de la circulation d'air sous capot,  $A_{air}$  et  $B_{air}$ . Les coefficients sont ajustés sur la branche C séparément du reste du modèle, i.e. de manière à réduire l'écart entre la température  $T_{Pipe,filt}$  et la mesure  $ECU_{MAT}$ , en utilisant la mesure  $T_{APE}$  comme entrée de la branche C.

**Comparaison des modèles :** La Figure 4.61(a) représente la température  $T_{Pipe,filt}$  en sortie de la branche C pour les modèles simplifié (« n°1 ») et détaillé (« n°2 ») en bleu et rouge respectivement. On indique en outre la température  $ECU_{MAT}$  mesurée dans le collecteur d'admission pour l'essai EiL d'ajustement « E0C0 » en vert (« Mes » en légende), ainsi que pour l'essai EiL de référence « E0C2 » (sur lequel les modèles ont été calibrés au début de cette Section) en pointillés noirs (« Ref » en légende). La Figure 4.61(b) trace la température  $T_{Comp,filt}$  en sortie de la branche A pour les modèles détaillé et simplifié en rouge et bleu respectivement, ainsi que la température mesurée en entrée de la branche A sur l'essai « E0C0 » en magenta. Enfin, la Figure 4.61(c) représente la température  $T_{RAS,filt}$  en sortie de la branche B pour les modèles détaillé et simplifié en

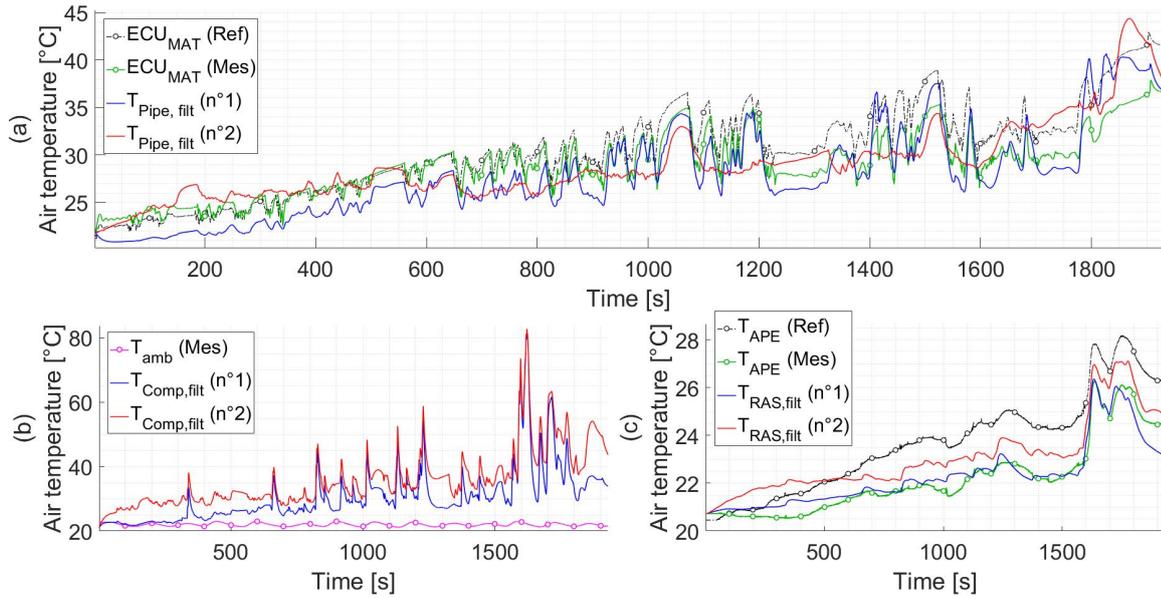
rouge et bleu respectivement. On indique en outre la température  $T_{APE}$  mesurée en aval du RAS pour l'essai EiL d'ajustement « E0C0 » en vert, ainsi que pour l'essai EiL de référence « E0C2 » en pointillés noirs. Le Tableau 4.8 rassemble les paramètres pour les deux modèles, calibrés sur l'essai de référence (« E0C2 ») puis réajustés sur l'essai avec un niveau de capot inférieur (« E0C0 »). Pour les branches B et C, le Tableau 4.9 rassemble l'écart absolu moyen  $|\overline{\Delta T}|$  entre la température modélisée et la référence, l'écart absolu relatif moyen ( $MAPD$ ), le coefficient de détermination  $R^2$  et l'écart absolu maximal  $|\Delta T|_{max}$ .

**Tableau 4.8 :** Paramètres des modèles de la ligne d'air suralimenté : valeurs calibrées sur l'essai de référence (« E0C2. »), puis ajustées sur l'essai EiL réalisé avec un niveau de capot inférieur (« E0C0. »).

Modèle	Paramètre	E0C2	E0C0	Min.	Max.	Unité
n°1 Simplifié	$K_{C0}$	0.49	0.4322	0	5	[W/K]
	$K_{C1}$	0.0239	0.0244	0	5	[(W/K)/(m/s)]
	$\tau_{BLOCK}$	708	708	50	10000	[s]
	$K_{A0}$	0.86	0.3816	0	5	[W/K]
	$K_{A1}$	0.056	0.0122	0	5	[(W/K)/(m/s)]
n°2 Détaillé	$A_{air}$	0.14	0.1788	0	5	[kg/s]
	$B_{air}$	0.0037	0.0051	0	5	[(kg/s)/(m/s)]

Du fait du niveau de capot inférieur sur l'essai « E0C0 », on observe naturellement des températures mesurées  $ECU_{MAT}$  et  $T_{APE}$  inférieures par rapport à l'essai de référence « E0C2 ». En premier lieu, on observe que la température en sortie de la branche A  $T_{Comp, filt}$  est supérieure pour le modèle détaillé comparé au modèle simplifié. Cet écart se répercute dans la branche B (qui est identique pour les deux modèles, et inchangée par rapport à l'essai de référence). En effet, le modèle simplifié représente avec une meilleure précision la température  $T_{APE}$  mesurée en aval du RAS. L'écart absolu moyen est de  $0.33^\circ\text{C}$ , contre  $0.91^\circ\text{C}$  respectivement. On peut souligner ici que dans le cas du modèle simplifié, les coefficients  $K_{A0}$ ,  $K_{A1}$  ont été réajustés sur l'essai « E0C0 », tandis que pour le modèle détaillé, l'ajustement des paramètres  $A_{air}$  et  $B_{air}$  est basé exclusivement sur la branche C, la température  $T_{APC}$  n'étant pas disponible. La géométrie des conduits étant fixe, on n'ajuste pas la longueur  $L_A$  et la branche A est donc inchangée par rapport à l'essai de référence, seule la température  $T_{Under}$  étant modifiée. Ensuite, les deux modèles aboutissent à une valeur proche pour l'écart absolu moyen en sortie de la branche C, avec  $1.93^\circ\text{C}$  et  $1.97^\circ\text{C}$  pour les modèles simplifié et détaillé respectivement. De manière similaire aux observations faites sur l'essai EiL de référence, le modèle simplifié semble cependant représenter de manière plus fidèle les fluctuations de la température mesurée, en particulier à partir de  $t = 600$  s.

Finalement, on peut faire plusieurs observations concernant la recalibration des modèles. Pour le modèle détaillé, seuls les paramètres de la circulation d'air sous capot ont été ajustés. L'optimisation converge vers une valeur supérieure pour les coefficients  $A_{air}$  et  $B_{air}$ , ce qui signifie un débit d'air de circulation plus important pour l'essai « E0C0 ». Cet ajustement est cohérent, puisque le capot semble favoriser l'accumulation de chaleur à proximité du moteur en diminuant le débit de circulation. Concernant le modèle simplifié, on observe que l'inertie thermique  $\tau_{BLOCK}$  est inchangée par rapport à l'essai de référence. Ce paramètre étant directement lié à la thermique moteur, il paraît logique



**Fig. 4.61** : Ajustement des modèles sur un essai EiL réalisé avec un niveau de capot différent (« Mes »).

qu'il ne soit pas impacté par le niveau de capot. En effet, les résultats expérimentaux présentés en Section 4.3 suggèrent que le niveau de capot n'a pas d'impact sur la température du circuit de refroidissement. En revanche, les paramètres  $K_{A0}$ ,  $K_{A1}$ ,  $K_{C0}$  et  $K_{C1}$  ont été ajustés et conduisent à un coefficient de transfert inférieur sur les branches A et C. Ces coefficients ne sont pas liés à des grandeurs physiques, ce qui rend plus difficile leur interprétation. Cependant, on peut retenir qu'un niveau inférieur de capot résulte en une diminution des coefficients de transfert.

**Tableau 4.9** : Indicateurs de corrélation entre les températures simulées et la mesure sur l'essai EiL d'ajustement du niveau de capot « E0C0 ».

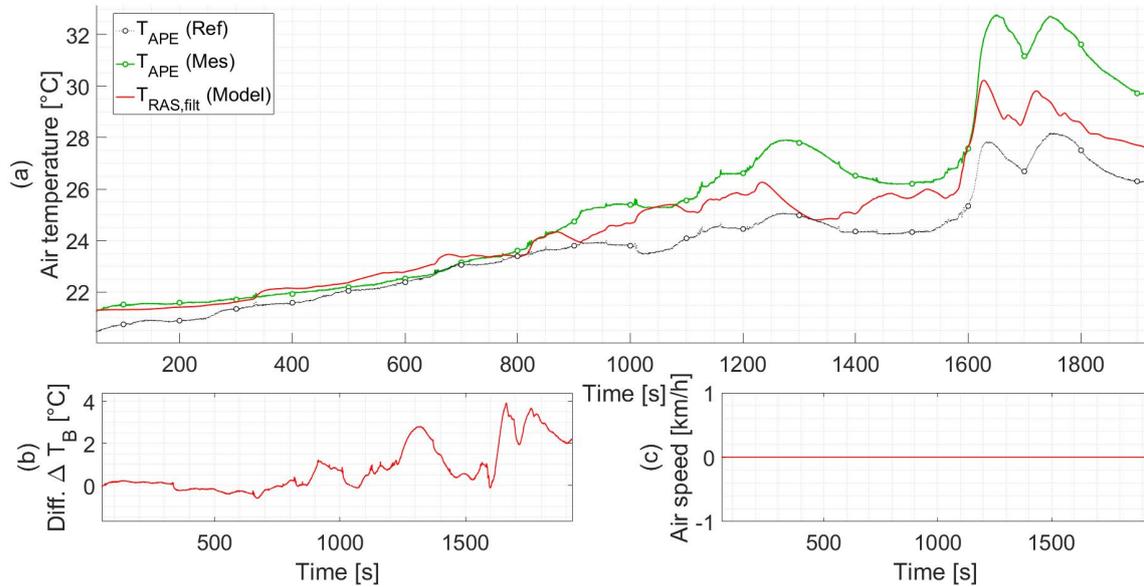
Branche	Modèle	$ \Delta T $ [°C]	$MAPD$ [%]	$R^2$ [-]	$ \Delta T _{max}$ [°C]
B	n°1 Simplifié	0.33	0.11	0.92	1.49
	n°2 Détailé	0.91	0.31	0.61	1.63
C	n°1 Simplifié	1.93	0.64	0.56	6.38
	n°2 Détailé	1.97	0.65	0.41	8.86

#### 4.4.5.6 Impact de l'écran

De manière similaire à la Section précédente, l'impact du niveau d'obturation du RAS sur les paramètres du modèle peut être analysé en ajustant le modèle sur un essai EiL réalisé avec le même niveau de capot (2), et le niveau 2 d'obturation au lieu de 0 (Figure 4.9(b)). Pour cet essai noté « E2C2 », on dispose bien des températures en

amont et aval du RAS,  $T_{APC}$  et  $T_{APE}$  respectivement. On peut attendre que le niveau d'obturation du RAS impacte seulement les paramètres  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$  qui régissent la vitesse de l'air en face avant du RAS. La branche B du modèle peut donc être ajustée séparément du reste du modèle en utilisant en entrée la température mesurée  $T_{APC}$ .

Comme mentionné plus haut, la méthode de calibration est la même pour les deux versions du modèle. Tous les autres paramètres sont fixés à la valeur ajustée sur l'essai de référence « E0C2 ». La Figure 4.62(a) représente la température  $T_{APC}$  mesurée en amont du RAS en bleu sur l'axe de droite, ainsi que la température mesurée  $T_{APE}$  mesurée en aval du RAS en vert sur l'axe de gauche et la température modélisée  $T_{RAS,filtr}$  en sortie de la branche B. On indique en outre la température  $T_{APE}$  mesurée sur l'essai de référence « E0C2 » en pointillés noir. Les Figures 4.62(b) et (c) représentent l'écart de température en sortie de la branche  $\Delta T_B = T_{APE} - T_{RAS,filtr}$  et la vitesse d'air  $V_{air}$  en face avant du RAS respectivement. Le Tableau 4.10 rassemble les valeurs des paramètres  $A_{air}$  et  $B_{air}$  ajustés sur l'essai de référence « E0C2 », puis sur l'essai de recalibration « E2C2 ».



**Fig. 4.62** : Ajustement du modèle de RAS sur un essai EIL réalisé avec un niveau d'écran différent.

**Tableau 4.10** : Paramètres des modèles de la ligne d'air suralimenté : valeurs calibrées sur l'essai de référence (« E0C2. »), puis ajustées sur l'essai EIL réalisé avec un niveau d'écran supérieur (« E2C2. »).

Paramètre	E0C2	E2C2	Min.	Max.	Unité
$A_{air,RAS}$	1.29	0	0	5	[m/s]
$B_{air,RAS}$	0	0	0	5	[-]

En premier lieu, l'ajustement du modèle sur l'essai « E2C2 » converge vers une valeur nulle pour les coefficients  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$ , ce qui correspond à une vitesse d'air nulle en face avant du RAS. La température modélisée est proche de la mesure pendant la première moitié de cycle, avec un écart inférieur à 1°C jusqu'à  $t = 910$  s. L'écart se creuse ensuite, la température modélisée étant inférieure à la mesure, avec un écart maximal de 3.9°C. Les tendances sont globalement reproduites par le modèle, et l'écart absolu moyen

entre la température modélisée  $T_{RAS,fill}$  et la référence  $T_{APE}$  est de  $|\overline{\Delta T_B}| = 0.89^\circ\text{C}$ , avec un écart absolu relatif moyen de  $MAPD = 0.29\%$  et un coefficient de détermination  $R^2 = 0.84$ . L'évolution du coefficient  $A_{air}$  est cohérente avec les observations expérimentales, l'obturation partielle du RAS ayant pour but de réduire le débit d'air entrant en face avant de l'échangeur. Cependant, bien que la vitesse d'air calculée par le modèle soit nulle, la température en sortie du RAS est inférieure à la mesure. Cette observation suggère une efficacité de refroidissement du RAS trop importante par rapport à la réalité. On peut néanmoins rappeler ici que la modélisation de la vitesse d'air en face avant sur le banc EiL est discutable du fait de l'encastrement du RAS dans le boîtier, en particulier la face arrière. De plus, on peut souligner que la cartographie d'efficacité du RAS renseignée par le constructeur est valide pour une vitesse d'air supérieure à 2 m/s. L'efficacité du RAS dans les zones de faible vitesse d'air est donc estimée par extrapolation, et les résultats obtenus suggèrent une surestimation à faible vitesse d'air. Finalement, on pourrait aussi imaginer que l'obturation du RAS a pour effet de favoriser l'accumulation de chaleur dans l'échangeur et donc augmenter la température de sortie de la branche B, ce qui n'a pas été pris en compte dans le modèle.

#### 4.4.5.7 Synthèse

Dans cette section, on évalue le modèle thermique de la ligne d'air pour le premier cas d'application, qui vise à guider les manipulations au banc moteur par la simulation. Les deux formulations de la modélisation de l'impact de l'accumulation de chaleur sous capot sont comparées pour ce cas d'usage. La modélisation a été réalisée postérieurement aux essais et la démarche n'a donc pas été testée dans son ensemble. Cependant, on peut imaginer les étapes suivantes pour ce cas d'usage :

1. On réalise en premier lieu un essai de référence au banc EiL, et le modèle thermique est calibré sur cet essai.
2. On ajuste ensuite les paramètres du modèle de manière à approcher la température mesurée sur l'essai véhicule de référence, par exemple réalisé au BÀR.
3. La variation des paramètres peut ensuite être interprétée de manière à guider les modifications physiques (écran et/ou capot) du banc moteur.

L'instrumentation du banc moteur permet de calibrer chaque branche du modèle indépendamment des autres lors de l'étape 1. Il ressort que le modèle simplifié permet une représentation plus précise que le modèle détaillé du comportement observé au banc EiL, notamment le transfert thermique dans la branche C. L'écart absolu moyen est moindre, et les fluctuations de la température au cours du cycle sont reproduites de manière plus fidèle. En particulier, le modèle détaillé semble sous-estimer le transfert thermique dans le conduit lors des phases de faible débit d'air et de vitesse véhicule importante.

