



**HAL**  
open science

# Caractérisation expérimentale et modélisation 1D des transferts thermiques de la boucle d'air d'un moteur à allumage commandé suralimenté : de l'échelle du composant à l'échelle du véhicule

François Prévost

## ► To cite this version:

François Prévost. Caractérisation expérimentale et modélisation 1D des transferts thermiques de la boucle d'air d'un moteur à allumage commandé suralimenté : de l'échelle du composant à l'échelle du véhicule. Thermique [physics.class-ph]. École centrale de Nantes, 2023. Français. NNT : 2023ECDN0038 . tel-04546557

**HAL Id: tel-04546557**

**<https://theses.hal.science/tel-04546557>**

Submitted on 15 Apr 2024

**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.

# MEMOIRE DE DOCTORAT DE

## L'ECOLE CENTRALE DE NANTES

ECOLE DOCTORALE N° 602

*Sciences de l'Ingénierie et des Systèmes*

Spécialité : *Energétique - Thermique - Combustion*

Par

**François PRÉVOST**

## **Caractérisation expérimentale et modélisation 1D des transferts thermiques de la boucle d'air d'un moteur à allumage commandé suralimenté : de l'échelle du composant à l'échelle du véhicule**

Projet de recherche doctoral présenté et soutenu à l'École Centrale de Nantes le 14 décembre 2023

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

### **Rapporteurs avant soutenance :**

Lavinia GROSU      Maître de conférences, HDR, Université Paris Nanterre  
Michaël DELIGANT      Maître de conférences, HDR, Arts et Métiers ParisTech

### **Composition du Jury :**

Président :  
Pascal HIGELIN      Professeur des universités, Université d'Orléans

Examineurs :  
Lavinia GROSU      Maître de conférences HDR, Université Paris Nanterre  
Michaël DELIGANT      Maître de conférences HDR, Arts et Métiers ParisTech  
Jérôme BELLETTRE      Professeur des universités, Polytech Nantes, Ecole polytechnique de l'université de Nantes

Directeur de recherches doctorales:  
Alain MAIBOOM      Professeur des universités, École Centrale de Nantes

Co-dir. de recherches doctorales :  
Xavier TAUZIA      Professeur des universités, École Centrale de Nantes

### **Invité :**

Olivier DAVODET      Dr, CAE Expert, Stellantis, Site de production Poissy

A ma femme, Hélène, « tu es mon monde, mon vrai ».  
A mes enfants, Charlie et Léon, pour toute cette entropie ajoutée    ma vie.

# Remerciements

Les travaux de recherche présentés dans ce manuscrit ont été réalisés dans le cadre du partenariat entre l'équipe D2SE (Décarbonation et Dépollution des Systèmes Energétiques) de Centrale Nantes et l'entreprise Stellantis.

Je tiens tout d'abord à remercier chaleureusement mon directeur de thèse, Alain Maiboom, pour la qualité de son encadrement et ses conseils autant sur le fond que sur la forme. Merci de m'avoir proposé d'effectuer une thèse et d'avoir créé les conditions nécessaires à sa réalisation. Je remercie aussi mon co-directeur, Xavier Tauzia, pour avoir assisté Alain dans mon encadrement et pour sa grande disponibilité. L'expertise scientifique et la vision complémentaire d'Alain et de Xavier ainsi que leurs qualités humaines ont joué un rôle important dans la réussite de ma thèse de doctorat.

J'adresse mes sincères remerciements à toute l'équipe du partenariat et du pôle technique de D2SE qui a contribué à la réussite de mes travaux, notamment au niveau de l'instrumentation et de la réalisation des campagnes expérimentales. Merci à Camille Cuisinier, Patrick Pannier, Gaël Enée, Arnaud Mucherie, Antony Frecinaux, Alexis Bazin, Rémy Moreau, Georges El Hajj, Jérôme Houstin et Léo Arsène. Un merci tout particulier à Yann Le Moual pour les différentes études menées en binôme qui ont permis l'élaboration de modèles numériques exploités dans cette thèse. Je remercie plus largement tous mes collègues de l'équipe D2SE pour l'ambiance exceptionnelle dans nos locaux.

Je tiens à remercier Olivier Davodet, Thomas Payet-Burin et Florent Fossé de l'entreprise Stellantis pour leur expertise et leur suivi régulier tout au long de mes travaux de thèse.

Je remercie les membres du jury de s'être rendus disponibles pour examiner mon travail en détail et pour la qualité de nos échanges techniques.

Je remercie mes différents amis qui savent que la procrastination est ma meilleure ennemie et qui ont d'une façon ou d'une autre contribué à la réussite de cette thèse : Clémence, Cédric, Arthur, Olivia, Jérémy, Gautier, Julie, Polo, Thomas, Cécile, Marie, Rémi, Sara et Thomas. Mention spéciale pour Élise qui m'a initié à l'art subtil et chronophage du PowerPoint. Une pensée pour Aurélien et Mathieu qui ont avantageusement participé à mon attrait pour la technique et la modélisation.

Je remercie tout particulièrement ma famille. Merci à mes parents d'avoir toujours stimulé ma curiosité et de m'avoir accompagné avec bienveillance et amour dans mes différents projets. Merci à ma sœur Chloé et mon frère Julien pour leurs conseils, leur soutien et les innombrables bons moments ressourçant. A ma belle-sœur Aryeong et mon beau-frère Julien qui ont partagé un confinement à base de T3 et P3. A ma belle-sœur Laure pour les footings, projets bricolage et autre dressing. A mes oncles, mes tantes, Marie-Andrée et Gérard pour faire partie de ma vie. A mon neveu Paul, ma nièce Anna, mon filleul Jules et Louis, je suivrai toujours vos aventures avec plaisir. Merci à mes enfants Charlie et Léon, vous êtes une source de distraction et de fierté infinie. Enfin et surtout merci à ma femme Hélène dont la thèse [1] m'a quelque part mis sur la voie. Merci de m'avoir accompagné dans ce projet un peu fou et tous les autres, à tes côtés tout est possible.



# Table des matières

Introduction.....	1
1. Moyens expérimentaux et numériques .....	4
1.1. Banc d'essais turbocompresseur.....	5
1.1.1. Description générale.....	5
1.1.2. Mesure des débits .....	8
1.1.3. Liste des capteurs et précision.....	9
1.1.4. Caractéristiques des différents turbocompresseurs.....	10
1.2. Présentation du banc moteur .....	11
1.2.1. Instrumentation de la boucle d'admission et échappement.....	12
1.2.2. Thermométrie matière .....	14
1.2.3. Instrumentation du circuit de refroidissement.....	18
1.3. Essais .....	21
1.3.1. Champ « iso ».....	21
1.3.2. « Série P » .....	21
1.3.3. Données d'essais fournies par Stellantis .....	21
1.4. Modèles numériques.....	22
1.4.1. Principe général de modélisation .....	22
1.4.2. Conduites gazeuses.....	24
1.4.3. Modèle de la chambre de combustion .....	26
1.4.4. Modèle du turbocompresseur.....	28
1.4.5. Paramètres d'entrée du modèle moteur .....	29
1.4.6. Instrumentation numérique .....	30
2. Amélioration de la modélisation du turbocompresseur .....	32
2.1. Bibliographie.....	33
2.1.1. Transferts thermiques .....	33
2.1.2. Modélisation des transferts thermiques .....	37
2.1.3. Pertes par frottement.....	40
2.1.4. Instrumentation et mise au banc.....	41
2.1.5. Extension des champs et effet pulsatoire.....	45
2.2. Caractérisation des transferts thermiques et des frottements mécaniques en régime stationnaire .....	49
2.2.1. Procédure .....	49
2.2.2. Répétabilité.....	52
2.2.3. Comparaison avec champs fournisseur .....	53
2.2.4. Champs adiabatiques.....	55
2.2.5. Impact de la température d'eau et d'huile.....	59
2.2.6. Frottements .....	64
2.2.7. Conclusions des essais au banc turbocompresseur .....	67
2.3. Méthodologie de transformation des champs fournisseurs.....	68
2.3.1. Modèle de transfert thermique – partie compresseur.....	69
2.3.2. Modification de l'efficacité fournisseur – partie compresseur.....	72
2.3.3. Pertes par frottement mécanique .....	73
2.3.4. Modèle transfert thermique – partie turbine.....	75

2.3.5.	Modification du rendement fournisseur – partie turbine .....	78
2.3.6.	Application de la méthodologie.....	80
2.4.	Prise en compte de l'écoulement pulsé.....	84
2.4.1.	Principe de la méthodologie de calibration du modèle d'extension des champs turbine .....	84
2.4.2.	Apport de la calibration du modèle d'extension des champs turbines .....	85
2.5.	Réponse transitoire .....	87
3.	Amélioration de la modélisation des transferts thermiques à l'échelle du moteur .....	90
3.1.	Etude bibliographique de la calibration .....	91
3.2.	Bilan énergétique et analyse des températures paroi .....	95
3.2.1.	Bilan d'énergie .....	95
3.2.2.	Température matière et flux à l'eau et l'huile.....	104
3.2.3.	Sensibilité du modèle aux variations de températures eau et huile .....	106
3.3.	Première tentative de calibration de la thermique proche moteur .....	108
3.3.1.	Calibration des pertes à la paroi .....	108
3.3.2.	Calibration des échanges avec le noyau d'eau .....	110
3.3.3.	Impact des calibrations sur le rendement volumétrique.....	114
3.4.	Calibration « globale » du rendement volumétrique.....	116
3.4.1.	Résultat de la calibration .....	119
3.4.2.	Application de la méthodologie à un autre moteur .....	122
4.	Caractérisation expérimentale et modélisation de transitoires moteur .....	124
4.1.	Etude bibliographique .....	125
4.1.1.	Quasi statique .....	125
4.1.1.	Considération sur la modélisation quasi statique du turbocompresseur.....	129
4.1.2.	Impact des transferts thermiques au sein du turbocompresseur en transitoire.....	129
4.2.	Présentation des essais .....	131
4.2.1.	Matrice d'essais .....	131
4.2.2.	Modification matériel .....	132
4.2.3.	Modification chaîne acquisition.....	132
4.3.	Analyse des essais transitoires .....	134
4.3.1.	Répétabilité des essais.....	134
4.3.2.	Présentation de la réponse type à un créneau pédale .....	134
4.3.3.	Impact du régime sur la prise de charge.....	137
4.3.4.	Impact des températures sur la prise de charge .....	138
4.3.5.	Analyse des différences entre champ iso et transitoire .....	145
4.3.6.	Essais à régime variable .....	155
4.3.7.	Conclusions sur les essais transitoires .....	156
4.4.	Modification du modèle et comparaison aux essais.....	157
4.4.1.	Mise en donnée et gestion des calculs .....	157
4.4.2.	Modélisation de la combustion .....	158
4.4.3.	Inertie thermique.....	164
4.4.4.	Evolution de la position du papillon .....	172
4.4.5.	Synchronisation cycle .....	174
4.4.6.	Overblown .....	175
4.4.7.	Comparaison du modèle avec les essais transitoires de charge à iso régime .....	181

4.4.8.	Impact de la calibration du modèle stabilisé .....	186
4.5.	Déploiement du modèle sur un 2 <sup>ème</sup> moteur .....	190
4.5.1.	Calibration du modèle stabilisé .....	190
4.5.2.	Impact du régime sur les transitoires .....	190
4.5.3.	Impact des températures de la ligne d'air sur les transitoires .....	191
4.5.4.	Impact de la calibration du moteur sur les transitoires.....	194
5.	Vers une prise en compte de la thermique sous-capot .....	198
5.1.	Présentation du banc véhicule et de l'instrumentation.....	200
5.2.	Comparaison essais / modèle .....	202
5.2.1.	Essai à régime constant .....	202
5.2.2.	Essai transitoire au ralenti .....	206
5.2.3.	Etude du filtre à air .....	208
	Conclusions et perspectives .....	212
	Bibliographie .....	215
	Annexes .....	224
1.	Cartographie turbocompresseur.....	225
1.1.	Cartographie turbine .....	225
1.2.	Cartographie compresseur.....	227
2.	Essais de caractérisation de l'impact des températures d'eau et d'huile sur le fonctionnement du turbocompresseur.....	230
2.1.	Condition 3 .....	231
2.2.	Condition 4 .....	235
2.3.	Condition 3 vs 4.....	239
2.4.	Influence de la pression d'huile sur le turbocompresseur 2 .....	241
2.5.	Apport des essais en conditions 3 et 4 sur la corrélation de transfert thermique côté compresseur.....	242
3.	Analyse de la thermique proche moteur en fonction des températures d'eau et d'huile .....	244
3.1.	Analyse en fonction du point de fonctionnement stabilisé .....	244
3.2.	Analyse de l'évolution des températures parois en phase transitoire .....	253
4.	Base théorique de l'optimisation .....	258
5.	Modèle CPOA .....	262

# Nomenclature

Symboles :

	Unité	Signification
A		Coefficient
C	N.m	Couple
$c_p$	J/(kg.K)	Chaleur spécifique
Cr	m	Jeu radial
D	m	Diamètre
h	J/kg	Enthalpie spécifique
h	W/(m <sup>2</sup> .K)	Coefficient de convection
I	kg/m <sup>2</sup>	Inertie
L	m	Longueur
$\dot{m}$	kg/s	Débit massique
N	rpm	Vitesse de rotation
Nu		Nombre de Nusselt
P	bar	Pression
P	W	Puissance
Pr		Nombre de Prandtl
Q	J	Chaleur
r	m	Rayon
Re		Nombre de Reynolds
S	m <sup>2</sup>	Surface
T	K	Température
$V_{cyl}$	m <sup>3</sup>	Cylindrée
VE		Rendement volumétrique
W	J	Travail
$\alpha$		Coefficient
$\beta$		Coefficient
$\gamma$		Coefficient de Laplace
$\Delta$		Différence
$\eta$		Rendement
$\lambda$	W/(m.K)	Conductivité thermique
$\mu$	Pa.s	Viscosité
$\rho$	kg/ m <sup>3</sup>	Densité
$\tau$		Rapport de pression
$\omega$	rad/s	Vitesse de rotation

Indices :

	<b>Signification</b>
adia	adiabatique
amb	ambient
atm	atmosphérique
c	compresseur
carb	carburant
chi	chimique
conv	convection
cyl	cylindre
e	entrée
ech	échappement
eq	équivalent
f	frottement
ind	indiquée
is	isentropique
mec	mécanique
moy	moyenne
norm	normalisé
ref	référence
rel	relative
S	statique
s	sortie
sup	fournisseur
T	Total
t	turbine
therm	thermique

**Abréviations :**

	<b>Signification</b>
AA	Avance Allumage
AOA	Avance Ouverture Admission
BOM	Block Oriented Method
CAO	Conception Assistée par Ordinateur
CD	Coefficient de Décharge
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
CPOA	Cylinder Pressure Only Analysis
D2SE	Décarbonations et Dépollution des Systèmes Énergétiques
ECN	École Centrale de Nantes
FEM	Finite Element Method
FFB	Fraction of Fuel Burned
FFT	Fast Fourier Transform
GMV	Groupe Moto Ventilateur
LHEEA	Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Énergétique et Environnement Atmosphérique
MCI	Moteur à Combustion Interne
NI	National Instruments
PE	Pleine Echelle
PCI, LHV	Pouvoir Calorifique Inférieur (Lower Heat Value)
PID	Proportionnel, Intégral, Dérivé
PME	Pression Moyenne Effective
PMF	Pression Moyenne de Frottement
PMI	Pression Moyenne Indiquée
REQM	Racine de l'Erreur Quadratique Moyenne
RFE	Retard Fermeture Echappement
RSS	Residual Sum of Squares
SAE	Society of Automotive Engineers
TGV	Turbine à Géométrie Variable
THC	Total HydroCarbons
TPA	Three Pressure Analysis
VVT	Variable Valve Timing
WG	Waste Gate

# Introduction

Depuis plusieurs décennies, l'industrie automobile essaie de conjuguer la sécurité, le confort et la performance. A ces objectifs, parfois antagonistes, s'ajoutent des contraintes économiques, environnementales mais aussi des enjeux de santé publique qui poussent les constructeurs à développer des moteurs réduisant les émissions polluantes. Différentes réglementations ont été mises en place au fil du temps. Les hydrocarbures imbrulés (HC) et le monoxyde de carbone (CO) ont fait l'objet des premières normes anti-pollution en Californie dans les années 1970. Les particules, les oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>) et plus récemment le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) ont été ajoutés à la liste des polluants à contrôler. Le CO<sub>2</sub> est aujourd'hui particulièrement observé au vu de son rôle principal dans le réchauffement climatique. Pour un carburant donné, ce produit de la réaction de combustion ne peut être réduit qu'en diminuant la consommation des moteurs à combustion interne (MCI).

De nombreuses technologies ont été développées pour améliorer les performances des moteurs et leur dépollution. Ainsi, les moteurs à allumage commandé récents sont équipés de déphaseurs d'arbres à cames (VVT), d'un système d'injection directe de carburant, de filtres à particules et de catalyseurs. La réduction de la consommation peut également passer par l'augmentation de la densité de puissance et donc la suralimentation. Plus efficace mais aussi plus complexe, la chaîne de traction est gérée par un système de contrôle commande toujours plus évolué.

La conception et la mise au point des moteurs et de leur calculateur (Engine Control Unit) nécessitent de caractériser l'impact des nombreux actionneurs et de leurs possibles interactions. Au vu du nombre de configurations, les campagnes d'essais utilisant des tests factoriels pour l'ensemble des paramètres sont aujourd'hui impossibles tant par leur coût que par leur durée. Des méthodes de plan d'expériences sont utilisées pour extraire le plus d'informations possibles des campagnes expérimentales tout en minimisant le nombre d'essais. La modélisation peut alors être une aide précieuse. Le développement de modèles s'appuyant sur un nombre limité d'essais permet, ensuite, de substituer la simulation à l'expérience. C'est dans ce contexte qu'a été créé un partenariat entre l'Ecole Centrale Nantes (ECN) et Stellantis intitulé « vers une conception 100% numérique des chaînes de traction ». L'objectif est de concevoir des modèles et leur méthodologie de calibration pour la conception et la mise au point des chaînes de traction. Le travail de thèse présenté dans ce mémoire a été réalisé dans le cadre de ce partenariat.

Les progrès réalisés dans la modélisation et le développement des capacités de calcul permet d'étendre le domaine d'application des outils numériques. Les premiers modèles se limitaient à l'étude du dimensionnement des cas de pleine charge en régime permanent. Aujourd'hui, les simulations 1D sont de plus en plus utilisées pour prédire le comportement des moteurs suralimentés à charge partielle, en phase transitoire et pour l'étude du post-traitement des gaz d'échappement. La précision des modèles sur l'ensemble du domaine de fonctionnement du moteur est donc primordiale.

Le rendement volumétrique est l'une des variables clés des moteurs à allumage commandé. Il définit la capacité de la boucle d'air à remplir les cylindres à une température et pression données :

$$VE = \frac{\text{débit d'air}}{\text{débit d'air théorique}} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{\text{air}}}{V_{\text{cyl}} \cdot \rho \cdot N} \quad (1)$$

La comparaison du débit d'air à sa valeur théorique implique de définir un point de référence pour calculer la densité de l'air. Il est ici choisi de prendre la pression et la température mesurées dans le collecteur d'admission. L'évaluation du rendement volumétrique par l'ECU détermine la masse de carburant injecté et impacte donc l'ensemble du moteur.

Les conditions de pression et de température aux bornes du cylindre jouent au premier ordre sur la densité de l'air et sur le débit massique. Ces variables sont étroitement liées au turbocompresseur. La turbine située en sortie du moteur influence, en effet, la pression en sortie du moteur mais aussi celle de l'admission via l'entraînement du compresseur. Cette boucle d'interaction est, par ailleurs, amplifiée par les conditions de température en entrée de la turbine qui dépendent de la combustion et donc du remplissage des cylindres.

Par ailleurs, une partie importante de l'énergie chimique du carburant est convertie en chaleur dans le moteur. Des transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement ont alors lieu entre et au sein des composants du groupe motopropulseur et avec son environnement. Les différents échanges thermiques intervenant le long de la ligne d'air impactent à leur tour le rendement volumétrique et donc l'ensemble du fonctionnement du moteur.

La caractérisation puis la modélisation des transferts thermiques sont donc des axes importants du développement des outils numériques. La modélisation des phénomènes thermiques au sein des moteurs fait l'objet de nombreuses études. Afin de prendre en compte les échanges des gaz avec les parois du cylindre, de la culasse et des lignes (d'admission ou d'échappement), des modèles d'échanges thermiques sont disponibles dans la littérature et dans la majorité des logiciels de modélisation. Les différentes interactions entre les composants impliquent cependant de mettre en œuvre une démarche intégrée permettant d'améliorer la précision globale des modèles moteurs.

Ces considérations ont conduit à ce travail de thèse. En s'appuyant sur des caractérisations expérimentales, des méthodologies sont développées afin d'améliorer la prise en compte des transferts thermiques dans la modélisation des chaînes de traction de l'échelle du composant à l'échelle du véhicule. Le premier objectif est d'établir une méthode de transformation des cartographies de performance des turbocompresseurs. Le second objectif consiste à développer une méthodologie de prise en compte globale de la thermique (incluant la calibration de sous-modèles) dans le modèle moteur complet. L'ensemble des travaux doit permettre, aussi bien en stabilisé que sur des phases transitoires, des gains sur la précision du modèle moteur en général et du rendement volumétrique en particulier.



Ce mémoire est composé de cinq chapitres :

Le chapitre 1 a pour objectif de décrire les dispositifs expérimentaux et les modèles numériques utilisés. Le banc d'essais turbocompresseur, le banc d'essai moteur et l'instrumentation du moteur à allumage commandé testé sont présentés. Les principes de modélisation et les principaux composants de l'outil de simulation numérique utilisé sont ensuite exposés (GT Power [2]).

Le chapitre 2 porte sur l'amélioration de la modélisation des turbocompresseurs. En s'appuyant sur une analyse bibliographique et une campagne de caractérisation de deux turbocompresseurs, une méthodologie de transformation des champs de la turbine et du compresseur est proposée pour prendre en compte l'influence des transferts thermiques sur les performances du turbocompresseur.

Le chapitre 3 s'intéresse aux transferts thermiques à l'échelle du moteur. L'objectif est d'améliorer la modélisation du rendement volumétrique en s'appuyant sur un processus de calibration rigoureux et simultané des différents sous-modèles thermiques. Les essais réalisés sur le banc moteur sur des points stabilisés sont exploités pour réaliser un bilan énergétique et fournir ainsi les données nécessaires à la calibration.

Le chapitre 4 étudie la réponse expérimentale du moteur à un transitoire de charge sous différentes conditions thermiques en entrée compresseur et entrée papillon. Une étude bibliographique sur la modélisation des phases transitoires est présentée. Le modèle issu des travaux des chapitres précédents est alors développé pour simuler les phases transitoires.

Le chapitre 5 constitue une ouverture vers la prise en compte de la thermique à l'échelle du véhicule. L'impact des transferts thermiques dans le sous-capot est étudié le long de la ligne d'admission lors de différents essais en phases transitoires menés sur le banc véhicule de l'ECN.

# 1. Moyens expérimentaux et numériques

*Ce chapitre décrit les différents moyens utilisés dans cette thèse pour la modélisation des transferts thermiques de la boucle d'air d'un moteur à allumage commandé :*

- *Les moyens d'essais exploités pour caractériser expérimentalement les transferts thermiques et leurs impacts.*
- *Les modèles numériques de l'outil de simulation GT Power, sélectionné pour modéliser le moteur.*

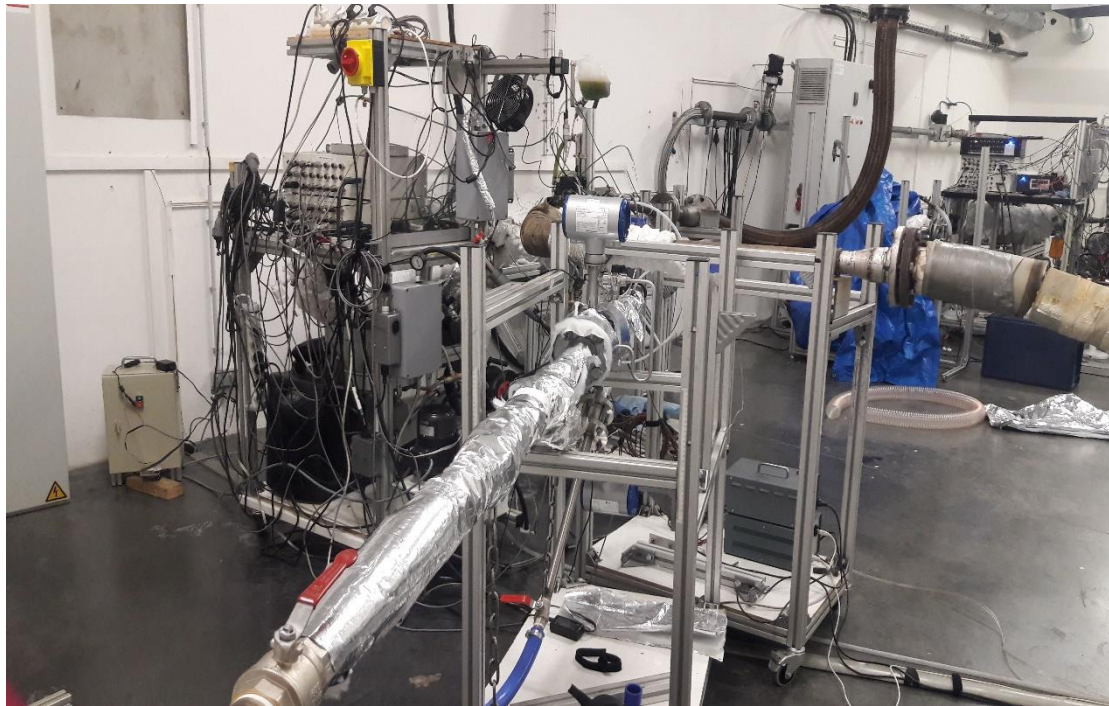
*Dans un premier temps, le banc d'essais turbocompresseur permettant de tester cet organe en dehors du moteur, dans des conditions mieux contrôlées, est présenté. La deuxième partie de ce chapitre décrit le banc d'essais moteur. La thermométrie et l'instrumentation du circuit de refroidissement sont plus particulièrement détaillées. Différents essais moteur (réalisés dans le cadre du partenariat de recherche ECN – Stellantis) constituant une base de données nécessaire au développement de la modélisation moteur sont présentés. Enfin, les principes de modélisation et les principaux composants de l'outil de simulation numérique, GT Power, sont exposés.*

## 1.1. Banc d'essais turbocompresseur

Afin de caractériser des turbocompresseurs et d'étudier les transferts thermiques en leur sein, deux turbocompresseurs ont été testés sur le banc turbocompresseur de l'ECN.

### 1.1.1. Description générale

La Figure 1 est une photographie représentant le banc d'essais turbocompresseur de l'ECN.



**Figure 1 : Banc d'essais turbocompresseur de l'ECN**

Le banc est utilisé pour différentes études sur les turbocompresseurs au sein de l'équipe D2SE du LHEEA à l'ECN. Le banc et la procédure d'essais générale sont décrits en détail par Salameh [3] et Goumy [4].

La Figure 2 présente le fonctionnement général du banc.

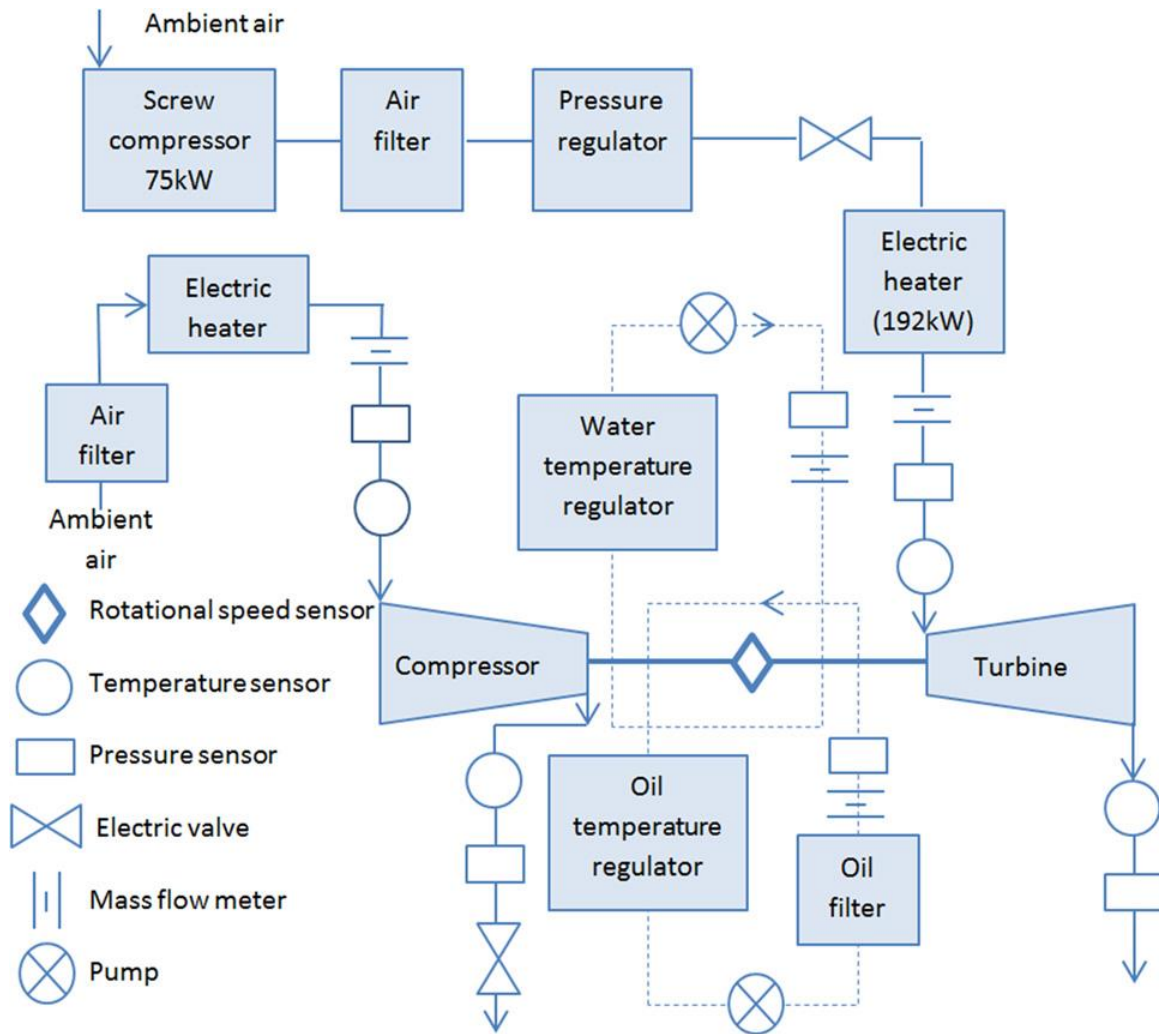


Figure 2 : Synoptique du banc turbocompresseur ECN [5]

La turbine est entraînée par l'air comprimé fourni par un compresseur à vis. La pression maximale est de 7.5 bar et le débit maximal est de  $0.24\text{m}^3/\text{s}$ . Le débit soufflé dans la turbine est mesuré avec un débitmètre massique à vortex (Krohne Optiswirl 4070C) et est contrôlé par une vanne électrique à l'entrée de la turbine. Un réchauffeur électrique de 192kW (voir Figure 3) permet de chauffer l'air en entrée turbine.



Figure 3 : Réchauffeur électrique

Le réchauffeur permet d'atteindre une température de 550°C. L'air à la sortie de la turbine est rejeté à l'extérieur à l'aide d'un extracteur. Les tuyaux d'entrée et de sortie sont isolés pour éviter les pertes thermiques.

Afin de mesurer une cartographie complète du compresseur, deux circuits d'air séparés sont utilisés. Cela permet de différencier le débit massique de la turbine de celui du compresseur. Du côté du compresseur, l'air ambiant est aspiré, filtré et le débit massique est mesuré. Un réchauffeur électrique permet également de chauffer l'air en entrée du compresseur pour certains essais spécifiques. A la sortie du compresseur, une vanne électrique contrôle le rapport de compression et le débit massique de l'air. L'air est ensuite filtré (présence possible d'huile) et rejeté comme pour la turbine à l'extérieur à l'aide d'un extracteur. Le compresseur est entraîné par la turbine montée sur le même arbre (le turbocompresseur ne subit pas de modification). La lubrification du turbocompresseur est assurée par une pompe à huile et un régulateur de pression. Le circuit d'huile est détaillé par Perrot [6]. Un réchauffeur électrique et un échangeur air/huile ou eau/huile sont utilisés pour contrôler la température d'entrée de l'huile, jusqu'à 90°C.

Un circuit d'eau est connecté au corps central du turbocompresseur. La température de l'eau est contrôlée grâce à un échangeur de chaleur à plaques eau/eau (à eau perdue).

L'ensemble du banc est piloté via un système d'acquisition et de contrôle maison, utilisant les outils NI LabVIEW(Figure 4).

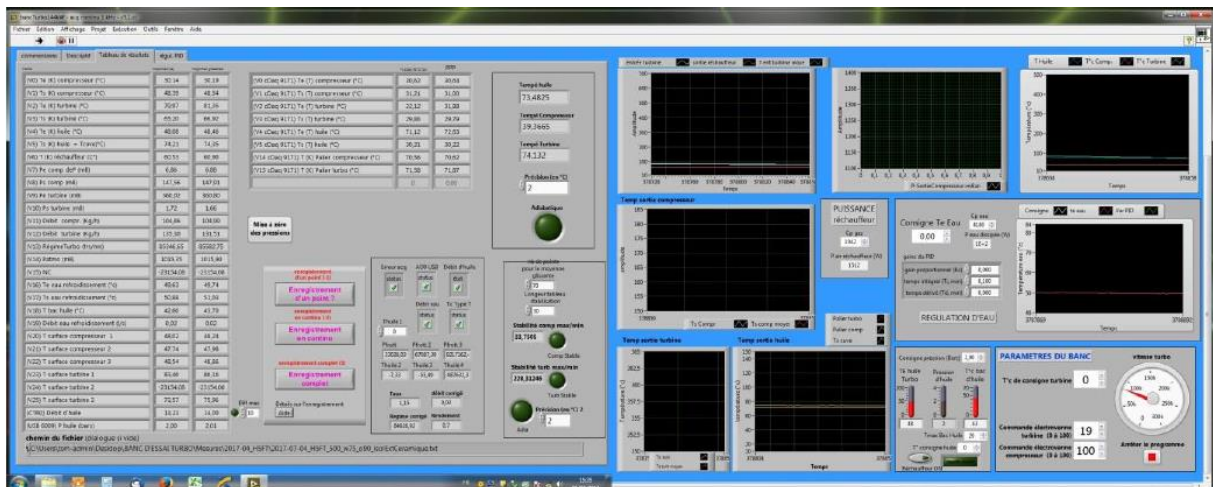
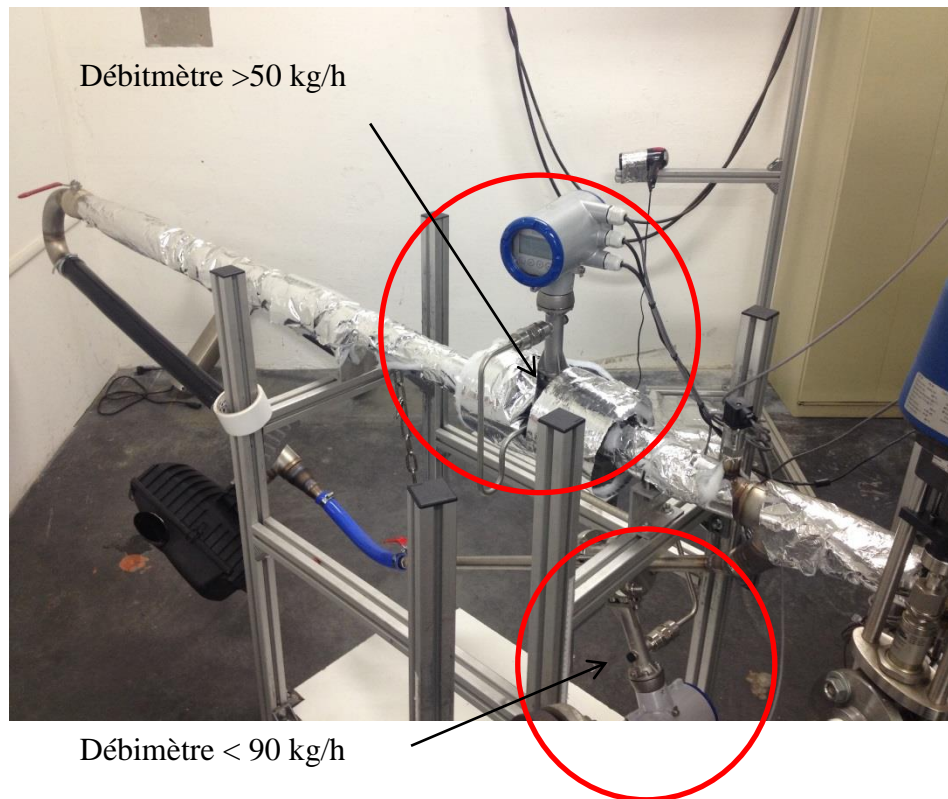


Figure 4 : Capture d'écran de l'interface banc (LabVIEW)



### 1.1.2. Mesure des débits

Afin d'étendre la cartographie du compresseur à faible débit, deux débitmètres ayant des plages de mesure complémentaires sont spécifiquement installés pour cette étude. Des vannes quart de tour permettent de choisir le débitmètre adapté à l'essai. La Figure 5 présente le montage de la ligne d'entrée compresseur à deux débitmètres.



**Figure 5 : Montage à deux débitmètres**

Une plage de mesure est commune aux deux débitmètres (50-90kg/h). Des tests spécifiques sont effectués sur cette plage pour vérifier que les deux débitmètres sont cohérents. La Figure 6 montre une bonne concordance entre les deux débitmètres. Les calculs montrent que l'erreur est inférieure à 2%, ce qui est compatible avec la précision des débitmètres (voir Table 1). Il est donc possible d'étendre les champs aux faibles débits et d'obtenir une gamme de mesure de débit comprise entre 20 et 600kg/h.

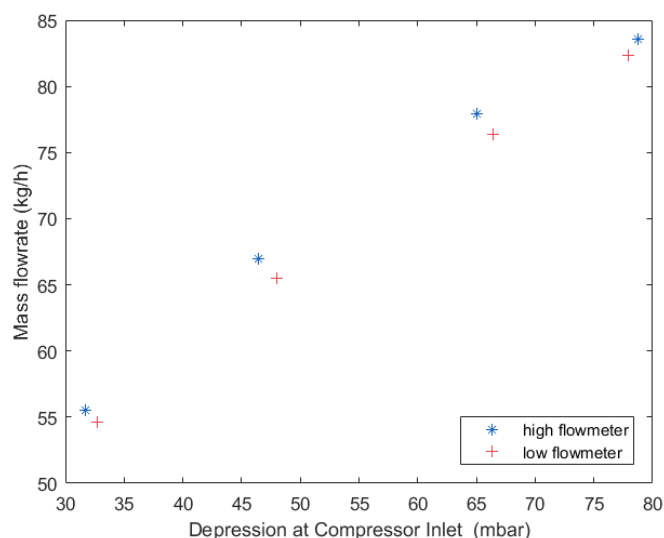


Figure 6 : Comparaison des deux débitmètres sur la plage 50-85 kg/h

### 1.1.3. Liste des capteurs et précision

Les températures d'entrée et de sortie de la turbine et du compresseur sont mesurées par des thermocouples. Des capteurs de pression piezo résistifs sont utilisés pour les pressions d'entrée et de sortie de la turbine et du compresseur. La vitesse de rotation est mesurée par un capteur ajouté du côté du compresseur qui est basé sur la détection du passage des aubes. En renseignant le nombre d'aubes du compresseur il peut évaluer sa vitesse de rotation. Les différents types de capteurs utilisés sont présentés dans le tableau ci-dessous :

Capteur	Type	Plage de mesure	Précision
Température	Thermocouple type T	0-300 °C	± 0.1 °C
	Thermocouple type K	0-1000 °C	± 1 °C
Pression	Capteur de pression relative piézorésistif (HCX Sensortechncis)	0-100 mbar Sortie turbine	± 0.1 mbar
		0-350 mbar Entrée compresseur	± 0.35 mbar
		0-2.5 bar Sortie compresseur	± 2.5 mbar
		0-5 bar Entrée Turbine	± 5 mbar
	Atmosphérique	0.8-1.1 bar	± 0.3 mbar
Régime	Micro Epsilon DS1	0-400 000 rpm	±0.2 % de la pleine échelle
Débitmètre	Vortex Optiswirl 4070C (Côté turbine)	$10^4 < Re < 2 \times 10^4$	±2.5% $\dot{m}$
		$Re \geq 2 \times 10^4$	±1.5% $\dot{m}$
	Vortex Optiswirl 4200 (Côté compresseur)	$10^4 < Re < 2 \times 10^4$	±2.5% $\dot{m}$
		$Re \geq 2 \times 10^4$	±1.5% $\dot{m}$

Table 1 : Caractéristiques des capteurs du banc turbocompresseur

### 1.1.4. Caractéristiques des différents turbocompresseurs

Différents turbocompresseurs sont étudiés dans cette thèse. Une campagne d'essais a lieu au banc turbocompresseur de l'ECN pour deux d'entre eux. Ils sont appelés turbocompresseur 1 et 2 dans la suite de ce mémoire.