Afin d'analyser l'impact du capot sur les paramètres des deux modèles, on ajuste ensuite leurs paramètres sur un essai EiL réalisé avec un niveau inférieur de capot. La diminution du niveau de capot se traduit pour le modèle détaillé par une augmentation des coefficients  $A_{air}$  et  $B_{air}$  qui déterminent le débit de circulation d'air autour du moteur. Diminuer le niveau de capot augmente donc le débit de circulation, ce qui paraît cohérent avec les observations expérimentales. Concernant le modèle simplifié, le niveau de capot impacte les coefficients de transfert  $K_A$  et  $K_C$  qui diminuent. Bien

que le modèle simplifié aboutisse à une représentation plus précise de la température  $ECU_{MAT}$ , le modèle détaillé paraît le plus adapté pour cette application car l'impact du capot est facilement interprété comparé au modèle simplifié. Dans le cadre de l'étape 3 mentionnée ci-dessus, on peut donc retenir que si le modèle suggère une augmentation du débit de circulation, le niveau de capot devrait être réduit.

D'autre part, l'impact de l'écran sur les paramètres du modèle a aussi pu être analysé en utilisant un essai EiL réalisé avec un niveau supérieur d'obturation du RAS. La branche B modélisant le RAS étant identique pour les deux modèles, les conclusions sont communes aux deux formulations. Augmenter le niveau d'écran résulte en une diminution des paramètres  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$ . Pour l'essai considéré, le niveau 2 d'écran aboutit à une vitesse d'air nulle, qui peut paraître discutable. Néanmoins, on peut rappeler ici que le RAS est encastré dans un boîtier qui empêche le flux d'air de sortir par l'arrière de l'échangeur. De plus, la modélisation de l'efficacité du RAS est basée sur des points de fonctionnement correspondant à des valeurs élevées de la vitesse d'air, et n'est donc probablement pas adaptée aux basses vitesses. Dans le cadre de l'étape 3, on peut donc retenir que si le modèle suggère une augmentation de la vitesse d'air dans le RAS, le niveau d'écran devrait être réduit.

Finalement, les modifications physiques du banc moteur (à travers l'obturation du RAS et la pose d'un capot sur le moteur) pourraient être guidées par la simulation à l'aide du modèle de la ligne d'air suralimenté. Le modèle simplifié permet une représentation légèrement meilleure, mais ses paramètres sont plus difficilement interprétables, et le modèle détaillé semble donc plus adapté pour ce cas d'usage.

## 4.4.6 Régulation thermique du banc EiL par le modèle

Comme mentionné plus haut, le second cas d'application du modèle thermique de la ligne d'air consiste à utiliser la température  $T_{Pipe, filt}$  afin de réguler le conditionnement thermique du banc moteur. Si le modèle représente de manière fidèle le comportement observé sur un essai véhicule de référence, il pourrait permettre de disposer d'une température de consigne fiable et adaptée à tous types d'essais sans nécessiter de manipulation au banc moteur ou d'essais véhicule supplémentaires. Une des principales difficultés de ce cas d'application réside dans le fait qu'on ne dispose pas des mesures intermédiaires  $T_{APC}$  et  $T_{APE}$  sur les essais véhicule, mais seulement de la température de sortie  $ECU_{MAT}$ . Les branches du modèles ne peuvent donc pas être calibrées séparément. Afin de guider l'optimisation, les paramètres sont initialisés aux valeurs ajustées sur l'essai EiL « E0C2 » dans la section précédente. Les inerties  $\tau_{Comp}$ ,  $\tau_{RAS}$  et  $\tau_{Pipe}$  sont supposées caractéristiques de la géométrie de la ligne d'air, et sont par conséquent fixées.

### 4.4.6.1 Modèle simplifié

Dans le cas du modèle simplifié, il est nécessaire d'ajuster l'inertie de la montée en température sous-capot  $\tau_{BLOCK}$ , les paramètres du flux d'air entrant dans le RAS  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$ , ainsi que les coefficients de transferts des branches A et C,  $K_{A0}$ ,  $K_{A1}$ ,  $K_{C0}$  et  $K_{C1}$ .

#### 4.4.6.2 Modèle détaillé

Dans le cas du modèle détaillé, on peut faire l'hypothèse que les caractéristiques de la ligne d'air correspondent aux valeurs estimées sur l'essai EiL. On fixe donc le diamètre du conduit  $D_{pipe}$  ainsi que les longueurs  $L_A$  et  $L_C$ , et on ajuste seulement les paramètres de la température sous-capot, i.e. le flux de chaleur  $\Phi_0$ ,  $\beta$  et la circulation d'air  $A_{air}$ ,  $B_{air}$ . En outre, les paramètres du flux d'air dans le RAS  $A_{air}$ ,  $B_{air,RAS}$  doivent eux aussi être ajustés.

Afin de reproduire de manière fidèle le comportement observé sur le véhicule, il est en outre nécessaire de considérer la chaleur échangée dans le radiateur, et plus particulièrement son impact sur la température de l'air entrant sous le capot  $T_{circu}$ . Pour le moteur HR10 de référence, on dispose d'une cartographie de la puissance échangée dans le radiateur  $\Phi_{radia}$  en fonction du débit de liquide de refroidissement dans le radiateur  $Q_{CO}$  et de la vitesse véhicule  $V$ . De manière similaire à la Section 4.4.4.1, le débit  $Q_{CO}$  est obtenu à partir du régime moteur à l'aide du coefficient  $\chi$  et de l'ouverture du calorstat :  $\alpha_{calor}$ .

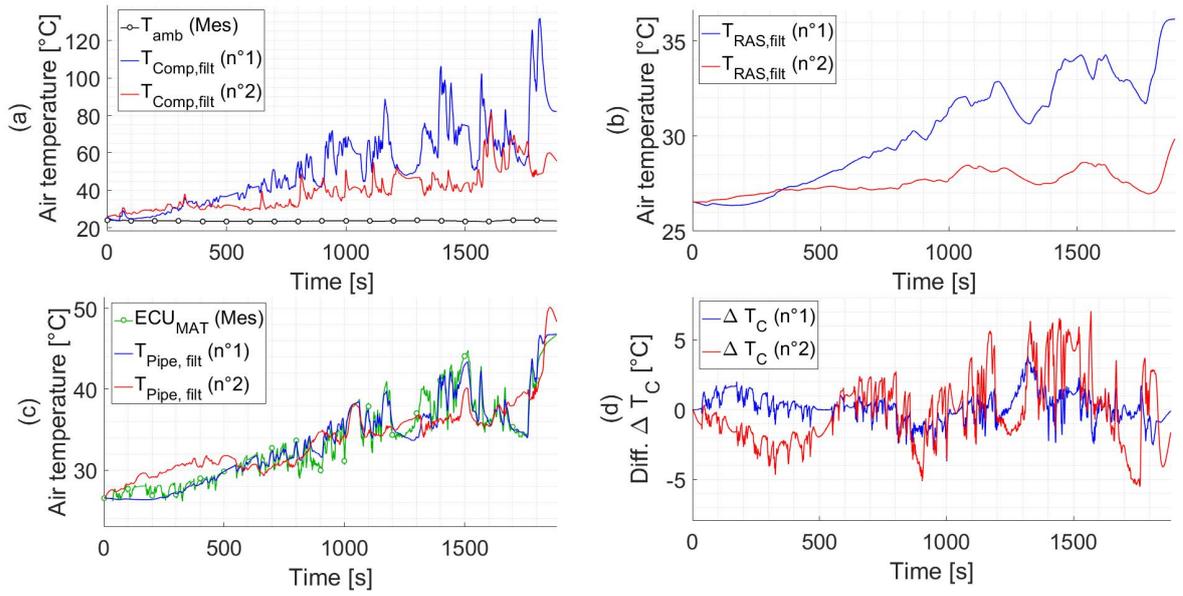
$$Q_{CO} = \alpha_{calor} \cdot \chi \cdot \omega_{eng} \quad (4.56)$$

On suppose l'ouverture du calorstat linéaire de 0 à 1 pour les températures du circuit de refroidissement  $T_{0\%} = 89^\circ\text{C}$  et  $T_{100\%} = 99^\circ\text{C}$  respectivement.

#### 4.4.6.3 Comparaison des modèles

La Figure 4.63 permet de comparer les modèles ajustés à la référence véhicule. La Figure 4.63(a) représente en noir la température ambiante  $T_{amb}$  mesurée sur l'essai de référence et utilisée comme l'entrée de la branche A, ainsi que la température  $T_{Comp,filt}$  en sortie de la branche A pour les modèles détaillé et simplifié en rouge et bleu respectivement. Les Figures 4.63(b) et (c) représentent les températures  $T_{RAS,filt}$  et  $T_{Pipe,filt}$  en sortie des branches B et C respectivement avec le même code couleur pour les deux modèles. On trace en outre sur la Figure 4.63(c) la température  $ECU_{MAT}$  mesurée dans le collecteur d'admission sur l'essai véhicule en vert. Enfin, la Figure 4.63(d) représente l'écart de température  $\Delta T_C = ECU_{MAT} - T_{Pipe,filt}$  pour les modèles détaillé et simplifié en rouge et bleu respectivement. Le Tableau 4.11 rassemble les valeurs des paramètres ajustés sur l'essai BàR, ainsi que sur l'essai EiL « E0C2 » de référence pour comparaison. Le Tableau 4.12 rassemble l'écart absolu moyen  $|\Delta T|$  entre la température modélisée  $T_{Pipe,filt}$  et la référence  $ECU_{MAT}$ , l'écart absolu relatif moyen ( $MAPD$ ), le coefficient de détermination  $R^2$  et l'écart absolu maximal  $|\Delta T|_{max}$ . On indique en outre les résultats obtenus sur le banc EiL dans la configuration « E2C2 » à titre de comparaison.

En premier lieu, on observe une température largement supérieure en sortie de la branche A sur le modèle simplifié par rapport au modèle détaillé, l'écart moyen étant de  $14^\circ\text{C}$ . Cet écart se répercute naturellement sur la température de sortie de la branche B, l'écart atteignant près de  $8^\circ\text{C}$  en fin de cycle. On peut par ailleurs souligner que les coefficients  $A_{air,RAS}$ ,  $B_{air,RAS}$  ajustés sur les deux versions du modèle induisent des valeurs significativement différentes de la vitesse d'air en face avant du RAS. En effet, la vitesse moyenne est de l'ordre de  $2.79$  m/s dans le modèle détaillé, contre  $1.08$  m/s sur le modèle simplifié, pour une valeur maximale de  $8.24$  m/s et  $3.18$  m/s respectivement. Contrairement à l'essai EiL, la composante constante  $A_{air}$  est réduite à une valeur nulle, la vitesse d'air étant liée de manière linéaire à la vitesse véhicule par le coefficient  $B_{air}$ .



**Fig. 4.63 :** Comparaison des modèles simplifié (« n°1 ») et détaillé (« n°2 ») de la ligne d'air ajustés sur un essai BÀR.

Finalement, la température  $T_{Pipe,fil}$  calculée par le modèle simplifié est nettement plus proche de la température mesurée  $ECU_{MAT}$  que le modèle détaillé sur le cycle complet. L'écart absolu moyen est de  $0.78^{\circ}\text{C}$ , contre  $2.0^{\circ}\text{C}$  pour le modèle détaillé. De manière similaire aux observations faites sur l'essai EiL, le modèle simplifié reproduit en outre mieux les fluctuations de la température mesurée. A titre de comparaison, les essais EiL dans la configuration « E2C2 » conduisent à un écart absolu moyen de  $1.69^{\circ}\text{C}$ . La température calculée par le modèle simplifié est donc plus proche de la référence véhicule que la température obtenue par les modifications physiques du banc moteur, du point de vue de l'écart absolu moyen mais aussi des indicateurs  $MAPD$ ,  $R^2$  et  $|\Delta T|_{max}$ . En revanche, le modèle détaillé est moins représentatif.

**Tableau 4.11 :** Paramètres des modèles de la ligne d'air suralimenté : valeurs calibrées sur l'essai EiL « E0C2 » de référence, et sur l'essai BÀR.

Modèle	Paramètre	EiL	BÀR	Min.	Max.	Unité
n°1 Simplifié	$K_{C0}$	0.49	0.50	0	5	[W/K]
	$K_{C1}$	0.0239	0.0263	0	5	[(W/K)/(m/s)]
	$\tau_{BLOCK}$	708	1090	50	10000	[s]
	$K_{A0}$	0.86	2.0642	0	5	[W/K]
	$K_{A1}$	0.056	0.2412	0	5	[(W/K)/(m/s)]
	$A_{air,RAS}$	1.29	0	0	5	[m/s]
	$B_{air,RAS}$	0	0.0876	0	5	[-]
n°2 Détaillé	$A_{air}$	0.139	0.234	0	5	[kg/s]
	$B_{air}$	0.0037	0.0057	0	5	[(kg/s)/(m/s)]
	$P_0$	2.65	1.22	1.22	2.65	[kW]
	$\beta$	0.85	1.5	0.85	1.5	[-]
	$A_{air,RAS}$	1.29	0	0	5	[m/s]
	$B_{air,RAS}$	0	0.2269	0	5	[-]

**Tableau 4.12 :** Indicateurs de corrélation entre les températures simulées et la mesure sur l'essai BàR et comparaison avec les résultats obtenus sur le banc EiL dans la configuration « E2C2 ».

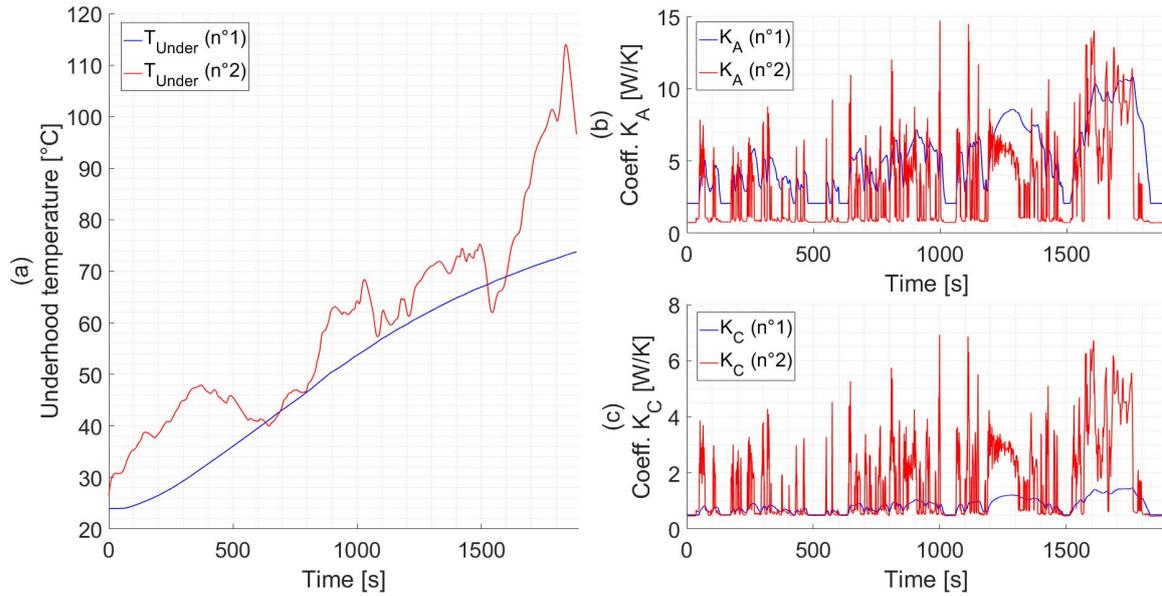
	Version	$ \overline{\Delta T} $ [°C]	$MAPD$ [%]	$R^2$ [-]	$ \Delta T _{max}$ [°C]
Modèle	n°1 Simplifié	0.78	0.25	0.96	3.87
	n°2 Détailé	2.0	0.65	0.77	7.07
Banc EiL	E2C2	1.69	0.55	0.84	5.52

La Figure 4.64(a) représente la température sous-capot  $T_{Under}$  calculée par le modèle simplifié en bleu, et par le modèle détaillé en rouge. Les Figures 4.64(b) et (c) comparent les coefficients de transfert  $K_A$  et  $K_C$  respectivement, avec le même code couleur pour les deux versions du modèle. On note en premier lieu que la température  $T_{Under}$  est initialisée à 26°C pour le modèle détaillé, contre 24°C pour le modèle simplifié. Cet écart provient du fait que la température ambiante est de 26°C au début de l'essai, alors que le circuit de refroidissement est à 24°C. Ensuite, la température  $T_{Under}$  modélisée par le modèle détaillé est supérieure à celle du modèle simplifié, particulièrement pendant les 500 premières secondes du cycle et après  $t = 1500$  s. La valeur maximale est de 114°C contre 74°C en fin de cycle pour le modèle simplifié. Contrairement à l'essai EiL (Figure 4.59), le coefficient de transfert  $K_A$  calculé par le modèle simplifié est supérieur en moyenne à celui du modèle détaillé, avec une valeur moyenne de 5.04 W/K contre 2.98 W/K. En effet, les coefficients  $K_{A0}$  et  $K_{A1}$  sont multipliés par 2 et 4 respectivement par rapport aux valeurs ajustées sur l'essai EiL de référence. En revanche, les coefficients  $K_{C0}$  et  $K_{C1}$  ne sont pratiquement pas modifiés par rapport aux réglage sur l'essai EiL. L'ajustement des paramètres étant réalisé uniquement sur la sortie de la branche C, il est probable que les branches A et B ne soient pas calibrées de manière précise. Le modèle simplifié permet néanmoins une reproduction fidèle de la température de l'air de suralimentation.

#### 4.4.6.4 Robustesse du réglage

Dans l'optique d'utiliser la température  $T_{Pipe, filt}$  modélisée comme cible de régulation au banc moteur, il est crucial que le modèle ajusté sur un cycle WLTC soit aussi adapté à d'autres cycles sans nécessiter de recalibration. Dans cette section, le modèle ajusté avec les paramètres du Tableau 4.11 est donc testé avec les données d'entrées issues d'essais véhicule réalisés sur piste lors de la campagne V1 (Table 2.7).

La Figure 4.65(a) représente les mesures de température ambiante  $T_{amb}$  et de l'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$  en noir et vert respectivement. Les températures modélisées  $T_{RAS, filt}$  et  $T_{Pipe, filt}$  en sortie des branches B et C sont indiquées en pointillés et en trait plein, en rouge pour le modèle détaillé et en bleu pour le modèle simplifié. Les Figures 4.65(b) et (c) représentent respectivement la température sous-capot  $T_{Under}$  et le coefficient de transfert  $K_C$  pour les deux modèles avec le même code couleur. Enfin, la Figure 4.65(d) trace en noir le débit d'air suralimenté  $Q_{air}$  sur l'axe de gauche, ainsi que la vitesse véhicule en magenta sur l'axe de droite.



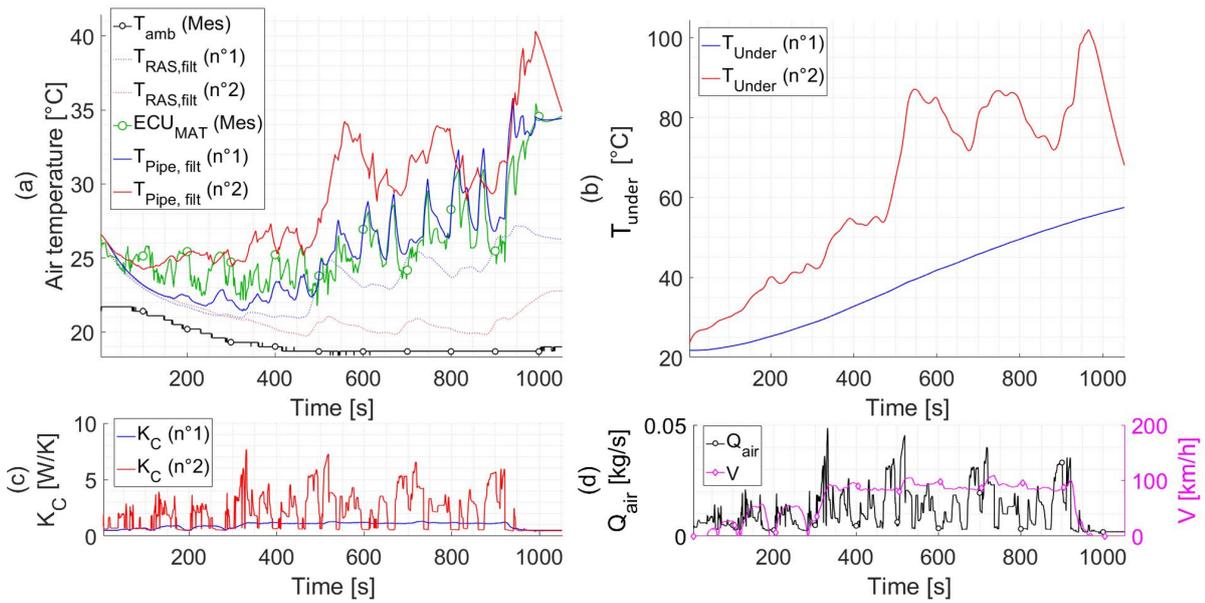
**Fig. 4.64 :** Comparaison de la température sous-capot et des coefficients de transfert entre les modèles simplifié (« n°1 ») et détaillé (« n°2 ») sur l'essai BâR.

L'essai représenté est réalisé à froid, la température initiale du circuit de refroidissement étant de  $21.5^{\circ}\text{C}$ . Cependant, l'essai n'est pas réalisé dans les conditions d'homologation, et la température initiale de l'air suralimenté  $ECU_{MAT}$  est de  $26^{\circ}\text{C}$ . Par ailleurs, on peut noter que la température  $T_{amb}$  mesurée en entrée de la ligne d'air diminue de  $21.7^{\circ}$  à  $19^{\circ}\text{C}$  au cours du cycle, ce qui se répercute dans le reste de la ligne, en particulier sur la température  $T_{RAS,filt}$ . De la même manière que sur l'essai BâR, le modèle simplifié est le plus proche de la référence véhicule, avec un écart absolu moyen de  $1.21^{\circ}\text{C}$  contre  $3.16^{\circ}\text{C}$  pour le modèle détaillé. Les fluctuations de la température  $ECU_{MAT}$  sont représentées de manière fidèle, en particulier dans la deuxième moitié de l'essai. On peut noter que dans le modèle détaillé, la température  $T_{Pipe,filt}$  suit les variations générales de la température sous capot  $T_{Under}$ , qui est largement supérieure à la température calculée par le modèle simplifié. De la même manière que la Figure 4.65, la Figure 4.66 représente le comportement des modèles sur un second essai véhicule réalisé sur piste.

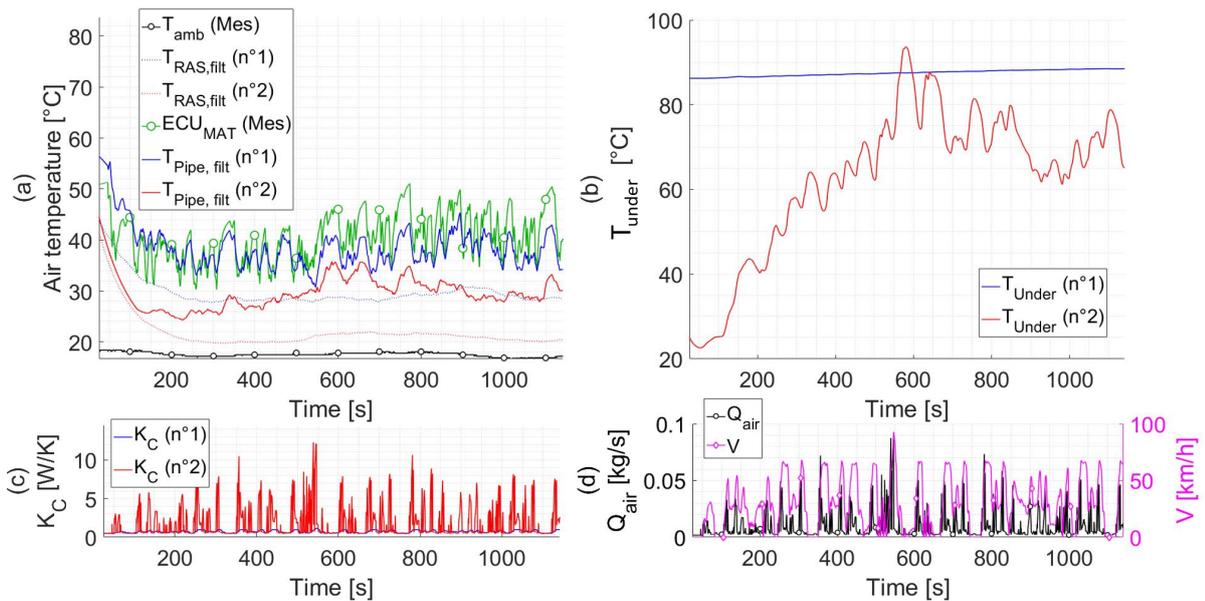
Ici encore, le modèle simplifié permet une meilleure représentation de la température  $ECU_{MAT}$ . L'écart moyen est de  $4.59^{\circ}\text{C}$  contre  $11.71^{\circ}\text{C}$ . Contrairement aux autres essais présentés dans ce chapitre, l'essai est réalisé à chaud. Concernant le modèle simplifié, la température sous-capot  $T_{Under}$  est initialisée en utilisant la température du circuit de refroidissement. En revanche, la valeur initiale de la température sous-capot du modèle détaillé est inconnue, et est par conséquent initialisée à la température initiale de l'air de suralimentation  $ECU_{MAT}$ . L'impact de cette initialisation est significatif sur le reste du cycle.

#### 4.4.6.5 Synthèse

Ces résultats permettent de conclure que le modèle simplifié aboutit à une représentation satisfaisante de la température de l'air de suralimentation mesurée sur véhicule. Le réglage des paramètres sur un cycle WLTC semble pertinent et adapté à d'autres roulages. L'écart est néanmoins plus important que sur l'essai de référence. Une partie



**Fig. 4.65 :** Comportement des modèles ajustés sur le cycle B&R sur un essai piste réalisé à froid.



**Fig. 4.66 :** Comportement des modèles ajustés sur le cycle B&R sur un essai piste réalisé à chaud.

de cet écart pourrait s'expliquer par le fait que l'on calibre les paramètres du modèle sur un essai réalisé au B&R, dont les conditions ne correspondent pas exactement à celles d'un essai sur piste. Par exemple, le B&R ne tient pas compte du vent extérieur favorisant plus ou moins la circulation d'air sous capot, ni de l'impact du virage sur le flux d'air. En revanche, le modèle détaillé ne semble pas adapté en l'état à ce cas d'application. On constate un écart important entre la température modélisée et la mesure véhicule. Ces résultats pourraient toutefois être améliorés par la mesure sur l'essai véhicule des températures intermédiaires  $T_{APC}$  et  $T_{APE}$  ainsi que des températures sous-capot, qui permettrait une calibration plus précise des différentes branches du modèle et une com-

préhension plus approfondie des phénomènes en jeu.

Par manque de temps, la régulation du conditionnement thermique du banc moteur par la température modélisée n'a pas pu être testée dans cette thèse. La prochaine étape consisterait donc à choisir une méthode de régulation assez dynamique pour suivre les fluctuations de la température cible fournie par le modèle.

## 4.5 Conclusions & perspectives

Dans ce chapitre, on se penche sur la représentativité thermique du banc moteur. On réalise en premier lieu une campagne expérimentale dans le but d'améliorer la représentativité de la température de l'air de suralimentation. On utilise un isolant pour englober le moteur sous un capot, et on obture partiellement la face avant du RAS.

- Le circuit de refroidissement n'a pas été l'objet principal des travaux expérimentaux. Toutefois, un comportement satisfaisant a été obtenu en plaçant le banc EiL au plus proche de la configuration véhicule à travers un volume de liquide de refroidissement similaire et l'utilisation du calorstat de série. Dans de futurs travaux, la phase d'initialisation de l'environnement de simulation devrait cependant être réalisée avant le démarrage du moteur de manière à réduire les écarts de température constatés au début du cycle. Ensuite, une attention particulière pourrait être portée à la régulation de l'échangeur remplaçant le radiateur afin d'obtenir une fréquence d'ouverture du calorstat similaire à la référence véhicule.
- L'instrumentation du système de post-traitement a permis de révéler que la température interne du catalyseur ne semble pas influencée par les conditions ambiantes. Contrairement à ce qui était suggéré dans la littérature, il ne paraît donc pas nécessaire d'introduire un conditionnement thermique de la ligne d'échappement, en tout cas dans la configuration étudiée dans cette thèse. Des essais de corrélation supplémentaires permettraient d'approfondir ces conclusions. En particulier, l'impact des conditions ambiantes est probablement plus important dans le cas d'une architecture hybride. Pendant les phases de propulsion électrique, le moteur thermique est arrêté et le débit des gaz d'échappement est nul, tandis que la circulation d'air refroidit le catalyseur.
- Ensuite, on constate une température d'air de suralimentation inférieure à la référence véhicule dans la configuration initiale du banc EiL. L'ajout d'un capot améliore de manière significative ces résultats, et intervient à la fois sur la température de sortie du RAS, et sur l'augmentation de température entre le RAS et l'admission. On peut en conclure l'accumulation de chaleur sous le capot moteur joue un rôle prépondérant sur la température d'admission. L'obturation partielle du RAS a pour effet d'augmenter la température de sortie du RAS, et améliore aussi la représentativité thermique, en particulier dans la seconde phase du WLTC.

Suites à ces observations expérimentales, on propose dans ce chapitre une modélisation de la ligne d'air de suralimentation. Deux formulations du modèle sont présentées. La structure générale comporte une modélisation simple du compresseur et du RAS basée sur les cartographies d'efficacité renseignées par le constructeur. La vitesse d'air dans le RAS est calculée à partir de la vitesse véhicule et des coefficients  $A_{air,RAS}$  et  $B_{air,RAS}$ .

En outre, on considère l'impact de l'accumulation de chaleur à l'aide de la température uniforme sous-capot  $T_{Under}$  et des coefficients de transfert dans les branches A et C notés  $K_A$  et  $K_C$ . La première version, appelée « modèle simplifié », se base sur une formulation simple de la température sous-capot calculée à partir de la température moteur et d'une inertie thermique. Les coefficients de transfert dépendent linéairement de la vitesse véhicule. La seconde version, appelée « modèle détaillé », est basée sur une formulation physique de la température sous-capot prenant en compte l'apport de chaleur par le moteur et le RAS, et la circulation d'air sous capot en fonction de la vitesse véhicule. Les coefficients de transfert sont en outre assimilés à des coefficients de convection entre l'air intérieur et la paroi du conduit. Les coefficients sont donc dépendant du débit d'air dans la ligne, ainsi que des caractéristiques géométriques des conduits. Deux cas d'application ont été considérés pour le modèle thermique de la ligne d'air :

- Le premier consiste à guider les manipulations au banc moteur (pose d'un capot, obturation partielle du RAS) par la simulation. Bien que la démarche complète n'ait pas pu être appliquée pour ce cas d'usage, le modèle détaillé semble le plus adapté à cette application. L'instrumentation du banc moteur permet une calibration précise des branches du modèle, et l'utilisation de grandeurs physiques identifiables facilite l'interprétation des évolutions des paramètres pour approcher le comportement véhicule. Le modèle simplifié permet une modélisation plus précise, mais l'interprétation de ses paramètres est moins aisée. La représentativité du modèle détaillé pourrait donc être améliorée en s'inspirant du fonctionnement du modèle simplifié, par exemple en considérant l'impact de la vitesse véhicule sur le coefficient de transfert.
- Le second cas d'application consiste à utiliser la température calculée par le modèle thermique comme cible de régulation pour le conditionnement thermique du banc EiL. Le modèle simplifié semble le plus adapté à ce cas d'usage. En effet, la calibration du modèle sur un essai véhicule permet une représentation fidèle de la température de l'air de suralimentation. Le réglage obtenu semble en outre assez robuste pour être utilisé sur d'autres essais véhicule sans ajustement. On note toutefois des écarts de température, en partie dûs au fait que l'essai BÀR n'est pas parfaitement représentatif du comportement lors d'essais sur piste. Les travaux devraient ensuite se pencher sur la méthode de régulation thermique appliquée au banc moteur.
- L'absence de mesure des températures intermédiaires ne permet pas au modèle détaillé d'être calibré de manière satisfaisante sur un essai véhicule. L'instrumentation de ces températures ainsi que des températures ambiantes sous capot permettrait une analyse plus précise des lacunes du modèle détaillé.

# CHAPITRE 5

## Conclusions & perspectives

---

Les travaux présentés dans cette thèse ont permis de synthétiser et d’approfondir les connaissances sur l’approche Engine-in-the-Loop et de proposer des améliorations de la méthode à plusieurs niveaux. La démarche générale s’est principalement concentrée sur la reproduction sur le banc EiL d’essais réalisés sur BâR et sur piste par un véhicule à essence suralimenté équipé d’une transmission manuelle.

### 5.1 Synthèse des travaux & conclusions

L’environnement virtuel a été développé à partir d’un modèle issu de la plateforme de co-simulation GREEN. Le modèle véhicule s’appuie sur une projection longitudinale du principe fondamental de la dynamique, la boîte de vitesse et le différentiel étant représentés par des rapports de transmission ainsi qu’une efficacité constante. On propose de plus une modélisation de l’embrayage basée sur l’approche « reset integrator ». Le couple calculé par ce bloc est transmis comme demande à la machine de charge, tandis que le modèle véhicule reçoit le couple effectivement appliqué et mesuré sur l’arbre moteur.

La modélisation du conducteur longitudinal est basée sur la structure de régulation proportionnelle-intégrale, à laquelle on ajoute une fonction d’anti-windup de type « tracking-back », et l’anticipation de la consigne via une moyenne pondérée de la vitesse demandée et de cette vitesse anticipée de 1, 2, et 3 secondes. Les gains du modèle sont calibrés de manière automatique dans un environnement de simulation en amont de la mise au banc, à l’aide d’une modélisation simple de la dynamique moteur. Outre l’objectif de qualité de suivi, la méthode de calibration proposée repose sur un indicateur de représentativité du conducteur calculé à partir d’une analyse fréquentielle du signal de la pédale d’accélérateur. Enfin, dans le cas d’une transmission manuelle, la gestion des changements de rapport est basée sur l’analyse d’essais sur véhicule, qui permet en outre de distinguer différents profils de conducteur.