Le turbocompresseur 1 provient d'un moteur à allumage commandé 1.2L trois cylindres. Le turbocompresseur 2 est équipé d'une double entrée (Twin-scroll) provenant d'un moteur à allumage commandé 1.6L quatre cylindres. Ils sont tous deux à géométrie fixe et équipés d'une vanne de décharge ou Waste Gate (WG) soudée en position fermée pendant toute la campagne d'essais. Deux autres turbocompresseurs sont testés uniquement lors d'essais moteur sur un banc d'essai de Stellantis afin de valider la bonne transposition des méthodologies développées dans ce travail de thèse. Le turbocompresseur 3 a la particularité d'être équipé d'une Turbine à Géométrie Variable (TGV). Les principales caractéristiques de ces turbocompresseurs sont listées dans la Table 2.

Turbocompresseur	1	2	3	4
Diamètre de la roue compresseur (ratio par rapport au turbocompresseur 1)	1	1.41	1.24	1
Waste Gate ou TGV	WG	WG	TGV	WG
Twin-scroll	non	oui	non	non
Refroidissement à l'eau	oui	oui	oui	oui
Cylindrée du moteur associé [L]	1.2	1.6	1.2	1.2

Table 2 : Caractéristiques des turbocompresseurs



## 1.2. Présentation du banc moteur

Des expériences ont été menées sur un moteur à combustion interne à trois cylindres 1.2L Euro 6.1 de Stellantis. Ce moteur suralimenté à allumage commandé est équipé d'un intercooler (ou Radiateur d'Air de Suralimentation (RAS)) et d'un catalyseur. Il est aussi équipé de déphaseurs d'arbres à came (Variable Valve Timing (VVT)). Le banc moteur a été utilisé et décrit par El Hajj dans ses travaux de thèse [7].

Des essais réalisés par Stellantis sur deux autres moteurs suivant leurs propres standards seront également exploités afin de valider la bonne transposition des méthodologies développées dans cette thèse.

Les principales spécifications des moteurs sont résumées dans la Table 3.

Moteur	1	2	3
Localisation du banc	ECN	Stellantis	Stellantis
Nombre de cylindres	3	4	3
Nombre de soupapes par cylindre	4	4	4
Alésage (mm)	75	77	75
Course (mm)	90.5	85.8	90.5
Cylindrée (L)	1.2	1.6	1.2
Alimentation	Turbocompresseur 1, géométrie fixe avec waste gate	Turbocompresseur 3, géométrie variable	Turbocompresseur 4, géométrie fixe avec waste gate
Injection	Injection directe, essence, multi-injection (3 au maximum)	Injection directe, essence, multi-injection (3 au maximum)	Injection directe, essence, multi-injection (3 au maximum)
Rapport volumétrique de compression	10.5 :1	11.4 :1	10.5 :1

Table 3 : Caractéristiques des moteurs

Le turbocompresseur du moteur 1 est le turbocompresseur 1 également testé seul sur le banc de l'ECN décrit au 1.1.

### 1.2.1. Instrumentation de la boucle d'admission et d'échappement

Les différents capteurs de pression et de température sont numérotés en fonction de leur emplacement, comme le montre la Figure 7.

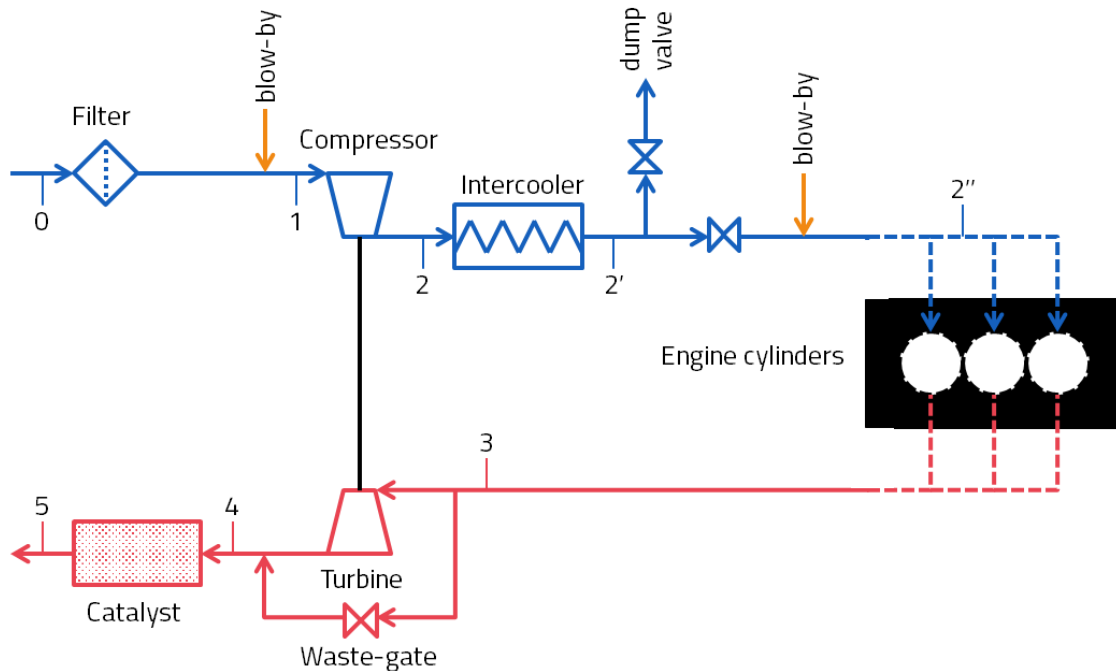


Figure 7 : Numérotation des capteurs le long de la boucle d'admission et d'échappement

La Figure 8 illustre la méthode d'installation des capteurs de pression. Les piquages du capteur de la pression sortie compresseur (P2) sont montrés à titre d'exemple.

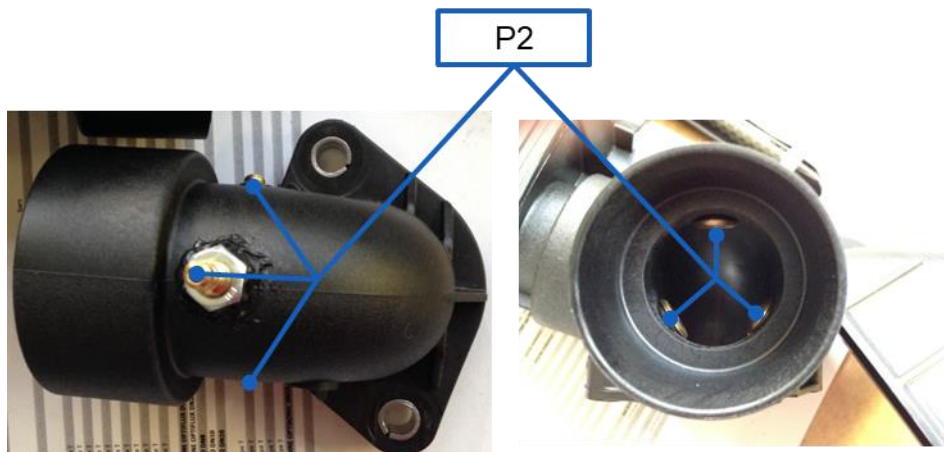


Figure 8 : Méthode d' instrumentation de la pression appliquée à la pression sortie compresseur (P2)

Les capteurs de pression sont connectés en trois points répartis à 120° sur les tuyaux lorsque l'encombrement le permet. Cette méthode est utilisée afin de moyenner spatialement la pression sur une section de l'écoulement. Les différentes courbes et restrictions des conduits peuvent en effet générer des variations de pression à travers une section.

Les pressions à l'intérieur des cylindres sont mesurées par des bougies instrumentées, Kistler 6115C. L'acquisition des pressions dites « rapides » est cadencée par un codeur angulaire lié au vilebrequin. Le codeur est caractérisé par son nombre de tops par tour (1000 dans notre cas). La fréquence d'acquisition permise par le codeur est donc liée au régime moteur. En plus des pressions cylindres, les pressions le long de la ligne d'air, de la sortie compresseur à la sortie du catalyseur, sont mesurées à chaque top codeur. Pour ces points de mesure, la pression moyenne sur un cycle est dénommée  $P_n$  et la pression rapide cadencée à  $0.36^\circ v$  est nommée  $dP_n$ .

La vitesse du turbocompresseur est mesurée à l'aide d'un capteur Micro-epsilon comme sur le banc d'essais turbocompresseur.

Les gaz d'échappement sont analysés avant d'entrer dans le catalyseur à trois voies. Un analyseur de gaz Horiba Mexa One est utilisé pour mesurer les concentrations de  $CO$ ,  $CO_2$  et  $O_2$  sur les gaz secs et les concentrations de  $NO_x$ ,  $THC$  et  $CH_4$  sur les gaz humides. L'analyse des gaz permet de calculer la richesse. La consommation de carburant est mesurée à l'aide d'une balance AVL 733 avec une gamme de 0-150 kg/h. En combinant la richesse et la consommation d'essence il est possible de calculer le débit d'air.

### 1.2.2. Thermométrie matière

Une instrumentation en thermocouple est également mise en place pour pouvoir étudier les températures matière dans le moteur. Ainsi, les parois du bloc, de la culasse et du turbocompresseur sont instrumentées en plusieurs points.

Les plans présentés en Figure 9 et Figure 10 sont des plans d'instrumentation Stellantis. Les thermocouples qui ont été mis en place sur le banc moteur sont indiqués par des cercles rouges sur les plans. La dénomination des capteurs Stellantis est conservée. Ces capteurs ont été sélectionnés parce qu'il était possible de les installer sans prendre de risque pour l'intégrité du moteur et qu'ils pouvaient fournir des informations intéressantes sur les gradients de température au sein de la matière.



CONFIDENTIEL

Figure 9 : Implantation des thermocouples dans la culasse



CONFIDENTIEL

Figure 10 : Implantation des thermocouples dans le bloc moteur

La Table 4 détaille l'emplacement des capteurs.

Nom du capteur	Emplacement
C1	Température paroi culasse, dôme chambre combustion cylindre 1
C9	Température paroi culasse, bride échappement
C15	Température paroi culasse, entre cylindre 2 et 3
C18	Température paroi culasse, côté admission cylindre 1
C22	Température paroi culasse, extérieur cylindre 1
04	Température paroi carter, interfût cylindre 2 et 3 côté échappement
05	Température paroi carter, interfûts cylindres 1 et 2 côté admission
06	Température paroi carter, interfûts cylindres 1 et 2 côté admission
07	Température paroi carter, interfûts cylindres 1 et 2 côté admission
08	Température paroi carter, interfûts cylindres 1 et 2 côté admission
13	Température paroi carter, côté admission cylindre 1
14	Température paroi carter, côté admission cylindre 1
15	Température paroi carter, côté admission cylindre 1
TTURBP1	Température paroi compresseur, entrée
TTURBP2	Température paroi compresseur, volute
TTURBP3	Température paroi compresseur, volute
TTURBP4	Température paroi compresseur, volute
TTURBT1	Température paroi turbine, bride entrée
TTURBT2	Température paroi turbine, volute
TTURBT3	Température paroi turbine, volute
TTURBC1	Température paroi corps central turbocompresseur, côté turbine
TTURBC2	Température paroi corps central turbocompresseur, côté turbine
TTURBC3	Température paroi corps central turbocompresseur, côté compresseur
TTURBC4	Température paroi corps central turbocompresseur, côté compresseur
TTURBC5	Température paroi corps central turbocompresseur, côté compresseur
QEARADIA	Débit eau entrée dans la branche du radiateur
QEAPOMP	Débit eau dans la branche de la pompe à eau
QEAERO	Débit eau dans la branche de l'aérotherme
QEAVERSE	Débit eau dans la branche du vase d'expansion
QEAURBO	Débit eau dans la branche du turbocompresseur
QEAURBBYP	Débit eau dans la branche du by-pass du turbocompresseur
PEAEPOMP	Pression eau entrée pompe à eau
PEASMOT	Pression eau sortie moteur (branche du radiateur)
TEASMOT	Température eau entrée moteur (entrée BSE après passage dans le radiateur)
TEASMOT	Température eau sortie moteur (entrée radiateur)
TEASBSE	Température eau sortie BSE (vers pompe à eau)
TEAETURB	Température eau entrée du turbocompresseur
TEASTURB	Température eau sortie du turbocompresseur
TEATURBBYP	Température eau dans le by-pass du turbocompresseur
TEAEPOMP	Température eau entrée pompe à eau
TEASPOMP	Température eau dans le noyau carter en sortie pompe à eau
TEACARTER1	Température eau dans le noyau carter proche cylindre 2 côté échappement
TEACARTER2	Température eau dans le noyau carter proche cylindre 1 côté admission
TEACARTER3	Température eau dans le noyau carter proche cylindre 1 côté échappement
TEACULA1	Température eau dans le noyau bas culasse proche cylindre 1 côté échappement
TEACULA2	Température eau dans le noyau haut culasse proche cylindre 1 côté échappement
TEACULA3	Température eau dans le noyau culasse haut proche cylindre 3 côté échappement

**Table 4 : Dénomination des capteurs du banc moteur**

Pour pouvoir implémenter les thermocouples dans les chemises, il est nécessaire de passer à travers les noyaux d'eau de refroidissement. Des fourreaux en laiton ont été utilisés afin d'une part d'assurer l'étanchéité et d'autre part de limiter le biais de mesure du fait de l'écoulement du liquide sur le corps des thermocouples. La Figure 11 montre les différents fourreaux (entourés en rouge) mis en place dans le carter.

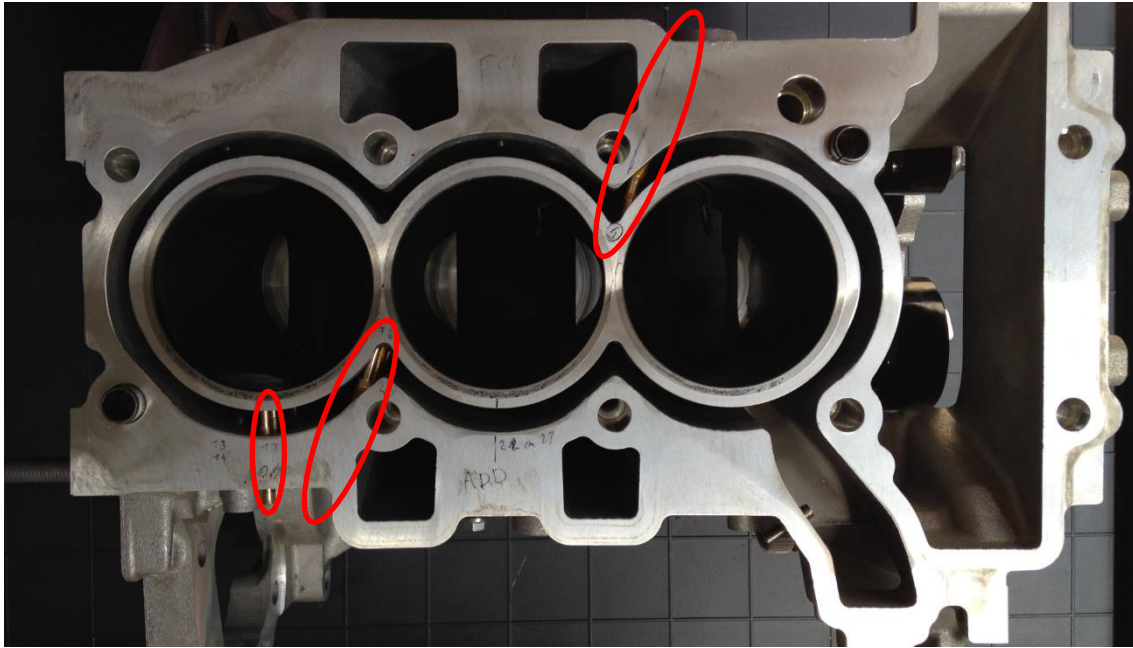


Figure 11 : Fourreaux thermocouples

Lors des essais moteur, le turbocompresseur a également été instrumenté en température, comme présenté sur la Figure 12.

CONFIDENTIEL

(a)

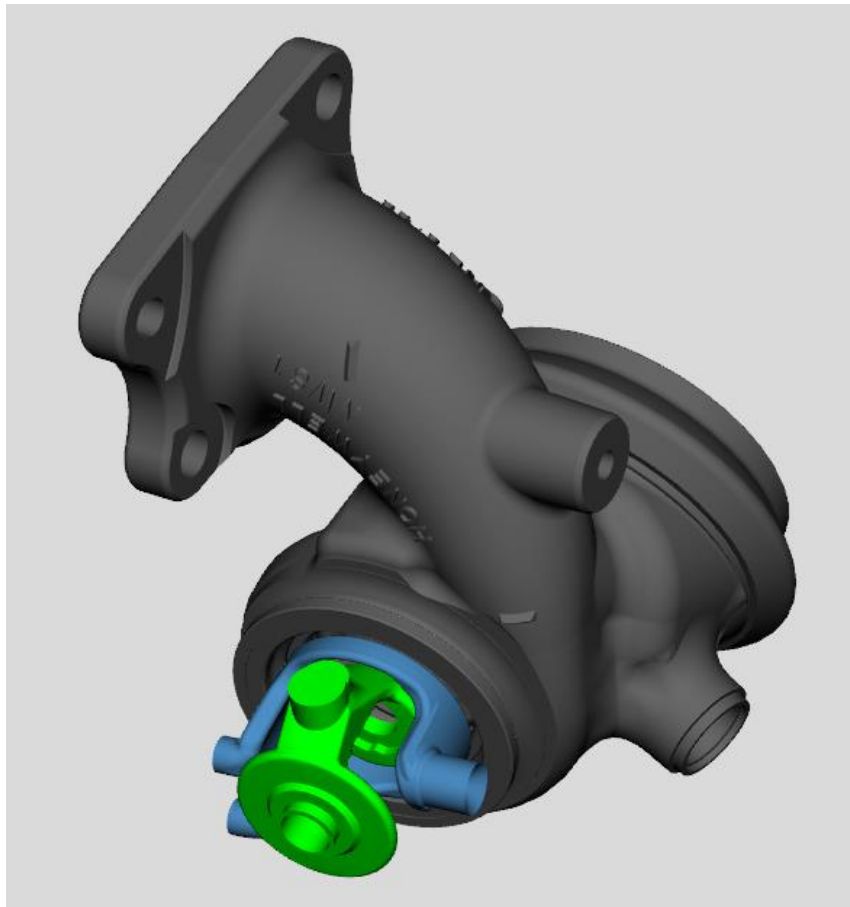
(b)



(c)

**Figure 12 : Instrumentation du turbocompresseur**

Le carter de la turbine et du compresseur sont équipés de thermocouples en différents points. Le corps central est également instrumenté. La dénomination des thermocouples est détaillée dans la Table 4. Ces différents thermocouples permettront d'étudier les gradients de température au sein du turbocompresseur et ainsi mieux comprendre les transferts thermiques entre les fluides. Le turbocompresseur 1 est, en effet, équipé de circuits d'eau et d'huile en plus des circuits d'air et de gaz d'échappement. La Figure 13 permet de visualiser la forme des noyaux d'eau et d'huile respectivement en bleu et vert.



**Figure 13 : Noyau d'eau (bleu) et huile (vert) du corps central du turbocompresseur 1**

Le noyau d'eau est concentré du côté de la turbine. Le compresseur et le corps central ne sont pas représentés pour pouvoir visualiser les noyaux d'eau et d'huile.

### 1.2.3. Instrumentation du circuit de refroidissement

Le circuit de refroidissement souvent dénommé circuit d'eau par abus de langage est instrumenté en débit, pression et température. Ces différents capteurs permettent de réaliser des bilans de puissance. La Figure 14 présente un schéma du circuit ainsi que l'emplacement des différents capteurs.

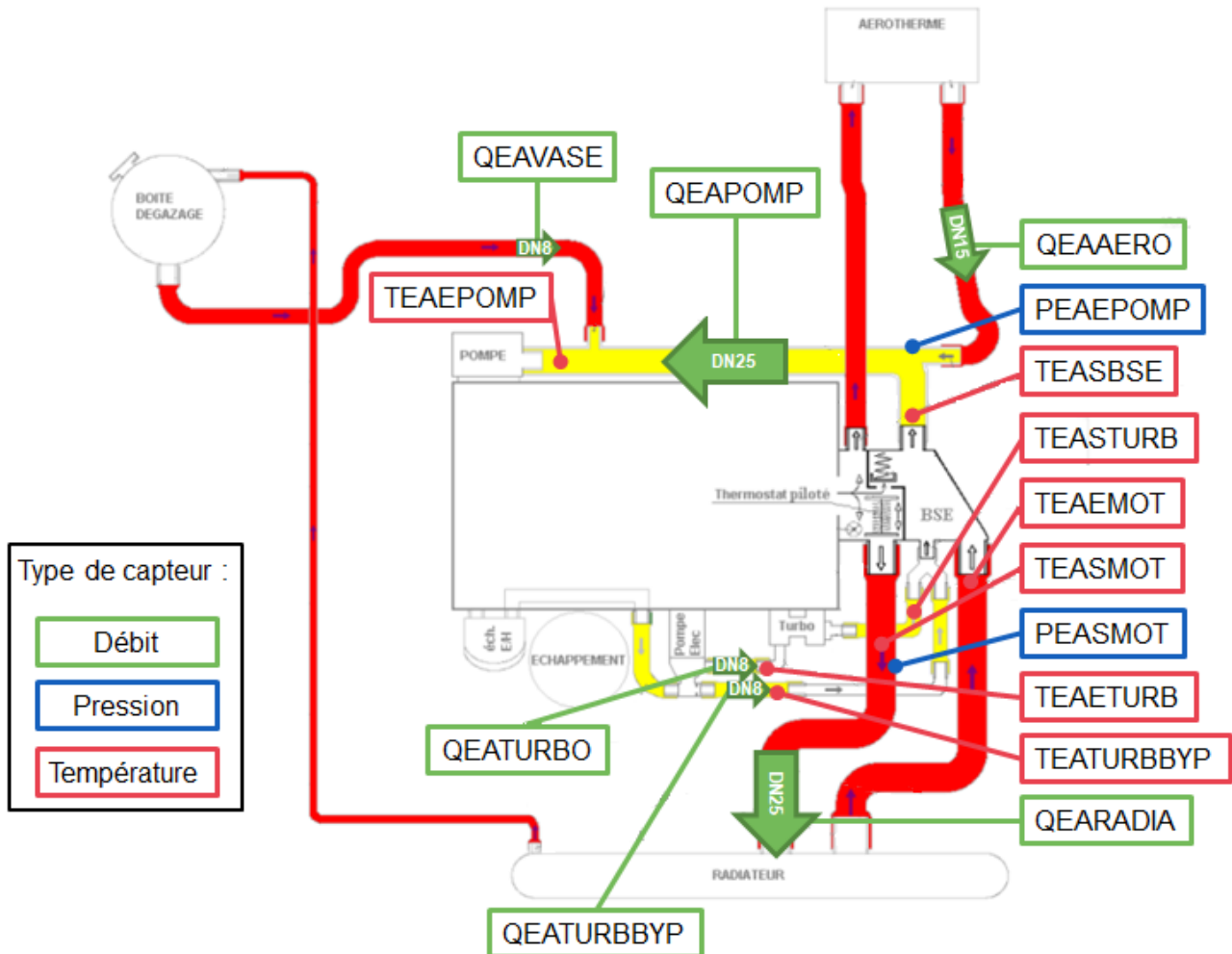


Figure 14 : Implantation des capteurs sur le circuit de refroidissement

Les températures et les débits sont mesurés sur toutes les branches du circuit de refroidissement. Le détail de la dénomination des capteurs peut être consulté dans la Table 4. Le Boitier de Sortie d'Eau (BSE) est relié comme son nom l'indique à la sortie d'eau du moteur. Il gère grâce à un thermostat, la répartition du liquide de refroidissement entre les branches du radiateur, de l'aérotherme et du retour vers la pompe à eau. Le BSE possède également une entrée reliée aux branches de refroidissement du turbocompresseur et du by-pass associé. Le circuit d'eau comprend également une branche vers une boîte de dégazage aussi appelé vase d'expansion. Les pressions à la sortie du moteur (vers le radiateur) et avant la pompe à eau sont également mesurées.



En plus des capteurs mis en place sur le circuit d'eau externe, une instrumentation du noyau d'eau à l'intérieur du moteur a aussi été mise en place pour obtenir des mesures au plus près des chambres de combustion. La Figure 15 présente une CAO du noyau d'eau ainsi que l'emplacement des thermocouples sur différentes vues du moteur.

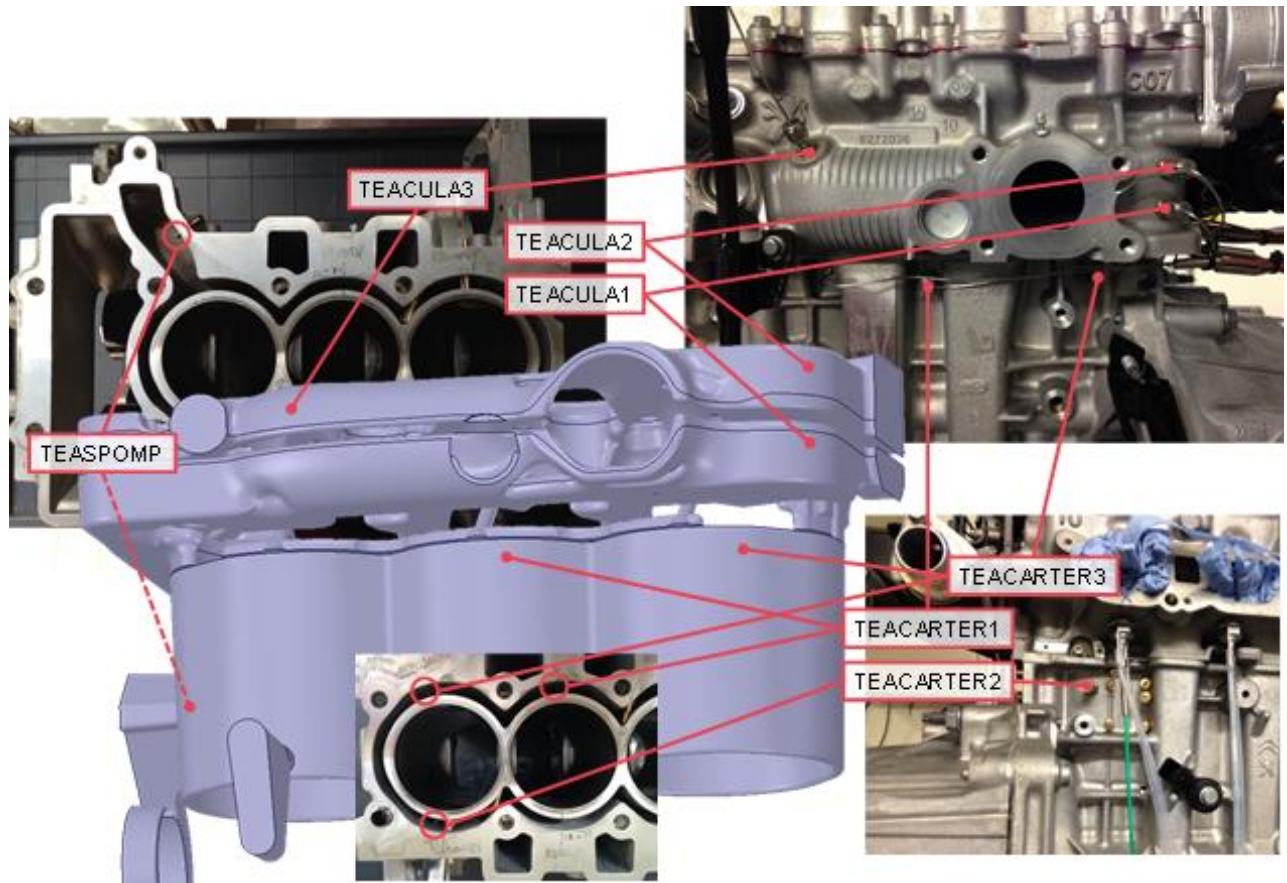


Figure 15 : Instrumentation du noyau d'eau

Les caractéristiques des différents capteurs utilisés sont résumées dans la Table 5.

Mesure	Capteur	Plage de mesure	Précision
Température – admission	Thermocouple type T	-185 – 300°C	+/-0.1°C
Température – échappement	Thermocouple type N	0 – 1150°C	+/- 2.2°C
Température – circuit refroidissement, lubrification, matière paroi	Thermocouple type T	-185 – 300°C	+/-0.1°C
P0	First Sensor, HCX		+/- 0.25% PE*
P1	First Sensor, HCX	0 - 100 mbar	+/- 0.25% PE
P2	First Sensor, HCX	0 – 2.5 bar relatif	+/- 0.25% PE
P2'	First Sensor, HCX	0 – 2.5 bar relatif	+/- 0.25% PE
P2'' < 1 bar abs.	First Sensor, HCX	0 – 1 bar relatif	+/- 0.25% PE
P2'' > 1 bar abs.	First Sensor, HCX	0 – 2,5 bar relatif	+/- 0.25% PE
P3	First Sensor	0 – 5 bar relatif	+/- 0.2% PE
P4	First Sensor	0 – 3 bar relatif	+/- 0.2% PE
P5	First Sensor	0 – 5 bar relatif	+/- 0.2% PE
Pression circuit d'eau	First Sensor	0 – 3 bar relatif	+/- 0.2% PE
Pression circuit d'huile	First Sensor	0 – 5 bar relatif	+/- 0.2% PE
dP2, dP2', dP2'', dP3	Kistler, type 4049 DS refroidi	0 – 5 bar abs.	< +/- 0.3 % PE
dP4, dP5	Kistler, type 4049 DS refroidi	0 – 10 bar abs.	< +/- 0.3 % PE
Pression cylindre	Capteur: Kistler 6115C Ampli: MMF M72 A1	0 – 200 bar relatif	< +/- 1.5 % PE
Consommation de carburant	AVL 733 fuel balance	0 – 150 kg/h	≤ 0.12% PE
Régime turbocompresseur	Micro-epsilon, DS1	0 – 400000 rpm	+/- 0.2% PE
Couple moteur	HBM	0-1000 Nm	≤ 0.03%
Hygrométrie de la cellule	VAISALA	0 – 100%	+/- 1.5%

\*PE : de la Pleine Echelle

**Table 5 : Caractéristiques des capteurs du banc moteur**

Tous les signaux des capteurs sont connectés à une carte d'acquisition NI "National Instrument". Un système d'acquisition de données "LabVIEW" est utilisé pour mesurer, surveiller et enregistrer les différents signaux. Une fois la stabilisation d'un point de fonctionnement atteinte, deux enregistrements sont effectués :

- Les pressions rapides sont enregistrées en fonction de l'angle vilebrequin sur un cycle moteur moyen basé sur 250 cycles.
- Les autres signaux sont enregistrés en effectuant la moyenne des points relevés à une fréquence de 10Hz sur les 15 dernières secondes.

### 1.3. Essais

Différents essais moteur réalisés par l'équipe de recherche du partenariat ECN - Stellantis sont exploités dans ce travail de thèse. Ces essais permettent de constituer une base de données qui est indispensable à la validation des méthodologies développées au cours de cette thèse.

Des essais de caractérisation spécifiques sont également menés directement dans le cadre de cette thèse. Ils sont présentés en détail dans les chapitres 4.2 et 5.1 traitant respectivement de la réponse à un transitoire de charge et de la prise en compte de la thermique sous-capot.

#### 1.3.1. Champ « iso »

Un champ « iso » a été enregistré au banc moteur de l'ECN. Il est constitué de points de fonctionnement sur toute la plage de fonctionnement du moteur : régime allant de 1050 à 5800 rpm et par pas d'environ 1 bar de Pression Moyenne Effective (PME) du fonctionnement à vide à la pleine charge. Cela représente un champ de 298 points. Sur ces points, la température du liquide de refroidissement est réglée soit à 85°C soit à 105°C en fonction d'une consigne du contrôle moteur. La température de l'huile est, elle, réglée à 90°C. Les paramètres du moteur sont contrôlés par l'unité de contrôle du moteur sans aucune modification. L'objectif de ce champ iso est de constituer une base de données du moteur 1 sur toute sa gamme de fonctionnement nominal pour permettre de développer et valider un modèle moteur.

#### 1.3.2. « Série P »

En plus d'un champ iso, une « série P » partielle a été réalisée sur le régime de 1550 rpm. La série P consiste à explorer les différentes combinaisons de réglages possibles du moteur. Les timing d'ouverture des soupapes (VVT) et la stratégie d'injection sont effectivement des paramètres pouvant être modifiés par le contrôle moteur. La série P est une étape de caractérisation lourde et donc coûteuse servant de base à la calibration moteur. La campagne réalisée sur le banc moteur de l'ECN comporte 562 points. Elle permet d'analyser la réponse du modèle sur un domaine de fonctionnement étendu du moteur 1.

#### 1.3.3. Données d'essais fournies par Stellantis

En complément des essais réalisés sur le moteur 1, les données d'essais de deux autres moteurs sont fournies par Stellantis. Les principales caractéristiques de ces deux moteurs sont présentées dans la Table 3. Les essais ont été conduits par Stellantis sur un de leurs bancs d'essais en suivant leurs procédures. Les données d'essais sont transmises après post traitement. Le champ iso du moteur 2 contient 159 points.

Le moteur 3 est principalement caractérisé lors d'une campagne d'essais transitoires (voir 4.5). Un champ iso partiel de 62 points est également fourni. Ce champ ne contient que des points dans le domaine suralimenté.

Ces données permettent d'appliquer les méthodologies développées à différents moteurs afin de vérifier leur capacité de transposition.

## 1.4. Modèles numériques

Dans cette section, le logiciel de simulation moteur GT-POWER [2] est présenté. Ce logiciel a été utilisé comme outil pour la partie modélisation de ce travail de thèse. D'autres logiciels de modélisation sont disponibles mais GT-POWER est largement utilisé dans la littérature pour les applications automobiles et est de plus le logiciel de référence chez Stellantis.

GT-POWER (GT par la suite) est un logiciel de simulation principalement thermo-mécanique utilisé pour prédire les performances des MCI telles que la puissance, le couple, le débit d'air, l'efficacité volumétrique, la consommation de carburant, etc. Il comprend également des modèles physiques détaillés permettant de simuler d'autres grandeurs : émissions polluantes, température des parois des cylindres ou conduits, analyse de la pression cylindre expérimentale, développement de la combustion, etc. Différentes versions de modèle moteur ont été développées en collaboration avec des ingénieurs de recherche dans le cadre du partenariat industriel entre l'ECN et Stellantis.

### 1.4.1. Principe général de modélisation

GT permet de simuler différents systèmes via une architecture modulaire. Les sous-systèmes sont constitués de plusieurs composants qui, une fois assemblés, permettent de former le modèle global souhaité. Il existe, par exemple, comme présenté sur la Table 6, des composants conduite, cylindre, compresseur, etc.



Table 6 : Exemple de composants GT

L'écoulement des fluides dans les conduites est modélisé avec une approche 1D. Toutes les quantités sont donc moyennées par section dans le sens de l'écoulement. Les équations de continuité sont résolues sous leurs formes eulériennes : masse, énergie et quantité de mouvement

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{frontières} \dot{m} \quad (2)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{frontières} (\dot{m}h) - h_{conv} A_s (T_{fluide} - T_{mur}) \quad (3)$$

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{frontières} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - K_p \left( \frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (4)$$

Avec

- $\dot{m}$  Débit massique
- $m$  Masse du volume
- $V$  Volume
- $p$  Pression

$A$	Surface d'écoulement
$A_s$	Surface d'échange thermique
$e$	Energie interne spécifique totale
$H$	Enthalpie spécifique totale
$h$	Coefficient de transfert thermique
$T_{fluide}$	Température du fluide
$T_{mur}$	Température de la paroi
$u$	Vitesse à la frontière
$C_f$	Facteur de frottement de Fanning
$K_p$	Coefficient de perte de charge
$D$	Diamètre équivalent
$dx$	Longueur élémentaire
$dp$	Différentielle de pression le long d'un élément

L'ensemble du système est discrétisé en sous volumes qui sont connectés entre eux. Les variables scalaires comme la pression, la température, la densité, ..., sont considérées homogènes au sein des sous volumes. Les variables vectorielles comme la vitesse, le débit, etc., sont, elles calculées au niveau des frontières entre les volumes. La Figure 16 illustre cette discrétisation appelée « staggered grid ».

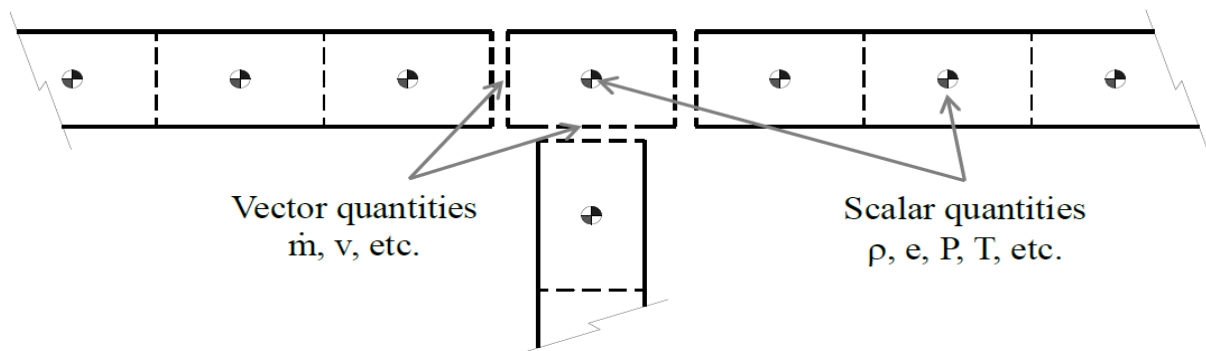


Figure 16 : Schéma de la discrétisation fluide : « staggered grid »[2]

Un schéma explicite est utilisé pour la résolution des équations aux dérivées partielles dans les applications moteur où des faibles pas de temps sont requis pour la bonne prise en compte des pulsations. Afin de respecter la condition de Courant ( $C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \leq C_{max}$ ), les pas de temps sont typiquement de l'ordre de  $1 e^{-4}$  à  $1 e^{-6}$ . Le choix de longueur de discrétisation des lignes impacte donc directement le temps de calcul. Par exemple, si on divise par deux la longueur de discrétisation, le temps de calcul sera multiplié par quatre : deux fois plus de sous-volumes et un pas de temps divisé par deux. La longueur de discrétisation doit donc être un compromis entre précision et temps de calcul.

Une approche 0D est retenue pour les volumes et certains composants comme les turbocompresseurs sont modélisés à partir de cartographies (voir 1.4.4).

## 1.4.2. Conduites gazeuses

### 1.4.2.1. Conversion des CAO

Les pièces des circuits d'admission d'air et d'échappement sont converties automatiquement en composants GT à l'aide des logiciels Spaceclaim et GEM3D. Les CAO sont dans un premier temps simplifiées avec Spaceclaim pour supprimer les parties inutiles et conserver uniquement celles qui sont en contact avec le fluide. GEM3D est ensuite utilisé pour découper les différentes pièces obtenues en composants GT.

La Figure 17 illustre la conversion de la CAO de la ligne entrée compresseur en 10 composants GT pour respecter la longueur totale, les coudes et les variations de section.

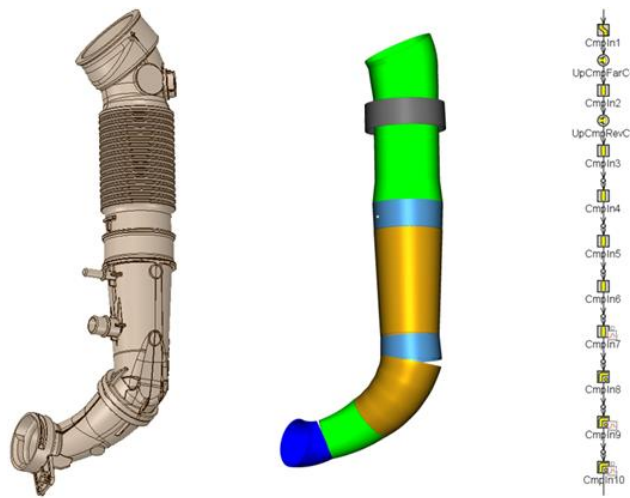


Figure 17 : Conversion de la ligne entrée compresseur en composants GT

Les pertes de charges peuvent être calibrées en jouant sur les coefficients de décharge des restrictions et les coefficients de frottement en s'appuyant sur les relevés de pression expérimentaux.