A la suite d’une campagne expérimentale focalisée d’une part sur les écarts entre le banc EiL et la référence véhicule, et d’autre part sur une analyse de la sensibilité pour plusieurs paramètres du modèle, les travaux ont été axés sur la représentativité thermique du banc EiL. On utilise le calorstat de série et un volume de liquide de refroidissement similaire à la référence véhicule, en remplaçant le radiateur par un échangeur à eau régulé en débit. Le RAS est placé au banc EiL ainsi que les tubulures d’origine du circuit d’air de suralimentation. Après une évaluation de la méthode d’arrosage du RAS généralement adoptée en contexte industriel, on place plutôt une soufflante régulée par la vitesse véhicule en face avant du RAS. En outre, on obture partiellement la surface d’échange, et on recouvre le moteur d’un « capot » isolant.

Cette campagne expérimentale conduit à proposer une modélisation de la ligne d'air de suralimentation basée d'une part sur les cartographies d'efficacité du compresseur et du RAS, et d'autre part sur la modélisation de l'effet sous-capot, pour laquelle on distingue deux formulations différentes. Le modèle « simplifié » se base sur une représentation de la température sous-capot calculée à partir de la température moteur et utilise des coefficients de transfert dépendant linéairement de la vitesse véhicule, tandis que le modèle « détaillé » prend en compte l'apport de chaleur par le moteur, l'impact des échangeurs ainsi que la circulation d'air en fonction de la vitesse véhicule, et assimile les coefficients de transfert à des coefficients de convection entre l'air intérieur et la paroi du conduit. Ces modèles sont évalués pour deux cas d'application : d'une part le guidage par la simulation des manipulations au banc moteur (pose d'un capot, obturation partielle du RAS), et d'autre part la régulation du conditionnement thermique du banc par la température modélisée. Les principaux apports de cette thèse peuvent finalement être synthétisés ci-dessous :

- L'application de l'approche EiL dans le contexte d'une transmission manuelle a permis de révéler que la liaison entre l'environnement virtuel et le banc physique par le modèle d'embrayage représente une source potentielle d'oscillations rarement mentionnée dans la bibliographie. Le modèle proposé ainsi que l'utilisation du couple mesuré dans le modèle véhicule ont finalement permis d'améliorer la stabilité dans les phases de changement de rapport et de palier le fait que la machine de charge ne répond pas immédiatement aux fortes fluctuations de la demande de couple résistif.
- La structure proposée pour le modèle de conducteur anticipatif réalise un suivi de cycle sans aucune déviation sur le cycle WLTC avec un comportement proche de la référence humaine, sur architectures conventionnelle et hybride. Le réglage obtenu en simulation ne nécessite pas d'ajustement une fois sur le banc moteur, est robuste à la variation de la masse véhicule, et est adapté à des cycles de type RDE. L'anticipation de vitesse permet une nette amélioration du suivi ainsi que de la robustesse du réglage à des modifications des paramètres véhicule. Les résultats indiquent en outre qu'en lissant le comportement du conducteur, l'anticipation a pour effet d'atténuer les fluctuations de la richesse du mélange et conduit à une baisse des émissions polluantes en sortie moteur, notamment de HC et de CO, dont l'impact sur la représentativité par rapport aux essais BàR est à considérer.
- L'environnement EiL élaboré dans cette thèse présente une dispersion significativement plus faible que les essais BàR, non seulement du point de vue du suivi du modèle de conducteur, mais aussi du bilan énergétique et des émissions moteur. Le banc EiL impose une énergie mécanique au moteur légèrement supérieure aux essais BàR, pour une masse de carburant consommée légèrement inférieure. Bien qu'aucun des indicateurs énergétiques ne soit totalement fiable du fait des différences entre les deux moyens d'essais, l'analyse des écarts permet de conclure que l'environnement EiL atteint un équilibre satisfaisant entre complexité et représentativité énergétique. Du fait des différences significatives dans la ligne échappement utilisée sur le banc EiL avec la référence, seules les émissions en sortie moteur ont pu être comparées. Les résultats obtenus sur le cycle WLTC suggèrent que le moteur émet légèrement moins de CO<sub>2</sub> et plus de NO<sub>x</sub> et de CO, l'écart étant inférieur à 3%. On constate en outre une carence des émissions de HC, probablement due au

comportement du conducteur virtuel et à la température d'air de suralimentation inférieure à la référence.

- La flexibilité de l'environnement virtuel a permis d'analyser l'impact de certains paramètres comme la masse véhicule, l'efficacité de la transmission et la durée de changement de rapport. La définition de différents profils de conducteur révèle notamment que l'allongement du changement de rapport a pour effet de dégrader la maîtrise de la richesse du mélange par le contrôle moteur, ce qui conduit à une augmentation des émissions de CO et à une baisse des émissions de NO<sub>x</sub> en sortie moteur. En outre, ces fluctuations de richesse dégradent l'efficacité de traitement du catalyseur et conduisent finalement à une augmentation des émissions de CO et de NO<sub>x</sub> à l'échappement.
- La configuration choisie pour le circuit de refroidissement permet une température du liquide proche de la référence véhicule. La phase d'initialisation de l'environnement de co-simulation est cependant responsable d'un écart de température au lancement du cycle qui se répercute sur la suite de l'essai, et la régulation du débit de l'échangeur à eau cause une fréquence d'oscillations élevée du calorstat, dont l'impact paraît néanmoins négligeable.
- On constate dans la configuration initiale une température d'air de suralimentation inférieure à la référence véhicule. L'ajout d'un capot améliore de manière significative ces résultats, et intervient à la fois sur la température de sortie du RAS, et sur l'augmentation de température entre le RAS et le collecteur d'admission. L'obturation partielle du RAS a pour effet d'augmenter la température de sortie du RAS, et améliore aussi la représentativité thermique. Les émissions de NO<sub>x</sub> augmentent avec le niveau de capot, ce qui suggère un effet de compensation d'erreur dans la configuration initiale.
- Contrairement à ce qui était suggéré dans la littérature, la température interne du catalyseur ne paraît pas influencée par les conditions ambiantes, et le conditionnement thermique de la ligne d'échappement ne semble donc pas nécessaire dans la configuration étudiée dans cette thèse.
- Bien que la démarche n'ait pas pu être appliquée dans son ensemble, le modèle détaillé de la ligne d'air paraît adapté au guidage des manipulations au banc moteur. L'instrumentation du banc permet une calibration précise du modèle, et l'utilisation de grandeurs physiques facilite l'interprétation des paramètres par rapport au modèle simplifié, pourtant plus précis. Le modèle simplifié semble le plus adapté à la régulation du conditionnement thermique du banc, car sa calibration sur un essai véhicule permet une représentation fidèle de la température de l'air de suralimentation, qui paraît assez robuste pour être utilisée sur d'autres essais sans réajustement.

## 5.2 Perspectives

Par manque de temps et de moyens, certains axes de travail abordés dans cette thèse restent à approfondir :

- La calibration du modèle d’embrayage devrait être réalisée de manière systématique, rapide et fiable. On pourrait par exemple imaginer un pré-réglage réalisé en amont de la mise au banc à partir des caractéristiques de la machine de charge et du moteur.
- La caractérisation fréquentielle de la pédale d’accélérateur pourrait être utilisée de manière à caractériser différents profils de conducteur. Le modèle pourrait par ailleurs inclure les tolérances WLTP de manière à minimiser son bilan énergétique afin d’approcher le comportement d’un conducteur humain sur BàR.
- Dans le cadre des essais RDE, considérer l’impact du virage et des auxiliaires sur le couple résistif permettrait d’améliorer la précision du modèle véhicule et donc la représentativité énergétique du banc. La comparaison des moyens d’essai devrait par ailleurs être étendue à l’analyse des émissions à l’échappement pour un même système de post-traitement. Dans ce cadre, il paraît important d’évaluer de manière précise le temps de transfert des polluants afin de minimiser les écarts de comparaison. La démarche présentée devrait en outre être étendue au contexte d’une architecture hybride, pour laquelle la thermique ambiante du post-traitement est susceptible d’avoir un impact significatif du fait des phases de propulsion électrique pendant lesquelles le moteur thermique est arrêté.
- Dans de futurs travaux, la phase d’initialisation de l’environnement de simulation devrait être réalisée avant le démarrage du moteur de manière à réduire les écarts de température constatés au début du cycle. Une attention particulière pourrait être portée à la régulation de l’échangeur remplaçant le radiateur afin d’obtenir une fréquence d’ouverture du calorstat similaire à la référence véhicule.
- La campagne expérimentale de représentativité thermique devrait être reproduite avec un RAS libre et non encastré. Des essais de corrélation supplémentaires permettraient d’améliorer la représentativité du modèle de ligne d’air, notamment par des mesures précises de température sous-capot sur véhicule et sur banc moteur. Le modèle détaillé pourrait enfin être amélioré en s’inspirant du fonctionnement du modèle simplifié, par exemple en considérant l’impact de la vitesse véhicule sur le coefficient de transfert.

Plus généralement, il pourrait être intéressant d’approfondir la démarche de comparaison adoptée dans cette thèse en considérant des essais sur route, réalisés avec une instrumentation comprenant la mesure de la pente, de la température sous capot à plusieurs points ainsi que de la température interne de la ligne d’air, et des émissions à l’échappement via PEMS. La démarche pourrait en outre aboutir à l’application de la méthode EiL pour la mise au point des seuils de l’OBD, en étudiant par exemple le déclenchement et le résultat du diagnostic du catalyseur lors d’essais représentatifs d’un usage client. Dans ce cadre, il serait intéressant de disposer d’un outil permettant de générer pour un trajet donné une trace de vitesse type RDE dépendant du trafic routier et du profil de conducteur, par exemple.

# ANNEXE A

## Préparation des essais

---

Dans le cadre de cette thèse, plusieurs essais véhicules sont reproduits sur le banc EiL. On cherche à reproduire deux types d'essais, i.e. des cycles WLTC réalisés sur banc à rouleaux (BàR) ainsi que plusieurs essais effectués sur piste (Aubevoye). Chaque essai doit être défini par les données d'entrée principales de l'environnement virtuel. En particulier, le modèle de conducteur détaillé Chapitre 3 reçoit en entrée une demande de vitesse en fonction du temps  $V_{dem}(t)$ , ainsi qu'une demande de rapport  $Gear_{dem}(t)$ . De plus, dans le cas d'un essai sur piste, on transmet au modèle de véhicule détaillé Chapitre 3 le signal de pente de la route au cours du temps  $\theta(t)$ . Cette annexe détaille la méthode utilisée pour générer les données nécessaires pour reproduire un essai véhicule sur le banc EiL.

Il est important de souligner que l'intérêt de la méthode Engine-in-the-Loop est précisément de minimiser les besoins en essais véhicule. Par conséquent, la reproduction d'essais véhicule n'est pas l'objectif premier d'un banc EiL, qui sera principalement utilisé pour réaliser des essais à partir de données virtuelles. Les essais peuvent être définis manuellement dans le cas d'un essai simple comme un enchaînement de plateaux de vitesse, par les méthodes d'homologation dans le cas du cycle WLTC, ou bien par un outil permettant de générer un trajet réaliste en prenant en compte le trafic routier et les feux rouges par exemple. Toutefois, afin d'étudier la représentativité de ce moyen d'essai, on choisit dans cette thèse de reproduire plusieurs essais réalisés sur véhicule afin de disposer d'une référence de comparaison. Il est donc crucial que les données d'entrée (vitesse, rapport et pente) soient le plus proche possible de l'essai de référence afin de minimiser les biais de comparaison.

### A.1 Demandes de vitesse et de rapport

En premier lieu, on dispose pour chaque essai véhicule d'un enregistrement des voies du contrôle moteur de la vitesse véhicule et du rapport engagé,  $ECU_V$  et  $ECU_{Gear}$  respectivement. Toutefois, ces signaux doivent être traités avant d'être utilisés comme données d'entrée du modèle conducteur.

#### A.1.1 Demande de vitesse

Premièrement, bien que le calcul de la vitesse véhicule par le contrôle moteur soit précis, le bruit de mesure peut générer un comportement instable du modèle de conducteur qui chercherait à suivre exactement cette demande. Par conséquent, on applique un filtre passe-bas à ce signal, avec une fréquence de 0.25 Hz. Cette fréquence permet d'atténuer le bruit du signal, sans dénaturer la trace de vitesse d'origine. Dans le cas du cycle WLTC, on dispose (en plus de l'enregistrement des voies ECU) de la demande de

vitesse imposée au conducteur humain par un écran. On peut donc utiliser directement cette trace de vitesse, sans filtrage.

## A.1.2 Changements de rapport

Ensuite, il est important que les changements de rapport se produisent au même moment de la trace de vitesse que sur l'essai de référence. Le cycle WLTC n'est pas défini par une demande de rapport, mais plutôt par une suggestion de rapport calculée en fonction du point de fonctionnement moteur. Contrairement à la demande de vitesse, le conducteur humain ne suit donc pas exactement cette demande. Afin de reproduire les changements de rapport réalisés par le conducteur, on s'appuie donc plutôt sur l'enregistrement ECU. On procède de la même manière pour les cycles sur piste.

Toutefois, le signal  $ECU_{Gear}$  provient d'un calcul basé sur les mesures du régime moteur et de la vitesse véhicule. A partir du ratio de transmission calculé entre ces deux signaux, le contrôle moteur déduit le rapport engagé par comparaison avec les ratios de transmission définis par la calibration. Ce calcul est généralement fiable, mais est caractérisé par un temps de réponse de l'ordre de la seconde après un changement de rapport. Le signal  $ECU_{Gear}$  ne peut donc être utilisé directement comme demande sur le banc moteur, et doit être recalé pour correspondre aux changements de rapport réels. On utilise plusieurs signaux supplémentaires provenant de l'enregistrement des voies ECU : le régime moteur  $ECU_N$ , la vitesse véhicule  $ECU_V$  et les signaux de pédale d'accélérateur et d'embrayage,  $ECU_{Accel}$  et  $ECU_{Clutch}$  respectivement. La méthode est différente pour les montées de rapport et les rétrogradages.

### A.1.2.1 Montée de rapport

Comme détaillé Section 3.2.3.3, on définit le début d'une montée de rapport par le moment où le conducteur commence à relâcher la pédale d'accélérateur. A partir du changement de rapport détecté par l'ECU à l'instant  $t_0$ , l'algorithme commence donc par vérifier que la pédale d'accélérateur est complètement relâchée. Si ce n'est pas le cas, l'algorithme cherche entre  $t_0 - 2s$  et  $t_0$  l'instant  $t_1$  le plus proche de  $t_0$  où la position pédale est nulle. A partir de cet instant  $t_1$ , on détecte ensuite le début du relâchement de la pédale à l'aide de la dérivée du signal.

### A.1.2.2 Rétrogradage

Dans le cas d'un rétrogradage, la pédale d'accélérateur est généralement relâchée bien avant le changement de rapport, le conducteur cherchant à ralentir le véhicule. Par conséquent, on ne peut pas utiliser la pédale d'accélérateur pour repérer les rétrogradages. On utilise plutôt le signal de la position de l'embrayage  $ECU_{Clutch}$ . Il est important de souligner que ce signal ne provient pas directement de la position de la pédale. Il provient d'un calcul qui distingue deux positions : embrayage ouvert ( $ECU_{Clutch} = 1$ ) ou fermé ( $ECU_{Clutch} = 0$ ). Cette détection s'appuie sur la désynchronisation entre le régime moteur mesuré  $ECU_N$  et le régime primaire lorsque l'embrayage est ouvert. Bien que ce calcul détecte généralement la fermeture de l'embrayage avec un retard conséquent, l'ouverture de l'embrayage est repérée de manière précise. A partir du changement de rapport détecté par l'ECU à l'instant  $t_0$ , l'algorithme commence donc par vérifier si la

position de l’embrayage est ouvert ( $ECU_{Clutch} = 1$ ). Si ce n’est pas le cas, on recherche entre  $t_0 - 2s$  et  $t_0$  l’instant  $t_1$  le plus proche de  $t_0$  où la position embrayage est égale à 1. A partir de cet instant  $t_1$ , on détecte ensuite l’ouverture de l’embrayage.

Pour certains essais utilisés dans cette thèse, on ne dispose pas dans l’enregistrement du signal de la position embrayage. Dans ce cas, on peut utiliser la même méthode que le contrôle moteur pour détecter l’ouverture de l’embrayage. A l’aide des ratios de transmission, on calcule le régime de l’arbre primaire  $\omega_{Prim}$ . Quand l’embrayage est fermé, l’arbre primaire est synchronisé avec l’arbre moteur,  $\omega_{Prim} = ECU_N$ . Du fait du bruit de mesure, il est possible qu’un écart minime soit détecté entre les deux régimes. A partir du changement de rapport détecté par l’ECU à l’instant  $t_0$ , l’algorithme commence par établir la valeur initiale de l’écart de régime avant l’ouverture de l’embrayage, c’est-à-dire à l’instant  $t_1 = t_0 - 1.5s$ . Une fois cet écart initial établi, on cherche à partir de l’instant  $t_1$  le moment où la différence de régime augmente d’au moins 20 tr/min par rapport à l’écart initial. Cet instant correspond à l’ouverture de l’embrayage.

## A.2 Pente de la route

Dans le cas des essais réalisés sur piste, il est important de prendre en compte la pente de la route au cours du temps dans le modèle véhicule. Malheureusement, on ne dispose pas de cette information pour les essais réalisés lors de la campagne véhicule n° 1 (Table 2.7). Aucun enregistrement du signal n’ayant été réalisé, on ne peut pas récupérer cette information à partir de cartes d’altitude. Par conséquent, il est nécessaire de calculer la pente de la route à l’aide des variables enregistrées par le contrôle moteur.

### A.2.1 Estimation par le contrôle moteur

En premier lieu, on dispose d’une variable du contrôle moteur notée  $ECU_{Slope}$  et censée correspondre à la pente de la route. Cette variable provient d’un calcul de différentiel de couple  $ECU_{TqDiff}$ , et utilise plusieurs signaux :

- Le couple de propulsion ramené à la roue  $ECU_{TqWheel}$ , calculé à partir du couple moteur  $ECU_{Tqe}$  et du ratio de transmission  $i_{Trans} = i_{Gear} \cdot i_{Axle}$ ,  $ECU_{TqWheel} = ECU_{Tqi} \cdot i_{Trans}$
- Le couple  $ECU_{TqInertia}$  dû à l’accélération du véhicule  $ECU_{Accel}$ , calculé à l’aide la masse véhicule  $M$  et du rayon de roue  $R_{wheel}$ ,  $ECU_{TqInertia} = ECU_{Accel} \cdot M \cdot R_{wheel}$ .
- Le couple résistif  $ECU_{TqRes}$  estimé à partir de la loi de route  $F_{res} = f(V)$  et de la vitesse véhicule,  $ECU_{TqRes} = R_{wheel} \cdot F_{res}(V)$ .

Le différentiel de couple s’écrit ensuite :

$$ECU_{TqDiff} = ECU_{TqWheel} - ECU_{TqInertia} - ECU_{TqRes} \quad (A.1)$$

En théorie, ce différentiel de couple doit correspondre au couple dû à la pente de la route (Eq. (3.7)). La pente de la route  $ECU_{Slope}$  peut ensuite être calculée à l’aide de l’Eq. (A.2).

$$ECU_{Slope} = 100 \cdot \tan\left(\arcsin \frac{ECU_{TqDiff}}{M \times g \times R_{wheel}}\right) \quad (A.2)$$

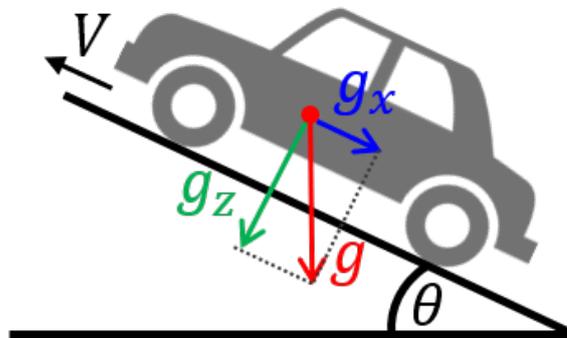
Toutefois, on peut immédiatement souligner une lacune importante de ce calcul. En effet, le différentiel de couple  $ECU_{TqDiff}$  ne représente pas seulement le couple induit par la pente de la route, mais aussi le couple de freinage qui n'est pas pris en compte dans l'Eq. (A.1). Par conséquent, l'Eq. (A.2) est susceptible de détecter une pente importante lors d'un freinage. Une première piste d'amélioration consiste à calculer le couple de freinage et à l'injecter dans l'Eq. (A.1) [85, 155]. En effet, il est possible d'établir une relation linéaire entre la position de la pédale de frein  $ECU_{brake}$  et le couple de freinage  $T_{brake}$  [85]. Plusieurs essais sur piste ont été réalisés en observant l'évolution de  $ECU_{TqDiff}$  lors de freinages brusques. En faisant l'hypothèse que l'augmentation de  $ECU_{TqDiff}$  est due au couple de freinage, on peut établir une relation entre la position de la pédale de frein et le couple de freinage.

Cependant, la variable de la position de la pédale de frein  $ECU_{brake}$  n'est pas disponible sur les enregistrements des essais véhicule à reproduire. De plus, il est important de souligner que le couple de propulsion provient d'une estimation prenant en compte les pertes moteur.

## A.2.2 Filtre de Kalman

Pour palier ces lacunes, on utilise une autre méthode de calcul dans cette thèse, qui consiste à s'appuyer sur le signal provenant de l'accéléromètre longitudinal du véhicule  $ECU_{Gaccel}$  ainsi que l'accélération du véhicule  $\frac{dV}{dt}$ , calculée à partir de la dérivée de la vitesse véhicule  $ECU_V$ . L'accéléromètre mesure à la fois l'accélération longitudinale du véhicule et le terme longitudinal de l'accélération de la gravité due à l'inclinaison du véhicule, notée  $g_x$  :

$$ECU_{Gaccel} = \frac{dV}{dt} + g_x \quad (A.3)$$



**Fig. A.1 :** Inclinaison de la force de gravité  $g$  due à la pente  $\theta$ .  $V$  correspond à la vitesse longitudinale du véhicule,  $g_x$  au terme longitudinal de l'accélération de la pesanteur, et  $g_z$  au terme vertical.

Comme illustré par le schéma Figure A.1, l'angle de la pente  $\theta$  peut être calculé (en

pourcentage) à partir du terme  $g_x$ .

$$\theta = \tan\left(\arcsin \frac{g_x}{g}\right) \quad (\text{A.4})$$

En utilisant les Eq. (A.3) et (A.4), on peut donc extraire l'angle de la pente  $\theta$  du signal de l'accéléromètre  $ECU_{Gaccel}$  :

$$\theta = \tan\left(\arcsin \frac{ECU_{Gaccel} - \frac{dV}{dt}}{g}\right) \quad (\text{A.5})$$

Comme mentionné par plusieurs références de calcul de la pente [82, 84, 156], on utilise un filtre de Kalman afin d'éliminer le bruit de mesure provenant principalement de l'accéléromètre. Tout d'abord, on définit un modèle discret du système de variables d'état  $\dot{V}$ ,  $V$  et  $g_x$  à l'aide des matrices du système  $\Phi$  et des entrées  $\Psi$ . Ce modèle s'appuie sur l'approximation d'Euler pour obtenir la dérivée de la vitesse véhicule [82]. Les vecteurs  $u_{k-1}$  et  $v_k$  désignent le bruit de procédé et le bruit d'observation respectivement, et sont représentés par un bruit blanc aléatoire. L'indice  $k$  représente le pas de temps.

$$\begin{cases} X_k &= \Phi \cdot X_{k-1} + \Psi \cdot u_{k-1} \\ Y_k &= H_k \cdot X_k + v_k \end{cases} \quad (\text{A.6})$$

Avec

$$X_k = \begin{bmatrix} \dot{v}_k \\ v_k \\ g_{x,k} \end{bmatrix} \quad (\text{A.7})$$

et

$$Y_k = \begin{bmatrix} v_k \\ ECU_{Gaccel,k} \end{bmatrix} \quad (\text{A.8})$$

On note  $\Phi$  la matrice du système

$$\Phi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \tau & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.9})$$

Et  $\Psi$  la matrice des entrées

$$\Psi = \begin{bmatrix} \tau^2/2 & 0 \\ \tau & 0 \\ 0 & \tau \end{bmatrix} \quad (\text{A.10})$$

Ensuite, la fonction de transfert du filtre de Kalman s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} X_{k,k-1} &= \Phi \cdot X_{k-1,k-1} + \Psi \cdot u_k \\ P_{k,k-1} &= \Phi \cdot P_{k-1,k-1} \cdot \Phi^T + Q_k \\ K_k &= P_{k,k-1} \cdot H^T (H \cdot P_{k,k-1} \cdot H^T + R_k)^{-1} \\ X_{k,k} &= X_{k,k-1} + K_k (Y_k - H \cdot X_{k,k-1}) \\ P_{k,k} &= (I - K_k \cdot H) \cdot P_{k,k-1} \end{cases} \quad (\text{A.11})$$

On note  $X_{k,k-1}$  la pré-estimation de la variable d'état  $X$  au pas de temps  $k$ , et  $X_{k,k}$  l'estimation de la variable d'état  $X$  au pas de temps  $k$ .  $P_{k,k}$  représente la matrice de covariance des erreurs d'estimation. On note  $H$  la matrice d'observation :

$$H = \begin{bmatrix} \tau & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

La matrice  $K$  est appelée la matrice des gains du filtre de Kalman. Les matrices  $Q$  et  $R$  désignent les matrices de covariance du bruit du système et de mesure respectivement.

$$Q = \begin{bmatrix} \sigma_{\dot{v}} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_v & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{g_x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0.005 & 0 \\ 0 & 0 & 0.003 \end{bmatrix} \quad (\text{A.13})$$

et

$$R = \begin{bmatrix} \sigma_{ECU_{Gaccel}} & 0 \\ 0 & \sigma_v \end{bmatrix} \quad (\text{A.14})$$

De manière générale, le choix des matrices  $Q$  et  $R$  réside dans un compromis entre la rapidité de la réponse du filtre et sa sensibilité au bruit. La matrice  $Q$  désigne l'amplitude de variation autorisée pour la variable  $X$  au cours d'un pas de temps, tandis qu'augmenter la matrice  $R$  revient à augmenter le temps de réponse du filtre. Dans cette thèse, on choisit d'adopter les mêmes valeurs pour  $Q$  que [82], la matrice représentant la variance des variables du système. La matrice  $R$  représente la variance des signaux d'entrée, et est ajustée dans la phase de calibration décrite plus bas.

A chaque pas de temps  $k$ , deux étapes consécutives sont réalisées par le filtre de Kalman. Tout d'abord, la phase d'actualisation (*time update*) consiste par établir une pré-estimation  $X_{k,k-1}$  de l'état  $X$ , à l'aide de l'estimation au pas de temps précédent  $X_{k-1,k-1}$  et de la valeur des signaux d'entrée au pas de temps  $k$ ,  $u_k$ . La matrice de covariance des erreurs d'estimation  $P$  peut elle aussi être pré-estimée,  $P_{k,k-1}$ . Ensuite, la deuxième phase d'actualisation des mesures s'appuie sur le calcul de la matrice des gains  $K_k$ , elle-même calculée à l'aide de la pré-estimation  $P_{k,k-1}$ .

Afin d'adapter la réponse du filtre à de fortes variations des signaux d'entrée comme un freinage brusque, la matrice de covariance  $Q$  peut être variée au cours du temps en utilisant la matrice de correction  $\Gamma$  [82]. La nouvelle matrice de covariance  $Q_{cor}$  s'écrit alors :

$$Q_{cor} = \Gamma \cdot Q \quad (\text{A.15})$$

Avec

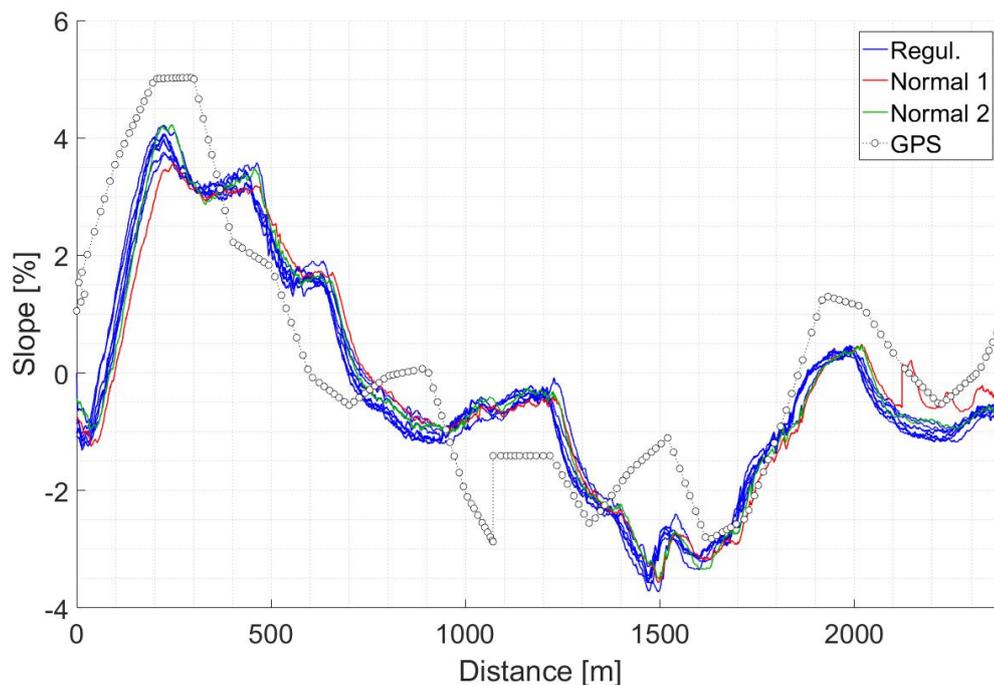
$$\Gamma = \begin{bmatrix} \gamma & 0 & 0 \\ 0 & \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1/\gamma \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

Avec le coefficient  $\gamma = 100$ .

### A.2.3 Essais de calibration

Afin de vérifier le bon fonctionnement du filtre décrit précédemment, plusieurs essais ont été réalisés à l'aide du véhicule de référence (voir Section 2.3). Sur deux pistes différentes, on reproduit plusieurs fois le même circuit. La Figure A.2 représente la pente calculée par le filtre de Kalman sur la première piste. Pour certains essais représentés en bleu, on active le régulateur de vitesse à différentes valeurs (« Regul. » en légende), tandis que les essais en rouge et vert sont réalisés sans régulateur (« Normal 1 » et « Normal 2 »). La pente obtenue au cours du temps par le filtre de Kalman est ramenée à la distance, obtenue en intégrant la vitesse véhicule. A titre de comparaison, on représente en noir la pente calculée à partir de la trace GPS la piste et des données d'altitude.

On constate une faible dispersion de la pente calculée sur les essais considérés, y compris sans régulateur de vitesse. Il est important de préciser que les données altimétriques utilisées pour l'estimation de la pente sont issues d'un pointage manuel réalisé sur le site VisuGPX [157].



**Fig. A.2 :** Calcul de la pente de la route à l'aide du filtre de Kalman - Essai de calibration sur piste.



# Références

---

- [1] EUROSTAT, « Greenhouse gas emission statistics - emission inventories », European Environment Agency, Rapport technique, 2018. adresse : <http://ec.europa.eu/eurostat/statisticsexplained/>.
- [2] EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY, « Transitions towards a more sustainable mobility system », Rapport technique 34, 2016.
- [3] N. HOOFTMAN, M. MESSAGIE, J. VAN MIERLO et T. COOSEMANS, « A review of the European passenger car regulations – Real driving emissions vs local air quality », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, tome 86, pages 1-21, avril 2018, ISSN : 13640321. DOI : [10.1016/j.rser.2018.01.012](https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.01.012). adresse : <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032118300182>.
- [4] G. ARCHER, « Dieselgate : Who? What? How? », Transport & Environment, Rapport technique, 2016. adresse : [https://www.transportenvironment.org/sites/te/files/publications/2016\\_09\\_Dieselgate\\_report\\_who\\_what\\_how\\_FINAL\\_0.pdf](https://www.transportenvironment.org/sites/te/files/publications/2016_09_Dieselgate_report_who_what_how_FINAL_0.pdf).
- [5] R. JOUMARD, « Actual use emissions of road transport », *SAE International*, pages 23-29, 2001.
- [6] S. KUMAR PATHAK et al., « Real world vehicle emissions : their correlation with driving parameters », *Transportation Research Part D*, tome 44, pages 157-176, mai 2016, ISSN : 1361-9209. DOI : [10.1016/j.trd.2016.02.001](https://doi.org/10.1016/j.trd.2016.02.001). adresse : <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2016.02.001>.
- [7] EUROPEAN COMMISSION, « Commission Regulation (EU) 2017/1151 of 1 June 2017 », European Commission, Rapport technique, 2017, pages 1-643.
- [8] P. J. ROBERTS, R. MUMBY, A. MASON, L. REDFORD-KNIGHT et P. KAUR, « RDE Plus - The development of a road, rig and Engine-in-the-Loop test methodology for real driving emissions compliance », *SAE Technical Papers*, tome 2019-01-07, 2019. adresse : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2019-01-0756/>.
- [9] T. PUPHUNWIVAT, « Real Driving Emissions - A game changer for the industry? : mastering on-road emissions targets with integrated vehicle testing solution AVL M.O.V.E », *SAE International*, numéro 2015-01-0056, mars 2015, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2015-01-0056](https://doi.org/10.4271/2015-01-0056). adresse : <http://www.sae.org/technical/papers/2015-01-0056>.
- [10] K. LAMBERG et P. WÄLTERMANN, « Using HIL Simulation to test mechatronic components in automotive engineering », in *2nd Congress on "Mechatronik im automobil"*, dSpace GmbH, 2000.