La procédure de conversion des lignes est appliquée à tous les composants de la boucle d'air et de la ligne d'échappement du moteur.

### 1.4.2.2. Transferts thermiques

Les transferts thermiques entre l'écoulement et la paroi des lignes peuvent être calculés. La Figure 18 présente le modèle thermique utilisé pour le calcul des transferts avec les parois.

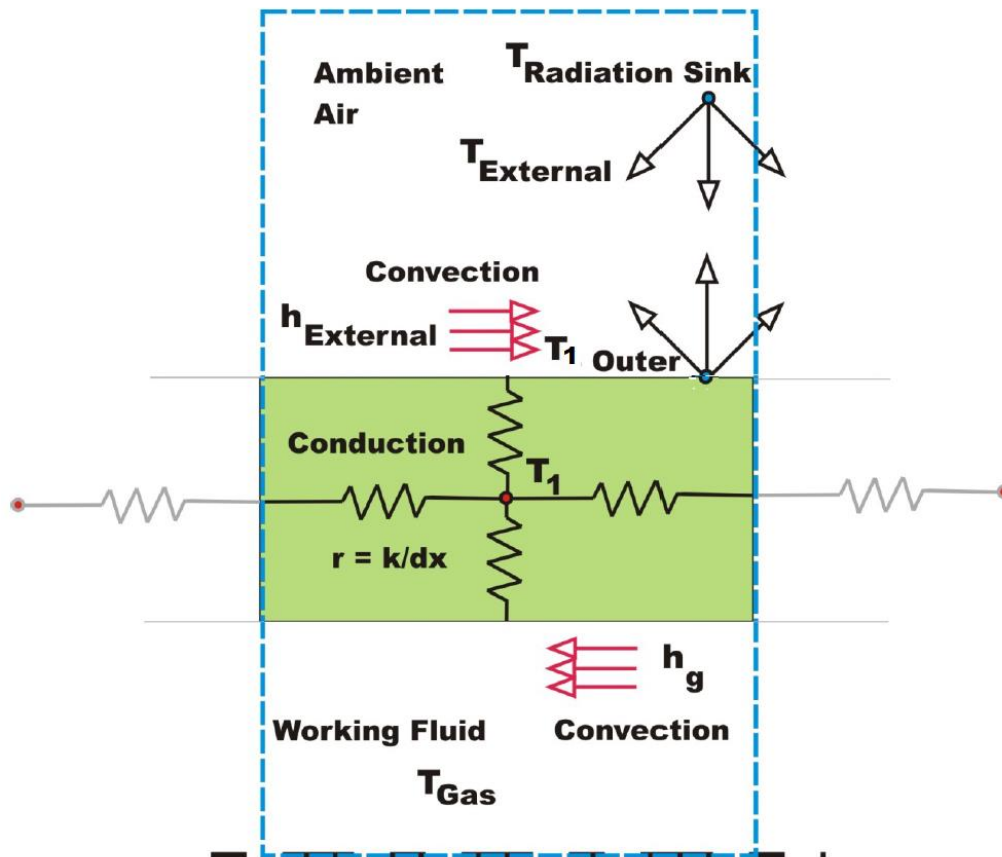


Figure 18 : Modèle thermique des parois des conduites gazeuses [2]

Une fois les caractéristiques physiques et géométriques de la paroi paramétrées, le solveur thermique utilise l'équation de conservation d'énergie discrétisée sur chaque sous-volume.

$$\rho C_v \frac{\Delta T}{\Delta t} = \sum_{faces} -qA \quad (5)$$

Les flux sont évalués sur chaque face en fonction de leur nature :

$$q_{conduction} = -k\nabla T \quad (6)$$

$$q_{convection} = h(T_{fluide} - T_{mur}) \quad (7)$$

$$q_{radiatif} = -\varepsilon\sigma(T_{mur}^4 - T_{rayonnement}^4) \quad (8)$$

Le coefficient de convection h est calculé via le nombre de Nusselt :

$$h = \frac{Nu\lambda}{D} \quad (9)$$

Différentes corrélations sont disponibles pour le calcul du nombre de Nusselt dans GT, elles sont basées sur les nombres de Reynolds et de Prandtl. La corrélation de Ditus Boelter [8] considère par exemple :

$$\text{Nu} = 0.023\text{Re}^{0.8}\text{Pr}^{0.33} \quad (10)$$

Un coefficient de calibration multiplie ensuite le résultat de la corrélation pour s'adapter au mieux à la configuration simulée.

Le coefficient de convection est calculé à chaque pas de temps du solveur fluide. La température du nœud thermique est, elle, mise à jour à chaque pas de temps du solveur de température paroi. Ce pas de temps est défini par défaut pour correspondre au temps d'un cycle moteur.

### 1.4.3. Modèle de la chambre de combustion

La chambre de combustion est un des éléments principaux du moteur. Elle est constituée de différents éléments : la culasse, les soupapes, le cylindre et le piston. On peut également y inclure la bougie et l'injecteur.

Les soupapes sont modélisées par des orifices à section variable dont l'évolution du coefficient de décharge est déterminée grâce à des essais spécifiques appelés essais de soufflage. Le débit est alors caractérisé pour un différentiel de pression connu.

Les frottements sont directement imposés à partir des données d'essai. Il est en effet possible de déduire les frottements à partir des mesures de la pression cylindre et du couple.

#### 1.4.3.1. Modèle de combustion

Plusieurs modèles de combustion sont disponibles dans la littérature [9]. Le modèle de combustion principalement utilisé est basé sur un dégagement de chaleur imposé suivant une fonction de Wiebe calculant la fraction de masse brûlée [10] :

$$\text{MBF}(\theta) = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (11)$$

Avec :

$\theta$	Angle vilebrequin
$\theta_0$	Angle vilebrequin de début de combustion
$\Delta\theta$	Durée de combustion
$m$	Facteur de forme
$a$	Constante dépendant du rendement de combustion

Les modèles de combustion utilisant une fonction de Wiebe, représentative d'un état de fonctionnement spécifique du moteur grâce à un ensemble de paramètres identifiés expérimentalement, sont intrinsèquement non prédictifs puisqu'ils ne sont pas basés sur des modèles



physiques. L'annexe 5 présente la calibration des paramètres de la fonction de Wiebe en utilisant un outil inclus dans le logiciel GT.

Certains tests sont également effectués avec le modèle de combustion SI-Turb. C'est un modèle de combustion de flamme turbulente s'appliquant au moteur à allumage commandé. Il prédit la vitesse de combustion pour une charge homogène en tenant compte de la géométrie du cylindre, de l'emplacement et du timing de l'étincelle, du mouvement de l'air et des propriétés du carburant. Ce modèle est décrit en détail et calibré sur le moteur 1 par El Hajj [7].

### 1.4.3.2. Transferts thermiques

Le modèle de chambre de combustion doit également comporter une modélisation des transferts thermiques à travers la paroi. Comme pour les lignes (voir 1.4.2.2), les parois sont modélisées par éléments finis. Un modèle géométrique générique pouvant être paramétré est disponible afin d'adapter la géométrie au cas modélisé. La Figure 19 présente les différents paramètres du modèle géométrique ainsi qu'un exemple de visualisation des températures paroi sur le maillage de la culasse et du cylindre. L'utilisateur peut également paramétrer plusieurs coefficients de transferts thermiques pour définir la conduction entre les différents éléments en contact.

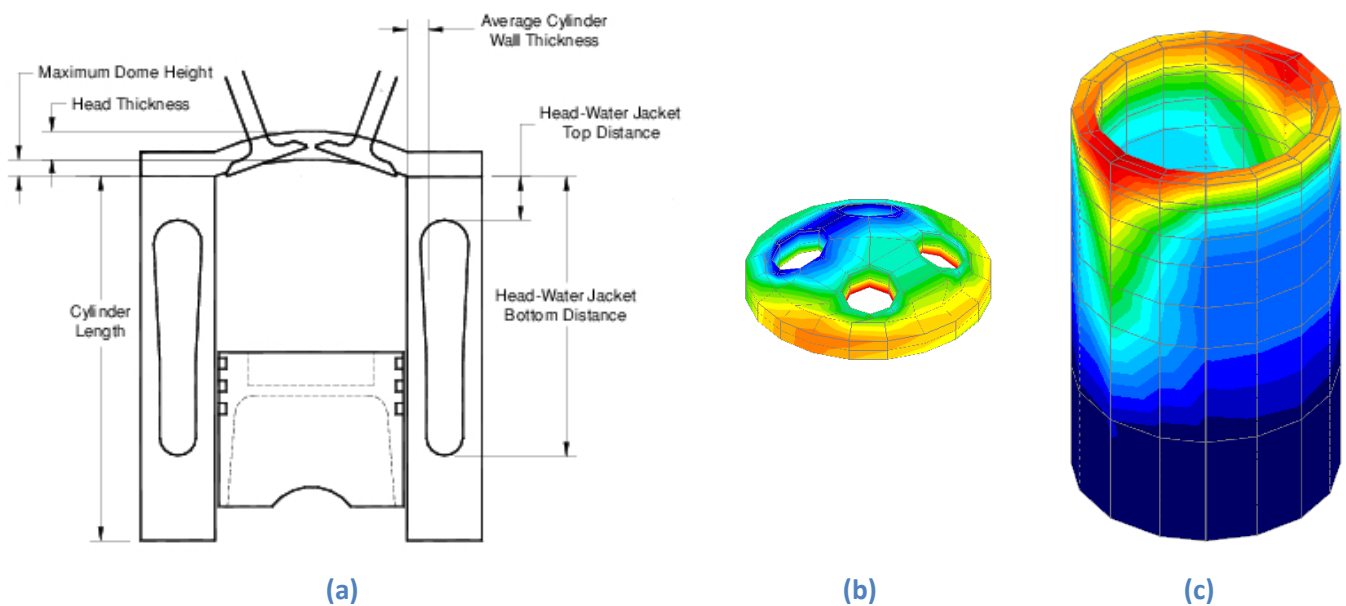


Figure 19 : Modélisation par éléments finis des transferts thermiques aux parois d'une chambre de combustion, paramètres du modèle (a), visualisation des températures culasse (b) et cylindre (c) [2]

La partie modélisée de la paroi est la masse comprise entre l'intérieur de la chambre de combustion et le noyau d'eau. Le noyau d'eau doit être configuré (hauteur et position) afin de définir l'échange thermique par convection. Le noyau d'eau est en fait une condition limite dont la température et le coefficient de convection doivent être définis. Il n'y a pas de résolution de la partie hydraulique. L'échange avec l'huile est paramétré de la même façon en définissant une température et un coefficient d'échange. Deux surfaces sont prises en compte pour l'échange avec l'huile : le dessous du piston et la partie du cylindre sous le piston. Ces deux zones sont en effet soumises à des projections d'huile voire du ruissèlement. Ces coefficients sont dépendants du point de fonctionnement du moteur

pour prendre en compte les variations de vitesse des fluides. Par analogie avec la corrélation de Ditus Boelter (10), les coefficients sont de la forme :

$$h_{conv} = A. B^{0.8} \quad (12)$$

Avec :

- A Coefficient de calibration
- B Grandeur présentant une corrélation forte avec la vitesse de l'écoulement. Elle est choisie en fonction des données disponibles : débit d'eau, régime moteur, ...

La convection et le rayonnement de l'intérieur de la chambre vers les parois (perte aux parois) sont modélisés par une version adaptée (par GT) de la corrélation de Woschni [11] donnant le coefficient d'échange :

$$h_{woschni} = \frac{K_1 p^{0.8} w^{0.8}}{B^{0.2} T^{K_2}} \quad (13)$$

Avec :

- B Alésage du cylindre
- $K_1, K_2$  Constantes
- $p$  Pression cylindre
- $T$  Température cylindre
- $w$  Vitesse moyenne des gaz dans le cylindre

Un coefficient multiplicateur global permet de calibrer la perte aux parois.

#### 1.4.4. Modèle du turbocompresseur

Dans une approche de modélisation système, la turbine et le compresseur sont des boîtes noires qui calculent les débits massiques et les températures de sortie en fonction des conditions limites, c'est-à-dire les pressions d'entrée et de sortie, la température d'entrée et la vitesse de rotation. Le couple résistif du moteur est également calculé. Les caractéristiques fonctionnelles sont stockées dans des tables de données ou cartographies. Quatre grandeurs sont utilisées pour décrire chaque point de fonctionnement : la vitesse de rotation, le taux de compression ou de détente, le rendement et le débit massique.

La vitesse de rotation de l'arbre du turbocompresseur, N, est calculée par la deuxième loi de Newton :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{C_t - C_c - C_f}{I} \quad (14)$$

$$\text{Et } N = \omega \frac{60}{2\pi}$$

Le taux de détente ou de compression  $\tau$  dépend de l'évaluation des pressions amont et aval, elles-mêmes dépendantes de l'écoulement. Le débit massique  $\dot{m}$  et le rendement  $\eta$  sont interpolés dans les tables  $\dot{m}(N, \tau)$ ,  $\eta(N, \tau)$ .

La différence d'enthalpie est utilisée pour calculer la puissance et la température de sortie en utilisant l'hypothèse du gaz idéal.

Du côté du compresseur :

$$\Delta h_{is} = C_p T_{c,e,T} \left( \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (15)$$

$$h_s = h_e + \frac{\Delta h_{is}}{\eta_{is}} \quad (16)$$

Côté turbine:

$$\Delta h_{is} = C_p T_{t,e,T} \left( 1 - \tau_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (17)$$

$$h_s = h_e - \Delta h_{is} \eta_{is} \quad (18)$$

Puis

$$P = \dot{m}(h_e - h_s) = C\omega \quad (19)$$

L'hypothèse standard de modélisation est de considérer que les rendements sont isentropiques. Ce point est l'objet principal de l'étude d'amélioration de la modélisation du turbocompresseur (voir chapitre 2).

D'autre part, les cartographies décrivant les performances du compresseur et de la turbine peuvent être plus restreintes que le domaine d'utilisation du turbocompresseur. Des méthodes d'extrapolation sont alors nécessaires pour permettre la modélisation du turbocompresseur sur l'ensemble de ses points de fonctionnement. Ce point sera également abordé au chapitre 2.

#### 1.4.5. Paramètres d'entrée du modèle moteur

Le modèle moteur doit être paramétré avec un certain nombre de données d'entrées imposées. Dans le cas d'une simulation d'un point stabilisé, ces paramètres sont :

- Les conditions de pression et de température en entrée du filtre à air et en sortie de la ligne échappement
- Les températures des fluides à l'extérieur des parois pour les calculs de transferts thermiques. C'est-à-dire les températures d'eau et d'huile au niveau de la chambre de combustion et celles de l'air ambiant pour les conduites du circuit d'admission d'air et d'échappement
- La température de l'air d'admission en sortie du RAS
- Le régime moteur

- Les timing d'ouverture et fermeture des soupapes
- Les paramètres d'injection (timing, richesse)
- Les paramètres de combustion (Avance Allumage AA), paramètres du modèle de Wiebe)

En plus de ces paramètres, le choix du mode de régulation du modèle conditionne en partie les résultats de la simulation et les analyses pouvant être effectuées. Il est possible de réguler le modèle suivant différentes grandeurs : débit, pression, charge, etc. Le modèle moteur complet est régulé pour cibler la pression d'admission de chaque point de fonctionnement (comme Stellantis a l'habitude de travailler). La régulation de la pression d'admission ( $P_2'$ ) a été réalisée par 2 moyens :

- Dans la zone atmosphérique, la pression d'admission est régulée en ajustant la position du papillon.
- Dans la zone suralimentée où le papillon est complètement ouvert, la pression d'admission est régulée par la position de la waste gate.

La pression d'admission est donc en tout point égale à la pression mesurée en essai, tandis que des écarts peuvent apparaître sur les autres variables de sortie du modèle : débit d'air, PME, consommation, etc.

Dans le cas d'une simulation d'un essai transitoire, un certain nombre de modifications est nécessaire au niveau des paramètres d'entrée. Ce cas est détaillé au paragraphe 4.4.

#### 1.4.6. Instrumentation numérique

L'instrumentation du banc d'essai doit parfois être reproduite sur le modèle afin de comparer les résultats de simulation avec les essais. Certaines précautions sont nécessaires dans la mise en place de l'instrumentation numérique afin de bien comparer des grandeurs équivalentes à celles mesurées en essai.

Il faut dans un premier temps, localiser correctement le capteur le long de la conduite grâce à un paramètre adimensionnel (0 représentant l'entrée et 1 la sortie). La fréquence d'échantillonnage doit également être définie en fonction du type de mesure. Cela peut par exemple permettre de calculer une pression moyenne par cycle moteur ou au contraire d'obtenir une pression « rapide » cadencée à 2000 top par cycle (0.36°v).

La comparaison des températures peut nécessiter une étape supplémentaire liée au fonctionnement des thermocouples. Le thermocouple étant à l'équilibre thermique, il peut être plus froid que le fluide dans lequel il est plongé à cause du rayonnement vers des parois plus froides. Un modèle GT permet de modéliser le thermocouple et ses caractéristiques physiques afin de reproduire les transferts thermiques entre le thermocouple, le fluide et la paroi. La comparaison entre les températures mesurées par les thermocouples en essai peut alors être effectuée avec celles issues des modèles de thermocouple.

L'utilisation de modèle de thermocouple est également nécessaire lors de simulations transitoires. Dans ce cas, ce n'est pas le rayonnement qui est problématique mais l'inertie thermique liée à la masse du thermocouple. L'évolution temporelle de la température du thermocouple est alors plus lente que celle du fluide.

*Ce chapitre a permis de décrire les moyens expérimentaux exploités dans ce travail de thèse.*

*Deux turbocompresseurs sont instrumentés en vue de leur caractérisation pour étudier les transferts thermiques en leur sein. Des circuits d'air séparés entre compresseur et turbine ainsi qu'une large gamme de mesures de débit (de 20 à 600kg/h) permettent d'obtenir des cartographies significativement étendues par rapport à celles traditionnellement établies par les constructeurs. Les différents systèmes de pilotage de température permettent d'envisager des essais de caractérisation spécifique :*

- *Influence des températures des fluides (eau et huile) sur le fonctionnement des turbocompresseurs.*
- *Détermination des rendements des turbomachines affranchis des transferts thermiques.*

*Un moteur de série 3-cylindres suralimenté a été instrumenté et mis au banc à l'ECN. En plus de capteurs de pression et de température tout au long de la boucle d'air d'admission et d'échappement, de nombreux thermocouples permettent une caractérisation thermique des différentes parois et du circuit de refroidissement. Le moteur est testé sur plus de 800 points stabilisés qui explorent largement le domaine de fonctionnement en faisant varier notamment les températures des fluides et les réglages des VVT. Des données d'essais sur deux autres moteurs Stellantis viennent également enrichir la base de données et permettent de valider les différentes méthodologies mises en place au cours de cette thèse.*

*Enfin, les principes de modélisation du logiciel de simulation GT-Power sont décrits. La modélisation 1D des conduites gazeuses et les modèles de parois en éléments finis permettent la description des transferts thermiques le long de la boucle d'air. Les modèles implémentés présentent des coefficients devant être calibrés pour obtenir une précision satisfaisante. Par ailleurs, le modèle du turbocompresseur basé sur des cartographies ne tient pas compte des échanges thermiques. L'amélioration de ce modèle est l'objectif du chapitre suivant.*

## 2. Amélioration de la modélisation du turbocompresseur

*Le recours à la suralimentation des moteurs à combustion interne est de plus en plus courant. Il s'agit en effet d'une technologie clé pour répondre aux exigences à la fois de réduction des émissions et d'agrément de conduite. Les turbocompresseurs augmentent la densité de puissance et permettent ainsi de réduire la taille du moteur et les pertes associées : c'est ce qui est couramment appelé le « downsizing ». De nos jours, la simulation moteur est largement utilisée pour réduire les campagnes d'essais coûteuses qui sont nécessaires au développement des moteurs. Les modèles de turbocompresseurs, requis pour la modélisation 1D de moteur complet, sont principalement basés sur des champs (également appelés cartographies). Ces cartographies relient les variables permettant de décrire les performances du turbocompresseur : le débit, le rapport de pressions, la vitesse de rotation et le rendement. Elles sont mises à disposition par les fournisseurs de turbomachines. L'analyse bibliographique réalisée dans la première partie de ce chapitre montre qu'un certain nombre de phénomènes peuvent altérer les performances des turbocompresseurs aussi bien lors de leur caractérisation que lors de l'utilisation de leurs cartographies pour la modélisation. Le turbocompresseur a une influence importante sur le point de fonctionnement du moteur, il doit donc être modélisé avec précaution. Une deuxième partie présente la procédure d'essais mise en place sur le banc d'essais et permet de caractériser deux turbocompresseurs. Ainsi, des essais spécifiques permettent d'obtenir des champs « quasi adiabatiques » et d'étudier l'impact des températures des différents fluides. En s'appuyant sur ces données, une méthodologie de transformation des champs turbocompresseur est développée afin de prendre en compte les biais liés aux transferts thermiques et améliorer la modélisation du moteur. Enfin, la prise en compte de l'écoulement pulsé, autre biais impactant la caractérisation de la turbine, est considérée en évaluant une méthodologie d'extrapolation de la cartographie turbine sur le modèle moteur.*

## 2.1. Bibliographie

L'utilisation de cartographies pour la modélisation permet une prise en compte des performances des turbocompresseurs sans modélisation de la physique interne de ces machines complexes. Cependant différents manquements ou biais liés à ce type de modélisation sont documentés dans la littérature. En effet, les turbocompresseurs fonctionnent dans un environnement où de nombreux phénomènes et paramètres peuvent modifier leurs performances par rapport à celles mesurées pour établir les cartographies. Ainsi, il est difficile de tester des turbocompresseurs sur un banc dédié et d'obtenir une cartographie représentative des performances réelles une fois monté sur un MCI. Cette revue présente les sources de déviation suivantes :

- Transferts thermiques
- Pertes par frottement
- Effet pulsatoire
- Approximations liées à l'extension des champs
- Instrumentation

### 2.1.1. Transferts thermiques

Les turbocompresseurs, les turbines en particulier, interagissent avec les gaz d'échappement chauds (jusqu'à environ 900°C dans le cas des moteurs à essence). Ainsi, comme illustré par la Figure 20, tous les types de transferts de chaleur se produisent à l'intérieur du turbocompresseur, avec les pièces voisines et l'air ambiant : conduction, convection et rayonnement. En plus de la chaleur perdue au niveau de la surface, des brides et de l'huile, une quantité importante de chaleur semble être transférée de la turbine au compresseur.

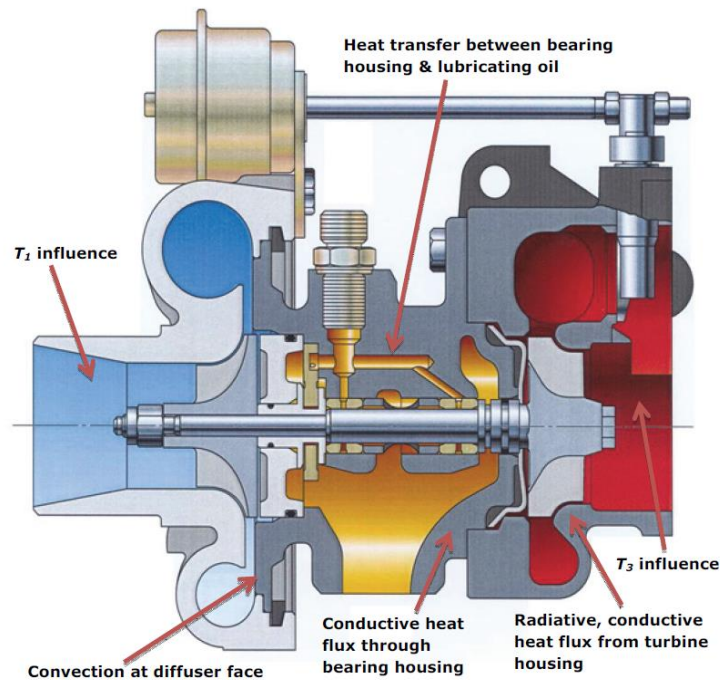


Figure 20 : Principaux transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur d'après [12]

Plusieurs auteurs [13], [14], [15], [16], [17], [18] soulignent que les transferts thermiques ont un fort impact sur les rendements donnés par les cartographies, surtout à faible vitesse de rotation où le transfert de chaleur devient relativement important par rapport à la puissance mécanique transmise comme l'illustre la Figure 21.

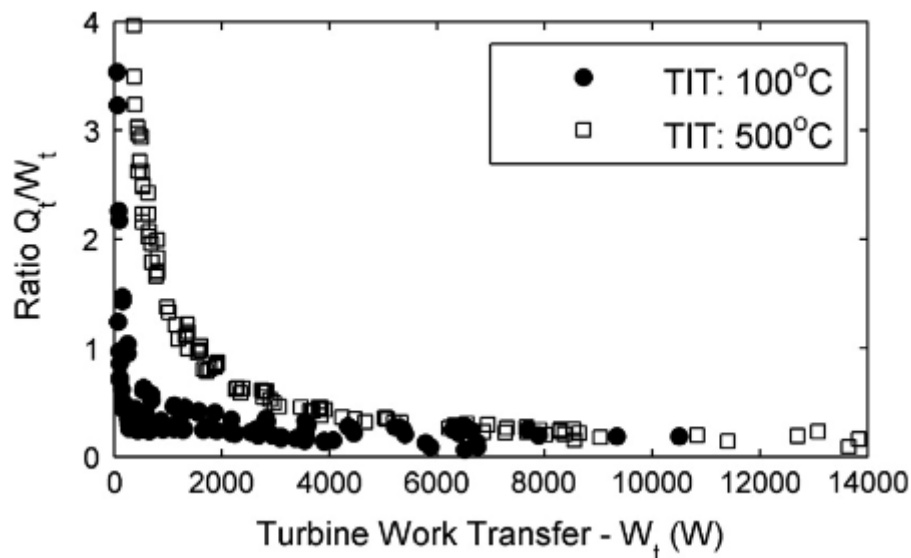


Figure 21 : Rapport entre les pertes thermiques et le travail de la turbine mesurés à deux températures d'entrée turbine et différents points de fonctionnement d'après [19]

Le transfert de chaleur conduit à des températures de sortie de compresseur plus élevées et à des températures de sortie de turbine plus basses que dans la condition adiabatique.

Cormerais [20] montre que les isovitesses côté compresseurs ne sont pas influencées par la variation de la température d'entrée de la turbine (voir Figure 22). Au contraire, il existe de grands écarts au niveau de la différence de température entre l'entrée et la sortie du compresseur lorsque la température d'entrée de la turbine évolue (voir Figure 23). Ce résultat ne peut s'expliquer que par l'existence de transferts thermiques de la turbine vers le compresseur.

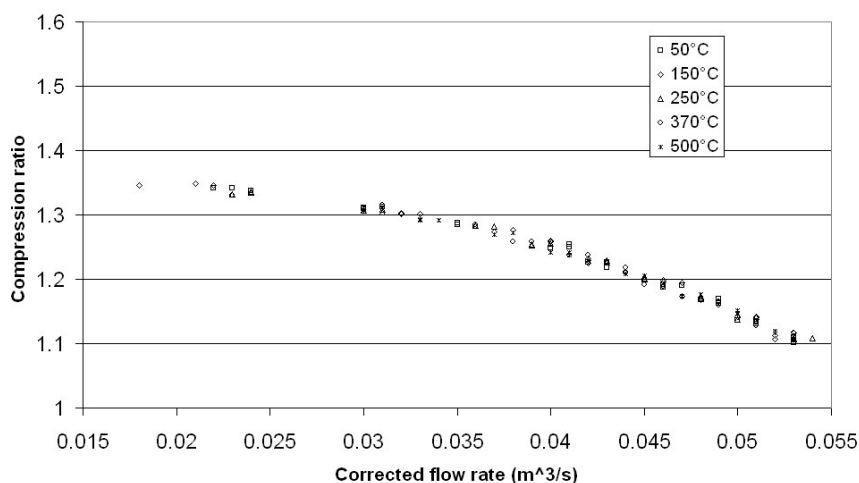


Figure 22 : Points de fonctionnement compresseur pour différentes températures entrée turbine à la vitesse  $U_{red}=230m.s^{-1}$  mesurés par [20]



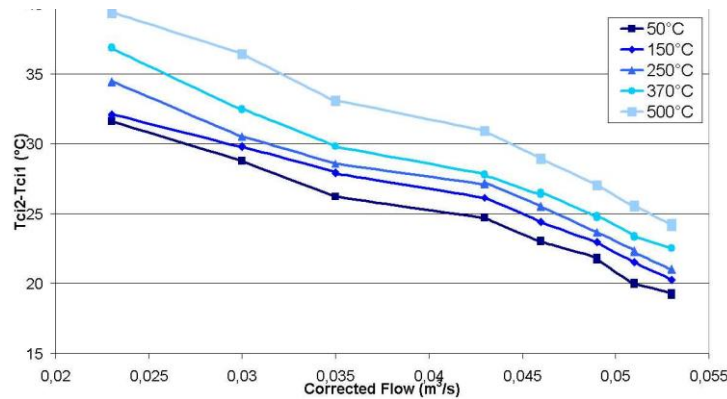


Figure 23 : Evolution de la différence de température au travers du compresseur pour différentes températures en entrée turbine à la vitesse  $U_{red}=230m.s^{-1}$  mesurée par [20]

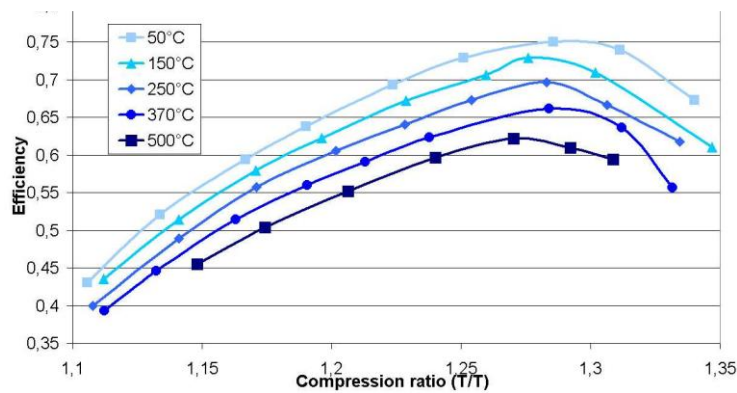


Figure 24 : Evolution du rendement compresseur pour différentes températures en entrée turbine à la vitesse  $U_{red}=230m.s^{-1}$  d'après [18]

La variation de température due aux différentes températures d'entrée de la turbine entraîne des changements significatifs sur le rendement du compresseur calculé par le rapport des différences de températures :

$$\eta_c = \frac{T_{c,s,Is} - T_{c,e,T}}{T_{c,s,T} - T_{c,e,T}} \quad (20)$$

On peut relever sur la Figure 24 présentant les évolutions de rendement que pour un taux de compression de 1.29 et des températures d'entrée de turbine comprises entre 50°C et 500°C, le rendement du compresseur varie de 0.75 à 0.61. Les transferts thermiques peuvent ainsi représenter jusqu'à 20% de la puissance adiabatique, c'est-à-dire de la puissance mécanique du compresseur.

Un diagramme h-s permet de visualiser les différentes étapes d'addition et de soustraction de chaleur et de les quantifier via l'augmentation ou la diminution de l'enthalpie. La Figure 25 (a) présente un diagramme h-S pour un processus de compression entre les pressions P1 et P2. Si la compression était adiabatique, l'état final serait donné par le point 2<sub>adi</sub>. Cependant, l'apport de chaleur conduit à l'état du point 2. La nature diabatique du processus de compression peut donc être illustrée par l'étape 1 → 2.

Différentes hypothèses sont formulées par les chercheurs concernant les étapes au cours desquelles les échanges de chaleur ont lieu. Le processus de compression à l'intérieur de la roue du compresseur

est généralement supposé adiabatique et les chercheurs considèrent que l'ajout de chaleur se produit avant et après la compression. Le chemin du processus peut être décrit comme suit :  $1 \rightarrow 1^* \rightarrow 2^*_{adi} \rightarrow 2$  : l'ajout de chaleur avant la compression entraîne une augmentation de la température le long de l'isobare  $P_1$ , de  $1 \rightarrow 1^*$ , le processus de compression adiabatique conduit ensuite de  $1^* \rightarrow 2^*_{adi}$  et, enfin, l'ajout de chaleur après la compression est représenté par le chemin de  $2^*_{adi} \rightarrow 2$  le long de l'isobare  $P_2$ .

Le principal avantage d'isoler les transferts de chaleur en processus distincts est qu'il est possible de quantifier facilement l'ajout et l'élimination de chaleur en tant que différence d'enthalpie ( $q_{before}$  et  $q_{after}$ ). Les mêmes considérations peuvent être appliquées aux turbines comme illustré sur la Figure 25 (b).

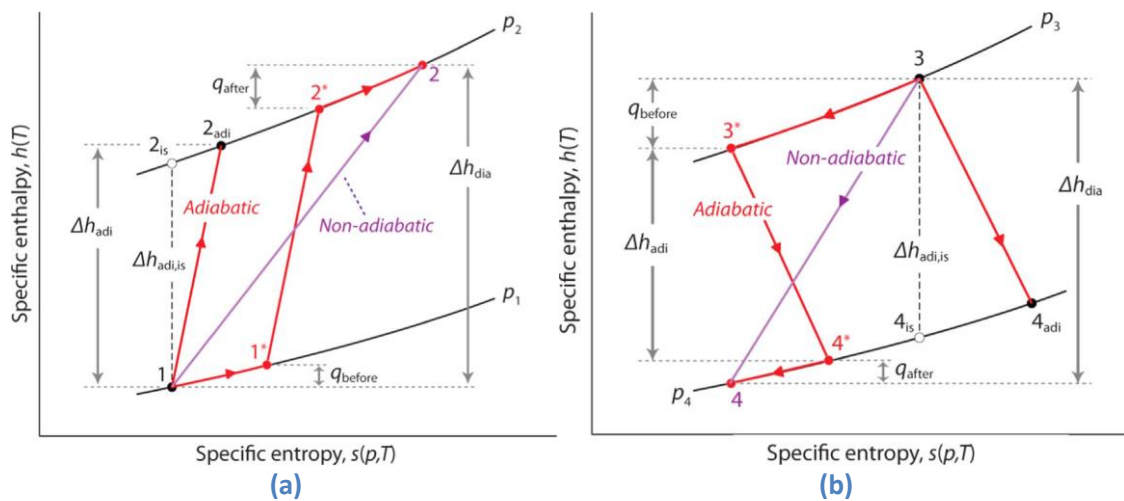


Figure 25 : Diagramme  $h,s$  théorique du processus de compression (a) et détente (b) d'après [13]

Ainsi, il devient obligatoire de caractériser et de modéliser correctement le transfert de chaleur pour pouvoir prédire avec précision le comportement du turbocompresseur dans les différents modes de fonctionnement du MCI.

Au cours de la dernière décennie, diverses études sur les transferts thermiques ont proposé des méthodes pour les caractériser. Serano [21] propose une méthodologie pour caractériser la conductance thermique sur un banc d'essai thermique spécifique utilisant de l'huile thermique, une source et un puit de chaleur. Ce processus est laborieux et ne caractérise ni la convection ni le rayonnement. La plupart des auteurs caractérisent le transfert thermique en comparant des cartographies de turbocompresseur mesurées sur un banc d'essai turbocompresseur, appelé aussi « gas stand » dans différentes conditions thermiques. La méthode des fournisseurs de turbocompresseurs basée sur les recommandations SAE [22] est connue pour être diabatique. Néanmoins, comme Chesse [14] l'explique, des conditions « quasi adiabatiques » peuvent être atteintes sur le banc d'essai turbocompresseur avec relativement peu d'efforts en gérant les températures aux bornes du compresseur et de la turbine pour éviter (ou du moins limiter) le transfert de chaleur à l'intérieur du turbocompresseur. Ces conditions couplées à une approche d'interpolation fournissent la base pour obtenir des cartographies aérodynamiques du compresseur et de la turbine. La Figure 26 illustre les différences au niveau du compresseur entre une cartographie adiabatique et une cartographie réalisée avec transfert thermique (500°C en entrée turbine). Les cartographies n'ont pas la même étendue de mesures. Plus la température en entrée turbine est élevée, plus l'étendue est

grande puisque la puissance de la turbine est plus élevée aux mêmes taux de détente. Les limites des cartographies sont représentées par des lignes de couleur : verte pour le cas adiabatique et noire dans le cas avec échange de chaleur.

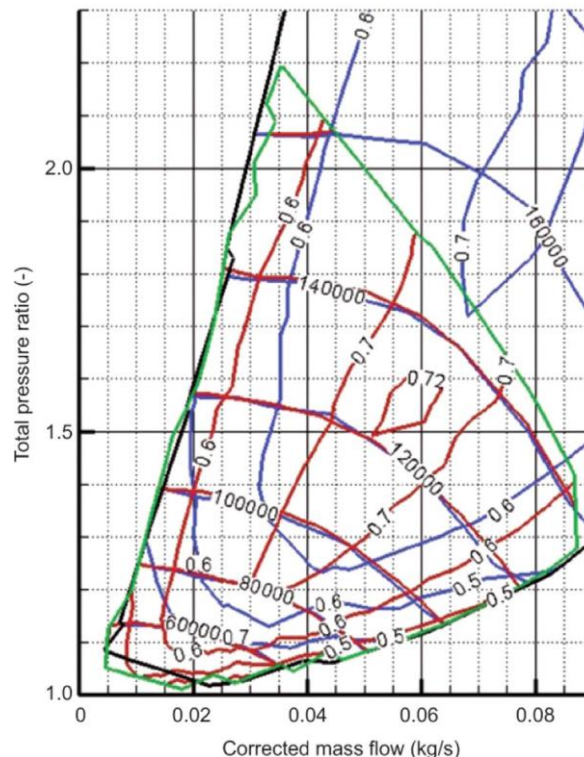


Figure 26 : Comparaison de la cartographie compresseur adiabatique (rouge) et avec échange de chaleur (Tentrée turbine=500°C) (bleue) mesurées par [14]

Une fois le transfert thermique caractérisé, différentes voies peuvent être étudiées pour le modéliser.

### 2.1.2. Modélisation des transferts thermiques

Les cartographies fournies par les fabricants sont mesurées sans tenir compte du transfert de chaleur et sont utilisées dans des logiciels commerciaux en supposant que les processus de compression et de détente sont adiabatiques. Cette approche était satisfaisante tant que la simulation se limitait à des cas de pleine charge en régime permanent. Cependant, les modèles 1D sont de plus en plus utilisés pour prédire le comportement des moteurs suralimentés à charge partielle et pour l'étude du post-traitement des gaz d'échappement.

De nombreux auteurs [19], [23], [24], [25], [26] proposent des modèles de turbocompresseurs basés sur l'analogie électrique et utilisant des capacités (des masses thermiques) connectées par des résistances. Ces modèles holistiques sont basés sur au moins trois capacités représentant la turbine, le corps central et le compresseur. Diverses données géométriques sont nécessaires pour paramétrer ces modèles et plusieurs constantes doivent être calibrées sur des données expérimentales. Une instrumentation thermique (thermocouple et/ou caméra IR) est nécessaire pour obtenir une bonne corrélation entre le modèle et les températures expérimentales. Certains modèles considèrent une discrétisation plus fine et découpent en trois masses le corps central (voir Figure 27). Ces modèles nécessitent alors plus de données géométriques et expérimentales.

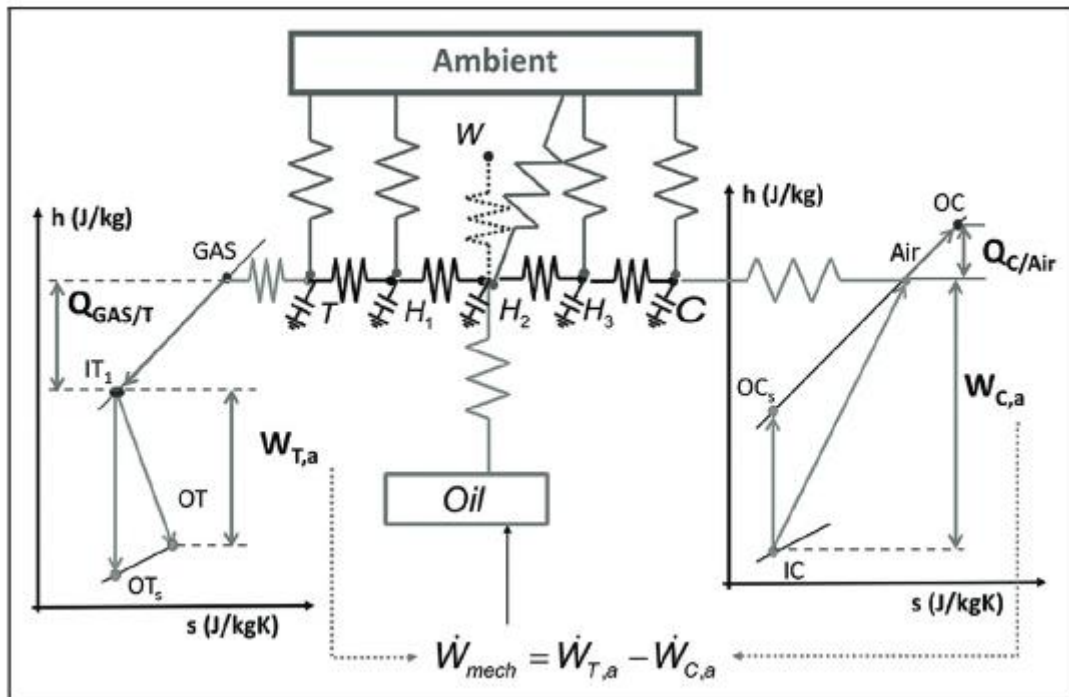


Figure 27 : Modèle de transfert thermique au sein d'un turbocompresseur d'après [26]

Serano [26] explique toute la procédure pour paramétrer les différentes capacités et résistances. Une corrélation basée sur le nombre de Nusselt est également nécessaire pour calculer le coefficient convectif. Aghaali [27] évalue différentes corrélations proposées dans la littérature et en développe une nouvelle sur un turbocompresseur directement testé sur banc moteur. Payri [28] étudie en détail la partie rayonnement avec quelques simplifications géométriques pour calculer le facteur de forme sur deux turbocompresseurs différents, testés à la fois sur banc turbocompresseur et sur banc moteur. Le flux de chaleur externe le plus important provient de la surface externe de la turbine, en raison de sa température plus élevée et de sa plus grande surface.