- [11] C. DUFOUR, J. BÉLANGER et S. ABOURIDA, « Using real-time simulation in hybrid electric drive and power electronics development : process, problems and solutions », *SAE Technical Papers*, numéro 2006-01-0114, avril 2006, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2006-01-0114](https://doi.org/10.4271/2006-01-0114). adresse : <http://papers.sae.org/2006-01-0114/>.
- [12] S. JIANG, M. H. SMITH, J. KITCHEN et A. OGAWA, « Development of an Engine-in-the-loop vehicle simulation system in engine dynamometer test cell », *SAE International*, tome 2009-01-10, 2009. adresse : <http://www.sae.org>.
- [13] C. SCHYR et K. GSCHWEITL, « Model-based development and calibration of hybrid powertrains », *SAE Technical Paper Series*, numéro 2007-01-0285, avril 2007, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2007-01-0285](https://doi.org/10.4271/2007-01-0285). adresse : <http://papers.sae.org/2007-01-0285/>.
- [14] P. SARHADI et S. YOUSEFPOUR, « State of the art : hardware in the loop modeling and simulation with its applications in design, development and implementation of system and control software », *International Journal of Dynamics and Control*, tome 3, pages 470-479, décembre 2015, ISSN : 2195-268X. DOI : [10.1007/s40435-014-0108-3](https://doi.org/10.1007/s40435-014-0108-3). adresse : <http://link.springer.com/10.1007/s40435-014-0108-3>.
- [15] W LEE, M YOON et M SUNWOO, « A cost- and time-effective hardware-in-the-loop simulation platform for automotive engine control systems », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, tome 217, numéro 1, pages 41-52, janvier 2003, ISSN : 0954-4070. DOI : [10.1243/095440703762702969](https://doi.org/10.1243/095440703762702969). adresse : <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/095440703762702969>.
- [16] D. RAMASWAMY et al., « A case study in Hardware-In-the-Loop testing : development of an ECU for a hybrid electric vehicle », *SAE Technical Papers*, tome 2004-01-03, mars 2004, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2004-01-0303](https://doi.org/10.4271/2004-01-0303). adresse : <http://papers.sae.org/2004-01-0303/>.
- [17] J. GEHRING et H. SCHÜTTE, « A Hardware-in-the-Loop test bench for the validation of complex ECU networks », *SAE Technical Papers*, tome 2002-01-08, 2002.
- [18] H. SCHUETTE et M. PLOEGER, « Hardware-in-the-Loop testing of engine control units - A technical survey », *SAE Technical Papers*, tome 2007-01-05, avril 2007, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2007-01-0500](https://doi.org/10.4271/2007-01-0500). adresse : <http://papers.sae.org/2007-01-0500/>.
- [19] R. ISERMANN, J. SCHAFFNIT et S. SINSEL, « Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems », *Control Engineering Practice*, tome 7, numéro 5, pages 643-653, mai 1999, ISSN : 0967-0661. DOI : [10.1016/S0967-0661\(98\)00205-6](https://doi.org/10.1016/S0967-0661(98)00205-6). adresse : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066198002056>.
- [20] K. PATIL, S. K. MOLLA et T. SCHULZE, « Hybrid vehicle model development using ASM-AMESim-Simscape co-simulation for real-time HiL applications », *SAE International*, numéro 2012-01-0932, avril 2012, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2012-01-0932](https://doi.org/10.4271/2012-01-0932). adresse : <http://papers.sae.org/2012-01-0932/>.

- [21] A. CASTAINGS, A. BOUSCAYROL, W. LHOMME et R. TRIGUI, « Power Hardware-in-the-loop simulation for testing multi-source vehicles », *IFAC-PapersOnLine*, tome 50, numéro 1, pages 10 971-10 976, 2017, ISSN : 24058963. DOI : [10.1016/j.ifacol.2017.08.2469](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.2469). adresse : <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.2469>.
- [22] J. LACHAIZE, R. LAMAMY et D. VERDIER, « Model of a hybrid electrical system for software and system V & V on Hardware-in-the-loop test bench », *IFAC-PapersOnLine*, tome 50, numéro 1, pages 7863-7868, 2017, ISSN : 24058963. DOI : [10.1016/j.ifacol.2017.08.738](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.738). adresse : <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.738>.
- [23] M. J. ESFANDYARI, M ESFAHANIAN, M. R. H. YAZDI, V ESFAHANIAN, H NEHZATI et A SALEHI, « Hardware-in-the-Loop simulation for verification of the drive motor management software in a series hybrid electric bus », *International Journal of Powertrains*, tome 6, numéro 2, 2017. adresse : <https://pdfs.semanticscholar.org/f263/4bd2d087fdb154aa3e82197e89c1de584681.pdf>.
- [24] S. OLMA, P. TRAPHÖNER, A. KOHLSTEDT, K.-P. JÄKER et A. TRÄCHTLER, « Model-based method for the accuracy analysis of Hardware-in-the-Loop test rigs for mechatronic vehicle axles », *Procedia Technology*, tome 26, pages 105-112, 2016, ISSN : 22120173. DOI : [10.1016/j.protcy.2016.08.015](https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.08.015). adresse : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212017316303620>.
- [25] S. OLMA, A. KOHLSTEDT, P. TRAPHÖNER, K.-P. JÄKER et A. TRÄCHTLER, « Substructuring and control strategies for Hardware-in-the-Loop simulations of multiaxial suspension test rigs », *IFAC-PapersOnLine*, tome 49, numéro 21, pages 141-148, 2016, ISSN : 24058963. DOI : [10.1016/j.ifacol.2016.10.533](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.10.533). adresse : <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2405896316321231>.
- [26] H. K. FATHY, Z. S. FILIPI, J. HAGENA et J. L. STEIN, « Review of hardware-in-the-loop simulation and its prospects in the automotive area », in *Proc. of SPIE*, K. SCHUM et A. F. SISTI, éditeurs, tome 6228, International Society for Optics et Photonics, mai 2006. DOI : [10.1117/12.667794](https://doi.org/10.1117/12.667794). adresse : <http://proceedings.spiedigitallibrary.org/proceeding.aspx?doi=10.1117/12.667794>.
- [27] M. FLEMING, G. LEN et P. STRYKER, « Design and construction of a university-based hybrid electric powertrain test cell », *SAE Technical Papers*, numéro 2000-01-3106, août 2000, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2000-01-3106](https://doi.org/10.4271/2000-01-3106). adresse : <http://papers.sae.org/2000-01-3106/>.
- [28] D. WINKLER, C GUEHMANN et C. GÜHMANN, « Hardware-in-the-Loop simulation of a hybrid electric vehicle using Modelica/Dymola », Technical University of Berlin, Rapport technique, 2006. adresse : <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.404.7637&rep=rep1&type=pdf>.
- [29] Z FILIPI et al., « Engine-in-the-loop testing for evaluating hybrid propulsion concepts and transient emissions - HMMWV case study », *2006 SAE World Congress*, tome 2006, numéro 724, 2006. DOI : [10.4271/2006-01-0443](https://doi.org/10.4271/2006-01-0443). adresse : <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84877239049&partnerID=40&md5=ba2cb2b89b15c0ac31170a51ec8ff3ab>.

- [30] A. D. MASTRO, A. CHASSE, P. POGNANT-GROS et G. CORDE, « Advanced hybrid vehicle simulation : from " virtual " to " HyHiL " test bench », *SAE International*, tome 4970, 2009. DOI : [10.4271/2009-24-0068](https://doi.org/10.4271/2009-24-0068).
- [31] Y. WANG et Z. SUN, « A hydrostatic dynamometer based hybrid powertrain research platform », in *Proceedings of 2010 International Symposium on Flexible Automation*, IFSA, éditeur, Tokyo, 2010. DOI : [UPS - 2739](https://doi.org/10.1109/UPS-2739). adresse : <https://www.researchgate.net/publication/274719769>.
- [32] Y. WANG et B. USA, « Hybrid powertrain control with a rapid prototyping research platform », in *Proceedings of the American Control Conference*, AACC, éditeur, San Francisco, 2011, ISBN : 9781457700798. DOI : [10.1109/ACC.2011.5991490](https://doi.org/10.1109/ACC.2011.5991490). adresse : <https://www.researchgate.net/publication/224254246>.
- [33] Y. WANG, Z. SUN et K. A. STELSON, « Modeling, control, and experimental validation of a transient hydrostatic dynamometer », *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, tome 19, numéro 6, pages 1578-1586, novembre 2011, ISSN : 1063-6536. DOI : [10.1109/TCST.2010.2082542](https://doi.org/10.1109/TCST.2010.2082542). adresse : <http://ieeexplore.ieee.org/document/5620934/>.
- [34] P. TEINER et B. SCHNEEWEISS, « Evaluation of NOx and fuel consumption reduction potential of parallel Diesel-hybrid powertrains using Engine-in-the-Loop simulation », *SAE International*, numéro 2010-32-0128, septembre 2010, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2010-32-0128](https://doi.org/10.4271/2010-32-0128). adresse : <http://papers.sae.org/2010-32-0128/>.
- [35] M. BIER, D. BUCH, M. KLUIN et C. BEIDL, « Development and optimization of hybrid powertrains at the X-in-the-Loop engine testbed », *MTZ worldwide*, tome 73, numéro 3, pages 46-52, mars 2012, ISSN : 2192-9114. DOI : [10.1365/s38313-012-0154-1](https://doi.org/10.1365/s38313-012-0154-1). adresse : <http://link.springer.com/10.1365/s38313-012-0154-1>.
- [36] Y. KIM, T. ERSAL, A. SALVI, Z. FILIPI et A. STEFANOPOULOU, « Engine-in-the-Loop validation of a frequency domain power distribution strategy for series hybrid powertrains », in *2012 Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling (IFAC)*, Elsevier, janvier 2012, pages 432-439, ISBN : 9783902823168. DOI : [10.3182/20121023-3-FR-4025.00058](https://doi.org/10.3182/20121023-3-FR-4025.00058). adresse : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667015351892>.
- [37] C. DISCH, T. DR. KOCH, U. DR. SPICHER et C. DR. DONN, « Engine-in-the-Loop as a development tool for emissions optimisation in the hybrid context », *MTZ Worldwide*, tome 75, numéro 10, pages 40 -46, 2014. adresse : [https://ipg-automotive.com/fileadmin/user\\_upload/content/Download/PDF/Articles/1410\\_MTZ\\_KIT\\_MOT\\_IPG\\_Automotive\\_Engine-in-the-Loop\\_for\\_emission\\_optimization\\_in\\_hybrid\\_context\\_EN.pdf](https://ipg-automotive.com/fileadmin/user_upload/content/Download/PDF/Articles/1410_MTZ_KIT_MOT_IPG_Automotive_Engine-in-the-Loop_for_emission_optimization_in_hybrid_context_EN.pdf).
- [38] Y. KIM, A. SALVI, J. B. SIEGEL, Z. S. FILIPI, A. G. STEFANOPOULOU et T. ERSAL, « Hardware-in-the-loop validation of a power management strategy for hybrid powertrains », *Control Engineering Practice*, tome 29, pages 277-286, 2014, ISSN : 09670661. DOI : [10.1016/j.conengprac.2014.04.008](https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2014.04.008). adresse : <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2014.04.008>.

- [39] S. KANDAVELU, A. K. VELAGAPUDI, R. NESE et S. THIMMALAPURA, « A cost effective system test-bed using model based approach », *SAE International*, numéro 2016-01-0048, avril 2016, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2016-01-0048](https://doi.org/10.4271/2016-01-0048). Copyright. adresse : <http://papers.sae.org/2016-01-0048/>.
- [40] A. R. MAYYAS, S. KUMAR, P. PISU, J. RIOS et P. JETHANI, « Model-based design validation for advanced energy management strategies for electrified hybrid power trains using innovative vehicle hardware in the loop (VHIL) approach », *Applied Energy*, tome 204, pages 287-302, 2017, ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2017.07.028](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.028). adresse : <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.028>.
- [41] S. KLEIN, P. GRIEFNOW, D. GUSE, F. XIA et J. ANDERT, « Virtual 48 V mild hybridization : efficient validation by Engine-in-the-Loop », *SAE International*, tome 7, numéro 2018-01-0410, pages 297-309, 2018. DOI : [10.4271/2018-01-0410](https://doi.org/10.4271/2018-01-0410).
- [42] L. HOFMANN, K. RUSCH, S. FISCHER et B. LEMIRE, « Onboard emissions monitoring on a HD truck with an SCR system using NOx sensors », *SAE Transactions*, tome 113, numéro 4, pages 559-572, mars 2004, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2004-01-1290](https://doi.org/10.4271/2004-01-1290). adresse : <http://papers.sae.org/2004-01-1290/>.
- [43] T. AKIYAMA, M. KOBAYASHI, Y. SAWADA et M. NOMURA, « Control of standard engine test bench system for dynamic road load tests », in *SICE-ICASE International Joint Conference*, IEEE, 2006, pages 1566-1569, ISBN : 89-950038-4-7. DOI : [10.1109/SICE.2006.315447](https://doi.org/10.1109/SICE.2006.315447). adresse : <http://ieeexplore.ieee.org/document/4109214/>.
- [44] Z. FILIPI, J. HAGENA et H. FATHY, « Investigating the impact of in vehicle transients on Diesel soot emissions », *Thermal Science*, tome 12, numéro 1, pages 53-72, 2008. DOI : [10.2298/TSCI080053F](https://doi.org/10.2298/TSCI080053F).
- [45] F PEREZ, P MOULIN et A. D. MASTRO, « Vehicle simulation on an engine test bed », in *SIA International Conference*, 2008, pages 1-8. adresse : <https://pdfs.semanticscholar.org/345e/cbdb411d95b7fe07bac324df87f8630141c5.pdf>.
- [46] H. MASCHMEYER, M. KLUIN, C. BEIDL, D. E. V. PMENT et E. SIONS, « Real Driving Emissions – A paradigm change for development », *MTZ worldwide*, tome 76, numéro 2, pages 16-21, février 2015, ISSN : 2192-9114. DOI : [10.1007/s38313-014-1014-y](https://doi.org/10.1007/s38313-014-1014-y). adresse : <http://link.springer.com/10.1007/s38313-014-1014-y>.
- [47] S. HERRMANN et al., « Engine-in-the-Loop testing - Simulation of real driving scenarios at the engine test bench », in *International Congress of Automotive and Road Transport Engineering*, FEV, éditeur, Pitesti, Romania, 2017. adresse : [http://www.car2017.ro/public/conferences/1/schedConfs/1/keynote/FEV\\_Engine\\_in\\_the\\_loop\\_StefanHerrmann.pdf](http://www.car2017.ro/public/conferences/1/schedConfs/1/keynote/FEV_Engine_in_the_loop_StefanHerrmann.pdf).
- [48] J. GERSTENBERG, C. SCHYR, S. STERZING-OPPEL et D. TRENKLE, « RDE engineering via Engine-in-the-loop test-bench », *MTZ Worldwide*, numéro 06, juin 2017.

- [49] S. KLEIN et al., « Engine-in-the-Loop : closed loop test bench control with real-time simulation », *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, tome 10, numéro 1, pages 2017-01, 2017, ISSN : 1946-3928. DOI : [10.4271/2017-01-0219](https://doi.org/10.4271/2017-01-0219). adresse : <http://papers.sae.org/2017-01-0219/>.
- [50] S. JIANG, D. NUTTER et A. GULLITTI, « Implementation of model-based calibration for a gasoline Engine », *SAE International*, tome 01, numéro 0722, avril 2012, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2012-01-0722](https://doi.org/10.4271/2012-01-0722). adresse : <http://papers.sae.org/2012-01-0722/>.
- [51] T. JUNG et al., « Engine-in-the-Loop : a method for efficient calibration and virtual testing of advanced Diesel powertrains », in *Simulation und Test*, Springer, 2018, pages 209-224. DOI : [10.1007/978-3-658-25294-6\\_12](https://doi.org/10.1007/978-3-658-25294-6_12). adresse : [http://link.springer.com/10.1007/978-3-658-25294-6\\_12](http://link.springer.com/10.1007/978-3-658-25294-6_12).
- [52] M. KÖTTER et al., « Powertrain calibration based on X-in-theLoop : virtualization in the vehicle development process », in *18. Internationales Stuttgarter Symposium*, Springer, 2018, pages 329 -343. DOI : [10.1007/978-3-658-21194-3{\\\_}91](https://doi.org/10.1007/978-3-658-21194-3_{\_}91).
- [53] N. SHIDORE et al., « Thermoelectric generator (TEG) fuel displacement potential using Engine-in-the-Loop and simulation », in *US DoE Thermoelectric Applications Workshop III*, U.S. Department of Energy, 2012. adresse : <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f10/vijayagopal.pdf>.
- [54] J. MERKISZ, J. PIELECHA, P. BIELACZYC et J. WOODBURN, « Analysis of emission factors in RDE tests as well as in NEDC and WLTC chassis dynamometer tests », *SAE Technical Papers*, numéro 2016-01-0980, avril 2016, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2016-01-0980](https://doi.org/10.4271/2016-01-0980). adresse : <http://papers.sae.org/2016-01-0980/>.
- [55] Z. FILIPI et Y. J. KIM, « Hydraulic hybrid propulsion for heavy vehicles : combining the simulation and Engine-In-the-Loop techniques to maximize the fuel economy and emission benefits », *Oil & Gas Science and Technology – Revue de l’Institut Français du Pétrole*, tome 65, numéro 1, pages 155-178, janvier 2010, ISSN : 1294-4475. DOI : [10.2516/ogst/2009024](https://doi.org/10.2516/ogst/2009024). adresse : <http://ogst.ifpenergiesnouvelles.fr/10.2516/ogst/2009024>.
- [56] D. GUSE et al., « Virtual transmission evaluation using an Engine-in-the-Loop test facility », *SAE International*, tome 2018-01-13, avril 2018, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2018-01-1361](https://doi.org/10.4271/2018-01-1361). adresse : <http://www.sae.org/content/2018-01-1361/>.
- [57] T. ERSAL, M. BRUDNAK, A. SALVI, J. L. STEIN, Z. FILIPI et H. K. FATHY, « Development and model-based transparency analysis of an Internet-distributed hardware-in-the-loop simulation platform », *Mechatronics*, tome 21, numéro 1, pages 22-29, février 2011, ISSN : 0957-4158. DOI : [10.1016/J.MECHATRONICS.2010.08.002](https://doi.org/10.1016/J.MECHATRONICS.2010.08.002). adresse : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957415810001388>.

- [58] M. KANG et T. SHEN, « Modeling and control for Engine-in-the-Loop simulation system », *Journal of System Design and Dynamics*, tome 7, numéro 4, pages 428-440, 2013, ISSN : 1881-3046. DOI : [10.1299/jsdd.7.428](https://doi.org/10.1299/jsdd.7.428). adresse : <http://jlc.jst.go.jp/DN/JST.JSTAGE/jsdd/7.428?lang=en&from=CrossRef&type=abstract>.
- [59] J. GERSTENBERG, H. HARTLIEF et S. TAFEL, « Introducing a method to evaluate RDE demands at the engine test bench », in *Internationales Stuttgarter Symposium*, 2016, pages 549-563, ISBN : 9783658132552. DOI : [10.1007/978-3-658-13255-2](https://doi.org/10.1007/978-3-658-13255-2).
- [60] L. S. LOUCA, J. L. STEINN et D. G. RIDEOUT, « Generating proper integrated dynamic models for vehicle mobility using a bond graph formulation », in *International Conference on Bond Graph Modeling*, Phoenix, 2001, pages 339-345. adresse : [https://www.mgfcar.de/hydragas/geoff\\_ICBGM01.pdf](https://www.mgfcar.de/hydragas/geoff_ICBGM01.pdf).
- [61] J. LIU, J. HAGENA, H. PENG et Z. S. FILIPI, « Engine-in-the-loop study of the stochastic dynamic programming optimal control design for a hybrid electric HMMWV », *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, tome 15, numéro 2/3/4, pages 309-326, 2008, ISSN : 1744-232X. DOI : [10.1504/ijhvs.2008.022247](https://doi.org/10.1504/ijhvs.2008.022247). adresse : <http://www.inderscience.com/link.php?id=22247>.
- [62] H. K. FATHY, R. AHLAWAT et J. L. STEIN, « Proper powertrain modeling for Engine-in-the-Loop simulation », *Dynamic Systems and Control, Parts A and B*, pages 1-7, janvier 2005. DOI : [10.1115/IMECE2005-81592](https://doi.org/10.1115/IMECE2005-81592). adresse : <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1581040>.
- [63] M. FILIPPA, C. MI, J. SHEN et R. C. STEVENSON, « Modeling of a hybrid electric vehicle powertrain test cell using bond graphs », *IEEE Transactions on vehicular technology*, tome 54, numéro 3, pages 837-845, 2005. DOI : [10.1109/TVT.2005.847226](https://doi.org/10.1109/TVT.2005.847226). adresse : [https://chrismi.sdsu.edu/publications/2005\\_54\\_3\\_IEEE\\_TVT\\_Bond\\_Graph.pdf](https://chrismi.sdsu.edu/publications/2005_54_3_IEEE_TVT_Bond_Graph.pdf).
- [64] C. HUANG et al., « Ultrafine particle emission characteristics of diesel engine by on-board and test bench measurement », *Journal of Environmental Sciences*, tome 24, numéro 11, pages 1972-1978, novembre 2012, ISSN : 1001-0742. DOI : [10.1016/S1001-0742\(11\)61038-3](https://doi.org/10.1016/S1001-0742(11)61038-3). adresse : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1001074211610383>.
- [65] G. PARK, S. LEE, S. JIN et S. KWAK, « Integrated modeling and analysis of dynamics for electric vehicle powertrains », *Expert Systems with Applications*, tome 41, numéro 5, pages 2595-2607, 2014, ISSN : 09574174. DOI : [10.1016/j.eswa.2013.10.007](https://doi.org/10.1016/j.eswa.2013.10.007). adresse : <http://dx.doi.org/10.1016/j.eswa.2013.10.007>.
- [66] A. UBYSZ, « Problems of rotational mass in passenger vehicles », *Transports problems*, tome 5, numéro 1, pages 33-40, 2010. adresse : [http://transportproblems.polsl.pl/pl/archiwum/2010/zeszyt1/2010t5z1\\_04.pdf](http://transportproblems.polsl.pl/pl/archiwum/2010/zeszyt1/2010t5z1_04.pdf).
- [67] T. D. GILLESPIE, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1992.

- [68] P. FAJRI, R. AHMADI et M. FERDOWSI, « Equivalent vehicle rotational inertia used for electric vehicle test bench dynamic studies », *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, pages 4115-4120, octobre 2012. DOI : [10.1109/IECON.2012.6389231](https://doi.org/10.1109/IECON.2012.6389231). adresse : <http://ieeexplore.ieee.org/document/6389231/>.
- [69] J. WONG, *Theory of ground vehicles*, 3rd Editio. John Wiley & Sons, 2001, ISBN : 0471354619.
- [70] N. LUTSEY, « A technical analysis of model year 2011 US automobile efficiency », *Transportation Research Part D : Transport and Environment*, tome 17, pages 361-369, 2012, ISSN : 1361-9209. DOI : [10.1016/j.trd.2012.03.002](https://doi.org/10.1016/j.trd.2012.03.002). adresse : <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2012.03.002>.
- [71] F. KOST, « Basic principles of vehicle dynamics », in *Fundamentals of Automotive and Engine Technology*, Springer, 2014, pages 114-129, ISBN : 9783658039783. DOI : [10.1007/978-3-658-03978-3](https://doi.org/10.1007/978-3-658-03978-3).
- [72] S. BUGGAVEETI, M. BATRA, J. MCPHEE et N. AZAD, « Longitudinal vehicle dynamics modeling and parameter estimation for plug-in hybrid electric vehicle », *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability and NVH*, tome 1, numéro 2, pages 289-297, 2017. DOI : [10.4271/2017-01-1574](https://doi.org/10.4271/2017-01-1574).
- [73] J. I. HUERTAS et G. . COELLO, « Accuracy and precision of the drag and rolling resistance coefficients obtained by on road coast down tests », in *Proceedings of the International Conference on Industrial Engineering and Operations Management*, 2017, pages 575-582.
- [74] D. ZHANG, A. IVANCO et Z. FILIPI, « Model-based estimation of vehicle aerodynamic drag and rolling resistance », *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, tome 8, numéro 2, pages 433-439, 2015. DOI : [10.4271/2015-01-2776](https://doi.org/10.4271/2015-01-2776).
- [75] M. CRAGLIA, L. PAOLI et J. CULLEN, « Fuel for thought : Powertrain efficiencies of British vehicles », *Energy Procedia*, tome 142, pages 1300-1305, 2017, ISSN : 18766102. DOI : [10.1016/j.egypro.2017.12.505](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.505). adresse : <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.505>.
- [76] N. E. LIGTERINK, P. van MENSCH, R. F. A. CUELENAERE, S. HAUSBERGER, D. LEITNER et G. SILBERHOLZ, « Correction algorithms for WLTP chassis dynamometer and coast-down testing », TNO - Organization of Applied Scientific Research, Rapport technique R10955, 2015. DOI : [10.13140/RG.2.2.26587.57123](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.26587.57123).
- [77] L. WANG, Y. ZHANG, C. YIN, H. ZHANG et C. WANG, « Hardware-in-the-loop simulation for the design and verification of the control system of a series-parallel hybrid electric city-bus », *Simulation Modelling Practice and Theory*, tome 25, pages 148-162, 2012, ISSN : 1569190X. DOI : [10.1016/j.simpat.2012.02.010](https://doi.org/10.1016/j.simpat.2012.02.010). adresse : <http://dx.doi.org/10.1016/j.simpat.2012.02.010>.
- [78] M. SHORT et M. PONT, « Hardware in the loop simulation of embedded automotive control system », in *Proceedings of the 8th IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems*, IEEE, 2005, pages 426-431, ISBN : 0-7803-9215-9. DOI : [10.1109/ITSC.2005.1520052](https://doi.org/10.1109/ITSC.2005.1520052). adresse : <http://ieeexplore.ieee.org/document/1520052/>.
- [79] H. B. PACEJKA, *Tire characteristics and vehicle handling and stability*, 3rd Editio. Elsevier Ltd, 2012, ISBN : 9780080970165. DOI : [10.1016/B978-0-08-097016-5.00001-2](https://doi.org/10.1016/B978-0-08-097016-5.00001-2).

- [80] H. OLOFSON, « Rolling resistance during cornering-impact of lateral forces for heavy-duty vehicles », thèse de doctorat, KTH Royal Institute of Technology, 2015. adresse : <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:872343/FULLTEXT02.pdf>.
- [81] Y. SEBSADJI, S. GLASER, S. MAMMAR et J. DAKHLALLAH, « Road slope and vehicle dynamics estimation », in *Proceedings of the American Control Conference*, Seattle, 2008, pages 4603-4608, ISBN : 9781424420797. DOI : [10.1109/ACC.2008.4587221](https://doi.org/10.1109/ACC.2008.4587221).
- [82] T. BONNEDAHL, « Road slope estimation using a longitudinal accelerometer and Kalman filtering », thèse de doctorat, Lund University, 2010. adresse : <https://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordId=8847441&fileId=8859296>.
- [83] K. JOHANSSON, « Road slope estimation with standard truck sensors », thèse de doctorat, KTH, 2005. adresse : [https://people.kth.se/~kallej/grad\\_students/johansson\\_thesis05.pdf](https://people.kth.se/~kallej/grad_students/johansson_thesis05.pdf).
- [84] Y. GAO, « Longitudinal velocity and road slope estimation in hybrid/electric vehicles - development and evaluation of an adaptive Kalman filter », thèse de doctorat, Chalmers University of Technology, 2013. adresse : <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/179799/179799.pdf>.
- [85] S. MANGAN et J. WANG, « Development of a novel sensorless longitudinal road gradient estimation method based on vehicle CAN bus data », *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, tome 12, numéro 3, pages 375-386, 2007.
- [86] SIEMENS, *AMESim documentation*, 2021. adresse : [https://docs.plm.automation.siemens.com/content/amesim/2019.2/help/en\\_US/simcenter\\_amesim\\_20192/simcenter\\_amesim\\_help.html](https://docs.plm.automation.siemens.com/content/amesim/2019.2/help/en_US/simcenter_amesim_20192/simcenter_amesim_help.html).
- [87] Z. FILIPI et al., « Combined optimisation of design and power management of the hydraulic hybrid propulsion system for the 6 x 6 medium truck », *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, tome 11, numéro 3/4, pages 372-402, 2004. DOI : [10.1504/IJHVS.2004.005458](https://doi.org/10.1504/IJHVS.2004.005458). adresse : <http://www.inderscience.com/link.php?id=5458>.
- [88] D. N. ASSANIS et al., « Validation and use of Simulink integrated, high fidelity, Engine-in-Vehicle simulation of the international class VI truck », *SAE Technical Papers*, tome 01, numéro 0288, mars 2000. DOI : [10.4271/2000-01-0288](https://doi.org/10.4271/2000-01-0288). adresse : <http://papers.sae.org/2000-01-0288/>.
- [89] C.-C. LIN, Z. FILIPI, L. LOUCA, H. PENG, D. ASSANIS et J. STEIN, « Modeling and control of a medium-duty hybrid electric truck », *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, tome 11, numéro 3/4, pages 349-370, 2004, ISSN : 1744-232X. DOI : [10.1504/IJHVS.2004.005455](https://doi.org/10.1504/IJHVS.2004.005455). adresse : <http://www.inderscience.com/link.php?id=5455>.
- [90] P. SYMONDS, R. SHARP et D. CASANOVA, « A mathematical model for driver steering control, with design, tuning and performance results », *Vehicle System Dynamics*, tome 33, numéro 5, pages 289-326, mai 2000, ISSN : 0042-3114. DOI : [10.1076/0042-3114\(200005\)33:5;1-Q;FT289](https://doi.org/10.1076/0042-3114(200005)33:5;1-Q;FT289). adresse : [http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1076/0042-3114\(200005\)33:5;1-Q;FT289](http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1076/0042-3114(200005)33:5;1-Q;FT289).

- [91] T. A. WENZEL, K. J. BURNHAM, R. A. WILLIAMS, M. V. BLUNDELL et L. ROVER, « Closed-loop driver/vehicle model for automotive control », in *Proceedings of the 18th International Conference on Systems Engineering*, 2005, pages 1-6.
- [92] A. Y. UNGOREN et H. PENG, « An adaptive lateral preview driver model », *Vehicle System Dynamics*, tome 43, numéro 4, pages 245-259, 2005, ISSN : 00423114. DOI : [10.1080/00423110412331290419](https://doi.org/10.1080/00423110412331290419).
- [93] A. KESTING, M. TREIBER et D. HELBING, « Enhanced intelligent driver model to access the impact of driving strategies on traffic capacity », *Philosophical Transactions of the Royal Society A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, tome 368, numéro 1928, pages 4585-4605, octobre 2010, ISSN : 1364-503X. DOI : [10.1098/rsta.2010.0084](https://doi.org/10.1098/rsta.2010.0084). adresse : <http://www.royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rsta.2010.0084>.
- [94] J. LIU, « Modeling, configuration and control optimization of power-split hybrid vehicles », thèse de doctorat, University of Michigan, 2007. adresse : [https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/57675/jinmingl\\_1.pdf?sequence=2&isAllowed=y](https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/57675/jinmingl_1.pdf?sequence=2&isAllowed=y).
- [95] X.-l. LI, J.-g. PARK et H.-b. SHIN, « Comparison and evaluation of anti-windup PI controllers », *Journal of Power Electronics*, tome 11, numéro 1, pages 45-50, 2011.
- [96] K. J. ÅSTRÖM et R. MURRAY, *Feedback systems - An introduction for scientists and engineers*. Princeton University Press, 2010, ISBN : 9780691135762. adresse : <http://press.princeton.edu/titles/8701.html>.
- [97] F. BADIN et al., « Evaluation of EVs energy consumption influencing factors, driving conditions, auxiliaries use, driver's aggressiveness », *World Electric Vehicle Journal*, tome 6, numéro 1, pages 112-123, mars 2013, ISSN : 2032-6653. DOI : [10.3390/wevj6010112](https://doi.org/10.3390/wevj6010112). adresse : <http://www.mdpi.com/2032-6653/6/1/112>.
- [98] Z. LIU, A. IVANCO et Z. S. FILIPI, « Impacts of real-world driving and driver aggressiveness on fuel consumption of 48V mild hybrid vehicle », *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, tome 5, numéro 2, pages 249-258, 2016. DOI : [10.2307/26169129](https://doi.org/10.2307/26169129). adresse : <https://www.jstor.org/stable/26169129>.
- [99] NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY, *Transportation secure data center*, 2021. adresse : <https://www.nrel.gov/transportation/secure-transportation-data/>.
- [100] S.-Y. LEE et al., « Hardware-in-the-Loop based virtual calibration approach to meet real driving emissions requirements », *SAE Technical Paper Series*, numéro 2018-01-0869, 2018, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2018-01-0869](https://doi.org/10.4271/2018-01-0869).
- [101] STUDENTLESSON, *Difference between drive belt and timing belt*, 2020. adresse : <https://studentlesson.com/difference-between-drive-belt-and-timing-belt/>.
- [102] INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION, « Real-driving emissions test procedure for exhaust gas pollutant emissions of cars and light commercial vehicles in Europe », Rapport technique, 2017. adresse : [https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/EU-RDE\\_policy-update\\_18012017\\_vF.pdf](https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/EU-RDE_policy-update_18012017_vF.pdf).

- [103] L RYMANIAK, M SIEDLECKI, B SOKOLNICKA, N SZYMLET et D GALLAS, « Comparative test of an internal combustion engine ecological indicators in real operating conditions and on a dynamic engine dynamometer », in *International Automotive Conference*, IOP, 2018, pages 1-10. adresse : <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/421/4/042069/pdf>.
- [104] G. FONTARAS, N.-G. ZACHAROF et B. CIUFFO, « Fuel consumption and CO2 emissions from passenger cars in Europe – Laboratory versus real-world emissions », *Progress in Energy and Combustion Science*, tome 60, pages 97-131, mai 2017, ISSN : 0360-1285. DOI : [10.1016/J.PECS.2016.12.004](https://doi.org/10.1016/J.PECS.2016.12.004). adresse : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128516300442>.
- [105] J. LEE, J. KIM, J. PARK et C. BAE, « Effect of the air-conditioning system on the fuel economy in a gasoline engine vehicle », in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, tome 227, SAGE Publications Ltd, janvier 2013, pages 66-77. DOI : [10.1177/0954407012455973](https://doi.org/10.1177/0954407012455973). adresse : <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0954407012455973>.
- [106] K. SHETE, « Influence of automotive air conditioning load on fuel economy of IC engine vehicles », *International Journal of Scientific & Engineering Research*, tome 6, numéro 8, pages 1367-1372, 2015.
- [107] C. ANDERSSON, « On auxiliary systems in commercial vehicles », thèse de doctorat, Lund University, 2004, ISBN : 9188934314. adresse : <http://www.iea.lth.se/publications/theses/lth-iea-1039.pdf>.
- [108] W. XIONG, Y. ZHANG et C. YIN, « Optimal energy management for a series – parallel hybrid electric bus », *Energy Conversion and Management*, tome 50, numéro 7, pages 1730-1738, 2009, ISSN : 0196-8904. DOI : [10.1016/j.enconman.2009.03.015](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.03.015). adresse : <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2009.03.015>.
- [109] N VERDONCK, A CHASSE, P POGNANT-GROS et A SCIARRETTA, « Automated model generation for hybrid vehicles optimization and control », *Oil & Gas Science and Technology-Rev. IFP*, tome 65, numéro 1, pages 115-132, 2010. DOI : [10.2516/ogst/2009064](https://doi.org/10.2516/ogst/2009064). adresse : <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.657.5116&rep=rep1&type=pdf>.
- [110] J. LIU, H. PENG et Z. FILIPI, « Modeling and analysis of the Toyota hybrid system », in *Proceedings of the 2005 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Monterey, 2005, pages 134-139. adresse : [https://www.engr.uvic.ca/~mech459/Pub\\_References/01500979.pdf](https://www.engr.uvic.ca/~mech459/Pub_References/01500979.pdf).
- [111] L. GUZZELLA et A. SCIARRETTA, *Vehicle propulsion systems - Introduction to modeling and optimization*, 3rd Editio. Springer, 2005, ISBN : 9783642359125.
- [112] S. KLEIN et al., « Electric-Motor-in-the-Loop : Efficient Testing and Calibration of Hybrid Power Trains », *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, tome 51, numéro 31, pages 240-245, 2018, ISSN : 2405-8963. DOI : [10.1016/j.ifacol.2018.10.043](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.10.043). adresse : <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.10.043>.