Une autre façon de modéliser le transfert de chaleur consiste à utiliser la simulation 3D de type Conjugate Heat Transfer (CHT). Gao [29] présente une méthodologie utilisant la CFD pour modéliser le transfert de chaleur intervenant au niveau de la turbine. En plus de la CAO du turbocompresseur, des conditions de température aux limites sont requises et une procédure de caractérisation est proposée pour déterminer les paramètres convectifs et radiatifs. La méthode de calcul 3D CHT nécessite, comme les modèles basés sur des capacités et résistances, de nombreuses données d'entrée (à la fois géométriques et expérimentales) qui peuvent être difficiles à obtenir.

Pour minimiser les données d'entrée, Marelli [16] propose une autre approche pour le côté compresseur. Elle est basée sur l'hypothèse que l'angle géométrique de sortie de roue ( $\beta_{2b}$ ) est strictement constant sur toute la cartographie du compresseur (voir Figure 28).

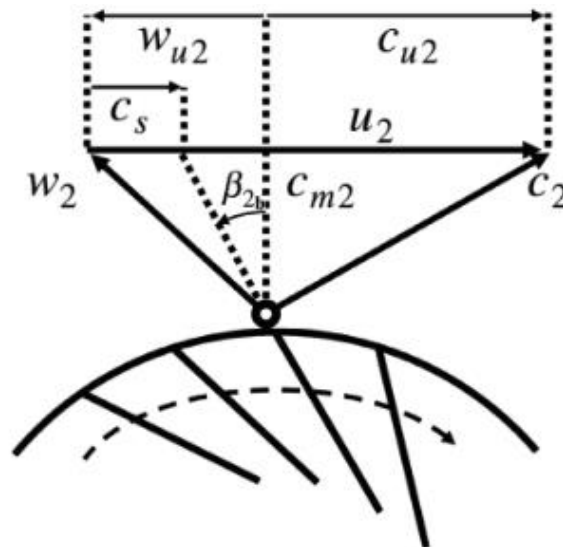


Figure 28 : Triangle des vitesses en sortie de roue compresseur d'après [16]

Un processus itératif permet de déterminer une constante appelée  $kc'$  qui dépend du turbocompresseur et caractérise le transfert de chaleur. Ensuite, en utilisant le travail eulérien et par substitution, il est possible d'obtenir le rendement adiabatique du compresseur.

Huang [30] utilise lui le « machine learning » pour améliorer la prédiction de la température de sortie de la turbine. Au lieu d'une procédure d'étalonnage complexe impliquant de nombreuses données, Huang entraîne un réseau de neurones pour calculer l'erreur entre la température de sortie de turbine expérimentale et celle simulée par un modèle de turbocompresseur GT standard, c'est-à-dire sans transfert de chaleur. Les données expérimentales pour l'entraînement du modèle peuvent être mesurées sur un banc d'essai turbocompresseur standard : aucune instrumentation supplémentaire n'est nécessaire. Trois paramètres sont utilisés comme données d'entrée : la vitesse du turbocompresseur, le taux de détente et la température d'entrée de la turbine. Un plan d'expérience est réalisé sur 24 points, 16 sont utilisés pour l'entraînement du modèle, les autres pour la validation. L'erreur maximale entre les prédictions du modèle et les données expérimentales sur la température de sortie de la turbine est réduite grâce à cette méthode de 110 K à 15 K. Cette méthodologie aboutit à un terme correctif pour la température de sortie de la turbine mais ne tient pas compte de l'impact du transfert de chaleur sur les rendements.

Romagnoli et Martinez-Botas [25] proposent une corrélation pour le rendement non adiabatique du compresseur au moyen d'une analyse de régression multiple. Sur la base des données générées par un modèle 1D (capacité et résistance), une étude statistique des différents paramètres qui affectent le transfert de chaleur est effectuée. Ils identifient que trois paramètres sont nécessaires pour décrire correctement le rendement du compresseur en tenant compte des transferts thermiques : le rapport de pression, le nombre de Mach à la sortie de la roue de la turbine et un paramètre de température défini comme  $T4/T2$  : rapport température de sortie de la turbine / température de sortie du compresseur. Une régression multiple permet d'obtenir une corrélation satisfaisante sur le rendement avec un  $R^2$  ajusté autour de 0.9. Un paramètre géométrique supplémentaire est ajouté pour prendre en compte les différences de géométrie entre les turbocompresseurs. Cependant, l'influence de ce paramètre n'est évaluée que sur un modèle 1D sans aucune donnée expérimentale provenant d'un autre turbocompresseur.

### 2.1.3. Pertes par frottement

Comme expliqué en annexe 1, le rendement de la turbine donné par les fournisseurs est le résultat du rendement isentropique de la turbine multiplié par le rendement mécanique. Les pertes par frottement sont donc incorporées dans ce rendement. Ce chapitre se concentre sur les turbocompresseurs équipés de paliers fluides. Les frottements sont généralement inférieurs à 1% de la puissance mécanique et le rendement mécanique est considéré comme constant et proche de 1 dans la plupart des codes de modélisation. Bien qu'il soit généralement élevé dans des conditions de conduite sur autoroute, le rendement mécanique des turbocompresseurs peut être plus faible pendant les cycles urbains, lorsque la température de l'huile est relativement basse.

#### 2.1.3.1. Rendement mécanique

Le rendement isentropique de la turbine doit être déterminé pour calculer la température de sortie de la turbine, en complément de la prise en compte des transferts de chaleur. Il est donc nécessaire d'identifier le rendement mécanique.

La puissance équivalente des frottements peut être calculée par différentes méthodes. La plus pratique est basée sur des essais réalisés sur « gas stand » dans des conditions adiabatiques. La puissance de frottement est alors la différence entre les puissances de la turbine et du compresseur. Elle peut également être estimée à partir d'un bilan énergétique du circuit d'huile. La Figure 29 montre que la puissance de frottement calculée par différence entre la puissance turbine et compresseur est bien similaire à celle calculée par un bilan d'enthalpie sur le circuit d'huile.

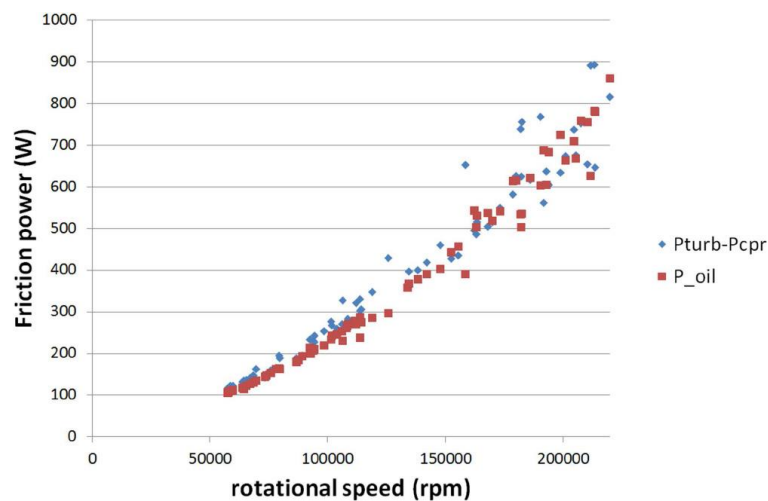


Figure 29 : Comparaison de deux méthodes de calcul de la puissance de frottement [6]

Par ailleurs, il faut noter que les frottements sont proportionnels à la vitesse de rotation. Par conséquent, le fait d'utiliser des vitesses réduites dans les cartographies turbine ne permet pas de prédire directement la puissance de friction pour différents points de fonctionnement du moteur [17].

Une autre méthode consiste à utiliser un couplemètre monté entre un dispositif d'entraînement (une turbine par exemple) et l'arbre de transmission équipé de ses roulements [6]. Ce système complété par un dispositif magnétique, générant des efforts axiaux, permet à Deligant [31] d'étudier la contribution des pertes des butées axiales aux pertes globales par frottement. Cette technique est plus complexe à mettre en œuvre et implique un démontage du turbocompresseur.



### 2.1.3.2. Caractéristiques de l'huile

Les pertes par frottement sont liées à la viscosité de l'huile de lubrification des paliers fluides. L'indice de l'huile peut donc jouer de façon importante sur les frottements. En outre, la température de l'huile peut affecter le système par deux mécanismes : une augmentation de la température entraîne une réduction de la viscosité et modifie également le flux thermique dans le corps central [12].

Différentes études tentent de construire des modèles semi-empiriques pour prédire le frottement des paliers en fonction de la vitesse du turbocompresseur, de la température de l'huile et des pressions aux bornes du compresseur et de la turbine [6], [17]. Sur la base des mêmes paramètres, [26] a proposé d'utiliser également les caractéristiques géométriques des roulements pour estimer les pertes mécaniques. Perrot [6] identifie d'autres paramètres clés, comme le débit d'huile (plutôt que la pression) et la température de l'huile. Nous pouvons voir sur la Figure 30 que les pertes par frottement sont corrélées au débit d'huile quelle que soit la pression d'huile.

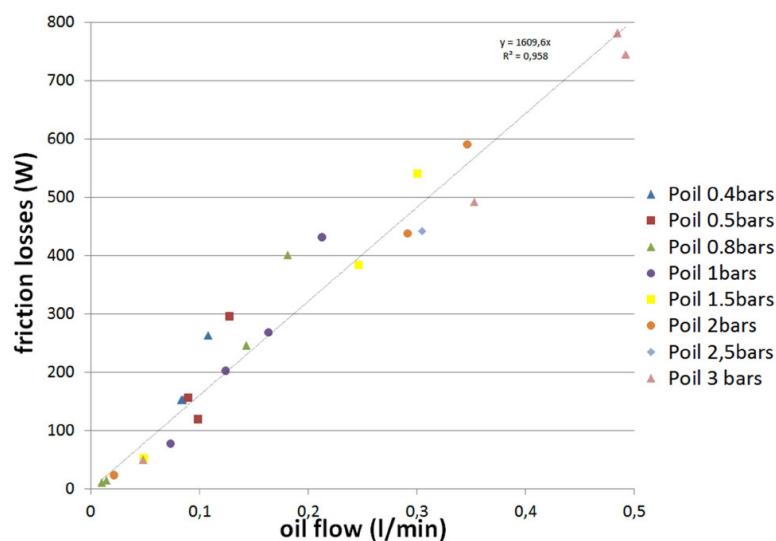


Figure 30 : Evolution des pertes par frottement en fonction du débit d'huile pour différentes pressions d'huile mesurées par [6]

### 2.1.4. Instrumentation et mise au banc

L'instrumentation peut expliquer certains écarts entre les essais sur banc turbocompresseur et (en conditions « réelles ») sur moteur. En plus des incertitudes liées aux capteurs et à l'acquisition, les emplacements et les conditions d'écoulement peuvent en effet entraîner des écarts.

Olmeda [32] rappelle que les incertitudes sur la puissance des turbines augmentent très rapidement lorsque de faibles puissances doivent être mesurées. En effet, l'incertitude sur le travail de la turbine augmente à faibles vitesses car la mesure dépend de la différence de température entre l'entrée et la sortie du compresseur : lorsque la vitesse et la puissance diminuent, cette différence devient faible. En revanche, les incertitudes sur le taux de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt augmentent avec la vitesse de rotation (à débit élevé) [33].

Lorsqu'une grande précision est recherchée dans la mesure de la puissance de la turbine, une attention particulière doit être portée à la disposition des thermocouples. De meilleurs résultats sont obtenus en utilisant des capteurs à faible incertitude. Lorsque l'on utilise les meilleures techniques de mesure

disponibles pour la température et le débit massique, les effets de l'humidité et de la pression prennent de l'importance. C'est pourquoi, Schwarz [12] recommande d'utiliser un système de climatisation dédié pour contrôler les conditions d'air de la cellule de test.

Différentes études montrent que les corrélations de transfert de chaleur déterminées sur moteur ou banc turbocompresseur peuvent être significativement différentes. Burke [19] étudie les transferts de chaleur sur banc moteur et sur banc turbocompresseur (gas stand) afin de comparer les résultats. Il utilise deux types d'instrumentation sur le banc turbocompresseur : une instrumentation standard et une instrumentation similaire à celle du moteur. Il est intéressant de noter que lorsque l'instrumentation est cohérente entre l'installation banc moteur et turbocompresseur, il y a une forte concordance malgré les différences de conditions d'écoulement, ce qui montre que l'emplacement des capteurs a un effet prédominant (Figure 31).

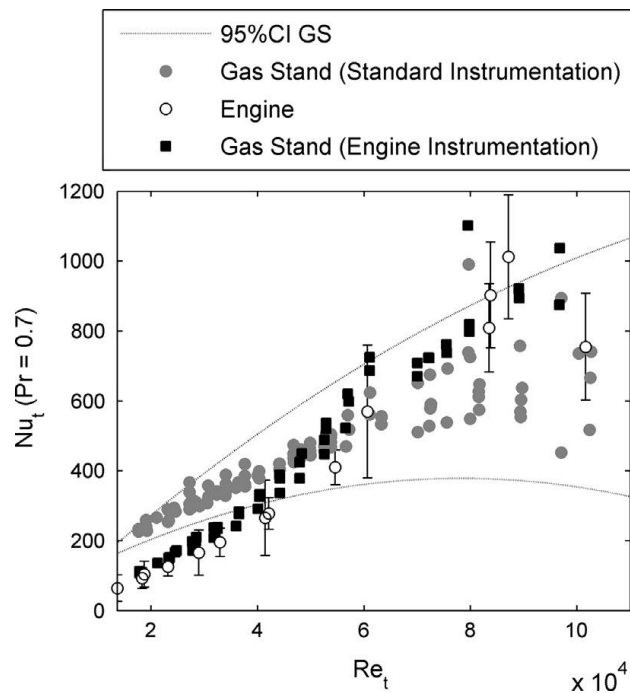


Figure 31 : Comparaison de la corrélation  $Nu(Re)$  entre moteur et banc turbocompresseur suivant différentes instrumentations [19]

Ainsi, l'écart entre le nombre de Nusselt sur banc turbocompresseur et banc moteur à faible nombre de Reynolds peut être principalement attribué aux mesures des températures à l'entrée et à la sortie de la turbine. Les conditions sont plus favorables sur banc turbocompresseur car l'écoulement est stationnaire et les conduites d'entrée et sortie sont de longs tuyaux droits. Sur le moteur, l'écoulement est pulsatoire et la géométrie du collecteur d'échappement et du système d'échappement rend la mesure de la température particulièrement complexe.

La procédure d'essai définie par la SAE [22] spécifie que le turbocompresseur doit être isolé mais ne précise pas la méthode. Parmi les nombreux phénomènes qui peuvent affecter les transferts de chaleur sur banc turbocompresseur, l'isolation est peut-être celui qui a la plus grande influence.

Schwarz [12] a constaté que l'isolation avait un impact réduit sur les turbocompresseurs de taille moyenne à grande, typiques des applications diesel commerciales, mais qu'elle avait un effet prononcé sur les turbocompresseurs plus petits. La Figure 32 montre l'influence de l'isolation sur le rendement



compresseur d'un petit turbocompresseur typique des applications diesel pour voitures particulières et véhicules légers. Lors des essais sans isolation, le rendement près de la ligne de pompage a augmenté jusqu'à 4 %, tandis qu'il a diminué proche du blocage.

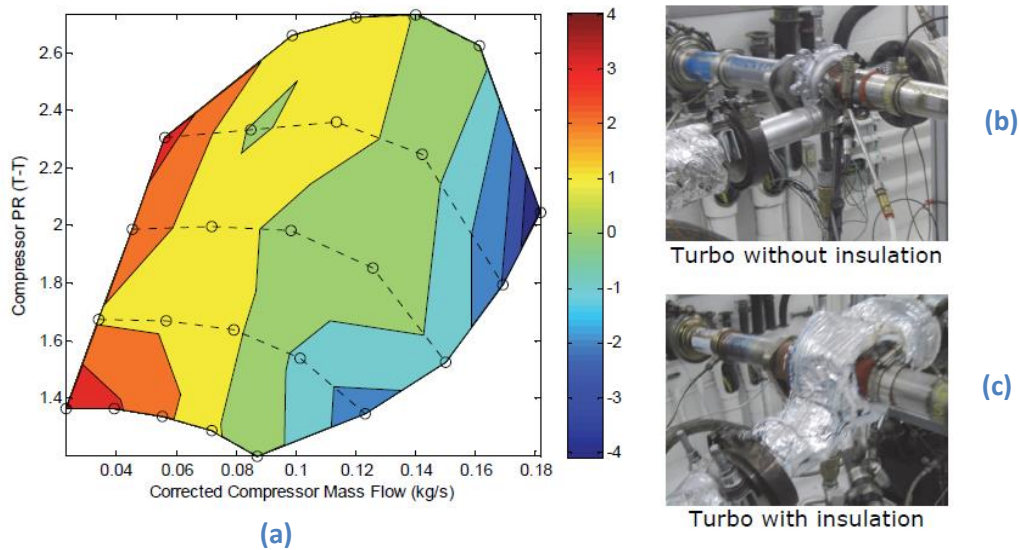


Figure 32 : Impact de l'isolation en point de rendement compresseur (a), turbocompresseur sans isolation (b) et isolé (c) [12]

Prenant en considération ce constat, il peut être intéressant d'envisager de réaliser les essais sur banc turbocompresseur sans isolation afin d'éviter une nouvelle source d'écart avec l'application moteur.

Il est maintenant évident que les transferts thermiques ont une influence importante sur les performances du turbocompresseur (voir 2.1.1). Romagnoli et Martinez-Botas [25] ont étudié les transferts de chaleur sur un turbocompresseur couplé à son moteur (voir l'instrumentation du compresseur sur la Figure 33). Il apparaît que l'environnement du moteur a une grande influence sur la température de peau du turbocompresseur (voir Figure 34) et donc sur ses performances.

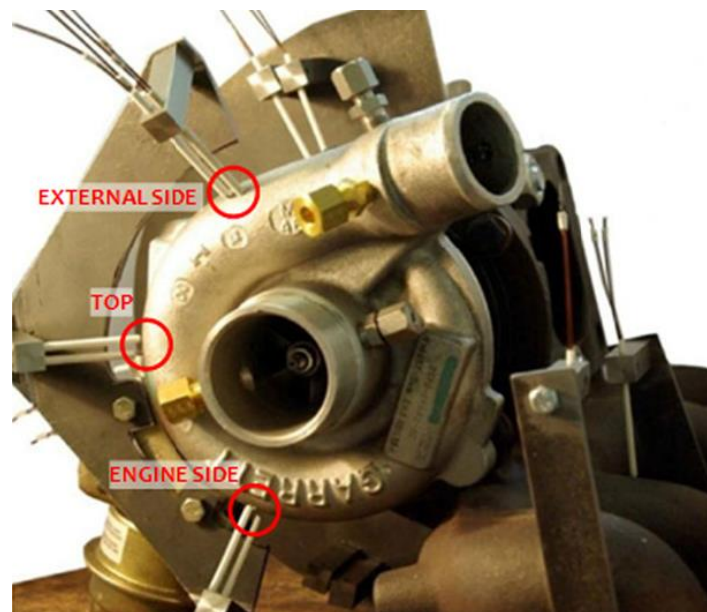


Figure 33 : Instrumentation thermique du compresseur [25]

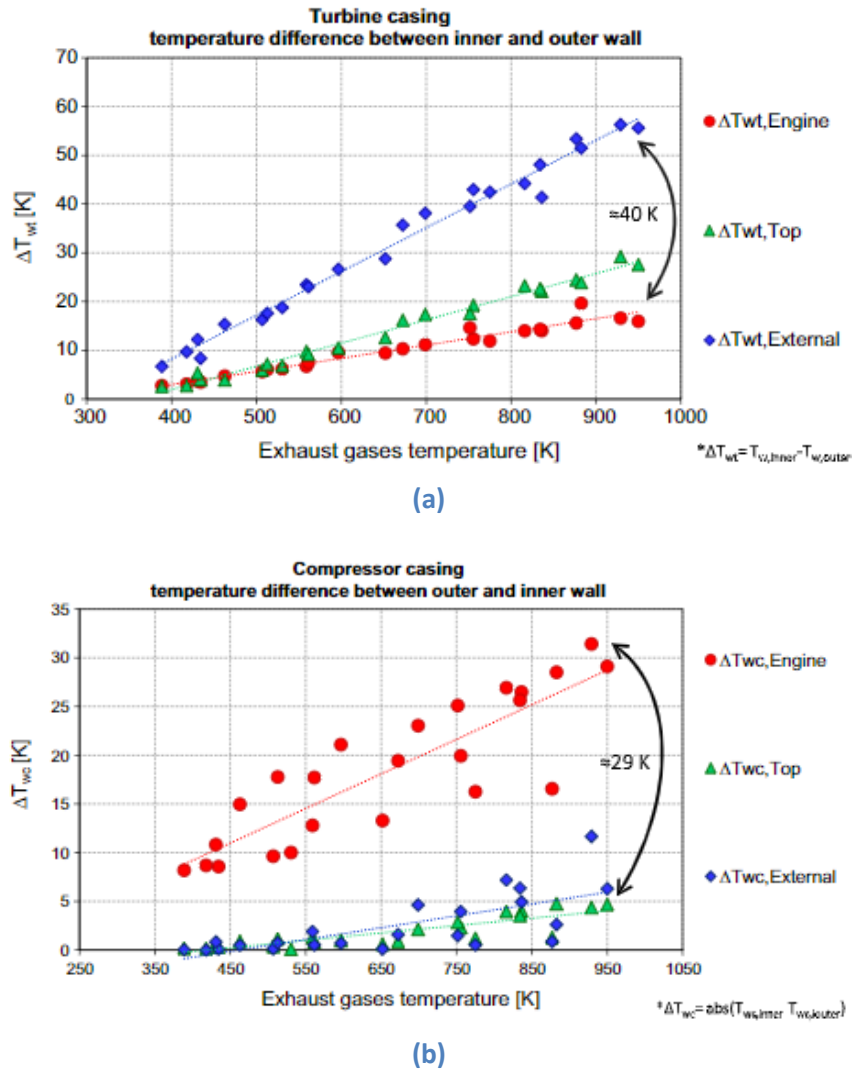


Figure 34 : Gradient de température dans la paroi en fonction de l'emplacement de mesure : côté moteur, haut et extérieur – Cas de la turbine (a), et du compresseur (b) [25]

La température élevée du carter de la turbine fait que les flux de chaleur sont dirigés vers le milieu ambiant, tandis que l'inverse se produit du côté du compresseur, où la chaleur de l'ambiant pénètre dans le compresseur.

[12], [34], ont mis en évidence l'influence de la géométrie des conduits en amont et en aval du compresseur sur ses performances. Les contraintes d'architecture du sous-capot ne permettent pas l'utilisation de conduits droits à diamètre constant comme c'est le cas sur banc d'essai turbocompresseur. Des écarts de performances, notamment au niveau de la courbe de pompage sont donc possibles.

### 2.1.5. Extension des champs et effet pulsatoire

L'utilisation de champs pour la modélisation implique un domaine de validité des cartographies plus ou moins étendu en fonction de la caractérisation des performances sur banc d'essai. Deux limites sont alors rencontrées :

- La gamme des mesures peut ne pas couvrir l'ensemble des conditions rencontrées lors de l'utilisation du turbocompresseur
- Les mesures sont majoritairement effectuées avec des écoulements constants en stabilisé alors que les écoulements rencontrés sur les MCI sont par nature pulsés, notamment côté turbine.

Ces deux problématiques ne sont pas directement liées à l'étude des transferts thermiques mais doivent être considérées lors de l'utilisation de modèles OD basés sur des cartographies.

#### 2.1.5.1. Champs étendus

Il est possible expérimentalement de mesurer des champs turbine et compresseur couvrant une large gamme de fonctionnement. Salameh [3] propose ainsi une méthodologie qui permet de caractériser l'ensemble des conditions de fonctionnement d'une turbine. En utilisant des conditions d'alimentation inhabituelles de la turbine ou du compresseur, il est en effet possible d'étendre la plage de mesure sur banc turbocompresseur. Par exemple:

- En modifiant la température d'entrée de la turbine à 300°C, la densité de l'air augmente et la cartographie de la turbine s'étend alors vers des valeurs inférieures de débits réduits.
- En introduisant de l'air comprimé dans l'entrée ou la sortie du compresseur, la puissance absorbée par celui-ci augmente et la cartographie de la turbine s'élargit.

La Figure 35 présente une cartographie turbine étendue. On remarque qu'il existe un régime de fonctionnement pour lequel le débit est négatif sous un taux de détente supérieur à 1. La turbine se comporte alors comme un compresseur et la pression du fluide augmente dans le sens de l'écoulement (de la sortie turbine vers l'entrée dans ce cas).

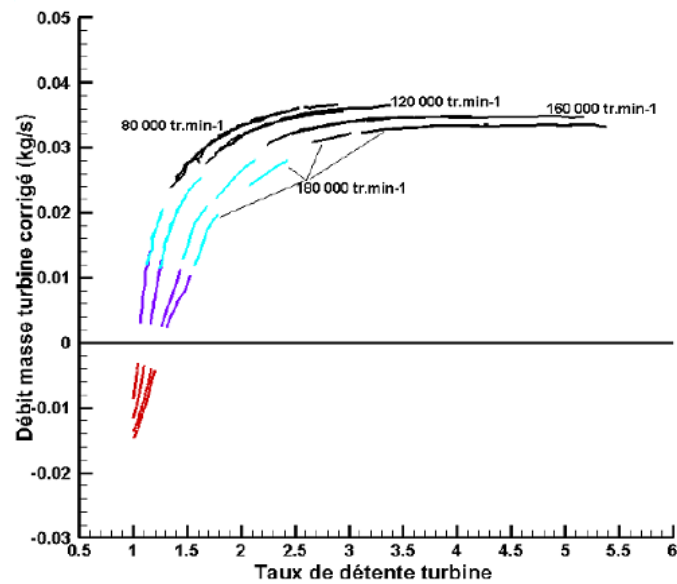


Figure 35 : Extension de la cartographie turbine [35]

Serrano [36], propose également de gaver le compresseur afin d'étendre le champ turbine et souligne la facilité de mise en œuvre par rapport à d'autres méthodes qui nécessitent le démontage du turbocompresseur.

En utilisant des méthodes similaires, il est également possible d'élargir la cartographie du compresseur. Goumy [4], propose ainsi d'alimenter le compresseur en air comprimé pour étudier le comportement à haut débit et faible taux de compression. La cartographie étendue sur la Figure 36 présente même des taux inférieurs à 1.

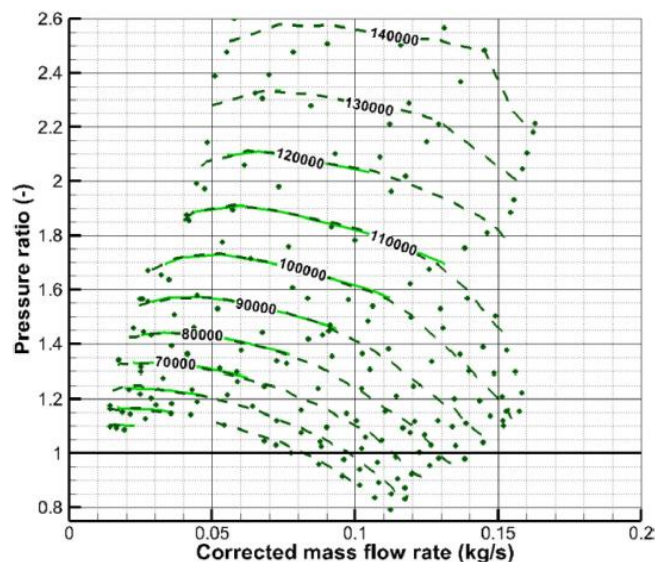


Figure 36 : Extension de la cartographie compresseur [4]

Ces différentes méthodes de caractérisation permettent de fournir une base expérimentale pour l'évaluation des différents modèles d'extrapolation disponibles dans la littérature.

Zhu [37] compare plusieurs modèles d'extrapolation de débits sur trois modèles de turbine et propose une nouvelle version de modèle basée sur l'hypothèse assimilant la turbine à deux tuyères en série. La

Table 7 présente les niveaux de corrélation obtenus entre les modèles et les essais des trois turbines de différentes tailles.

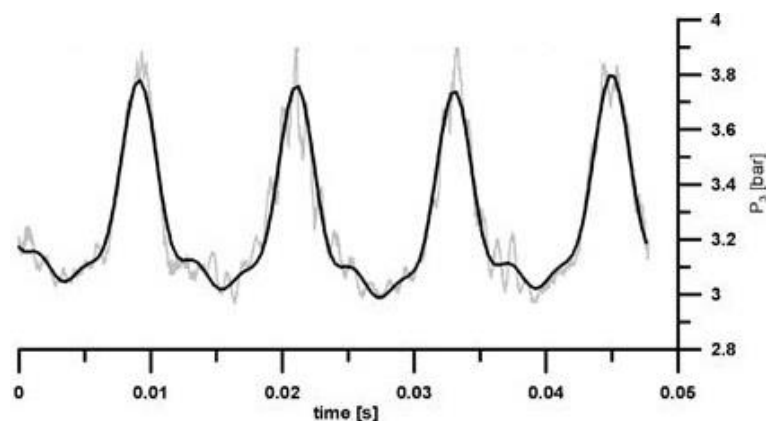
Modèle	Nombre de coefficients de calibration	Coefficient de corrélation avec les essais des différentes turbines ( $R^2$ )		
		grande	moyenne	petite
Fang [38]	4	0.984	0.967	0.989
Payri [39]	5	0.969	0.983	0.978
Payri simplifié [40]	1	0.981	0.942	0.951
Eriksson [41]	1	0.994	0.934	0.913
Serrano [42]	2	0.981	0.981	0.983
GT-Power [2]	4	0.998	0.985	0.995
Zhu [37]	3	0.984	0.982	0.981

**Table 7 : Comparaison des modèles de débits turbine réalisée par [37]**

Le modèle d'extrapolation du débit de GT-Power semble donc être le meilleur. Ce modèle est basé sur des relations linéaires entre le rendement normalisé par le rendement maximal à chaque vitesse de rotation et le Blade Speed Ratio (BSR). Une relation similaire existe pour le débit [2]. Le BSR est défini de la façon suivante :  $BSR = \frac{U}{C_{is}}$  avec  $C_{is}$  la vitesse isentropique définie comme  $C_{is} = \sqrt{2\Delta h_{is}}$  avec  $U$  la vitesse en sommet d'aube.

### 2.1.5.2. Effet pulsatoire

Les bancs turbocompresseur sont généralement entraînés par un écoulement permanent (gaz d'échappement d'un brûleur ou air comprimé). A l'inverse, les turbocompresseurs des véhicules sont soumis à des flux pulsés inhérents aux moteurs alternatifs. Ceci est particulièrement vrai dans le cas des petits moteurs à allumage commandé présentant un nombre réduit de cylindres. Au cours de chaque cycle du moteur, d'importantes fluctuations du débit massique et du rapport de pression sont rencontrées. La Figure 37 présente un exemple des fluctuations de pression rencontrées en entrée turbine.



**Figure 37 : Fluctuations de pression en entrée turbine d'un MCI mesurées par [43]**

Il existe cependant des générateurs de pulsations qu'il est possible d'intégrer au banc d'essai turbocompresseur en amont de la turbine. Ces générateurs sont généralement constitués de disques

perforés dont la mise en rotation permet la création de différents types de pulsation [44] (voir Figure 38).

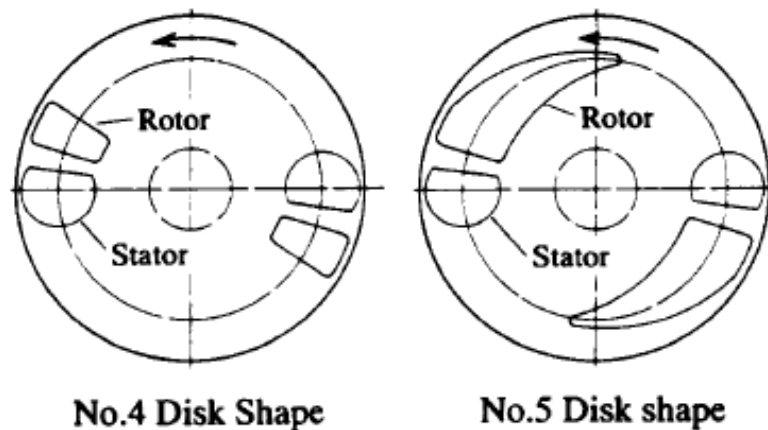


Figure 38 : Exemples de disques générateurs de pulsations pour banc turbocompresseur [44]

Couderc [45] rapporte que diverses expériences ont montré que le rendement moyen de la turbine, sous un écoulement pulsé, est supérieur à celui observé pour des conditions d'écoulement stationnaire et que la méthode de prédiction quasi-statique sous-estime le débit massique et la puissance de sortie de la turbine. La Figure 39 illustre ces différences sur une cartographie turbine en fonction de la nature de l'écoulement.

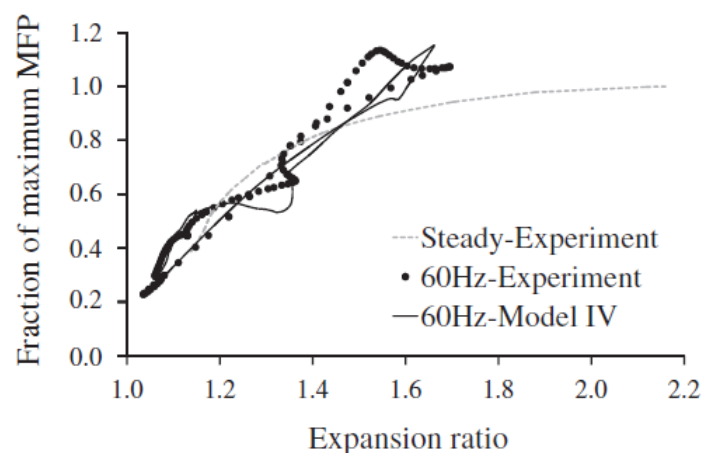


Figure 39 : Comparaison des performances turbine en écoulement stationnaire ou pulsé [46]

Bien que l'ensemble du système de la turbine soit soumis à un effet instable, [33], [34] suggèrent que le système peut être considéré comme une somme d'un composant quasi-statique et d'un composant instationnaire. Il existe un consensus général qui considère que la volute constitue la composante instable où les effets de remplissage et de vidange ne peuvent être négligés. La méthodologie de modélisation GT [2] précise également que la volute doit être modélisée et détaille comment paramétrer une conduite équivalente.

En ce qui concerne le phénomène de transfert de chaleur, les pulsations n'ont qu'un faible impact. Cela s'explique par la grande constante de temps associée à l'inertie thermique du corps de la turbine par rapport à la fréquence des pulsations d'échappement [19].

## 2.2. Caractérisation des transferts thermiques et des frottements mécaniques en régime stationnaire

Afin de développer une méthodologie de transformation des champs turbine et compresseur pour prendre en compte les transferts thermiques, il est nécessaire de caractériser ces derniers sur un modèle donné de turbocompresseur. La caractérisation d'un deuxième turbocompresseur de taille différente permet de définir des paramètres de mise à l'échelle pour le déploiement ultérieur de la méthodologie sur d'autres turbocompresseurs sans avoir recours à de nouveaux essais. Les transferts thermiques sont donc caractérisés sur deux modèles de turbocompresseurs sur le banc de l'ECN décrit au chapitre 1.1.

### 2.2.1. Procédure

Le banc turbocompresseur permet de tester simultanément les performances globales de la turbine et du compresseur et de déterminer leurs cartographies de performances. (Plusieurs méthodes peuvent être employées pour caractériser le turbocompresseur). La méthode suivante a été utilisée :

L'ouverture de la vanne en entrée de la turbine règle la puissance de la turbine. Du côté du compresseur, une vanne est régulée en sortie compresseur. Sa fermeture progressive entraîne une augmentation du taux de compression et une réduction du débit. La fermeture de la vanne est limitée par le pompage du compresseur. Ainsi, pour une ouverture constante de la vanne de la turbine, un certain nombre de points de fonctionnement ont été mesurés depuis la position complètement ouverte de la vanne en sortie du compresseur jusqu'à la limite du pompage. Les mêmes étapes sont répétées pour une autre position de la vanne de la turbine.

Avant d'acquiescer un point de fonctionnement, il faut s'assurer que tous les paramètres instantanés (pression, température, débit massique...) sont proches de leur moyenne glissante. Un point est considéré comme stabilisé lorsque la variation des températures en sortie compresseur et turbine est inférieure à 0.5°C/min.

Pour chaque point de mesure, les valeurs totales ou corrigées (rapports de pression, rendements, débit massique corrigé, vitesse de rotation, puissance échangée sur le circuit d'eau et le circuit d'huile) sont calculées pour le compresseur et la turbine (à l'aide d'un tableur), puis post traitées avec le logiciel Tecplot. Un maillage est généré sur la zone de mesure, permettant d'interpoler et de tracer les lignes d'iso vitesse et d'iso rendement choisies sur la carte du compresseur et de la turbine (Figure 40).



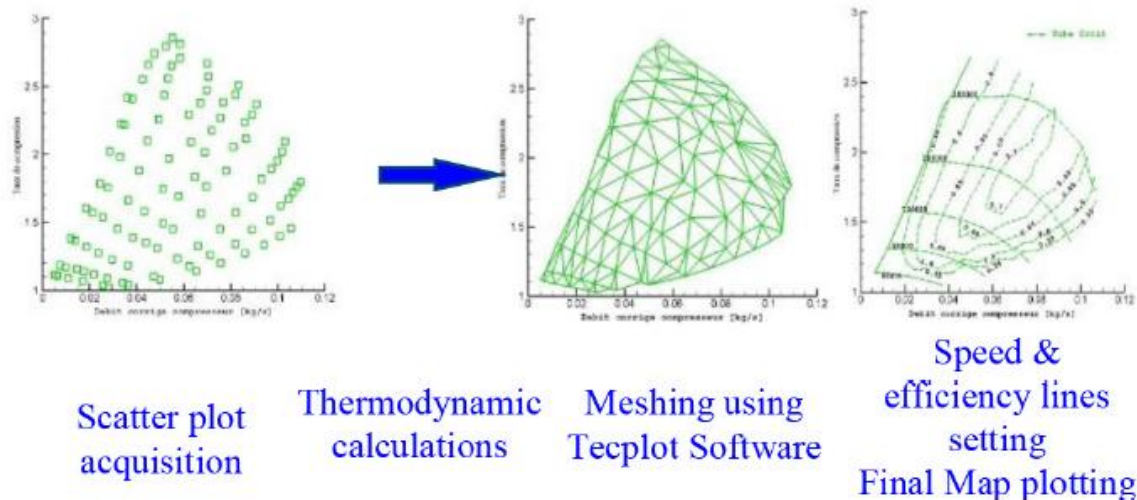


Figure 40 : Méthodologie d'interpolation [5]

Les différentes conditions d'essai pour les Turbocompresseurs 1 et 2 sont décrites dans la Table 8.

Condition		0	1	2	3	4
Température entrée turbine (°C)		500	500	Variable pour obtenir Q=0	500	500
Température entrée compresseur		ambient	ambient	Variable pour obtenir Q=0	ambient	ambient
Température d'entrée huile (°C)		85	85	Variable pour obtenir Q=0	35	85
Température d'entrée eau (°C)		70	70	Pas d'eau	35	35
Pression d'huile (bar rel.)	Turbocompresseur 1	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
	Turbocompresseur 2	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Conduite entrée compresseur		droite	Identique moteur	Identique moteur	Identique moteur	Identique moteur

Table 8 : Conditions des essais réalisés sur banc turbocompresseur

La condition 0 est équivalente à celle des fournisseurs de turbocompresseurs et permet de vérifier par comparaison avec leurs données la qualité de l'installation et des mesures. La condition 1 est utilisée comme référence. La condition 2 est le cas adiabatique qui est utilisé pour étudier les pertes mécaniques et le rendement aérodynamique. Les conditions 3 et 4 sont conçues pour étudier l'impact des températures de l'huile et de l'eau.



Plusieurs configurations ont été réalisées, afin d'étendre au maximum la cartographie des compresseurs. La Figure 41, illustre les différentes limites et zones de la cartographie du compresseur. Plus de détails sur la configuration du banc turbocompresseur peuvent être retrouvés dans le chapitre 1.1.

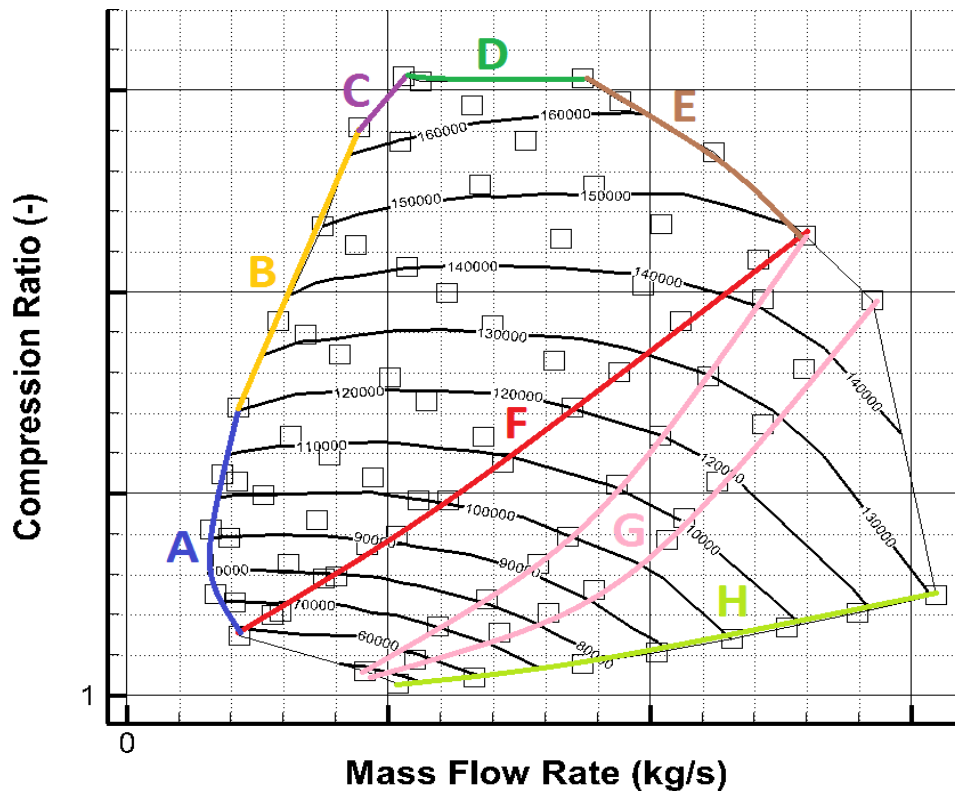


Figure 41 : Zones de la cartographie compresseur

La zone ABCDEF est obtenue en configuration standard et représente la carte de base du compresseur, elle est limitée par :

- La ligne A est la limite définie par la borne inférieure de l'étendue de mesures du petit débitmètre (Voir Figure 5).
- Ligne B : limite de pompage du compresseur.
- Ligne C : limite liée à la température de sortie du compresseur.
- Ligne D : limite liée au taux de compression qui ne doit pas dépasser 2.6.
- Ligne E : limite liée à la vitesse de rotation du turbocompresseur.
- Ligne F : limite liée à la position d'ouverture maximale de la vanne en sortie compresseur.

Lignes G : constituées par des points de mesures réalisés sans filtre à huile en sortie de compresseur. Les deux lignes sont obtenues par variation de la position de la vanne en sortie compresseur.

Ligne H : En plus du filtre démonté pour obtenir les lignes G, la vanne en sortie compresseur est également démontée.

Il est clair qu'en démontant le filtre à huile à la sortie du compresseur, la cartographie du compresseur a été étendue. En effet, sans filtre à huile, les pertes de charge diminuent, donc la pression de sortie du compresseur et le rapport de compression diminuent. En démontant à la fois l'électrovanne et le filtre à huile, les pertes diminuent à nouveau, et la ligne H est obtenue.

La Table 9 résume les différentes configurations matérielles permettant de couvrir l'ensemble des zones décrites de la cartographie compresseur.

Configurations	Filtre à huile sortie compresseur	Vanne sortie compresseur	Débitmètre
<b>a</b>	oui	oui	grand
<b>b</b>	non	oui	grand
<b>c</b>	non	non	grand
<b>d</b>	oui	oui	petit

**Table 9 : Configuration des essais réalisés sur banc turbocompresseur**

Il est important de détecter la limite de pompage afin de ne pas risquer d'endommager le compresseur. Le phénomène de pompage est lié au décrochage aérodynamique à faible débit, le débit peut alors s'inverser brusquement. Voici les méthodes utilisées pour détecter la limite de pompage [47] :

- Instabilités des variables de fonctionnement du compresseur.
- Détection du bruit caractéristique de vibrations.
- Augmentation importante de la température des gaz à l'entrée du compresseur.
- Analyse fréquentielle des variables instantanées de pression, température, débit massique d'air et vitesse de rotation.

Les trois premiers facteurs sont subjectifs car dépendant de l'opérateur qui décide de la limite de pompage, il n'est donc pas possible d'automatiser les tests des turbocompresseurs avec un niveau de fiabilité suffisant. En revanche le dernier facteur est objectif et est utilisé pour le contrôle actif du pompage dans les moteurs automobiles. Une analyse fréquentielle de type FFT est donc implémentée dans l'interface LabVIEW.

### 2.2.2. Répétabilité

Un test de répétabilité est effectué sur le turbocompresseur 2, la zone ABCDEF est enregistrée à deux reprises. Les courbes de vitesse et de rendement correspondant aux deux mesures sont quasiment superposées (comme le montrent les Figure 42 (a) et (b)), la procédure d'essai permet donc d'obtenir des résultats avec une bonne répétabilité.

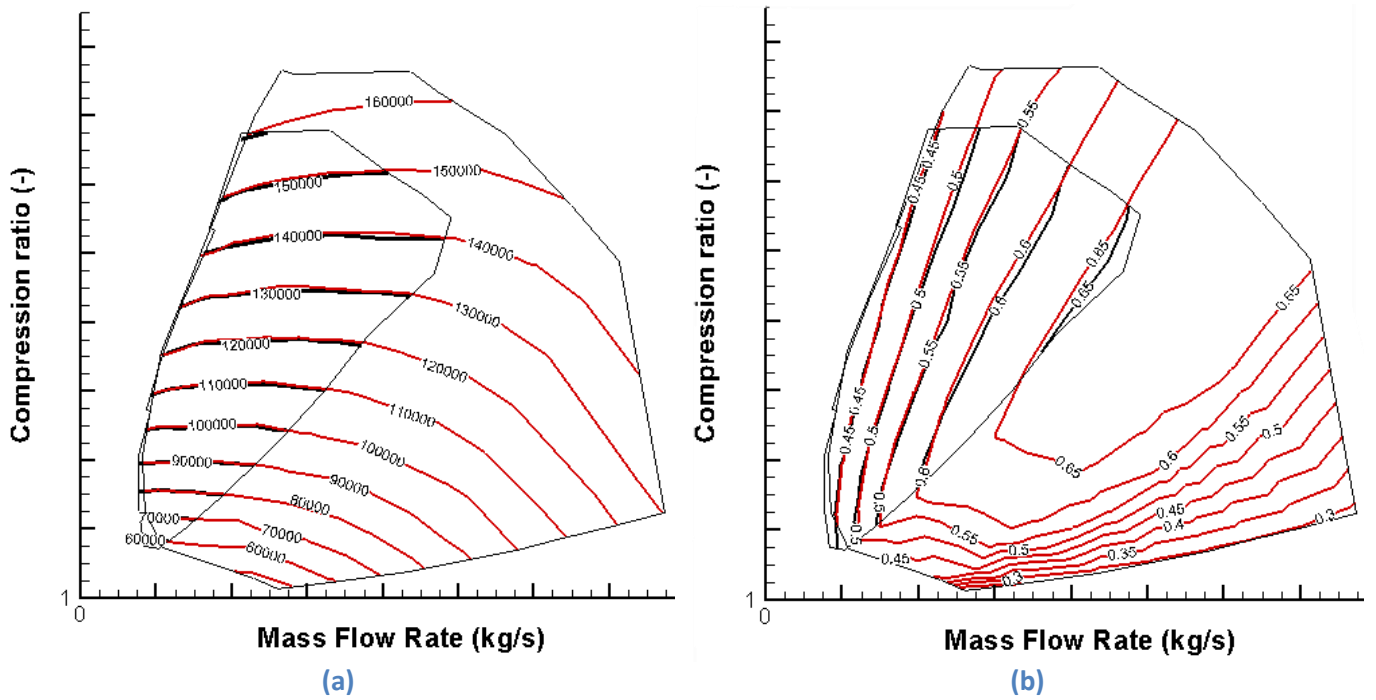


Figure 42 : Superposition des cartographies compresseur du Turbocompresseur 2 (rouge : premier essai, noir : essai de répétabilité), condition 1. a) isovitesse, b) isorendement

### 2.2.3. Comparaison avec champs fournisseur

Les conditions 0 visent à reproduire l'essai de caractérisation d'un banc turbocompresseur classique. Les résultats doivent donc être conformes à ceux du fournisseur du turbocompresseur. Cette comparaison vise à valider la procédure d'essai mise en place. La Figure 43 et la Figure 44 présentent la comparaison des cartographies des compresseurs 1 et 2 avec les champs fournisseurs.

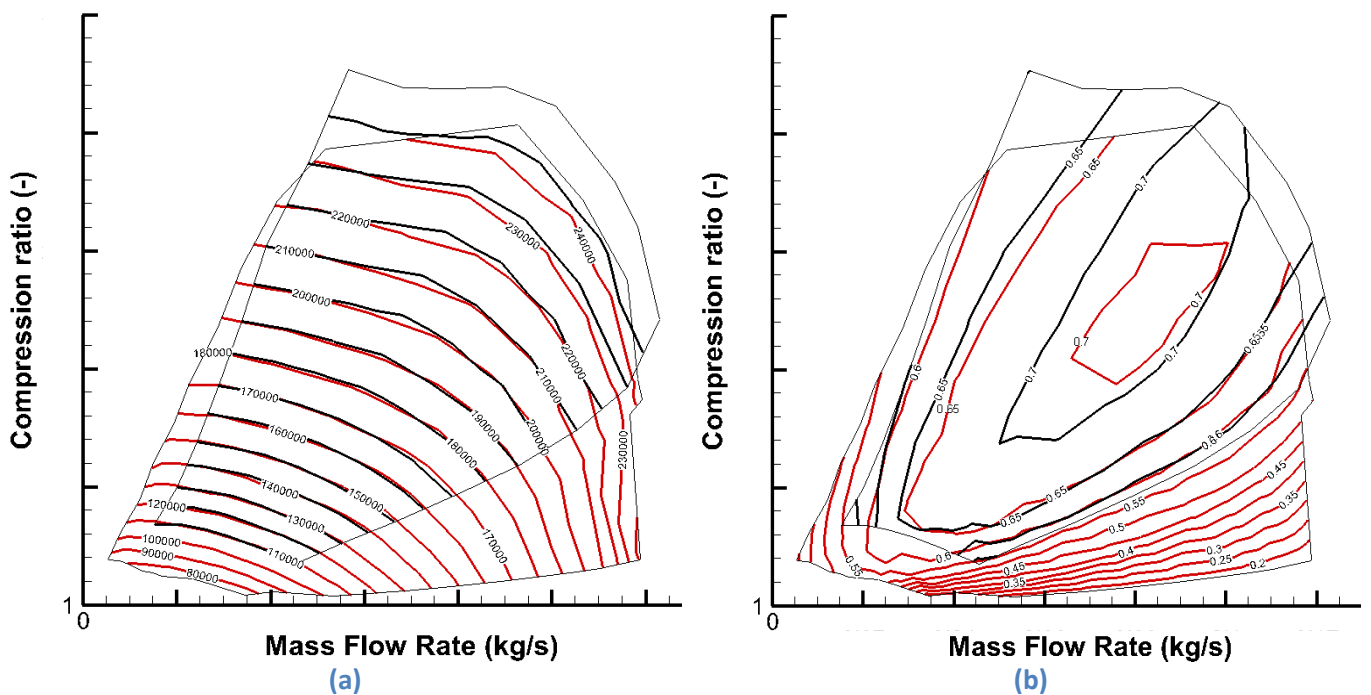


Figure 43 : Superposition des cartographies compresseur du Turbocompresseur 1 (rouge : essai, noir : mesure fournisseur), condition 0. a) isovitesse, b) isorendement

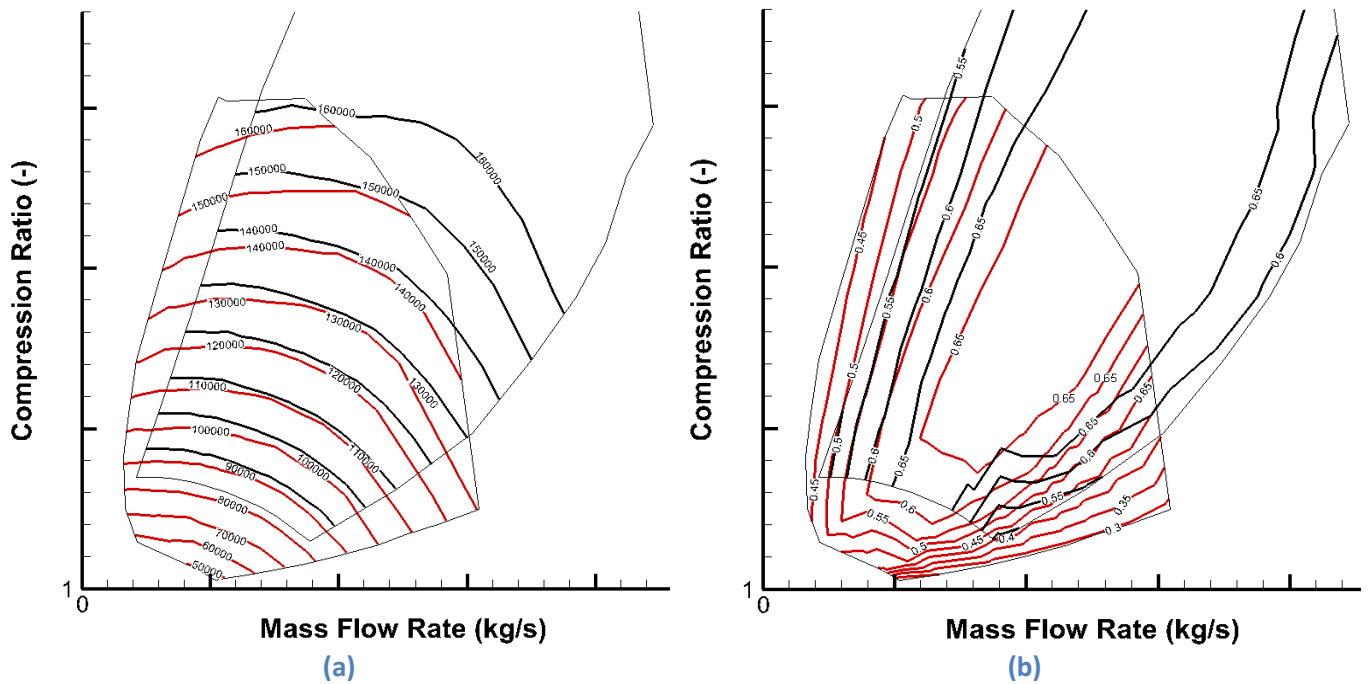


Figure 44 : Superposition des cartographies compresseur du Turbocompresseur 2 (rouge : essai, noir : mesure fournisseur), condition 0. a) isovitesse, b) isorendement

Les cartographies obtenues sont en bon accord avec les cartographies des fournisseurs. On peut remarquer que pour le turbocompresseur 1, la superposition des cartographies compresseur est meilleure. Le faible décalage observé sur le turbocompresseur 2 pourrait s'expliquer par des conditions de test différentes (diamètres des tuyaux, emplacement des capteurs). Il serait intéressant d'avoir accès aux conditions détaillées de test des fournisseurs pour comprendre ce décalage en détail. On peut également remarquer que les cartographies fournisseurs considèrent une ligne de pompage décalée vers un débit plus élevé. Sur la cartographie du turbocompresseur 2, cela peut s'expliquer par l'écart entre nos résultats. Sur la cartographie du turbocompresseur 1, les résultats étant très proches de ceux du fournisseur, la différence sur la ligne de pompage est probablement liée à des critères plus restrictifs du fournisseur. Grâce à la procédure d'essai présentée, les cartographies obtenues couvrent une gamme plus large, en particulier pour les faibles débits et les faibles taux de compression. Cela peut être intéressant pour étudier la méthodologie d'extrapolation des champs.

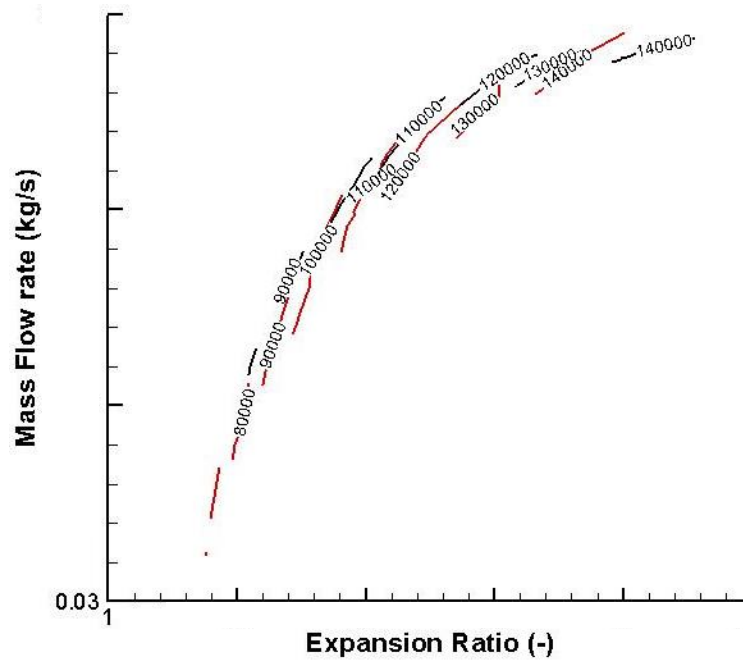


Figure 45 : Superposition des cartographies turbine du Turbocompresseur 1 (rouge : essai, noir : mesure fournisseur), condition 0

Comme on peut le voir sur la Figure 45, les courbes d'isovitesse de la turbine 1 que nous avons mesurées ne sont pas superposées à celles du fournisseur. En fait, les courbes sont le prolongement de celles du fournisseur. Cela peut s'expliquer par une température d'entrée de turbine différente comme l'explique Salameh [3]. La différence de température de l'air induit une différence de densité qui est répercutée sur le débit corrigé. Les essais à l'ECN ont été faits à 500°C, le fournisseur a donc vraisemblablement réalisé la caractérisation à une température d'entrée plus élevée (probablement 600°C comme indiqué dans la procédure SAE [22]).

Les comparaisons avec la turbine 2 sont plus complexes. Cette turbine est équipée d'une double entrée (twin scroll) et la cartographie du fournisseur est divisée en trois parties en fonction du taux d'admission partielle.

La procédure d'essai mise en place permet donc de mesurer des cartographies de façon répétable et cohérente avec les données fournisseur.

#### 2.2.4. Champs adiabatiques

Une fois la procédure d'essai validée, il est possible de passer à des caractérisations plus spécifiques. Comme vu précédemment dans la bibliographie 2.1.2, il est utile pour l'étude des transferts thermiques de caractériser de façon adiabatique le turbocompresseur.

Le turbocompresseur a été entièrement isolé pour ces tests afin d'éviter tout transfert de chaleur avec l'environnement. Pour obtenir des conditions adiabatiques, il a été choisi d'utiliser la même hypothèse que Perrot [6] :

La température moyenne de l'huile, la température moyenne de la turbine et la température moyenne du compresseur doivent être égales.

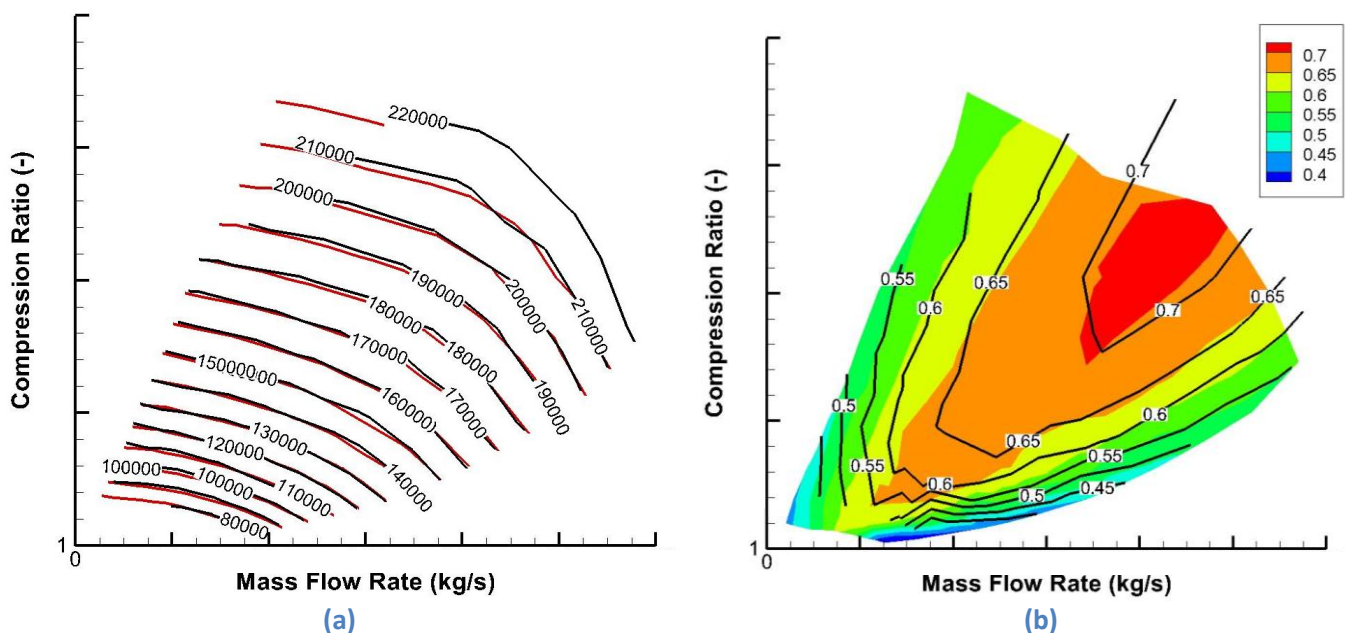
$$\frac{T_{\text{huile,e}} + T_{\text{huile,s}}}{2} = \frac{T_{\text{c,e}} + T_{\text{c,s}}}{2} = \frac{T_{\text{t,e}} + T_{\text{t,s}}}{2} \quad (21)$$

Cette gestion de la température minimise le transfert de chaleur entre les différentes parties du turbocompresseur de sorte que des conditions "quasi adiabatiques" soient atteintes.

Les mesures ont été effectuées après stabilisation lorsque l'équilibre thermique entre les trois sous-systèmes était atteint. Il est considéré que c'est le cas lorsque la différence entre les températures moyennes est inférieure à 1°C.

La température d'entrée de la turbine, la température d'entrée du compresseur et la température d'entrée de l'huile sont contrôlées par des réchauffeurs électriques pour atteindre l'équilibre. Ce test est effectué sans circulation d'eau pour éviter les transferts de chaleur dans l'eau et minimiser le nombre de fluides à contrôler.

La Figure 46 compare les cartographies d'isovitesse et de rendement du compresseur dans les conditions avec transfert de chaleur (Condition 1) et dans le test adiabatique (Condition 2).



**Figure 46 : Comparaison des cartographies compresseur du Turbocompresseur 1. (a) isovitesse (noir : condition 1, rouge : condition 2), (b) isorendement (noir : condition 1, isocouleur : 2)**

Pour faciliter la comparaison des rendements, des courbes d'isorendement sont tracées pour la condition 1 alors qu'un dégradé de couleurs est utilisé pour les rendements de la condition 2. A haut débit, le rendement est similaire dans les conditions 1 et 2. Ces points correspondent à une puissance élevée du turbocompresseur pour lesquels le transfert de chaleur peut être négligé. A faible puissance, au contraire, le transfert de chaleur devient aussi important que les phénomènes aérodynamiques. Au niveau du compresseur, l'air est chauffé par la compression et le flux de chaleur provenant de la turbine. La condition 2 est adiabatique, il n'y a donc pas de transfert de chaleur depuis la turbine vers le compresseur. C'est pourquoi le rendement de la condition 2 est meilleur à faible débit massique.

Par exemple, le coin inférieur gauche de l'iso 0.65 dans la condition d'essai 2 correspond à l'iso 0.55 dans la condition d'essai 1. Les isovitesse sont bien superposées malgré les différences importantes sur le rendement. L'isovitesse dépend de l'efficacité aérodynamique de la roue et non du transfert de chaleur. Le rendement isentropique, calculé à partir des différences des températures entrée et sortie compresseur (équation (20)), combine les deux phénomènes lorsque les essais ne sont pas adiabatiques. Ainsi, le rendement peut être différent sans impacter les courbes d'isovitesse. Grâce à ces tests adiabatiques, le rendement aérodynamique de la roue du compresseur peut être déterminé.

La Figure 47 compare les cartographies d'isovitesse de la turbine dans les conditions avec transfert de chaleur (Condition 1) et dans le test adiabatique (Condition 2).

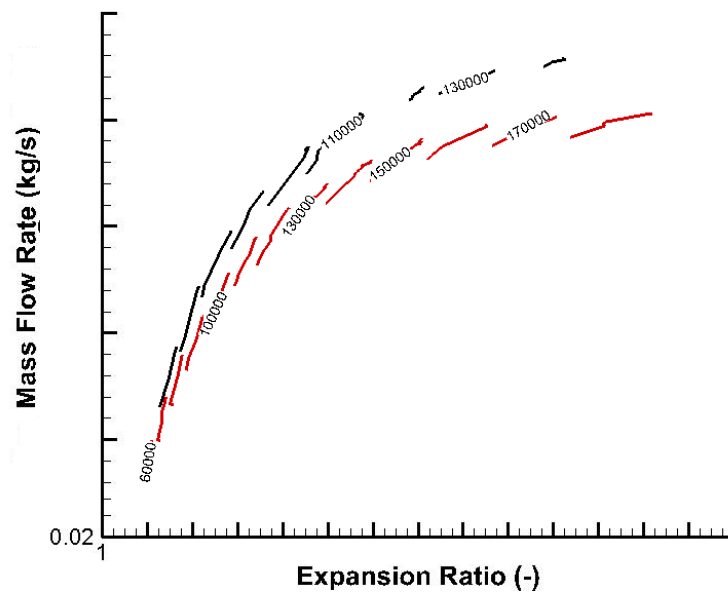


Figure 47 : Comparaison des cartographies turbine du Turbocompresseur 1 (noir : condition 1, rouge : condition 2)

Les courbes d'isovitesse de la turbine en condition 2 ne sont pas superposées à celles mesurées dans la condition 1. En effet, les courbes sont dans le prolongement les unes des autres. Cela peut être expliqué par une température différente à l'entrée de la turbine [3]. Les essais de la condition 2 ont été réalisés avec une température d'entrée de la turbine variant entre 40°C et 160°C pour les essais du Turbocompresseur 1 et 45°C et 125°C pour les essais du Turbocompresseur 2. Les essais de la condition 1 ont quant à eux été réalisés à une température d'entrée turbine fixe de 500°C.

Comme expliqué en annexe 1, il existe deux façons de déterminer le rendement de la turbine :

La première définition est celle utilisée par les fournisseurs. Le rendement est calculé à partir du ratio de la puissance mesurée côté compresseur et de la puissance turbine isentropique :

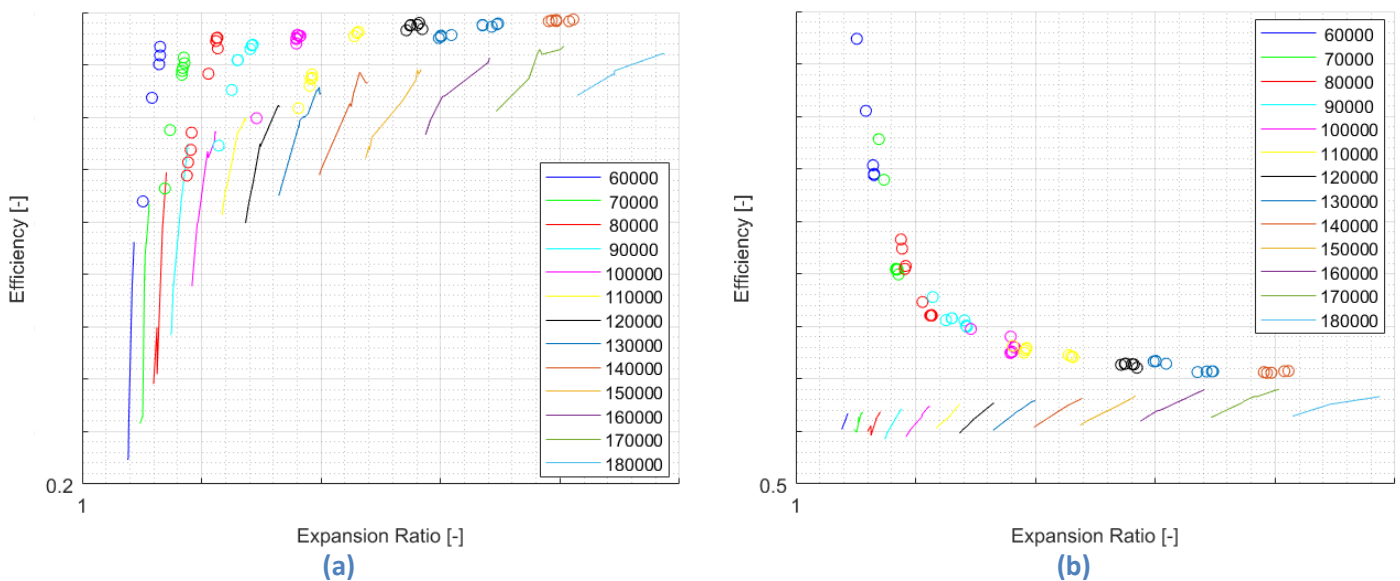
$$\eta_{t,\text{sup}} = \frac{\dot{m}_c \times C_p \times (T_{c,s,\text{is}} - T_{c,e,T})}{\dot{m}_t \times C_p \times T_{t,e,T} \left(1 - \left(\frac{P_{t,s,T}}{P_{t,e,T}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} = \eta_{t,\text{is}} \times \eta_{\text{mec}} \quad (22)$$

Dans cette méthode, l'efficacité mécanique du turbocompresseur est intégrée dans l'expression de l'efficacité de la turbine, conformément au SAE's Turbocharger Gas Stand Test Code [20].

La deuxième méthode est beaucoup plus sensible au transfert de chaleur. Le rendement calculé est alors le rendement isentropique de la turbine : c'est le rapport de la variation de l'enthalpie réelle à travers la turbine avec la variation de l'enthalpie isentropique qui est l'énergie spécifique maximale pouvant être extraite du fluide lors d'une expansion isentropique. Connaissant la température du fluide et les pressions d'entrée et de sortie, le rendement isentropique de la turbine peut être calculé comme suit en considérant des gaz parfaits :

$$\eta_t = \frac{T_{t,e,T} - T_{t,s,T}}{T_{t,e,T} - T_{t,s,is}} \quad (23)$$

La Figure 48 (a) compare le rendement suivant l'équation (22) dans les conditions 1 et 2, c'est-à-dire avec ou sans transfert de chaleur. La Figure 48 (b) compare le rendement suivant l'équation (23) dans les conditions 1 et 2.



**Figure 48 : Comparaison des cartographies d'isorendement du Turbocompresseur 1 (rond : condition 1, ligne : condition 2). (a) rendement suivant eq. (22), (b) rendement suivant eq. (23)**

Comme expliqué ci-dessus, la turbine n'est pas utilisée dans le même domaine de fonctionnement dans la condition 1 et dans la condition 2. Les comparaisons sur le rendement sont donc difficiles. Néanmoins, une différence importante sur les rendements suivant eq. (23) peut être remarquée. Dans la condition 1, la turbine n'est clairement pas adiabatique et les calculs de rendement isentropique peuvent conduire à des valeurs élevées, voire supérieures à 1. En fait, lorsque les transferts de chaleur sont importants, la différence de température à travers la turbine peut dépasser la différence de température isentropique. A faible vitesse de rotation, le rendement tend vers des valeurs élevées. Là encore, la part relativement plus importante du transfert à faible puissance explique ce phénomène. La condition 2 est adiabatique et permet de déterminer le rendement aérodynamique de la turbine [20].



### 2.2.5. Impact de la température d'eau et d'huile

La température des fluides circulant dans le corps central du turbocompresseur peut impacter ses performances en modifiant les transferts thermiques et les frottements. Différents champs sont mesurés en modifiant la température de l'eau et de l'huile. Le détail de ces essais est décrit en annexe 2.

#### 2.2.5.1. Condition 3

La principale caractéristique des essais en condition 3 est que l'eau et l'huile sont toutes deux froides (35°C). Ces essais sont comparés aux essais en condition 1. Les principaux enseignements de ces comparaisons sont les suivants :

- Les cartographies d'isovitesse ne sont pas affectées par la température des fluides (ce résultat était attendu).
- Comme dans le cas des essais adiabatiques, les rendements compresseur sont principalement améliorés à faible taux de compression et faible débit massique. Ainsi, les fluides froids empêchent les transferts de chaleur du côté turbine vers le compresseur et entraînent un flux de chaleur depuis le compresseur vers le corps central. L'air en sortie compresseur est donc plus froid et le rendement est augmenté.
- La comparaison des puissances récupérées dans l'eau et l'huile montre une importante augmentation. Les fluides froids impliquent une plus grande différence de température avec le turbocompresseur, ce qui augmente les transferts de chaleur vers l'eau et l'huile. L'augmentation est plus importante pour l'huile que pour l'eau. En diminuant la température de l'huile, sa viscosité augmente, donc la puissance de frottement augmente et finalement la puissance récupérée au niveau de l'huile augmente aussi pour cette raison.
- Les rendements isentropiques (suivant l'équation (23)) côté turbine ne semblent pas affectés. Le rendement « fournisseur » (suivant l'équation (22)) est par contre détérioré. L'efficacité mécanique doit être plus faible dans les conditions 3 en raison de pertes par frottements sur l'arbre plus importantes (viscosité de l'huile plus élevée à une température plus basse).

#### 2.2.5.2. Condition 4

La principale différence entre les essais en conditions 1 et 4 est la température de l'eau, qui est froide dans les essais en condition 4 (la température de l'huile n'est pas modifiée contrairement aux essais en condition 3). Ces essais conduisent aux observations suivantes :

- Le cas eau froide ne modifie pas les rendements turbine et compresseur par rapport aux essais en condition 1.
- Par contre, on note bien une augmentation au niveau de la puissance récupérée par l'eau et peu d'impact sur la puissance récupérée par l'huile puisque la température de l'huile reste la même.
- En comparant les essais en conditions 3 et 4 on remarque que la puissance à l'eau augmente sous la condition 4. Les variations de température d'huile impactent donc également l'échange thermique avec l'eau.

Il est étonnant de ne pas constater d'augmentation de rendement avec la diminution de la température d'eau comme on l'a constaté dans le cas eau et huile froides (condition 3). Le noyau d'eau dans le corps central du turbocompresseur est plutôt situé du côté de la turbine (voir Figure 13). L'eau froide conduit donc probablement à une absorption importante du flux en provenance du côté turbine.

On pourrait en conclure que la température de l'huile a plus d'influence que celle de l'eau puisqu'en condition 4 il n'y a pas d'augmentation du rendement par rapport à la condition 1 (l'eau est maintenue à la même température dans les conditions 3 et 4). Le cas complémentaire (eau chaude et huile froide) n'a pas été testé et aurait pu aider à confirmer cette hypothèse. Il est aussi raisonnable de penser que la température du corps central est liée à la température des deux fluides. Par conséquent la condition 3 conduit à un corps central plus froid que la condition 4 et impacte donc de façon plus notable les rendements. Il sera intéressant d'étudier la température du corps du turbocompresseur sur les essais effectués au banc moteur (nous n'avons pas d'instrumentation température du corps central sur les turbocompresseurs caractérisés sur le banc turbo) pour confirmer ces hypothèses (voir 3.2.2).

### 2.2.5.3. Influence de la pression d'huile

L'impact de la pression d'huile est étudié en effectuant un balayage de la pression d'huile pour différents points pendant l'acquisition des points en condition 1. Pour trois positions de la vanne en entrée turbine, nous faisons varier la pression d'huile sur trois positions de la vanne en sortie du compresseur :

- Avant la limite de pompage.
- Complètement ouverte avec filtre à huile (configuration a selon la Table 9).
- Complètement ouverte sans filtre à huile (configuration c).

Cela conduit à neuf groupes de points comme nous pouvons le voir sur la Figure 49. Ces groupes sont numérotés de A1 à C3.

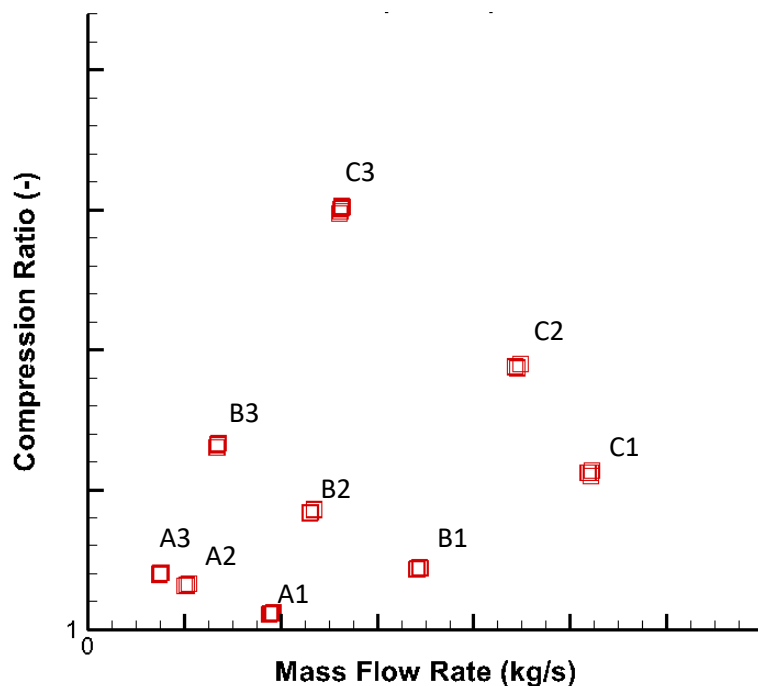


Figure 49 : Balayage de pression d'huile pendant les essais en condition 1, Turbo1

Ces essais ont été conduits sur les deux turbocompresseurs. Les analyses conduisent aux mêmes conclusions dans les deux cas. Les détails concernant le Turbocompresseur 2 sont disponibles en annexe 2.4.

La Figure 50 représente le débit massique d'huile en fonction de la pression d'entrée d'huile.

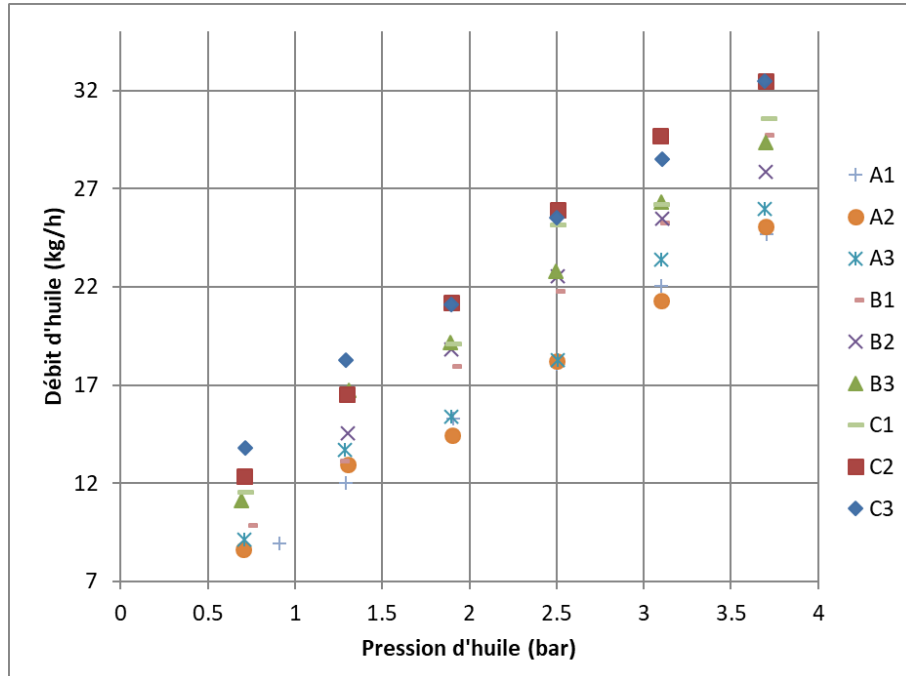


Figure 50 : Débit d'huile dans le turbocompresseur en fonction de la pression d'huile, Turbocompresseur 1

Sur les essais du Turbocompresseur 1, la pression varie entre 0.7 et 3.7 bar (intervalle de 0.6 bar).