- [113] P. FAJRI, N. LOTFI et M. FERDOWSI, « Development of a series hybrid electric vehicle laboratory test bench with Hardware-in-the-Loop capabilities », in *2018 International Power Electronics Conference*, IEEE Industry Application Society, 2018, pages 3223-3228. DOI : [10.23919/IPEC.2018.8507697](https://doi.org/10.23919/IPEC.2018.8507697).
- [114] S. OH, « Evaluation of motor characteristics for hybrid electric vehicles using the Hardware-in-the-Loop concept », *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, tome 54, numéro 3, pages 817-824, mai 2005, ISSN : 0018-9545. DOI : [10.1109/TVT.2005.847228](https://doi.org/10.1109/TVT.2005.847228). adresse : <http://ieeexplore.ieee.org/document/1433227/>.
- [115] G. BABBITT et J. MOSKWA, « Implementation details and test results for a transient engine dynamometer and hardware in the loop vehicle model », in *Proceedings of the 1999 IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design*, IEEE, 1999, pages 569-574, ISBN : 0-7803-5500-8. DOI : [10.1109/CACSD.1999.808710](https://doi.org/10.1109/CACSD.1999.808710). adresse : <http://ieeexplore.ieee.org/document/808710/>.
- [116] J. VERNER et M. SEJKOROVA, « Comparison of CVS and PEMS measuring devices used for stating CO2 exhaust emissions of light-duty vehicles during WLTP testing procedure », in *Engineering for Rural Development*, Jelgava, 2018, pages 2054-2059. DOI : [10.22616/ERDev2018.17.N284](https://doi.org/10.22616/ERDev2018.17.N284).
- [117] J. G. HAWLEY, C. D. BANNISTER, C. J. BRACE, A COX, D KETCHER et R STARK, « Vehicle modal emissions measurement — techniques and issues », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, tome 218, pages 859-873, 2004.
- [118] R. VARELLA, B. GIECHASKIEL, L. SOUSA et G. DUARTE, « Comparison of portable emissions measurement systems (PEMS) with laboratory grade equipment », *Applied sciences*, tome 8, numéro 1633, 2018. DOI : [10.3390/app8091633](https://doi.org/10.3390/app8091633).
- [119] G. HOCHMANN, A. BERGER et H. MAYRHOFER, « Achieving compliance to RDE - How does this development target impact the development process, testing methodologies and tools », *SAE International*, numéro 2019-26-0358, 2019. DOI : [10.4271/2019-26-0358](https://doi.org/10.4271/2019-26-0358). Abstract.
- [120] AVL, *Development, testing & simulation of powertrain systems*. adresse : [https://www.avl.com/?avlregion=GLOBAL&groupId=10138&lang=en\\_US](https://www.avl.com/?avlregion=GLOBAL&groupId=10138&lang=en_US).
- [121] PLANÈTE RENAULT, *Le système hybride E-Tech de Renault : tout ce que vous devez savoir*. 2019. adresse : <https://www.planeterenault.com/1-gamme/40-technologie/10228--systeme-hybride-e-tech-renault-ce-que-vous-devez-savoir/>.
- [122] HORIBA AUTOMOTIVE, *VULCAN Chassis dynamometer*. adresse : <https://www.horiba.com/fra/products/detail/action/show/Product/vulcan-122/>.
- [123] HBM, *Présentation des capteurs*. adresse : <https://www.hbm.com/fr/>.
- [124] AVL PRODUCT DESCRIPTION, *AVL KMA Mobile : Fuel Consumption Measurement*, 2009. adresse : [https://www.avl.com/documents/10138/885965/AVL\\_product\\_description\\_KMA+Mobile\\_+EN.pdf](https://www.avl.com/documents/10138/885965/AVL_product_description_KMA+Mobile_+EN.pdf).

- [125] HORIBA, *Automotive emission analyzer : MEXA-ONE*, 2012. adresse : [https://static.horiba.com/fileadmin/Horiba/Products/Automotive/Emission\\_Measurement\\_Systems/MEXA-ONE/AUTOMOTIVE\\_EMISSION\\_ANALYZER\\_MEXA-ONE\\_EMISSION\\_MEASUREMENT\\_SYSTEMS\\_BROCHURE\\_EN.pdf](https://static.horiba.com/fileadmin/Horiba/Products/Automotive/Emission_Measurement_Systems/MEXA-ONE/AUTOMOTIVE_EMISSION_ANALYZER_MEXA-ONE_EMISSION_MEASUREMENT_SYSTEMS_BROCHURE_EN.pdf).
- [126] MATHWORKS, *Simulink documentation*. adresse : <https://fr.mathworks.com/help/simulink/>.
- [127] B. BORSOTTO, « Modélisation, identification et commande d'un organe de friction - Application au contrôle d'un système d'embrayage et au filtrage d'acyclismes par glissement piloté », thèse de doctorat, Faculté des sciences d'Orsay, 2008.
- [128] M. BĂȚĂUȘ, M. OPREAN, N. VASILIU et A. MACIAC, « Automotive clutch models for real time simulation », Rapport technique, 2011. adresse : <https://www.researchgate.net/publication/266044266>.
- [129] M. BATAUS et N. VASILIU, « Modeling of a dual clutch transmission for real-time simulation », *UPD Scientific Bulletin : Series D*, tome 74, numéro 2, 2012.
- [130] D. HAESSIG et B. FRIEDLAND, « On the modeling and simulation of friction », in *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, tome 1482, San Diego, 1990, pages 1256 -1261. DOI : [10.1115/1.2896418](https://doi.org/10.1115/1.2896418).
- [131] G BURETTE, F PEREZ et K BANSAL, « Vehicle calibration optimization using a dynamic test bed with real time vehicle simulation », in *SIA International Conference*, 2010, pages 1-8.
- [132] T. GILORMINI, P. CHESSE, X. TAUZIA et H. COLIN, « Design and off-line tuning of a longitudinal driver model for EiL applications », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, 2021, ISSN : 09544070. DOI : [10.1177/09544070211041335](https://doi.org/10.1177/09544070211041335).
- [133] J. E. A. DIAS, G. A. S. PEREIRA et R. M. PALHARES, « Longitudinal model identification and velocity control of an autonomous car », *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, tome 16, numéro 2, pages 776-786, 2015, ISSN : 15249050. DOI : [10.1109/TITS.2014.2341491](https://doi.org/10.1109/TITS.2014.2341491).
- [134] K. OSMAN, M. F. RAHMAT et M. A. AHMAD, « Modelling and controller design for a cruise control system », in *Proceedings of 2009 5th International Colloquium on Signal Processing and Its Applications*, 2009, pages 254-258, ISBN : 9781424441501. DOI : [10.1109/CSPA.2009.5069228](https://doi.org/10.1109/CSPA.2009.5069228).
- [135] K. S. JENA et A. V. JOSEPH, « Dynamic modelling and control design for a vehicle in its longitudinal motion », *Indian Journal of Science and Technology*, tome 9, numéro 30, 2016, ISSN : 09745645. DOI : [10.17485/ijst/2016/v9i30/99019](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i30/99019).
- [136] K. SAILAN et K. KUHNERT, « Modeling and design of cruise control system with feedforward for all terrian vehicles », in *Second International Conference on Advanced Information Technologies and Applications*, 2013, pages 339-349. DOI : [10.5121/csit.2013.3828](https://doi.org/10.5121/csit.2013.3828).
- [137] V. D. NGO, « Gear shift strategies for automotive transmissions », thèse de doctorat, Technische Universiteit Eindhoven, 2012, ISBN : 9789038632223. DOI : [10.6100/IR735458](https://doi.org/10.6100/IR735458).

- [138] P HASHCHUK et R PELO, « Optimal laws of gear shift in automotive transmissions », *ECONTECHMOD : an International Quarterly Journal on Economics of Technology and Modelling Processes*, tome 07, numéro 2, pages 59-69, 2018.
- [139] A. HAJ-FRAJ et F. PFEIFFER, « A model based approach for the optimization of gearshifting in automatic transmissions », *International Journal of Vehicle Design*, tome 28, numéro 1-3, pages 171-188, 2002, ISSN : 01433369. DOI : [10.1504/ijvd.2002.001985](https://doi.org/10.1504/ijvd.2002.001985).
- [140] S CECHEL et al., « Impact of reduced mass of light commercial vehicles on fuel consumption , CO2 emissions , air quality , and socio-economic costs », *Science of the Total Environment*, tome 613-614, numéro 443, pages 409-417, 2018, ISSN : 0048-9697. DOI : [10.1016/j.scitotenv.2017.09.081](https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2017.09.081). adresse : <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2017.09.081>.
- [141] N. LUTSEY, « Review of technical literature and trends related to automobile mass-reduction technology », Institute of transportation studies, rapport technique, 2010.
- [142] L. W. CHEAH, « Cars on a diet : the material and energy impacts of passenger vehicle weight reduction in the U.S. », thèse de doctorat, Massachusetts Institute of Technology, 2010.
- [143] Z. SABEH, « Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe », thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2018, pages 42-99.
- [144] A. HOLMGREN, « Mean value modelling of the intake manifold temperature », thèse de doctorat, Linköpings Universitet, 2005, pages 5-16. adresse : [http://www.fs.isy.liu.se/en/Publications/MSc/05\\_EX\\_3648\\_OF\\_AH.pdf](http://www.fs.isy.liu.se/en/Publications/MSc/05_EX_3648_OF_AH.pdf).
- [145] P. MORAAL et I. KOLMANOVSKY, « Turbocharger modeling for automotive control applications », *SAE Technical Papers*, numéro 1999-01-0908, 1999, ISSN : 26883627. DOI : [10.4271/1999-01-0908](https://doi.org/10.4271/1999-01-0908).
- [146] E. BENDELL, « Investigation of a coupled CFD and thermal modelling methodology for prediction of vehicle underbody temperatures », *SAE Technical Papers*, numéro 2005-01-2044, mai 2005, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2005-01-2044](https://doi.org/10.4271/2005-01-2044). adresse : <http://papers.sae.org/2005-01-2044/>.
- [147] A. EL-SHARKAWY, D. ARORA, A. E. R. HEKAL, A. SAMI et M. HENDY, « Transient modeling of vehicle under-hood and underbody component temperatures », *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, tome 9, numéro 2, 2016, ISSN : 19463987. DOI : [10.4271/2016-01-0281](https://doi.org/10.4271/2016-01-0281).
- [148] D. SUZZI, B. LECHNER, C. RAUCH, S. JAGSCH et R. ALMBAUER, « Experimental validation of passenger car underhood simulation in the presence of convective and radiative heat flux », *Proceedings of 2008 ASME Summer Heat Transfer Conference*, pages 1-6, 2008.
- [149] W. JANSEN, « Engine air intake thermal modelling in full vehicle underhood environment », *SAE International*, numéro 2013-01-08, 2013. DOI : [10.4271/2013-01-0861](https://doi.org/10.4271/2013-01-0861).

- [150] V. KUMAR, S. A. SHENDGE et S. BASKAR, « Underhood thermal simulation of a small passenger vehicle with rear engine compartment to evaluate and enhance radiator performance », *SAE International*, numéro 2010-01-0801, avril 2010, ISSN : 0148-7191. DOI : [10.4271/2010-01-0801](https://doi.org/10.4271/2010-01-0801). adresse : <http://papers.sae.org/2010-01-0801/>.
- [151] E. A. COSTA, « CFD approach on underhood thermal management of passenger cars and trucks », *SAE Technical Papers*, numéro 2003-01-3577, novembre 2003. DOI : [10.4271/2003-01-3577](https://doi.org/10.4271/2003-01-3577). adresse : <http://papers.sae.org/2003-01-3577/>.
- [152] R. DUBOUIL, « Etude par simulation des transferts thermiques dans un groupe motopropulseur hybride électrique automobile », thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2012.
- [153] MATLAB SIMULINK, *Model parameter estimation*. 2021. adresse : <https://fr.mathworks.com/help/slido/ug/estimate-model-parameter-values-code.html>.
- [154] J GALINDO, J. LUJAN, J. SERRANO, V DOLZ et S. GUILAIN, « Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes », *Applied Thermal Engineering*, numéro 26, pages 66-76, 2006. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2005.04.010](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.04.010).
- [155] P. F. KATRANITSAS, A. W. ORDYS, P. M. DARNELL et J. JIMMY, « Road gradient detection using Kalman filter », in *IEEE EUROCON 2013*, Zagreb, 2013, pages 1492-1497, ISBN : 9781467322324.
- [156] M. CHENG, Z. WANG et G. TAO, « Vehicle parameter and road grade estimation based on Kalman filter : theory and experiments », *Applied Mechanics and Materials*, tome 158, pages 1376-1379, 2012. DOI : [10.4028/www.scientific.net/AMM.157-158.1376](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.157-158.1376).
- [157] VISUGPX, *Création de trace GPS*. adresse : <https://www.visugpx.com/editgpx/>.

---

**Titre :** Développement d'une méthodologie de tests de véhicules automobiles combinant modèles numériques et banc d'essais moteur (approche HIL)

**Mot clés :** Engine-in-the-Loop, essais automobiles, représentativité, modélisation temps réel, moteur thermique, transfert thermique

**Résumé :** La réduction des seuils autorisés d'émissions polluantes contraint les motoristes à complexifier les architectures des groupes motopropulseurs, rallongeant ainsi la phase de calibration associée. Cette tendance couplée au durcissement des procédures d'homologation des véhicules étendant considérablement les conditions de test, les moyens d'essais sont voués à se virtualiser. En particulier, cette thèse porte sur l'approche Engine-in-the-Loop (EiL), qui s'appuie sur un banc semi-virtuel composé d'un moteur thermique couplé à un banc haute dynamique, lui-même contrôlé par un simulateur temps réel modélisant la transmission, le véhicule, le conducteur et la route. Afin d'analyser la représentativité de cette méthode du point de vue du bilan énergétique et des émissions polluantes, on reproduit au banc EiL des essais de référence réalisés avec un véhicule réel. Dans ce but, un environne-

ment de simulation adapté à l'approche EiL est développé, incluant notamment un modèle d'embrayage basé sur l'approche "reset integrator" et associé à la mesure du couple appliqué par la machine de charge. On propose de plus un modèle de conducteur anticipatif basé sur une régulation PI et dont les paramètres sont réglés avant la mise au banc. Outre l'analyse de la représentativité du banc EiL, l'environnement de simulation permet l'analyse de la sensibilité de plusieurs grandeurs d'intérêt. Le modèle de conducteur est par ailleurs testé dans le contexte d'une architecture hybride. Pour finir, la représentativité thermique du banc EiL est étudiée. En particulier, plusieurs modifications du banc sont réalisées notamment via la pose d'un capot sur le moteur. Enfin, un modèle thermique de la ligne d'air représentant l'impact de la température sous-capot est proposé.

---

**Title:** Development of a automotive testing methodology combining real-time models and engine testbench (HIL approach).

**Keywords:** Engine-in-the-Loop, automotive testing, representativity, real-time modeling

**Abstract:** The reduction of authorized pollutant emission thresholds compel automotive manufacturers to develop complex powertrains, thus lengthening their tuning process. This trend coupled with the tightening of homologation procedures considerably extending the boundary conditions, testing methods are bound to become increasingly virtualized. This thesis focuses on the Engine-in-the-Loop approach, which relies on a semi-virtual test bench composed of an internal combustion engine coupled to a high dynamic test bench controlled by a real-time simulator modeling the vehicle, driver and road. In this thesis, reference tests performed on a vehicle are reproduced on the EiL bench in order to assess

the fidelity of this testing method, with focus on the energy balance and pollutant emissions. For this purpose, the EiL simulation environment is developed, including a clutch model based on the "reset integrator" approach. A driver model with preview and anti-windup is also proposed and tuned before bench testing. In addition to the comparison of EiL tests to the reference, a sensitivity analysis is conducted for certain parameters. Finally, the thermal fidelity of the EiL bench is also assessed, with focus on the charge air temperature. Several modifications of the bench are carried out using a cover on the engine. A simple thermal model of the air line including underhood temperature is also proposed.