On peut remarquer, comme attendu, que le débit massique d'huile dépend de la pression d'huile. En fait, le débit d'huile dépend d'un autre paramètre puisque C3 a un débit plus élevé que A1 à la même pression.

On observe sur la Figure 51 que le débit massique d'huile dépend également de la température moyenne de l'huile. Plus la température de l'huile est élevée, plus la viscosité est faible et donc plus le débit massique est élevé.

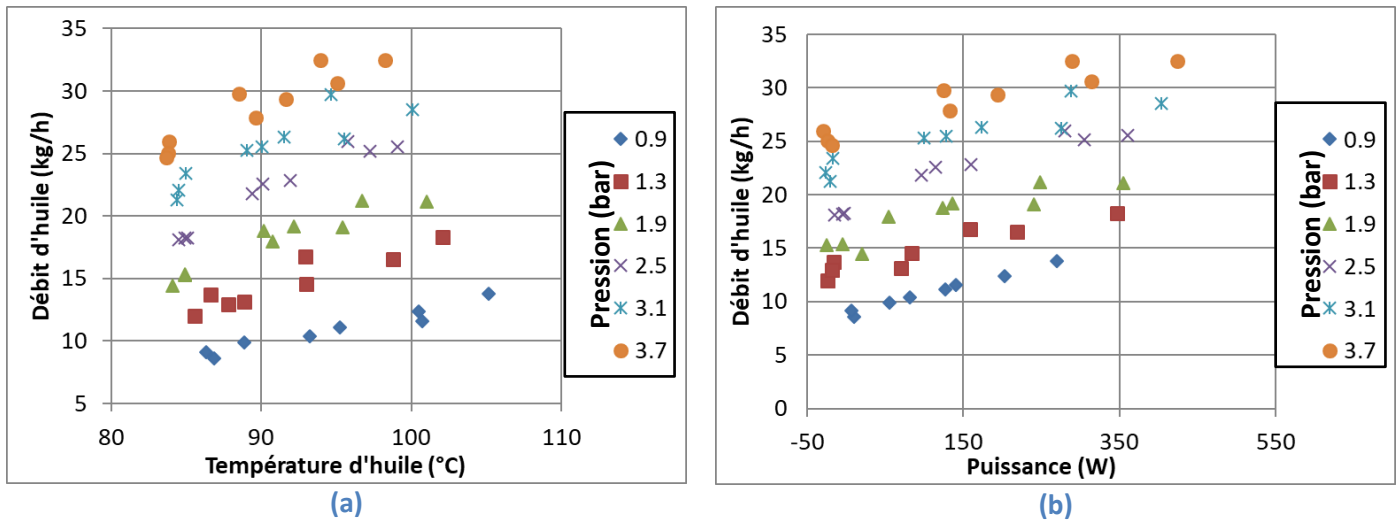


Figure 51 : Débit d'huile dans le turbocompresseur en fonction (a) de la température d'huile, (b) de la puissance récupérée par l'huile, Turbocompresseur 1

On constate que le débit peut également être associé à la puissance récupérée par l'huile. En effet, la puissance de l'huile est calculée grâce à la différence de température de l'huile à travers le corps central et au débit massique de l'huile.

La Figure 52 représente le rendement du compresseur en fonction de la pression d'entrée d'huile pour différents points de fonctionnement du turbocompresseur 1.

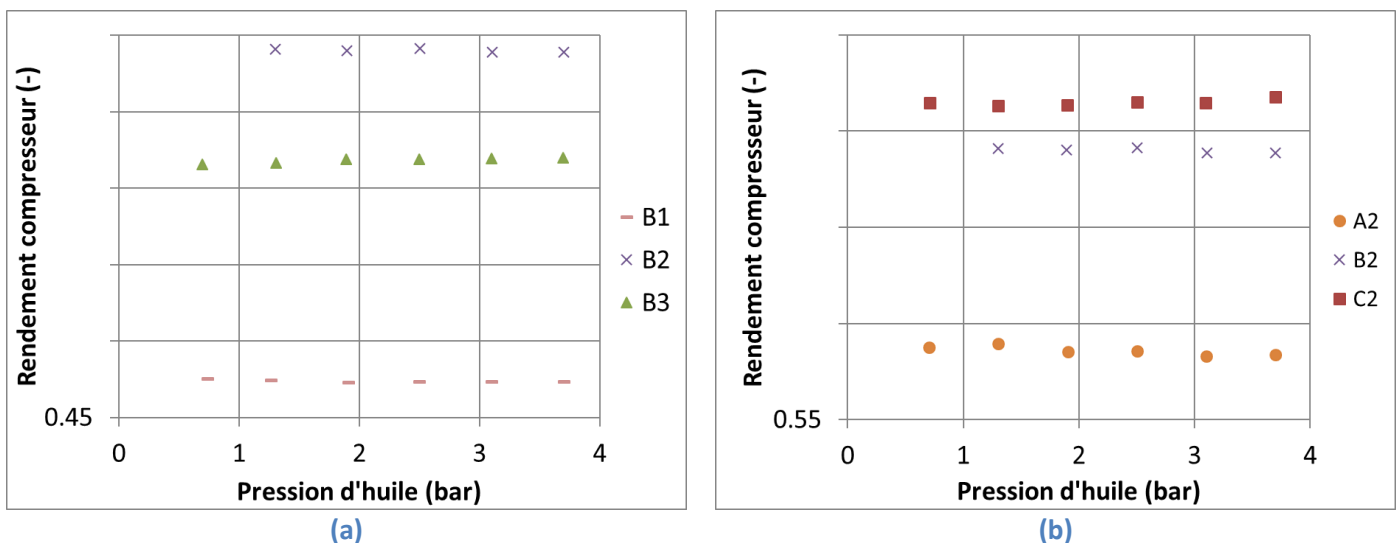


Figure 52 : Rendement compresseur en fonction de la pression d'huile, (a) points B1,B2 et B3 , (b) points A2,B2 et C2, Turbocompresseur 1

Nous pouvons remarquer que la pression d'entrée d'huile n'a aucun impact sur le rendement du compresseur.

La Figure 53 représente le rendement (suivant l'équation (22)) de la turbine en fonction de la pression d'entrée d'huile pour différents points de fonctionnement du Turbocompresseur 1.

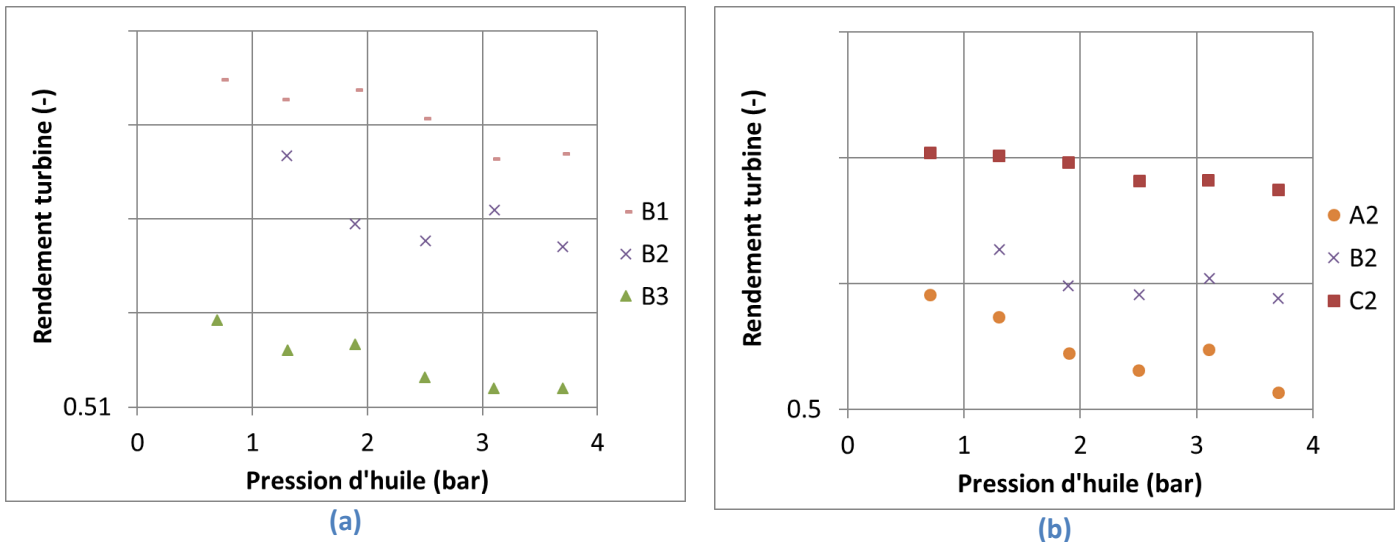


Figure 53 : Rendement turbine en fonction de la pression d'huile , (a) points B1,B2 et B3 , (b) points A2,B2 et C2, Turbocompresseur 1

On note que le rendement de la turbine (suivant l'équation (22)) diminue lorsque la pression augmente pour tous les points de fonctionnement du turbocompresseur. Ceci est probablement lié au rendement mécanique. En effet, nous avons vu que la puissance récupérée par l'huile augmente avec le débit massique de l'huile (le débit massique augmente avec la pression). Pour étudier ce point, nous avons effectué un balayage de la pression d'huile sur les essais adiabatiques (condition 2). En fait, le rendement mécanique ne peut être déterminé à partir des mesures qu'en l'absence de transferts de chaleur à travers le turbocompresseur (voir 2.2.6). Le rendement (suivant l'équation (22)) et le rendement mécanique de la turbine en fonction de la pression d'huile en condition 2 (essais adiabatiques) sont représentés sur la Figure 54.

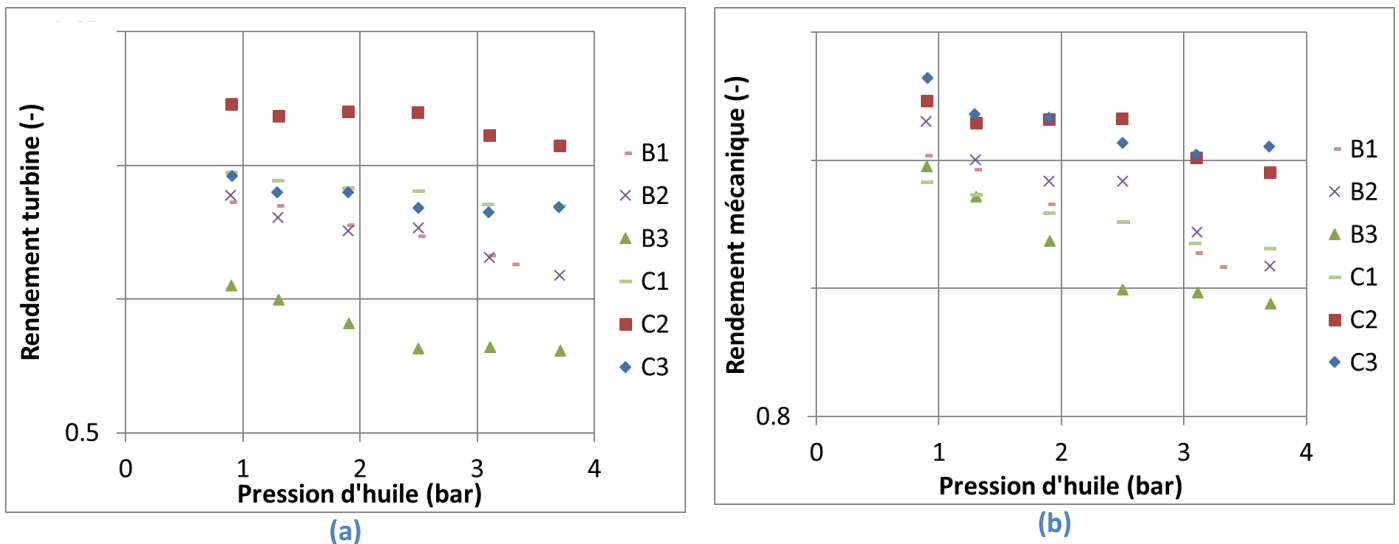


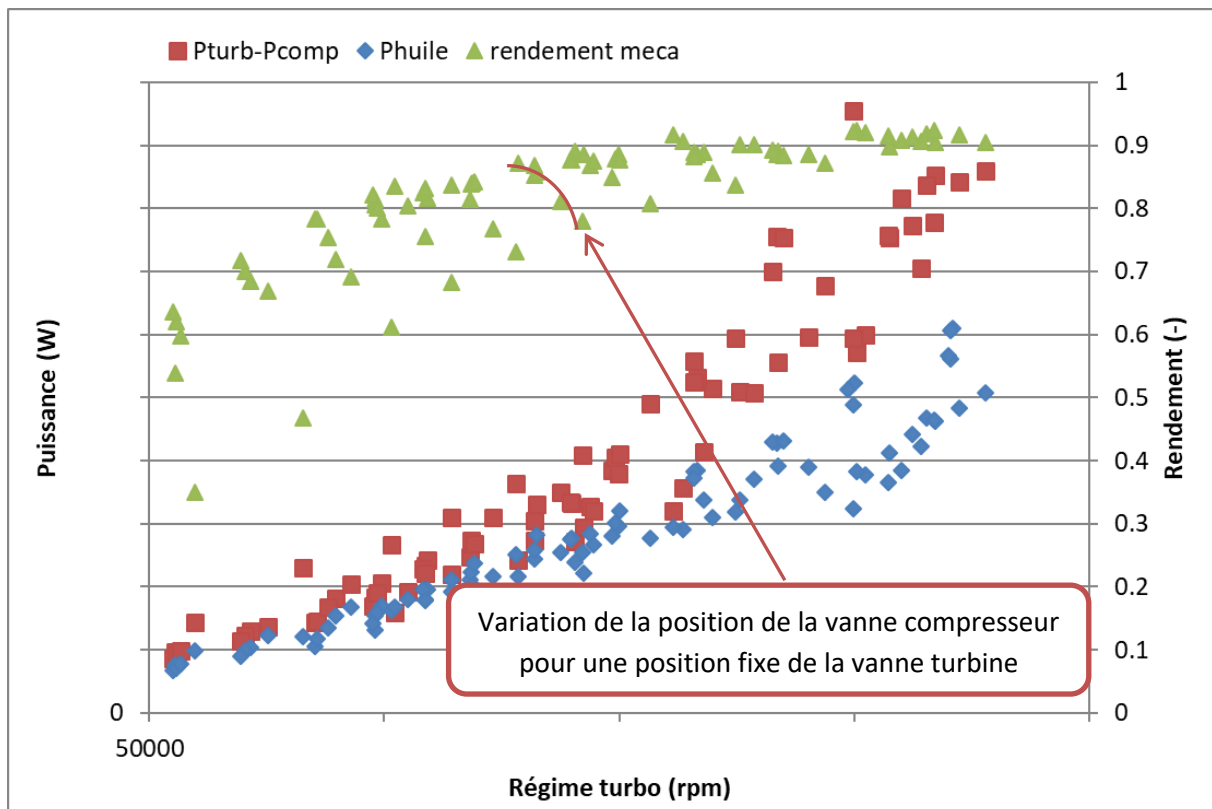
Figure 54 : (a) Rendement turbine et (b) rendement mécanique en fonction de la pression d'huile (b), Turbocompresseur 1 (condition 2)

Nous pouvons remarquer que le rendement « fournisseur » de la turbine et le rendement mécanique suivent la même tendance. Ainsi, le rendement mécanique explique probablement la diminution de rendement de la turbine lorsque la pression d'entrée de l'huile augmente.

### 2.2.6. Frottements

Les essais adiabatiques permettent d'évaluer les pertes par frottement par la puissance récupérée dans l'huile. En effet, comme il n'y a pratiquement pas de transfert de chaleur, l'huile n'est chauffée que par frottement et un bilan d'enthalpie permet de calculer les pertes par frottement.

La Figure 55 trace la différence de puissance entre la turbine et le compresseur, la puissance récupérée par l'huile et le rendement mécanique du turbocompresseur en fonction de sa vitesse de rotation en condition adiabatique.



**Figure 55 : Comparaison de la puissance récupérée dans l'huile avec la différence de puissance turbine – compresseur, rendement mécanique, Turbocompresseur 1 (condition 2)**

La puissance récupérée par l'huile est similaire avec la différence entre la puissance mécanique de la turbine et celle du compresseur. La puissance de l'huile est donc représentative des pertes par frottement comme l'indique [6]. Pour souligner la différence avec un test diabatique, la Figure 56 illustre les résultats des essais du Turbocompresseur 1 dans les conditions 1. Nous pouvons remarquer que la différence de puissance entre la turbine et le compresseur est beaucoup plus élevée dans les conditions 1 que 2 (à 150000 rpm les conditions 2 conduisent à une différence d'environ 400W alors que la différence est d'environ 800W en conditions 1). Ceci est lié aux transferts thermiques ayant lieu en condition 1.

Le rendement mécanique est plus élevé sur les essais adiabatiques. Ce rendement est défini par :

$$\eta_{mec} = \frac{P_t - P_f}{P_t}$$
 et  $P_f$  est considéré comme  $P_t - P_c$  même dans le cas où les essais ne sont pas adiabatiques. Comme expliqué,  $P_t - P_c$  est plus important en condition 1, le rendement est donc plus

faible dans cette condition. Un examen plus approfondi du rendement mécanique met en évidence des groupes de points qui correspondent aux différentes positions d'ouverture de la vanne en sortie du compresseur, pour une position donnée de la vanne en entrée turbine. L'efficacité mécanique varie le long de ce balayage : les meilleurs rendements sont atteints avec la vanne compresseur la plus ouverte (à faible taux de compression donc). L'intensité des frottements au niveau des butés axiaux en fonction de l'équilibrage axial du turbocompresseur pourrait expliquer ce lien entre taux de compression et rendement mécanique [48]. L'augmentation de température à fort taux de compression pourrait également conduire à une diminution des jeux du fait de la dilatation des pièces.

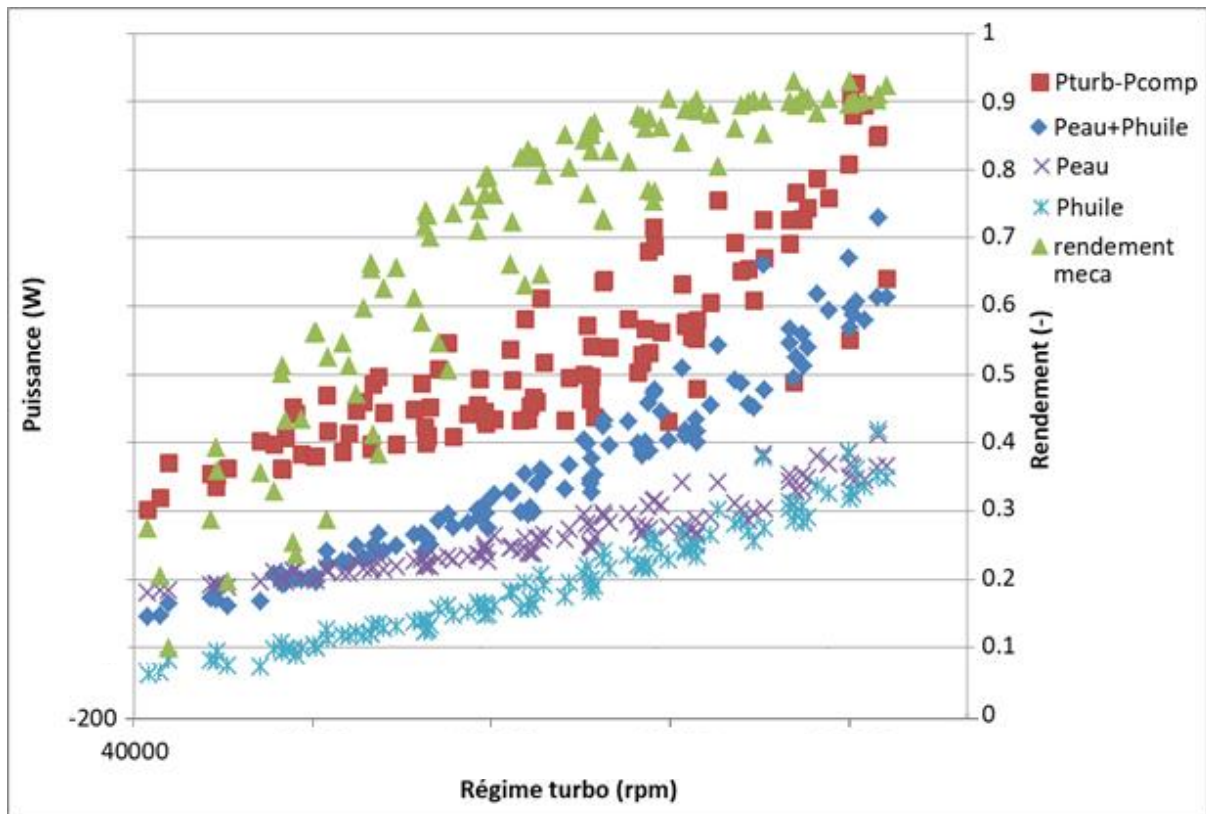
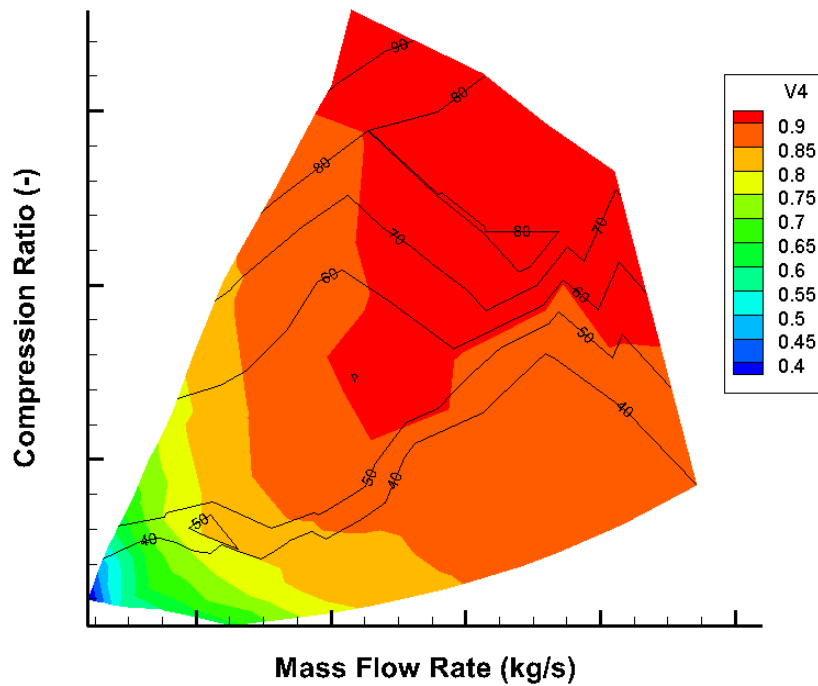


Figure 56 : Comparaison de la puissance récupérée dans l'huile et l'eau avec la différence de puissance turbine - compresseur, rendement mécanique, Turbocompresseur 1 (condition 1)

La Figure 57 montre le rendement mécanique tracé sur la cartographie du compresseur ainsi que des isothermes d'huile en entrée du corps central.



L'impact de la variation de température d'huile en entrée du turbocompresseur n'est pas évident sur le rendement mécanique. L'impact d'autres paramètres influents tels que le débit d'huile, la vitesse de rotation, l'équilibrage axial, etc. ne permet pas de visualiser un lien direct entre la température de l'huile et le rendement mécanique. Nous pouvons remarquer que l'hypothèse d'un rendement mécanique constant (environ 0.95) faite classiquement dans la modélisation des turbocompresseurs est mise en défaut. Le rendement varie effectivement entre 0.4 et 0.9.



## 2.2.7. Conclusions des essais au banc turbocompresseur

*La campagne d'essais a permis de caractériser deux turbocompresseurs différents.*

*Une première phase a consisté à vérifier la qualité des mesures : répétabilité des essais et confrontation des champs mesurés à ceux des fournisseurs.*

*Ensuite, des champs adiabatiques ont pu être mesurés grâce à une gestion des différentes températures d'entrées : turbine, compresseur et huile.*

*L'objectif principal de ces champs est de constituer une base de donnée pour l'analyse des transferts thermiques. Les phénomènes décrits dans la littérature ont pu être confirmés :*

- Les isovitesse ne sont pas impactées par les transferts thermiques.*
- Les transferts thermiques dégradent le rendement du compresseur à faible puissance (jusqu'à 10 points d'écart sont observés).*
- Les champs turbines peuvent être étendus en modifiant la température d'entrée de la turbine.*
- Dans des conditions adiabatiques, il est possible d'accéder au « vrai » rendement des turbomachines.*
- Les frottements peuvent aussi être identifiés dans ces conditions grâce à un bilan enthalpique sur l'huile.*

*Les influences des températures d'eau et d'huile et de la pression d'huile sur le fonctionnement du turbocompresseur ont également été étudiées :*

- Les transferts thermiques vers le compresseur sont limités lorsque l'eau et l'huile sont froides. Des rendements similaires au cas adiabatique sont alors mesurés pour le compresseur.*
- Les rendements de la turbine sont peu impactés par les conditions de température des fluides.*
- Le rendement mécanique varie en fonction de la température et de la pression de l'huile mais aussi du point de fonctionnement du turbocompresseur. L'hypothèse classiquement utilisée pour la modélisation d'un rendement constant et proche de 1 est réfutée. Le rendement mécanique varie effectivement entre 0.4 et 0.9 sur les mesures du Turbocompresseur 1.*

*Les données obtenues seront utilisées pour calculer les transferts thermiques et les frottements. Des modèles pourront ensuite être développés en tenant compte de la variation des températures d'eau et d'huile en entrée du turbocompresseur.*

### 2.3. Méthodologie de transformation des champs fournisseurs

Cette partie vise à développer une méthodologie complète de modélisation des turbocompresseurs en se basant sur des cartographies corrigées. La modélisation classique (voir 1.4.4) considérant les rendements fournisseurs comme isentropiques n'est pas satisfaisante. En effet, cela conduit à des calculs des couples et des températures de sortie incorrects puisque les rendements incluent des transferts de chaleur et le rendement mécanique dans le cas de la turbine. Le calcul du régime du turbocompresseur est alors également erroné et l'ensemble du turbocompresseur dévie de son point de fonctionnement expérimental.

La méthodologie mise en œuvre peut être résumée par la Figure 58. Elle est l'objet d'une publication dans Applied Thermal Engineering [49].

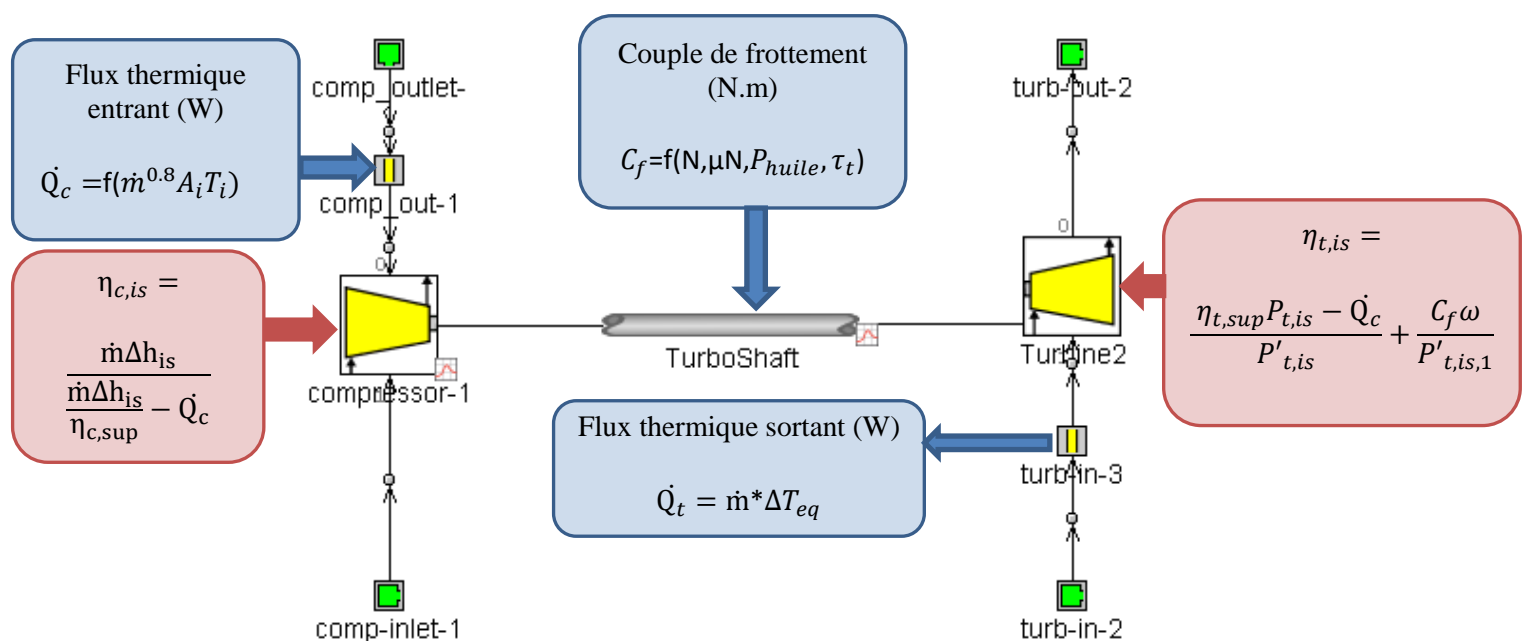


Figure 58 : Synoptique général de la méthodologie de transformation des champs fournisseurs (dans GT)

L'analyse de la littérature a montré que les rendements issus des champs fournisseurs devaient être modifiés pour prendre en compte les transferts thermiques et les frottements. Des modèles de transferts thermiques et de frottement sont proposés.

Les différents modèles développés sont présentés en détail dans la suite de ce chapitre. Ces modèles sont utilisés de deux façons différentes :

- Ils permettent d'une part de corriger les champs de rendement des fournisseurs. Les champs corrigés sont ensuite utilisés dans les modèles de la turbine et du compresseur.
- Les modèles sont également implémentés dans le modèle du turbocompresseur afin de tenir compte du flux thermique entrant au niveau de la sortie compresseur, du flux thermique sortant au niveau de l'entrée turbine et du couple de frottement sur l'arbre du turbocompresseur.

En s'appuyant sur la caractérisation des transferts thermiques sur deux turbocompresseurs et sur une analyse statistique de type régression linéaire multiple, des corrélations semi-empiriques sont développées.

Cette régression peut s'écrire sous la forme d'un système matriciel.

Considérant la fonction linéaire suivante :  $\mathbf{y} \approx f(\mathbf{X}) = \beta' \mathbf{X}$

Avec :

- X      p×N matrice de prédicteur
- y      1×N vecteur de réponse
- β      p×1 vecteur de coefficients linéaires

La somme des résidus au carré (Residual Sum of Squares (RSS)) peut être formulée ainsi :

$$RSS(\beta) = \sum_{i=1}^N (y_i - x_i' \beta)^2 = (\mathbf{y} - \mathbf{X}' \beta)' (\mathbf{y} - \mathbf{X}' \beta) \quad (24)$$

La résolution de  $\hat{\beta}$  minimisant  $RSS(\beta)$  peut être obtenue analytiquement si  $\mathbf{X}' \mathbf{X}$  est une matrice inversible :

$$\hat{\beta} = (\mathbf{X}' \mathbf{X})^{-1} (\mathbf{X}' \mathbf{y}) \quad (25)$$

Ce système matriciel sera résolu pour chaque modèle proposé à l'aide d'un tableur.

La simplicité des modèles proposés répond à deux exigences principales liées aux contraintes industrielles. Premièrement, ils doivent minimiser les données d'entrée afin d'être déployés à partir des cartographies du fournisseur, c'est-à-dire sans test supplémentaire. Ensuite, ils doivent être facilement implémentés dans un modèle moteur 1D complet en conservant un temps de calcul raisonnable.

### 2.3.1. Modèle de transfert thermique – partie compresseur

L'efficacité des compresseurs est affectée par les transferts de chaleur, surtout à faible puissance.

Le rendement isentropique est défini comme suit :

$$\eta_{c, is} = \frac{\dot{m} \Delta h_{is}}{\dot{m} w_c} \quad (26)$$

Où  $w_c$  est le travail spécifique consommé par le compresseur.

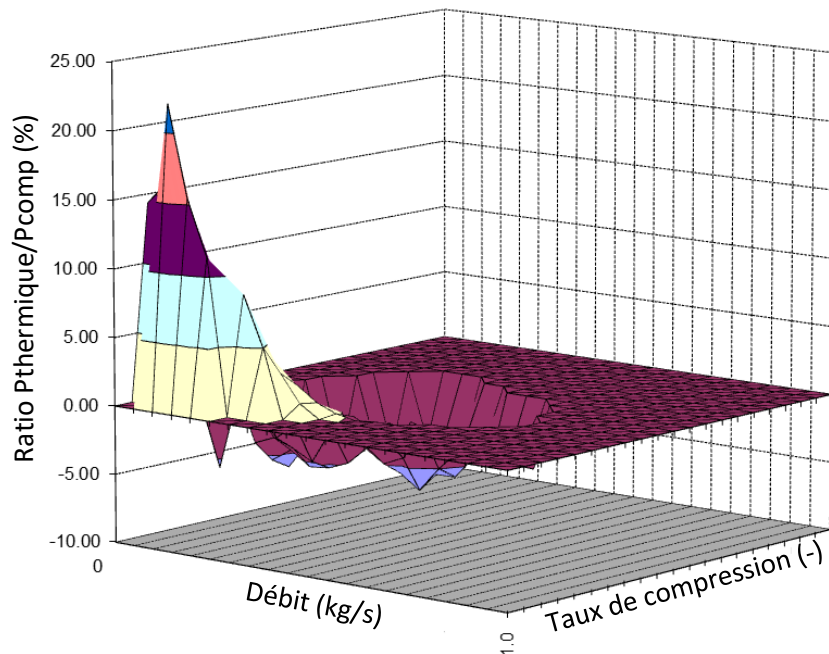
La puissance totale du compresseur est calculée grâce à la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie. Cela inclut le travail du compresseur et les transferts de chaleur. En considérant les gaz parfaits, on peut écrire :

$$P_{c, tot} = \dot{m} (w_c + q_c) = \dot{m} c_p (T_{c, s} - T_{c, e}) \quad (27)$$

Dans le cas des essais adiabatiques, il n'y a pas de flux de chaleur et  $\dot{Q}_c = 0$ , d'où  $\dot{Q}_c = P_{c, tot, 1} - P_{c, tot, 2}$

Afin de pouvoir substituer les puissances des points enregistrés en conditions 1 (essais avec transferts thermiques) et 2 (essais adiabatiques), les données ont été interpolées sur le même taux de compression et débit en utilisant le logiciel Tecplot.

La Figure 59 montre qu'à haut débit ou à haut taux de compression, le transfert de chaleur représente moins de 5% de la puissance totale.



**Figure 59 : Ratio de la puissance thermique et de la puissance du compresseur en fonction du débit et taux de compression**

On peut observer que sur les points de forte puissance, la puissance thermique devient négative. En effet, le transfert de chaleur se produit dans le sens inverse, c'est-à-dire de l'air comprimé chaud vers le carter du compresseur.

L'objectif de la méthodologie développée est de modifier le rendement proposé par le fournisseur pour prendre en compte le transfert de chaleur sans réaliser d'essai spécifique. Avec cette contrainte, le choix a été fait de construire un modèle analytique simple pour simuler la puissance thermique. Afin de construire un modèle plus précis, il a été choisi de se concentrer uniquement sur la gamme des faibles puissances où les transferts thermiques représentent une part importante de la puissance totale.

Burke [33] évalue l'une des principales hypothèses des modèles de transfert de chaleur simples, à savoir que le transfert de chaleur entre le carter du compresseur et l'air d'admission ne se produit qu'après le processus de compression. Les calculs avec des modèles de capacité et de CHT 3D montrent qu'entre 15 et 30% du transfert peut avoir lieu avant le processus de compression. Néanmoins, à basse vitesse, l'impact de cette hypothèse est limité. Puisque, ici, le transfert de chaleur n'est considéré qu'à basse vitesse, on suppose que l'échange de chaleur entre le gaz et le carter du compresseur a lieu après la roue.

Le transfert thermique à modéliser est donc de type convectif entre l'air en sortie de roue compresseur et le carter du compresseur. Il peut être décrit par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_c = hS * \Delta T = hS * (T_{c,carter} - T_{c,s}) \quad (28)$$

Avec :

h Coefficient de convection

S Surface d'échange

La température d'air en sortie de roue compresseur est calculée à partir du rendement compresseur de la cartographie fournisseur :

$$T_{c,s} = T_{c,e} \left( \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_{sup}} + 1 \right) \quad (29)$$

Ceci induit une erreur sur la température puisque le rendement du fournisseur n'est pas le rendement isentropique de la roue et inclut des transferts thermiques. Cependant cette méthode d'évaluation de la température permet de ne pas créer une boucle implicite au niveau du calcul du flux convectif.

La température du carter est supposée dépendre uniquement des températures d'huile et d'eau en entrée du turbocompresseur ( $T_{huile,e}$ ,  $T_{eau,e}$ ) ainsi que de la température d'air en sortie de la roue du compresseur. Cette hypothèse permet de prendre en compte l'influence de l'huile et de l'eau uniquement en connaissant leur température d'entrée.

$$T_{c,carter} = a_1 T_{huile,e} + a_2 T_{eau,e} + a_3 T_{c,s} \quad (30)$$

$a_i$  étant des coefficients à déterminer.

On peut donc écrire :

$$\dot{Q}_c = hS * (a_1 T_{huile,e} + a_2 T_{eau,e} + (a_3 - 1) T_{c,s}) \quad (31)$$

Pour limiter le modèle aux faibles puissances, il est choisi de considérer que  $\dot{Q}$  est nul lorsque  $T_{c,s}$  est supérieur à  $T_{huile,e}$ .

Un paramètre géométrique doit être utilisé pour prendre en compte la taille du compresseur et pouvoir ainsi mettre à l'échelle le résultat. Une analyse montre que le transfert thermique ne dépend que du diamètre à la puissance 0.2 :

Le coefficient de convection h est calculé à partir du nombre de Nusselt et d'une grandeur caractéristique (le diamètre dans le cas d'une conduite (voir eq. (9))).

Le nombre de Nusselt est calculé en utilisant la corrélation de Ditus Boelter (eq. (10)) basée sur les nombre de Reynolds (Re) et Prandtl (Pr). Le nombre de Prandtl évolue très peu dans la gamme de pression et de température de fonctionnement du compresseur. Le nombre de Reynolds dépend directement du débit massique :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (32)$$

Finalement le terme hS peut donc être écrit comme :

$$hS = \alpha \frac{D}{D_{ref}}^{0.2} \dot{m}^{0.8} \quad (33)$$

$\alpha$  étant un coefficient regroupant différents termes considérés constants.

On peut finalement écrire :

$$\dot{Q} = \frac{D}{D_{ref}}^{0.2} \dot{m}^{0.8} \sum_i A_i T_i \quad (34)$$

$T_i$  représente les températures d'huile, d'eau et sortie compresseur.

Les  $A_i$  sont le produit du coefficient  $\alpha$  et  $a_i$ .  $A_3$  est légèrement différent :  $A_3 = \alpha (a_3 - 1)$ .

Afin de déterminer les valeurs des coefficients  $A_i$  du modèle de transfert thermique proposé, une régression linéaire multiple est effectuée sur les données d'essai du turbocompresseur 1. La fonction

$$y = \dot{Q} / \frac{D}{D_{ref}}^{0.2} \dot{m}^{0.8} \text{ est assimilée à } \beta'X$$

Après avoir défini les  $X_i$  variables comme  $T_{huile,e}$ ,  $T_{eau,e}$  and  $T_{c,s}$ , et pris soin d'adimensionner ces variables par leurs valeurs maximales, le système matriciel est résolu à l'aide d'un tableur afin de déterminer les  $A_i$  coefficients linéaires du vecteur  $\beta$ .

L'annexe 2.5 présente l'apport des essais turbocompresseur menés avec variation des températures d'eau et d'huile sur la réaction du modèle à ces mêmes variations.

### 2.3.2. Modification de l'efficacité fournisseur – partie compresseur

Maintenant qu'un modèle de transferts thermiques est disponible, il est possible de calculer un rendement isentropique basé sur le rendement du fournisseur. La puissance du compresseur sur les différents points de la cartographie du fournisseur s'écrit:

$$P_{c,sup} = \frac{\dot{m}\Delta h_{is}}{\eta_{c,sup}} \quad (35)$$

Cette puissance inclut les transferts thermiques et doit être corrigée pour pouvoir calculer le rendement isentropique du compresseur. Le modèle de transferts thermiques permet d'effectuer cette correction :

$$P_{c,sup} = P_{c,adia} + \dot{Q}_c \quad (36)$$

$$\eta_{c,is} = \frac{\dot{m}\Delta h_{is}}{P_{c,adia}} = \frac{\dot{m}\Delta h_{is}}{P_{c,sup} - \dot{Q}_c} = \frac{\dot{m}\Delta h_{is}}{\frac{\dot{m}\Delta h_{is}}{\eta_{c,sup}} - \dot{Q}_c} \quad (37)$$

La Figure 60 compare le rendement de la cartographie fournisseur avec le rendement corrigé grâce au modèle de transferts thermiques.

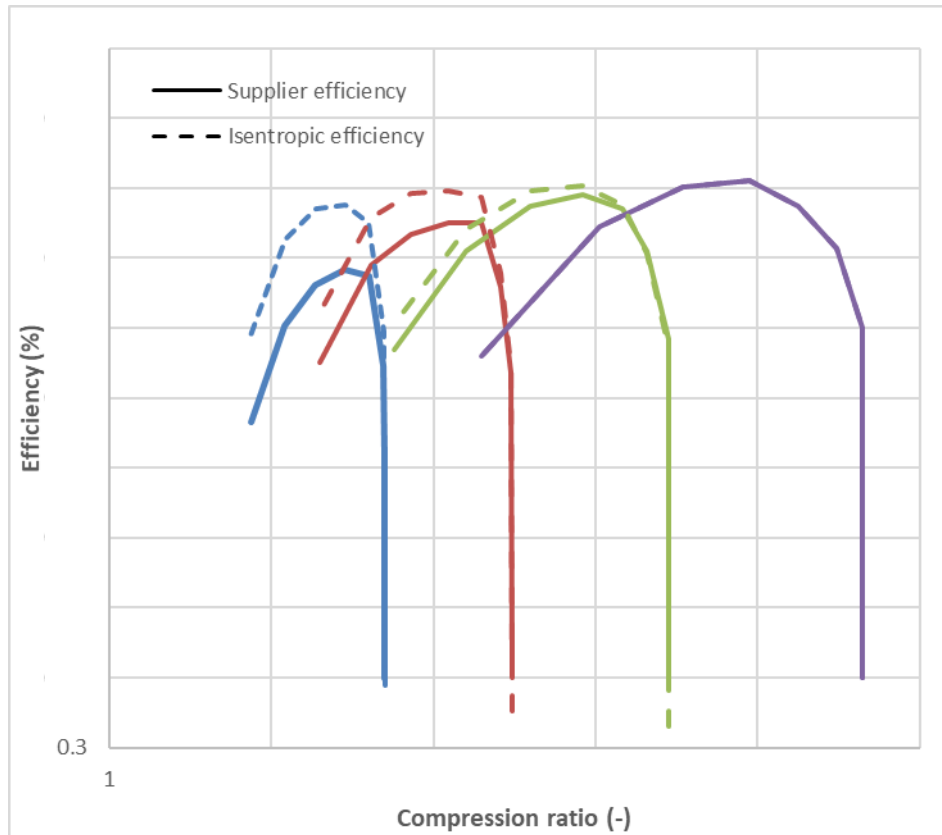


Figure 60 : Correction du rendement compresseur

La correction n'a un impact qu'à faible vitesse puisque  $\dot{Q}_c$  n'est définie que jusqu'à  $T_{c,s}=85^\circ\text{C}$  (température d'huile en entrée du corps central).

Cette méthode nécessite que les fournisseurs indiquent leurs conditions d'essai concernant la température d'entrée de l'huile et de l'eau. Sinon, le terme de transfert de chaleur ne sera pas représentatif des conditions d'essai.

Dans le modèle de moteur, un flux de chaleur ( $\dot{Q}_c$  calculé grâce à la corrélation) est imposé sur un tuyau à la sortie du compresseur.

### 2.3.3. Pertes par frottement mécanique

Les pertes par frottement mécanique peuvent représenter une part importante de la puissance totale du turbocompresseur, surtout à faible puissance. Ces pertes sont incluses dans le rendement de la turbine donné par le fournisseur par le biais du rendement mécanique :

$$\eta_t = \frac{P_c}{P_{t,is}} = \eta_{t,is} \times \eta_{mec} \quad (38)$$

Néanmoins, les pertes par frottement dépendent de paramètres physiques qui peuvent varier entre les essais de caractérisation du fournisseur et l'utilisation réelle du turbocompresseur. C'est pourquoi il semble important de les séparer du rendement de la turbine et de les modéliser.

Les pertes par frottement peuvent être estimées grâce à la puissance récupérée par l'huile lors d'un test adiabatique ( $P_f = Q_{\text{huile}}$ ).

Les essais adiabatiques (conditions 2) ont été effectués avec un balayage de la pression d'entrée d'huile sur certains points (voir 2.2.5.3). Cela permet de saisir l'influence de la pression d'huile en plus de la température de l'huile. Comme pour les transferts de chaleur dans le compresseur, un modèle analytique est construit pour pouvoir évaluer les pertes par frottement sans essai additionnel.

Les pertes par frottement sont liées aux paliers : pertes par frottements radiaux et charges axiales. Les frottements radiaux sont décrits par le couple de Petroff :

$$C = \frac{2\pi\mu\omega r^2 L}{C_r} \quad (39)$$

Avec :

$\mu$	Viscosité de l'huile
$r$	Rayon du palier
$L$	Longueur du roulement
$C_r$	Jeu radial

Le rayon de l'arbre du turbocompresseur sera utilisé pour adapter le modèle à différents turbocompresseurs. Le jeu radial pourrait également varier en fonction des modèles de turbocompresseur. Malheureusement, ce paramètre n'est généralement pas divulgué par les fournisseurs. Néanmoins, on peut remarquer sur les données d'essai une différence importante entre le débit massique d'huile du Turbocompresseur 1 et du Turbocompresseur 2. Le débit d'huile du turbocompresseur 1 est d'environ 22L/h sous 2.5bar, alors que pour le turbocompresseur 2 il est de 36L/h sous 1.5bar. Un terme correctif est ajouté à la dépendance en pression pour tenir compte de cette différence. La Figure 62 montre l'apport de la correction du débit d'huile sur le modèle de couple de frottement du Turbocompresseur 2.

Une régression linéaire multiple est de nouveau utilisée pour identifier les coefficients du modèle. Différentes variables sont étudiées pour obtenir le meilleur niveau de corrélation possible entre le modèle et le couple de frottement calculé à partir de la puissance cédée à l'huile sur les essais adiabatiques (condition 2). Le couple de Petroff (Eq. (39)) conduit à utiliser les variables  $N$  et  $\mu(T_{\text{huile,e}})$ . Les essais avec variation de la pression d'huile indiquent que la pression est également à considérer. Le taux de détente de la turbine est aussi utilisé, il permet de tenir compte dans une certaine mesure de l'équilibre axial jouant sur les frottements des butées.



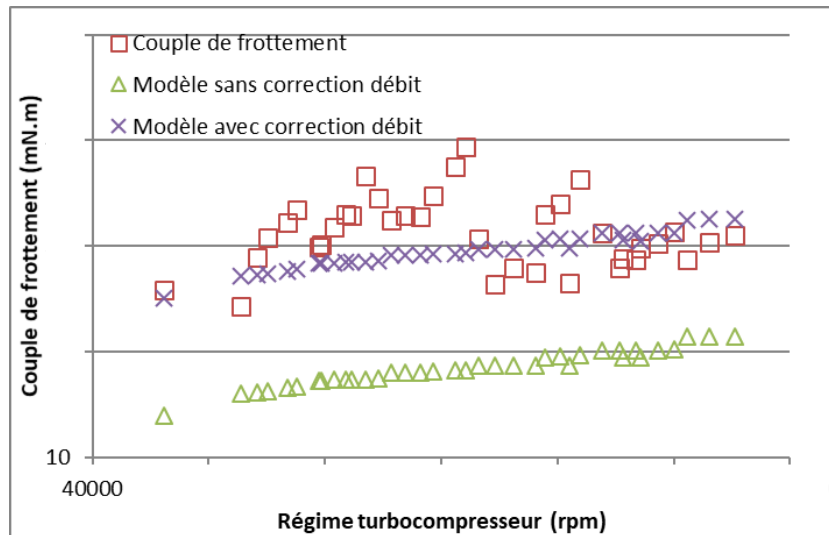


Figure 61 : Comparaison des modèles de couple de frottement, Turbocompresseur 2

Lorsque la dépendance à la pression est adaptée grâce au rapport de débit d'huile, le résultat est significativement amélioré. Sur la Figure 61, la régression sans adaptation est tracée en vert, une fois le débit d'huile pris en compte, on obtient les points bleus.

L'équation du modèle du couple de frottement est finalement :

$$C_f = \left( B_0 + B_1 N + B_2 \mu + B_3 P_{huile} \frac{qp}{qp_{ref}} + B_4 N \mu + B_5 \tau_t \right) \frac{r^2}{r_{ref}^2} \quad (40)$$

Il est donc nécessaire d'obtenir quelques caractéristiques géométriques et d'écoulement du turbocompresseur en plus des cartographies fournisseurs.

Le couple de frottement est pris en compte dans le modèle de turbocompresseur amélioré par le biais d'un couple résistif sur l'arbre. La puissance de frottement doit également être prise en compte pour modifier le rendement de la turbine donné par le fournisseur. Ceci sera expliqué dans la section suivante.

### 2.3.4. Modèle transfert thermique - partie turbine

Comme pour le compresseur, l'efficacité de la turbine est affectée par le transfert de chaleur, surtout à faible puissance.

Grâce aux tests diabatiques et adiabatiques (respectivement conditions 1 et 2), il est possible de déterminer la puissance thermique transférée côté turbine.

$$P_{t,tot} = \dot{m}(w_t + q_t) = \dot{m}c_p(T_{t,e} - T_{t,s}) \quad (41)$$

Dans le cas des essais adiabatiques, il n'y a pas de flux de chaleur et  $\dot{Q}_t = 0$ , ainsi  $\dot{Q}_t = P_{t,tot,1} - P_{t,tot,2}$

Contrairement au compresseur, il n'est pas possible de calculer la différence immédiatement. En fait, le domaine de la turbine n'est pas commun dans les essais adiabatiques et diabatiques, voir la Figure 47.

Pour pouvoir calculer une différence, les résultats de la condition 2 sont extrapolés sur le domaine de la condition 1. Pour ce faire, un modèle permettant d'extrapoler le rendement est nécessaire. Couderc propose une méthode d'extrapolation basée sur un modèle de différence d'enthalpie [45] :

$$\Delta h = \alpha(N) + \beta(N) \cdot \dot{m} \quad (42)$$

$$\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}} \quad (43)$$

Comme expliqué dans la section 2.2.4, les isovitesse adiabatiques et diabatiques sont le prolongement les unes des autres. Cela signifie qu'il est possible d'utiliser directement le débit massique des essais de la condition 1 pour extrapoler l'efficacité des essais de la condition 2.

Une régression linéaire multiple est effectuée sur  $\Delta h$  pour identifier  $\alpha(N)+\beta(N)$ . Un modèle de degré 2 sur N est choisi :

$$\Delta h = \alpha_1 N + \alpha_2 N^2 + \dot{m} \cdot (\beta_1 N + \beta_2 N^2) \quad (44)$$

Le modèle permet ensuite de calculer les rendements sur le domaine de fonctionnement des essais en condition 1. Les résultats sont présentés sur la Figure 62.

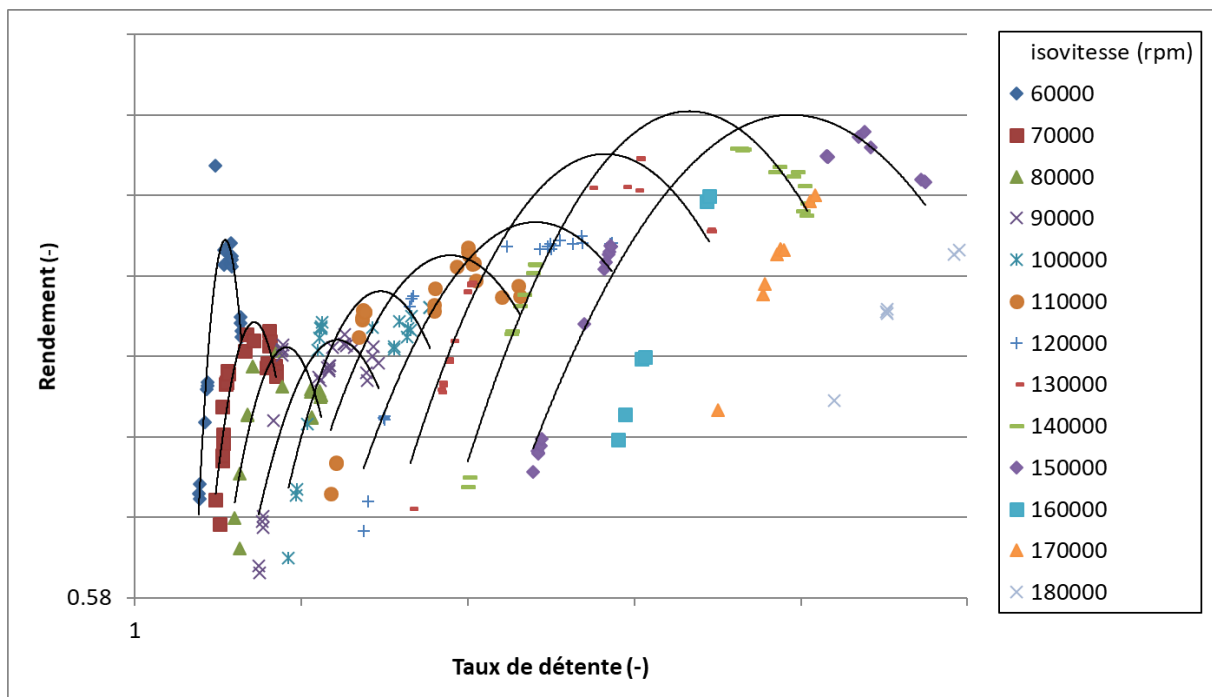


Figure 62 : Extrapolation des rendements turbine

On remarque pour chaque isovitesse deux groupes de points (jusqu'à 150 krpm puisque c'est l'isovitesse la plus rapide en condition 1). Le premier groupe correspond aux rendements calculés à partir des données d'essai en condition 2. Le deuxième groupe est constitué des rendements extrapolés grâce au modèle de rendement. Les points extrapolés sont dans le groupe de plus haut taux

de détente. Ils sont situés dans la partie droite de la courbe d'efficacité en cloche caractéristique des rendements turbine (après le maximum).

La simulation des essais de la condition 1 avec la carte adiabatique étendue donne le travail de la turbine et permet de calculer la puissance thermique ;  $\dot{Q} = P_{tot,1} - P_{tot,1,adia}$ . Les puissances thermiques pour les conditions 3 et 4 sont également calculées (influence de la température d'entrée de l'huile et de l'eau). Les différences de température équivalente ( $\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T_{eq}$ ) sont également calculées.

Une régression linéaire multiple est une nouvelle fois utilisée pour identifier les coefficients du modèle de la différence de température équivalente.

La meilleure corrélation est obtenue en se basant sur les variables  $\Delta h_{is}$ ,  $N$ ,  $N^2$  :

$$\Delta T_{eq} = C_0 + C_1 \Delta h_{is} + C_2 N + C_3 N^2 \quad (45)$$

La Figure 63 compare les flux thermiques calculés dans les conditions 1, 3 et 4 ainsi que la comparaison entre le modèle et les calculs de différence de température équivalente  $\Delta T_{eq}$ .

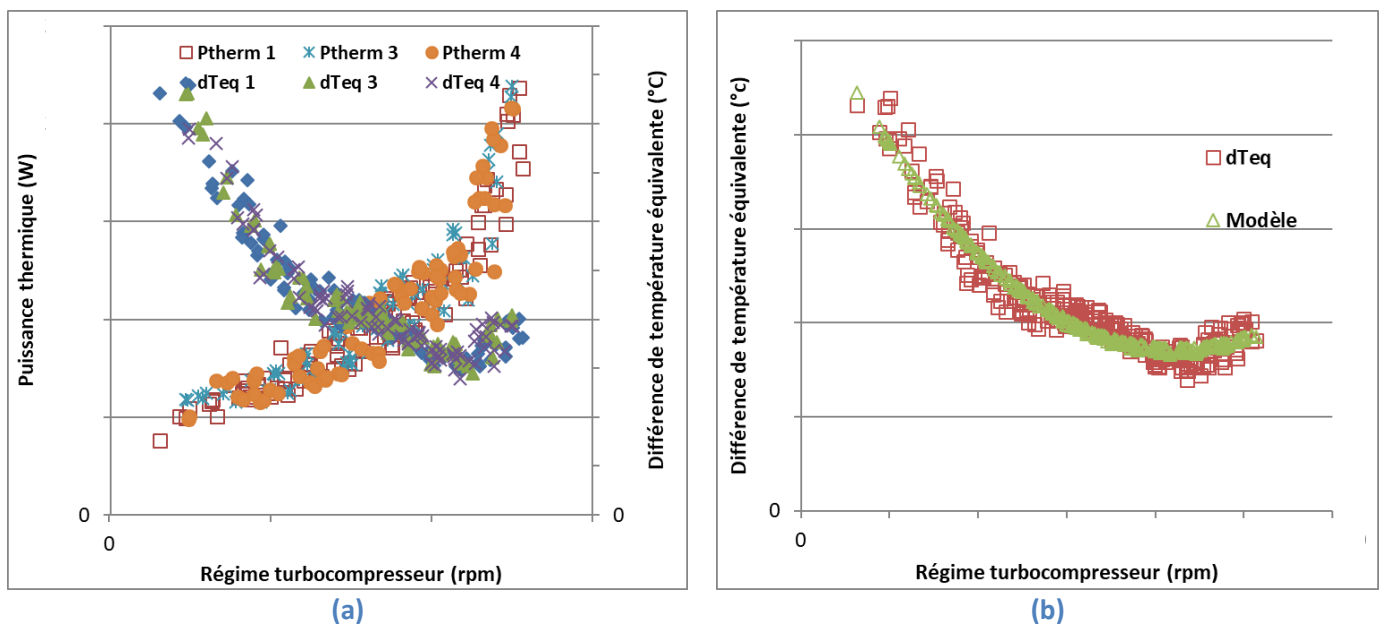


Figure 63 : (a) Puissance thermique (W) et delta de température équivalent (K) en fonction du régime turbo  
(b) Comparaison de la corrélation et des données  $\Delta T_{eq}$

Il est intéressant de noter que pour les conditions 1, 3 et 4, la puissance thermique ( $P_{therm}$ ) suit la même tendance. Cela confirme que, comme Payri [28] l'affirme, les transferts thermiques sont principalement pilotés par la turbine elle-même et non par le carter central. La puissance thermique augmente avec la vitesse de rotation contrairement à  $\Delta T_{eq}$ . En effet, le transfert de chaleur a une plus grande influence à faible vitesse de rotation mais la puissance thermique est principalement pilotée par le débit massique.

### 2.3.5. Modification du rendement fournisseur – partie turbine

Le rendement turbine donné par le fournisseur doit être modifié pour tenir compte du transfert de chaleur. Pour rappel il est défini comme :

$$\eta_t = \frac{P_c}{P_{t,is}} = \eta_{t,is} \times \eta_{mec} \quad (38)$$

Lorsqu'un transfert de chaleur se produit, l'expression (38) n'est plus correcte. Elle doit être remplacée par :

$$\eta_t = \frac{\dot{m}_c(w + q)_c}{\dot{m}_t w_{t,is}} \quad (46)$$

Le rendement du fournisseur doit être corrigé pour obtenir le rendement isentropique de la turbine afin de pouvoir simuler correctement la puissance mécanique de la turbine.

La première étape consiste à corriger le transfert de chaleur du côté du compresseur :

$$\eta_{t,1} = \frac{P_c - \dot{Q}_c}{\dot{m}_t w_{t,is}} = \frac{\dot{m}_c \Delta h_{c,is}}{\eta_{c,is} \dot{m}_t w_{t,is}} \quad (47)$$

$\dot{Q}_c$  est calculé grâce à la corrélation établie au 2.3.1.

Cela implique que le compresseur et la turbine soient mesurés simultanément (sur les mêmes points de fonctionnement du turbocompresseur).

$\dot{m}_t w_{T,is}$  est la puissance isentropique de la turbine sans transfert de chaleur. Ce terme est calculé avec :

$$P_{t,is} = \dot{m}_t w_{T,is} = \dot{m}_t \Delta h_{is} = \dot{m}_t c_p T_{t,e} \left( 1 - \tau_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (48)$$

En présence de transfert de chaleur,  $T_{t,e}$  à l'entrée de la roue est modifiée et la puissance idéale est diminuée. En effet, le transfert de chaleur est supposé se produire dans la volute comme suggéré par Serrano [26]. Et, comme Bannister [50], une température révisée du gaz  $T'_{t,e}$  est maintenant utilisée comme entrée du processus d'expansion isentropique  $T'_{t,e} = T_{t,e} - \Delta T_{eq}$ ,  $\Delta T_{eq}$  est calculé avec la corrélation établie au 2.3.4.

$$P'_{t,is} = \dot{m}_t c_p (T_{t,e} - \Delta T_{eq}) \left( 1 - \tau_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (49)$$

On obtient ainsi une deuxième correction du rendement turbine :

$$\eta_{t,2} = \frac{\dot{m}_c \Delta h_{c,is}}{\eta_{c,is} P'_{t,is}} = \frac{P_{c,adia}}{P'_{t,is}} \quad (50)$$

$\eta_{t,2}$  inclut toujours les frottements mécaniques.  $P_{c,adia}$  peut être substituée par  $P_t - P_f$  ( $P_f$  puissance de frottement) :

$$\eta_{t,2} = \frac{P_t - P_f}{P'_{t,is}} \quad (51)$$

Le rendement de la roue de la turbine est défini comme :

$$\eta_{t,roue} = \frac{P_t}{P'_{t,is}} \quad (52)$$

On obtient finalement :

$$\eta_{t,roue} = \eta_{t,2} + \frac{P_f}{P'_{t,is}} \quad (53)$$

On peut réécrire cette équation en fonction de  $\eta_{t,sup}$  :

$$\eta_{t,roue} = \frac{\eta_{t,sup} P_{t,is} - \dot{Q}_c}{P'_{t,is}} + \frac{P_f}{P'_{t,is}} \quad (54)$$

$P_f$  est calculée à partir du modèle de couple de frottement (eq. (40)) établie au 2.3.3.

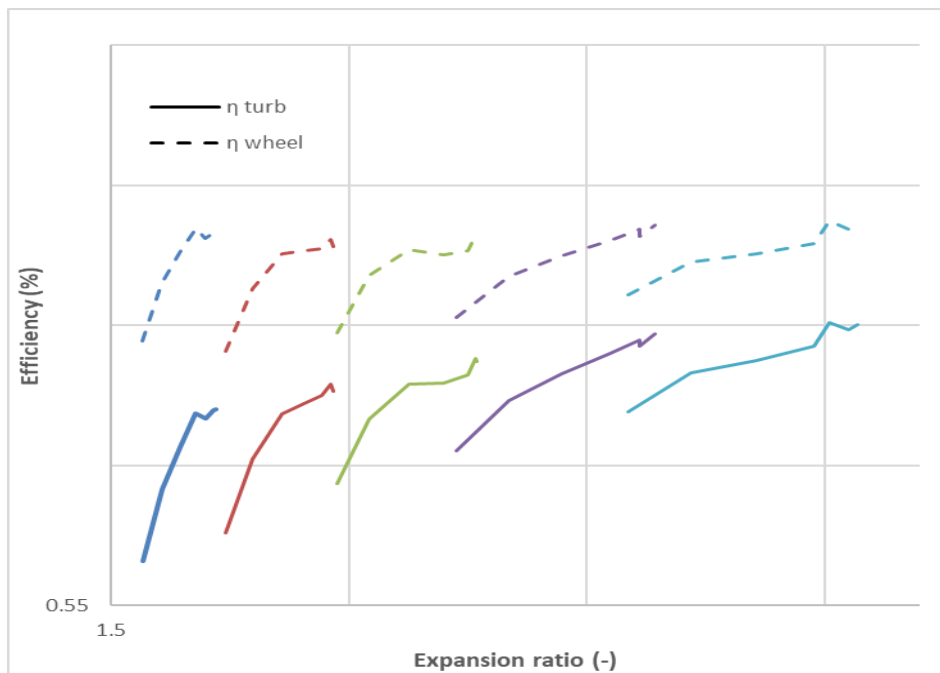


Figure 64 : Correction des rendements turbine prenant en compte le rendement mécanique

La correction des pertes par frottement est plus importante que les autres corrections et a un impact sur le rendement quelle que soit la vitesse de rotation.

$\eta_{roue}$  représente le rendement isentropique de la roue de turbine. Dans le modèle du moteur, un flux de chaleur ( $\dot{Q}_T$  calculé grâce à la corrélation  $(\Delta T_{eq} = C_0 + C_1 dHis + C_2 N + C_3 N^2)$  (45) ) est imposé sur la conduite modélisant la volute à l'entrée de la turbine.

### 2.3.6. Application de la méthodologie

Afin de valider et d'évaluer la méthodologie développée dans des conditions réelles, deux moteurs équipés de turbocompresseur différents sont modélisés. Ces deux moteurs sont les moteurs 1 et 2 présentés au 1.2. Les résultats des simulations sont comparés aux données d'essai enregistrées sur les bancs moteur de l'ECN et Stellantis.

Le moteur 1 utilise le turbocompresseur 1 caractérisé sur le banc turbocompresseur de l'ECN. Ce turbocompresseur est équipé d'une Waste Gate. Le moteur 2 est lui équipé du turbocompresseur 3 à géométrie variable (TGV). Pour rappel, le turbocompresseur 2 (un twin scroll équipant un moteur 1.6L) a été caractérisé sur le banc de l'ECN pour le développement de la méthodologie de transformation des champs. L'application de la méthodologie sur un turbocompresseur n'ayant pas servi à son développement permet d'évaluer son universalité.

Les modèles moteurs sont développés sous GT comme présenté dans le chapitre 1.4. Les modèles utilisent une régulation de la pression d'admission ( $P_2$ ) : la position du papillon et la position du rack de la TGV ou de la wastegate sont régulées à l'aide de PID (Proportionnel, Intégral, Dérivé) afin d'atteindre la  $P_2$  expérimentale. Le modèle du moteur 1 est calibré pour obtenir un bon rendement volumétrique, une température d'entrée de turbine ( $T_3$ ) et une pression ( $P_3$ ) de façon manuelle. Le modèle du moteur 2 a été développé dans un second temps en utilisant une méthodologie de calibration basée sur un algorithme d'optimisation. Cette méthodologie est présentée dans la suite de ce travail de thèse au chapitre 3.4.

La Table 10 et la Table 11 présentent la comparaison des modèles avec les résultats expérimentaux. La validité de la  $T_3$  est évaluée par le pourcentage de points dans un intervalle de température autour de la température mesurée en essai et par la Racine de l'Erreur Quadratique Moyenne (REQM) en °C entre les températures (essai – modèle). Les prédictions du rendement volumétrique et de la pression en entrée turbine ( $P_3$ ) sont également exprimées en pourcentage de points mais dans un l'intervalle d'erreur relative.

T3				
Moteur	1	1	2	2
Application de la méthodologie de transformation des champs fournisseurs	non	oui	non	oui
+/-10°C	12.8	35.5	56	56
+/-30°C	60.5	81.4	80.5	79.9
+/-50°C	91.2	93.6	98.7	98.7
REQM (°C)	33.0	26.0	19.6	19.6

Table 10 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure pour la température entrée turbine ( $T_3$ )

Moteur	Rendement volumétrique				P3			
	1	1	2	2	1	1	2	2
Application de la méthodologie de transformation des champs fournisseurs	non	oui	non	oui	non	oui	non	oui
+/-3%	65.2	67.9	91.2	91.2	63.9	64.5	88.7	91.2
+/-5%	85.5	86.8	96.9	96.9	85.8	87.5	95.6	96.9
REQM (%)	3.7	3.6	2.1	2.2	3.3	3.2	2.7	2.6

Table 11 : Niveau d'accord modèle / mesure sur le rendement volumétrique et la pression entrée turbine ( $P_3$ )

La Table 10 et la Table 11 montrent que le niveau d'accord des modèles par rapport aux données d'essais est similaire avec ou sans la méthodologie de transformation des champs fournisseurs. La seule différence notable est située au niveau de la température entrée turbine du modèle du moteur 1. On note effectivement un gain de plus de 20% des points sur l'intervalle T3 +/- 30°C. Cela peut s'expliquer par la discrétisation du modèle de la volute de la turbine où se trouve le capteur de la T3. En effet, le capteur de la T3 simulé est placé sur l'élément où le flux de chaleur est appliqué. Le calcul de la T3 est donc dépendant du flux appliqué. Sur le modèle du moteur 2, le flux de chaleur et le capteur de la T3 sont situés sur deux tuyaux différents. Le capteur de la T3 étant placé sur un élément en amont, l'application de la méthodologie de correction des transferts thermiques n'a pas d'impact direct sur la valeur de la T3 simulée.

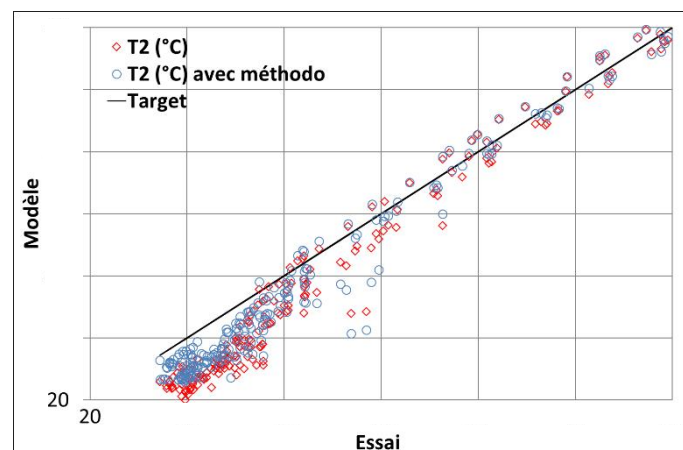
La méthodologie développée a un impact sur la température de sortie du compresseur T2, la température de sortie de la turbine T4 et la vitesse du turbocompresseur. Une revue de ces paramètres est effectuée avec ou sans la méthodologie de transformation des champs fournisseurs.

La Table 12 et la Figure 65 présentent l'impact de la méthodologie sur la température sortie compresseur (T2).

Moteur	1		2	
Application de la méthodologie de transformation des champs fournisseurs	non	oui	non	oui
+/-3°C	40.5	52.4	42.8	52.8
+/-5°C	54.7	70.9	71.1	93.1
+/-10°C	91.2	98.6	93.7	100
REQM (°C)	6.0	4.4	5.1	3.1

**Table 12 : Impact de la méthodologie sur l'accord modèle / essais des températures sortie compresseur (T2)**

La méthodologie a un fort impact sur la T2 sur les deux moteurs. Elle permet d'augmenter de 10 points le pourcentage de points dans l'intervalle de +/-3°C (de 40.5 à 52.4 et de 42,8 à 52,8 respectivement sur les moteurs 1 et 2). Pour l'intervalle de +/-5°C, le gain est même supérieur à 15 points. Ces gains sont concentrés à faible vitesse de rotation du compresseur, où la T2 est faible, comme le montre la Figure 65 qui trace la comparaison modèle / essais de la T2 avec ou sans appliquer la méthodologie de correction.



**Figure 65 : Impact de la méthodologie sur la température sortie compresseur (T2), Moteur 1**

Le transfert de chaleur est relativement important dans cette zone. Pour une température plus élevée, la méthodologie n'a plus d'impact. Grâce au décalage de température à faible T2, la méthodologie permet de réduire la REQM de 6,0 à 4,4°C sur le moteur 1 et de 5,1 à 3,1°C sur le moteur 2. Dans le modèle, la température à la sortie du RAS est imposée à la valeur expérimentale, ainsi le gain sur la T2 n'a pas d'impact majeur sur le remplissage et donc le point de fonctionnement du moteur. Sans cette condition limite de modélisation, un gain sur l'ensemble du modèle aurait dû être constaté.

La Table 13 et la Figure 66 présentent l'impact de la méthodologie sur la température en sortie de turbine (T4).

Moteur	1		2	
Application de la méthodologie de transformation des champs fournisseurs	non	oui	non	oui
+/-10°C	6.8	38.9	6.9	52.2
+/-30°C	40.2	88.2	57.9	88.7
+/-50°C	83.1	96.6	93.7	98.1
REQM (°C)	39.1	21.0	34.4	19.8

Table 13 : Impact de la méthodologie sur l'accord modèle / essais pour la température sortie turbine (T4)

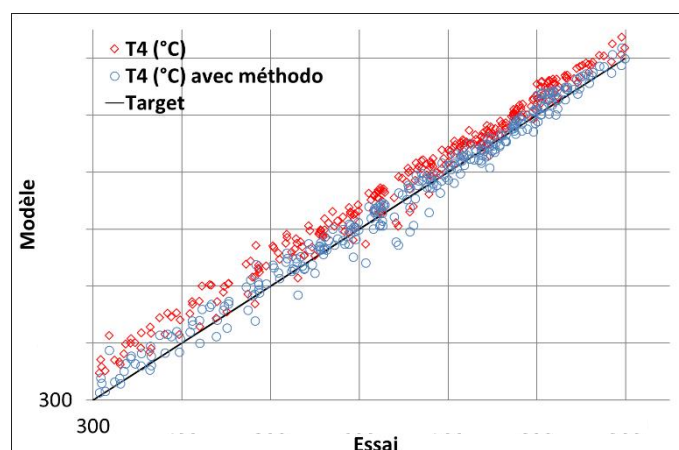


Figure 66 : Impact de la méthodologie sur l'accord modèle / essais de la température sortie turbine (T4), Moteur 2

Comme pour la T2, la T4 est améliorée, l'intervalle +/-10°C gagne plus de 30 points passant de 6.8 à 38.9% de points sur le moteur 1 et encore plus (45 points) sur le moteur 2. L'intervalle +/-30°C est également sensiblement amélioré sur les deux modèles moteur. La REQM est nettement réduite pour les deux moteurs.

Les améliorations de la température T4 sont liées à la modélisation du transfert de chaleur du côté de la turbine. La Figure 66 montre que la méthodologie a un impact sur toute la gamme des T4. Ce résultat est intéressant, en particulier pour l'étude des problématiques liées au post traitement des gaz brûlés.

La Table 14 et la Figure 67 présentent l'impact de la méthodologie sur le calcul de la vitesse de rotation du turbocompresseur.



Moteur	1		2	
<b>Application de la méthodologie de transformation des champs fournisseurs</b>	non	oui	non	oui
<b>+/-3%</b>	55.1	47.6	58.5	56.6
<b>+/-5%</b>	66.2	53.0	63.5	60.4
<b>+/-10%</b>	80.4	63.2	78	69.2
<b>REQM (%)</b>	8.9	15.0	20.0	14.8

Table 14 : Impact de la méthodologie sur l'accord modèle / essais du régime du turbocompresseur

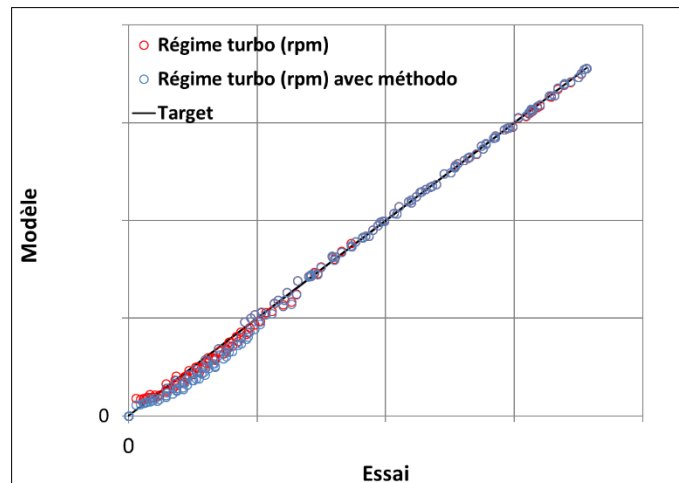


Figure 67 : Impact de la méthodologie sur l'accord modèle / essais du régime du turbocompresseur, Moteur 2

Les résultats ne sont pas aussi tranchés que les résultats pour les températures T2 ou T4. La Figure 67 montre que les différences liées à l'introduction de la méthodologie apparaissent à faible vitesse de rotation (moins de 60-80 krpm). À ces vitesses, les cartographies de la turbine et du compresseur doivent être extrapolées. La modélisation des frottements est également extrapolée puisqu'elle est établie à partir des essais du banc turbocompresseur où l'isovitesse la plus faible était de 80 krpm pour le turbocompresseur 1. Les paramètres d'extrapolation disponibles sur GT ont été maintenus constants avec ou sans la méthodologie. Une étude spécifique sur ce sujet pourrait améliorer l'évaluation par le modèle de la vitesse de rotation du turbocompresseur.

L'impact de la méthodologie développée est similaire sur les moteurs 1 et 2. Le turbocompresseur du moteur 1 (Turbocompresseur 1) est utilisé avec un deuxième turbocompresseur (Turbocompresseur 2) pour établir les modèles. Le moteur 2 est équipé d'un troisième turbocompresseur (Turbocompresseur 3) qui n'est pas impliqué dans le processus de développement des modèles. En outre, ces trois turbocompresseurs utilisent des technologies différentes, respectivement équipées de waste gate, twin scroll et VGT. Cela montre que la méthodologie développée peut être appliquée avec succès à différents moteurs de manière prédictive.

## 2.4. Prise en compte de l'écoulement pulsé

L'utilisation des turbocompresseurs dans un environnement moteur implique une prise en compte de l'écoulement pulsé. Les conditions de taux de détente au niveau de la turbine varient fortement durant le cycle moteur et conduisent à des conditions de débit, taux de détente et vitesse de rotation non couvertes dans les champs fournisseurs des turbines. Des modèles d'extrapolation sont alors nécessaires pour pouvoir simuler l'ensemble du domaine de fonctionnement. Un modèle d'extension des champs turbine est proposé au sein du logiciel GT (voir 2.1.5). Une méthode de calibration des paramètres d'extension présents dans ce modèle a été développée, en marge de cette thèse, principalement par Le Moual [51], [52], ingénieur en sein du partenariat ECN-Stellantis.

### 2.4.1. Principe de la méthodologie de calibration du modèle d'extension des champs turbine

La méthode de calibration s'appuie sur des données d'essai moteur afin de calibrer les différents paramètres d'extrapolation du champ turbine disponibles dans le modèle GT. Ces paramètres sont présentés dans la Table 15.

Composant	Paramètre
Turbine	Pente de la droite de BSR optimal
	Débit adimensionné à BSR nul
	Facteur de forme du débit
	Facteur de forme du rendement à faible BSR
	Valeur haute du BSR lorsque le rendement devient nul
	Rendement minimum
	Gain sur le débit (pour le modèle de débit inverse)
	Gain sur le débit
	Gain sur le rendement
Waste gate	Diamètre maximum Waste Gate

Table 15 : Paramètres du modèle d'extension des champs turbine dans GT [2]

En plus des paramètres d'extension, des gains globaux sur le débit et le rendement sont inclus dans la démarche. En effet, l'étude bibliographique (2.1.5.2) a montré que les débits et rendements étaient supérieurs en régime pulsé et doivent donc être calibrés.

En complément des points issus du champ iso, des points de fonctionnement spécifiques sont utilisés pour assurer une bonne prise en compte de la modélisation de la waste gate. Des essais sont menés en imposant la position de la waste gate à ses extrêmes, c'est-à-dire complètement ouverte ou complètement fermée.

Un algorithme génétique est ensuite utilisé afin d'optimiser les différents paramètres. L'objectif de cet algorithme est de minimiser l'écart de la pression en entrée turbine ( $P_3$ ) entre le modèle et les données d'essai. Pour les points où la position de la waste gate est imposée, l'algorithme vise également à minimiser l'écart au niveau de la pression sortie compresseur ( $P_2$ ). L'objectif sur la  $P_2$  n'est pas utilisé lorsque la position de la waste gate n'est pas imposée puisque le modèle régule alors cette position en visant la pression d'admission ( $P_2''$ ). La  $P_2$  est donc dans ces cas quasiment imposée (via les pertes de

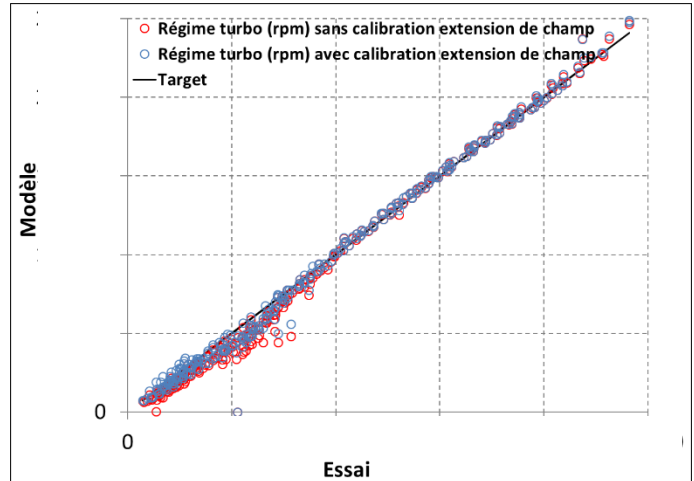


La calibration des paramètres du modèle turbine permet d'améliorer l'accord modèle / essais de la P3 sur l'ensemble des points de fonctionnement moteur.

La Table 17 et la Figure 69 présentent l'impact de la calibration sur l'accord de la vitesse de rotation du turbocompresseur.

Calibration du modèle d'extension du champ turbine	Vitesse rotation turbo	
	Non	Oui
+/-3%	47.6	54.1
+/-5%	53.0	64.5
+/-10%	63.2	75.7
<b>REQM (%)</b>	15.0	9.8

**Table 17 : Impact de la calibration du modèle d'extension du champ turbine sur l'accord modèle / essais de la vitesse de rotation du turbocompresseur**



**Figure 69 : Impact de la calibration du modèle d'extension du champ turbine sur l'accord modèle / essais de la vitesse de rotation du turbocompresseur**

L'optimisation des paramètres du modèle d'extension du champ turbine permet un gain de précision sur la vitesse de rotation du turbocompresseur. La REQM diminue de plus de 5 points. Comme on peut l'observer sur la Figure 69, l'amélioration du régime turbocompresseur est principalement située au niveau des faibles vitesses de rotation (<100 krpm).

La Table 18 présente l'impact de la méthodologie de calibration des paramètres d'extension du champ turbine sur la température en sortie compresseur et en sortie turbine.

Calibration du modèle d'extension du champ turbine	T2		Calibration du modèle d'extension du champ turbine	T4	
	non	oui		non	oui
+/-3°C	52.4	57.4	+/-10°C	38.9	38.9
+/-5°C	70.9	86.5	+/-30°C	88.2	89.2
+/-10°C	98.6	99.3	+/-50°C	96.6	98.3
REQM (°C)	4.4	3.6	REQM (°C)	21.0	19.0

**Table 18 : Impact de la calibration du modèle d'extension du champ turbine sur l'accord modèle / essais de la température en sortie compresseur et en sortie turbine (T2 et T4)**

L'amélioration de la vitesse de rotation du turbocompresseur est répercutée sur la température en sortie compresseur. Le nombre de points dans l'intervalle +/- 5°C augmente ainsi de plus de 15 points de pourcentage. Les gains de fidélité à faibles vitesses entraînent effectivement des variations de quelques degrés de l'air en sortie compresseur.

L'impact sur la température en sortie turbine est moins notable mais on observe toutefois une diminution de 2°C de la REQM (19 contre 21°C sans la calibration).

La méthodologie de calibration des paramètres du modèle d'extension du champ turbine permet d'améliorer la précision du modèle. Le calcul de la vitesse de rotation du turbocompresseur est meilleur à faible régime (<100 krpm) où une extrapolation du champ est nécessaire. La précision au niveau du calcul de la pression en sortie turbine est nettement améliorée sur toute la gamme de fonctionnement du moteur avec plus de 90% des points dans l'intervalle +/- 3 % contre 64,5 % avant la calibration. L'exploitation d'essais moteur permet donc d'enrichir les données caractérisant la turbine et notamment d'étendre le champ vers les faibles régimes.

## 2.5. Réponse transitoire

La réponse transitoire du turbocompresseur peut conduire à des points de fonctionnement du turbocompresseur non couverts en régime stabilisé. Ce vaste sujet nécessite une étude à part entière. Des essais de caractérisation de la réponse à un transitoire de charge ont été réalisés dans ce but sur banc moteur. Cette étude est présentée dans une partie indépendante : 4 Caractérisation expérimentale et modélisation de transitoires .

Les travaux présentés dans ce chapitre ont abouti au développement d'une méthodologie pour transformer les cartographies des fournisseurs de turbocompresseurs afin de prendre en compte les transferts thermiques. Cette méthodologie est basée sur des modèles semi-empiriques établis sur un banc d'essais turbocompresseur en comparant des cartographies standards et des cartographies adiabatiques. Les modèles pour le transfert de chaleur du côté du compresseur et de la turbine ainsi que pour les frottements mécaniques sont calibrés à l'aide de régressions semi-empiriques sur les données d'essais. Les cartographies de rendements isentropiques corrigés sont ensuite obtenues pour la turbine et le compresseur.

La méthodologie a été testée avec succès sur deux modèles moteurs. Alors que les corrélations ont été établies sur la base d'expériences réalisées sur le turbocompresseur du premier moteur, le second moteur est équipé d'un type de turbocompresseur différent (TGV), qui n'a pas été utilisé pour établir les modèles. Cela prouve la capacité de la méthodologie à prédire correctement le transfert de chaleur et les pertes par frottement sur différents types de turbocompresseurs.

Les gains de précision sur la température calculée à la sortie du compresseur (T2) et à la sortie de la turbine (T4) sont importants : ils permettent de gagner 10 % de points dans l'intervalle de +/-3°C sur T2, en particulier aux faibles vitesses de rotation du turbocompresseur. Le nombre de points de fonctionnement dans l'intervalle de +/-10°C sur T4 est amélioré d'environ 30 % sur les deux moteurs, pour toute la plage de fonctionnement.

En revanche, aucun gain significatif n'est observé sur la vitesse de rotation du turbocompresseur malgré un meilleur calcul de la puissance. Les écarts avec les essais sont concentrés à faible vitesse de rotation et sont en partie liés à la problématique d'extrapolation des cartographies.

Les résultats d'une optimisation des différents paramètres d'extrapolation côté turbine pour prendre en compte l'écoulement pulsé sont présentés. Cette étude répond en partie au besoin d'extrapolation des champs turbines à bas régime. L'application d'une méthode mise en place dans le cadre du partenariat ECN - Stellantis a permis d'améliorer l'accord du modèle avec les essais moteur pour le modèle du moteur 1. Le principal gain est observé sur la pression en entrée turbine (+25% de points dans l'intervalle +/-3%). D'autres gains de l'ordre de 5% sont obtenus sur la précision de la vitesse de rotation du turbocompresseur et permettent également une amélioration de la prédiction de la température de sortie du compresseur T2.

Les résultats obtenus avec les méthodologies de prise en compte des transferts thermiques et des écoulements pulsés dans les turbocompresseurs confirment l'importance de la modélisation du turbocompresseur au sein d'un modèle moteur. La modélisation OD de la turbine et du compresseur basée sur des cartographies peut aboutir à des résultats de bonne qualité en appliquant des méthodologies de correction pour prendre en compte les différences de conditions entre les essais de caractérisation du turbocompresseur par le fournisseur et les conditions d'utilisation du turbocompresseur sur un MCI. Les avantages des méthodologies présentées sont les suivants :

- L'effort de mise en œuvre dans un modèle de moteur 1D est limité et l'impact sur le temps de calcul est faible.
- Elles sont basées sur les cartographies du fournisseur et ne nécessitent que de connaître les conditions d'essai du fournisseur (température d'entrée de l'huile et de l'eau ainsi que pression et débit de l'huile).

- *Les températures de sortie du compresseur et de la turbine ainsi calculées sont significativement plus proches des valeurs mesurées.*
- *Les modélisations des transferts thermiques et des frottements ont montré une bonne capacité de prédiction sur différents types de turbocompresseurs grâce à la prise en compte de paramètres de dimensionnement (diamètre de la roue du compresseur et diamètre de l'arbre du turbocompresseur).*

### 3. Amélioration de la modélisation des transferts thermiques à l'échelle du moteur

*L'amélioration de la modélisation du turbocompresseur a permis de gagner en précision sur les conditions de températures et de pressions aux bornes du compresseur et de la turbine. Pour permettre une meilleure prédiction du rendement volumétrique, il est aussi nécessaire de caractériser et modéliser finement la thermique proche du moteur. En effet, la thermique de la boucle d'air est étroitement liée à celle du moteur. Les échanges thermiques au niveau du répartiteur d'admission et de la culasse influencent la température de l'air admis dans le cylindre et donc le remplissage. De même, les échanges au niveau du cylindre, de la culasse et du collecteur d'échappement sont déterminants pour les conditions en entrée turbine qui conditionnent le point de fonctionnement du turbocompresseur et donc la pression d'admission. Ce couplage complexe au niveau de la boucle d'air implique la modélisation correcte de différents phénomènes :*

- *Echange thermique à l'admission.*
- *Dégagement de chaleur et échange thermique aux parois dans le cylindre.*
- *Echange thermique à l'échappement.*

*Ces transferts thermiques ont lieu entre l'air (ou les gaz d'échappement) et les parois du moteur qui échangent également avec les circuits d'eau et d'huile. Un bilan de puissance est réalisé en s'appuyant sur la thermométrie (voir 1.2.2) afin d'équilibrer correctement les différents flux modélisés. La modélisation des transferts thermiques s'appuie, en effet, sur des corrélations qui nécessitent d'être recalées. Après une analyse de la littérature, deux approches de calibration de la thermique moteur sont proposées puis testées dans ce chapitre. La première approche dite « séquentielle » postule que l'amélioration de la prédiction des températures parois doit conduire in fine à une amélioration du rendement volumétrique. La seconde approche dite « globale » optimise directement la prédiction du rendement volumétrique en utilisant les différents paramètres de calibration de la thermiques.*



### 3.1. Etude bibliographique de la calibration

Il existe plusieurs types de problèmes de calibration. Lors du développement d'un modèle empirique, les coefficients sont identifiés à partir d'observations expérimentales. Ce processus de calibration est, par exemple, utilisé dans le développement des modèles de transferts thermiques au sein du turbocompresseur en minimisant la somme des résidus au carré (voir chapitre 2.3).

Le problème étudié dans cette partie est légèrement différent. L'objectif est de calibrer l'ensemble des sous modèles du modèle moteur pour obtenir un bon accord entre les données d'essais et les résultats de simulation. Dans une situation idéale, où tous les phénomènes d'un système sont parfaitement compris et décrits par des modèles, la simulation et l'expérience concordent parfaitement. En réalité, les modèles nécessitent une étape de calibration afin de reproduire avec une bonne fidélité les expériences. Cette étape de calibration est nécessaire pour différentes raisons :

- Les données géométriques peuvent être légèrement inexactes (tolérance de fabrication)
- Les conditions limites peuvent être mal connues (manque d'instrumentation)
- Les modèles phénoménologiques ont par essence besoin d'être calibrés
- Il est parfois nécessaire d'adapter la modélisation établie en stationnaire aux flux pulsés des MCI

Les principaux coefficients de calibration des modèles thermiques, utilisés dans cette étude, sont présentés au chapitre 1.4.

Les modèles physiques sont de plus en plus utilisés dans le développement des chaînes de traction automobile. L'amélioration de leur précision permet effectivement de les utiliser, non seulement pour des problématiques de dimensionnement, mais aussi dans le processus de calibration du contrôle moteur (Engine Control Unit (ECU)) et de l'optimisation de performances [53], [54], [55], [56]. Ainsi les modèles viennent compléter voire se substituer aux données d'essais et constituent des jumeaux numériques (digital twin) ou banc d'essais virtuels [57], [58], [59]. En raison de la complexité des MCI, les campagnes de caractérisation expérimentale complètes impliquent désormais des coûts très supérieurs à l'utilisation de modèles numériques. Les modèles permettent également de calculer des variables difficilement observables en essais et permettent donc une meilleure caractérisation. Boccardo [53] développe, par exemple, un modèle de formation de suie en s'appuyant sur différentes variables calculées par le modèle de combustion en plus des observations expérimentales.

De nombreux auteurs insistent sur le besoin de calibration du modèle pour atteindre le niveau de précision nécessaire à la réalisation de leurs études. Tan [60] explique qu'un modèle imprécis pourrait, par exemple, conduire à la définition de lois de contrôle trop conservatives lors de conception de contrôle moteur assistée par modèle. Les bases mathématiques des problèmes d'identification sont documentés [61], [62], [63]. Cependant, la littérature reste évasive sur la mise en œuvre des méthodes de calibration [64], [65], [66]. Li [67] et Qiao [68] considèrent leurs modèles bien calibrés et validés en comparant leurs résultats à deux points expérimentaux. Guan [57] utilise, lui, un seul point.

Nikzadzar [56] explique que dans son modèle, développé avec AVL Boost [69], certains paramètres doivent être ajustés en comparant les résultats du modèle et les données d'essais. Certains présentent des figures permettant d'évaluer le niveau d'accord entre le modèle et les essais [55], [59], [70]. La Figure 70 issue des travaux de Millo [55] compare les résultats de son modèle avec les essais.

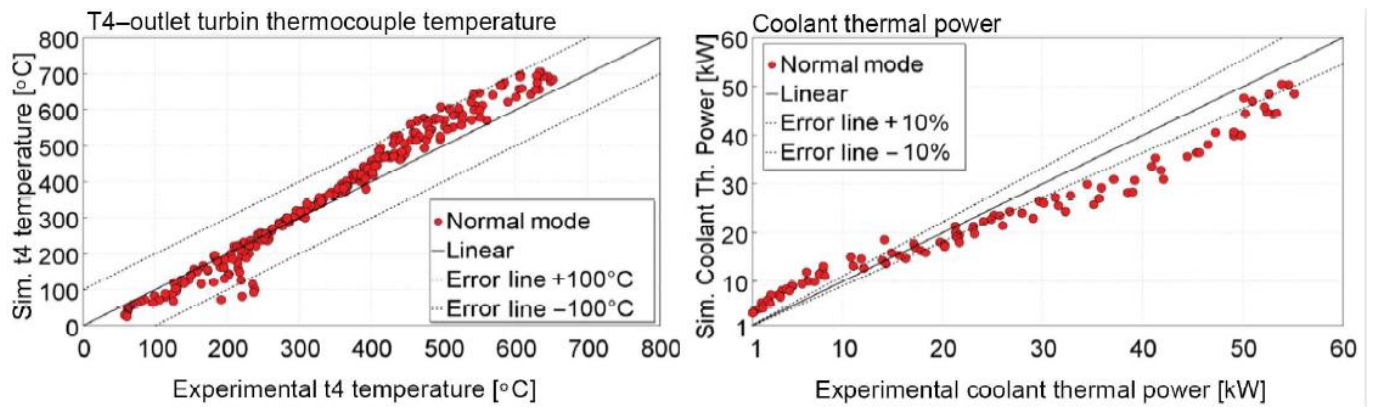


Figure 70 : Comparaison essais / modèle de la température en sortie turbine et du flux à l'eau, [55]

En plus de comparaisons graphiques, Casoli [71] indique certaines statistiques : « *Le modèle est capable de reproduire correctement les conditions des collecteurs d'admission et d'échappement, avec des erreurs maximales inférieures à 9 % (pression de suralimentation), 3 % (température du collecteur d'admission), 20 % (pression du collecteur d'échappement) et 13 % (température du collecteur d'échappement).* ». Il précise également que le modèle est validé par comparaison avec 48 points expérimentaux et qu'une identification par une méthode des moindres carrés a permis de déterminer les coefficients de calibration sur d'autres points de fonctionnement. Payri [72], utilise également une méthode des moindres carrés [62], pour calibrer 12 coefficients de son modèle de combustion. Il dispose de 50 points expérimentaux. Une moitié des points est utilisée pour l'identification des paramètres et l'autre moitié pour la validation.

Li [59] ne donne aucun détail sur la procédure de calibration de son modèle GT mais affiche de très bons résultats sur un domaine de fonctionnement allant de 1000 à 5000 rpm et de 1 à 15 bar de PME. Les données montrent, en effet, que les erreurs relatives des indicateurs de performance du moteur, tels que le couple, la consommation spécifique et les émissions de NO, sont toutes inférieures à 2 %.

Zhao [73] présente, lui, un modèle GT ayant une erreur maximale de 6.7% sur la consommation spécifique avec toutefois une large majorité de points sous 3% d'erreur. Il utilise un processus de calibration itératif des coefficients du modèle de combustion SI turb et du modèle de Woschni sur l'ensemble des points présentés sur la Figure 71. Pour chaque point de fonctionnement, des coefficients différents sont définis. Le niveau d'accord entre essais et modèle résulte d'un compromis entre le nombre de points de calibration choisi et le temps nécessaire à l'application de cette méthodologie.

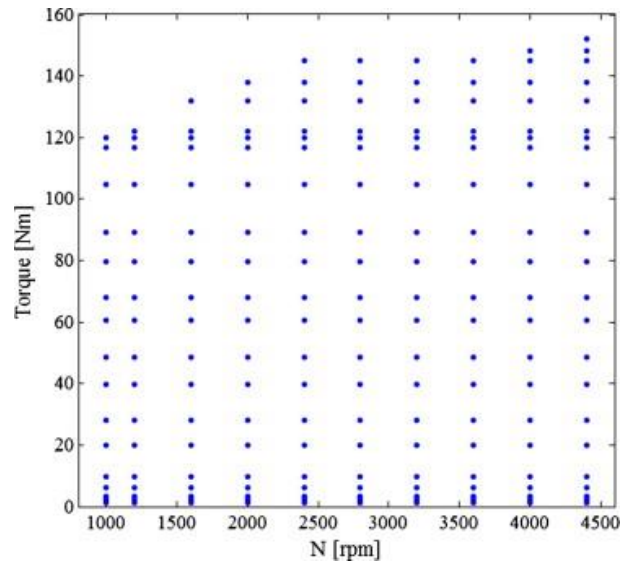


Figure 71 : Points utilisés pour la calibration du modèle de Zhao [73]

Cette méthode de calibration est fastidieuse. De plus, elle impose quasiment les résultats sans tenir compte de la physique du modèle puisque les coefficients de calibration varient pour chaque point de fonctionnement.

Serrano [74] propose une méthode de calibration en isolant les différents sous-systèmes du moteur. Des régulations de type PID sont utilisées pour déterminer les valeurs des coefficients de recalage.

Le nombre de paramètres de calibration et les multiples interactions entre les composants des modèles de MCI rendent quasiment impossibles une calibration manuelle [60], [75], [76]. Yoder [76] indique que pour la calibration de modèles non linéaires, il est préférable de déterminer l'ensemble des coefficients simultanément. Millo [77] explique également que l'utilisation de plans d'expériences devient trop coûteuse en termes de temps de calcul lorsque plus de quatre paramètres sont utilisés pour la calibration. Tan [60] propose une méthode de calibration basée sur la recherche d'extremum (Extremum Seeking (ES)). Cette méthode d'optimisation étudie la réponse d'une fonction objectif à une perturbation d'un ou des paramètres d'entrée afin de déterminer la direction de recherche de l'extremum. La Figure 72 présente le principe de l'optimisation ES.

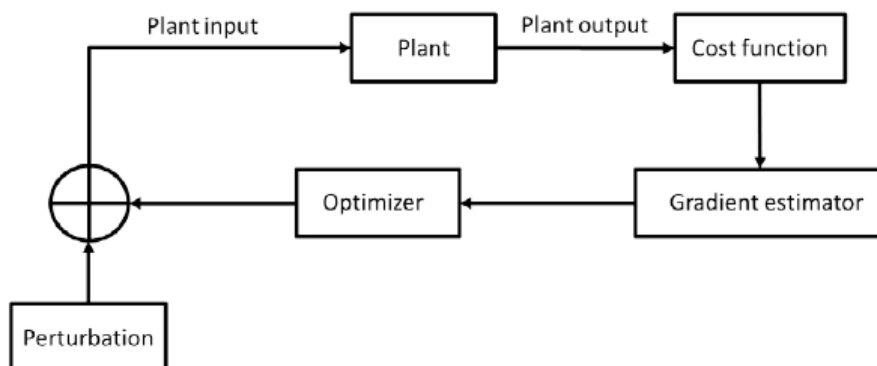


Figure 72 : Structure générique de la recherche d'extremum [60]

La méthode est validée sur un exemple de calibration du modèle de Woschni. L'objectif est alors de minimiser l'intégrale, sur la partie fermée du cycle, de l'erreur (essai / modèle) de la pression cylindre. Suivant les cas présentés, une centaine d'itérations est nécessaire. La méthode peut être étendue à plusieurs paramètres.

Zaglauer [75] propose également d'utiliser une méthode d'optimisation pour la calibration de son modèle moteur GT. Il montre qu'un algorithme génétique permet de calibrer les six paramètres du modèle de combustion en une trentaine d'itérations. Mirzaeian [78] reprend cette méthode pour calibrer le modèle de combustion du modèle GT d'un moteur diesel six cylindres. Le détail de la calibration des autres paramètres du modèle n'est malheureusement pas présenté. Le niveau d'erreur relative du débit d'air, présenté sur la Figure 73, semble très satisfaisant.

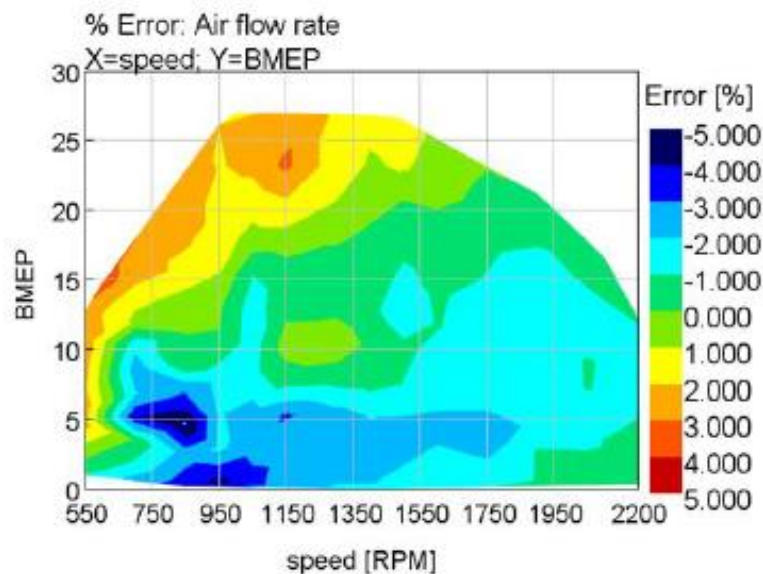


Figure 73 : Erreur relative entre essais et modèle du débit d'air [78]

Shahpouri [79] et Millo [77] utilisent l'algorithme génétique NSGA III [80] implémenté dans GT pour calibrer le modèle de combustion et le modèle de formation de suie de leur modèle moteur GT. L'optimisation est réalisée en deux temps en utilisant un algorithme génétique pour chacun des modèles à calibrer.

Les algorithmes génétiques peuvent être à la fois multi paramètres et multi objectifs [80]. Ils constituent donc de bons candidats pour la calibration simultanée de l'ensemble des coefficients d'un modèle moteur. Ils ont l'avantage d'être largement « parallélisables » mais nécessitent un nombre important de calculs [76]. Afin de limiter le temps de calcul, il est possible d'exécuter l'optimisation sur des surfaces de réponse en lieu et place du modèle physique. La base théorique de l'optimisation génétique est expliquée dans l'annexe 4. De nombreuses études d'optimisation sont menées en utilisant des surfaces de réponse [65], [67], [81], [82]. Il semble toutefois ne pas y avoir d'exemple de calibration de modèle moteur basée sur cette méthode dans la littérature.

## 3.2. Bilan énergétique et analyse des températures paroi

Les essais champ iso (présentés en 1.3) ainsi que des essais avec variation des températures d'eau et d'huile réalisés par El hajj [7] sont exploités. Ces deux campagnes d'essais ont été réalisées sur le moteur 1 au banc d'essai moteur de l'ECN décrit au chapitre 1.2. Il est donc possible d'analyser ces essais de façon cohérente. Les températures matières ainsi que les flux à l'eau et l'huile sont étudiés. Un bilan d'énergie est réalisé et comparé à la version modélisée.

### 3.2.1. Bilan d'énergie

Avant de s'intéresser en détail aux températures des parois et à la calibration du modèle, il est important d'analyser les essais afin d'établir un bilan d'énergie et de vérifier son bon équilibre. En plus de l'analyse des essais, un parallèle est réalisé avec le modèle pour identifier les termes comparables mais aussi les différences liées aux hypothèses et choix de modélisation. Les puissances calculées sur la base des essais devront pour certaines, être post traitées afin d'établir une base de comparaison (homogène) avec le modèle.

La répartition de l'énergie issue du combustible varie suivant les moteurs et technologies utilisés mais peut être décomposée suivant différents postes comme illustré par Dinescu [83] sur la Figure 74.

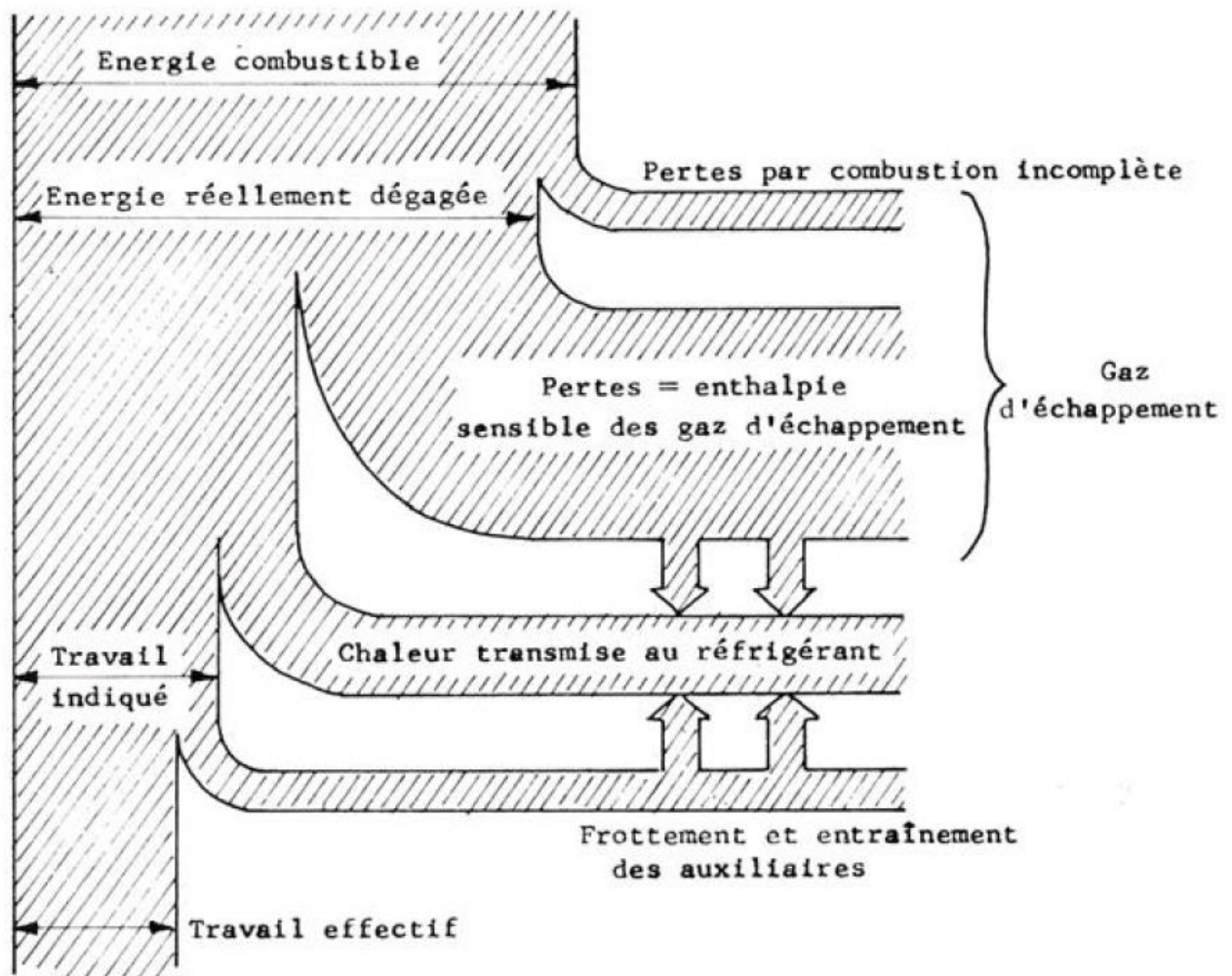


Figure 74 : Répartition de l'énergie issue du carburant selon [83]



Heywood [11] propose, lui, une répartition en termes de puissance qui détaille davantage les transferts pouvant intervenir entre les différents postes de puissance sur la Figure 75.

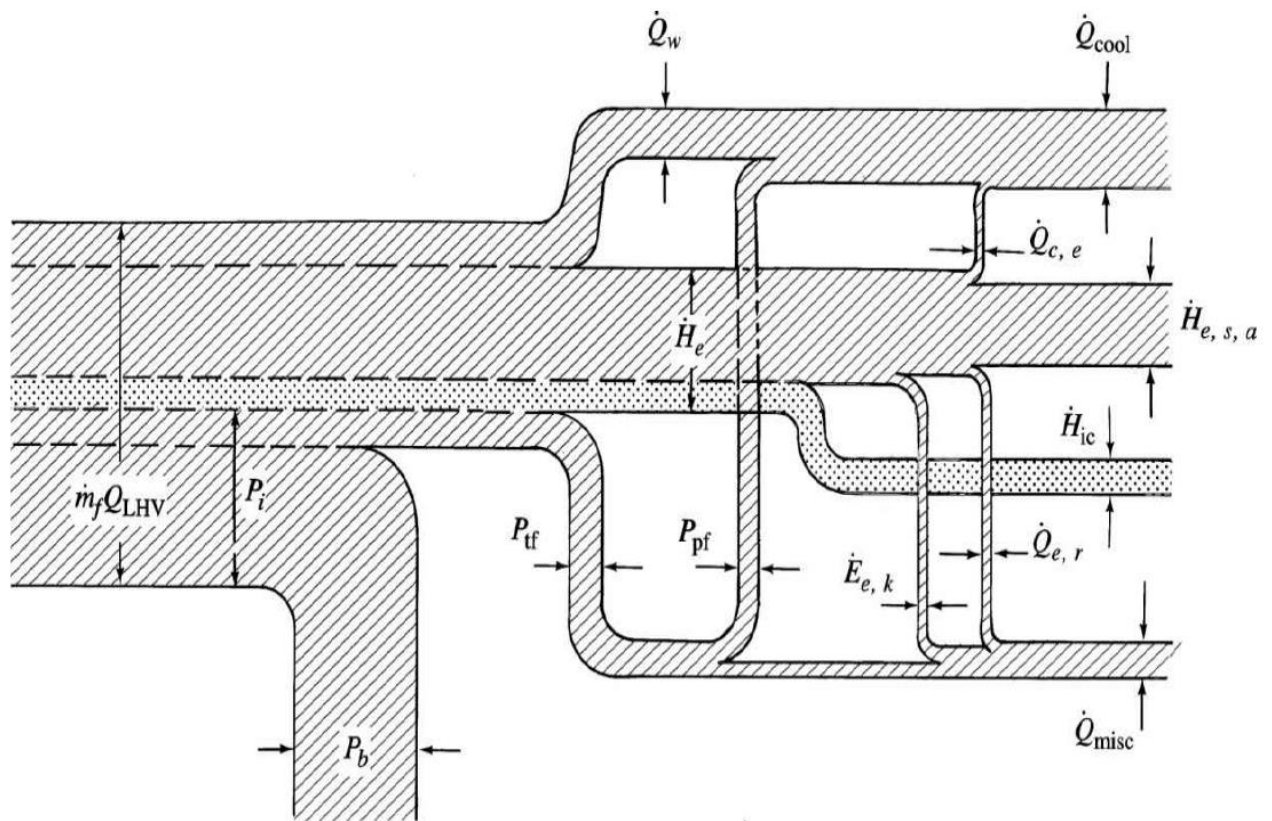


Figure 75 : Répartition de la puissance issue du carburant selon [11]

Les différents termes présentés sur la Figure 75 sont les suivants :

$\dot{m}_f Q_{LHV}$	Puissance chimique du carburant
$\dot{Q}_w$	Pertes thermiques aux parois des cylindres
$\dot{H}_e$	Débit enthalpique des gaz d'échappement
$P_b$	Puissance mécanique
$P_{tf}$	Puissance totale des frottements
$P_i$	Puissance indiquée
$P_{pf}$	Puissance de frottement du piston
$\dot{Q}_{cool}$	Puissance cédée au circuit de refroidissement
$\dot{Q}_{c,e}$	Pertes thermiques au niveau des chapelles d'échappement
$\dot{H}_{e,s,a}$	Débit enthalpique des gaz d'échappement à la sortie du silencieux
$\dot{H}_{e,ic}$	Puissance chimique des imbrulés à l'échappement
$\dot{Q}_{e,r}$	Pertes thermiques par rayonnement de l'échappement
$\dot{E}_{e,k}$	Flux d'énergie cinétique à l'échappement
$\dot{Q}_{misc}$	Solde du bilan de puissance incluant les pertes thermiques par convection et rayonnement

La puissance issue du carburant est répartie entre puissance mécanique, chimique et chaleur perdue dans l'eau, l'huile ou l'échappement. Une partie de la puissance mécanique est aussi perdue in fine en chaleur via les frottements. Des pertes thermiques par transferts thermiques entre le bloc moteur et l'ambiant sont également considérées. Des interactions et des transferts ont lieu entre les différents fluides et composants du moteur.

Finalement Heywood [11] indique dans la Table 19 les ordres de grandeur de la répartition de puissance en pour cent de la puissance carburant.

	$P_b$	$\dot{Q}_{cool}$	$\dot{Q}_{misc}$	$\dot{H}_{e,ic}$	$\dot{m}h_{e,s}$
<b>Moteur essence</b>	25-30	17-25	5-10	6-15	25-35
<b>Moteur Diesel</b>	35-40	20-35	2-6	1-2	22-35

Table 19 : Bilan de puissance des moteurs essence et diesel à pleine puissance selon [11]

Différents bilans de puissance sont disponibles dans la littérature, [84] et [85] présentent par exemple des répartitions différentes mais qui restent du même ordre de grandeur dans la Table 20 et la Figure 76.

	Puissance mécanique	Gaz d'échappement	Circuit de refroidissement	Pertes à l'ambiant
<b>Puissance en % de la puissance carburant</b>	33%	30%	30%	7%

Table 20 : Bilan de puissance d'un moteur de 100kW selon [84]

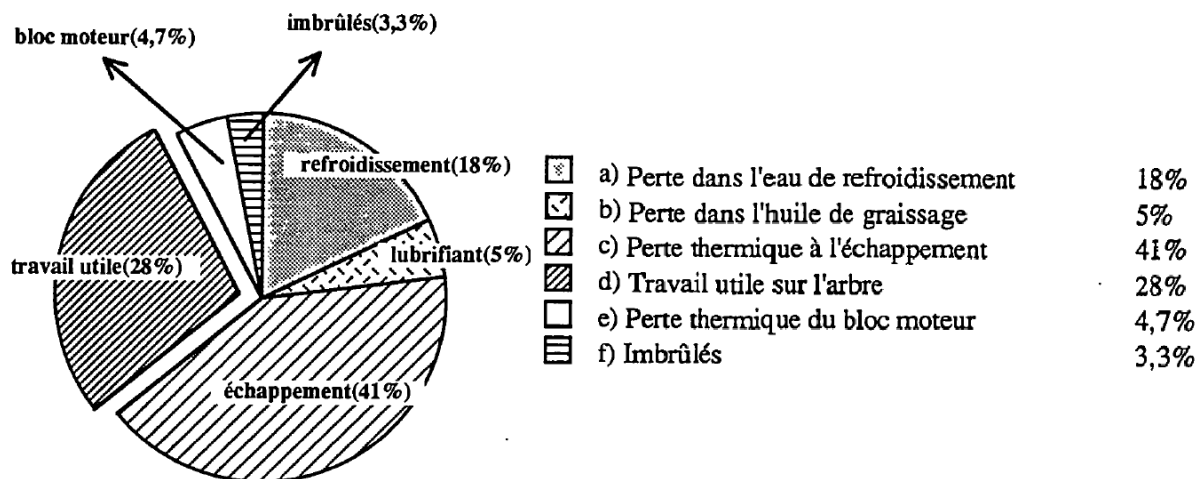


Figure 76 : Bilan thermique type du moteur à allumage commandé Renault J6R à 4000 rpm et 80% de charge selon [85]

Le détail des calculs pour établir le bilan de puissance du moteur 1 n'est pas présenté de façon exhaustive. La méthodologie suivie repose sur les travaux de Lu [85] et Dinescu [83] :

La puissance du carburant est calculée directement à partir du débit carburant et de son Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI).

$$P_{carb} = \dot{m}_{carb} PCI \quad (55)$$

L'intégration de la pression cylindre sur le cycle moteur permet de calculer la puissance ou la Pression Moyenne Indiquée (PMI).

$$PMI = \frac{\oint P_{cyl} dV}{V_{cyl}} \quad (56)$$

$$P_{ind} = \frac{PMI \cdot V_{cyl} \cdot N}{120} \quad (57)$$

A partir du couple, la puissance mécanique ou la Pression Moyenne Effective (PME) est calculée et la Pression Moyenne des Frottements et accessoire (PMF) est déduite par différence avec la puissance indiquée.

$$PME = \frac{4\pi C}{V_{cyl}}, \quad PMF = PMI - PME \quad (58)$$

L'analyse des gaz d'échappement permet de calculer la richesse et les débits associés aux différentes espèces des gaz d'échappement. Ainsi la puissance chimique des imbrulés peut être calculée tout comme le rendement de combustion.

$$P_{chi,ech} = \dot{m}_{CO} PCI_{CO} + \dot{m}_{HC} PCI_{HC} \quad (59)$$

$$\eta_{comb} = \frac{P_{carb} - P_{ech}}{P_{carb}} \quad (60)$$

Un bilan enthalpique est réalisé entre l'entrée filtre à air et la sortie turbine en utilisant les mesures de températures et les débits calculés pour évaluer la puissance thermique cédée au niveau de l'échappement.

$$P_{therm,ech} = \dot{m}_{ech}(h_{t,s} - h_{filtre,e}) = \dot{m}_{ech}(h_4 - h_1) \quad (61)$$

De même, la puissance thermique cédée au niveau du RAS peut être calculée.

Un bilan enthalpique sur le circuit d'eau est également réalisé à partir des mesures de débit et de température sur les différents composants du circuit d'eau (radiateur, turbocompresseur, aérotherme et pompe à eau).

$$P_{eau} = C_{eau}(\dot{m}_{eau,rad}(T_{rad,e} - T_{rad,s}) + \dot{m}_{eau,turb}(T_{turb,s} - T_{turb,e}) + \dot{m}_{eau,BSE} T_{BSE,s} + \dot{m}_{eau,aero} T_{aero,e} - \dot{m}_{eau,pompe} T_{pompe,s}) \quad (62)$$

Ou en reprenant les notations utilisées pour le circuit d'eau et son instrumentation présentés sur la Figure 14 au chapitre 1.2.3 :

$$P_{eau} = C_{eau}(QEARADIA(TEASMOT - TEAEMOT) + QEATURBO(TEASUTURB - TEAETURB) + QEASBSE.TEASBSE + QEAAERO.TEAEAERO - QEAPOMP.TEAEPOMP) \quad (63)$$



Sur certains essais, un échangeur externe pour refroidir l'huile est installé en lieu et place de la modyne (échangeur eau / huile qui permet de refroidir l'huile grâce à l'eau du circuit de refroidissement). Un bilan permet alors de calculer la puissance cédée par l'huile. Cette puissance est assimilée à la puissance cédée par les différents composants du moteur (aussi bien sous forme de frottement que de chaleur) au circuit d'huile.

$$P_{\text{huile}} = C_{\text{huile}} \dot{m}_{\text{huile}} (T_{\text{huile,e}} - T_{\text{huile,s}}) \quad (64)$$

Pour les essais utilisant la modyne d'origine, la puissance cédée par l'huile n'est pas identifiée et est comprise dans la puissance de refroidissement du circuit d'eau.

La puissance cédée à l'ambiant par transfert thermique depuis le moteur, qui peut être considéré comme une source de chaleur, n'est pas calculée mais identifiée comme le terme manquant pour équilibrer le bilan de puissance. Cette méthode a l'inconvénient de cumuler les incertitudes de l'ensemble des flux.

$$P_{\text{amb}} = P_{\text{carb}} - P_{\text{mec}} - P_{\text{chi,ech}} - P_{\text{therm,ech}} - P_{\text{therm,RAS}} - P_{\text{eau}} - P_{\text{huile}} \quad (65)$$

Il est cependant très lourd de mettre en place une méthodologie de calcul de l'échange avec l'ambiant. [84] présente une méthode basée sur un bilan de puissance considérant le système ouvert de la cellule d'essai dans son intégralité. La Figure 77 montre la complexité de la mise en place d'une telle méthodologie qui nécessite la caractérisation de tous les éléments présents dans la cellule, qui doit par ailleurs, être isolée et climatisée.

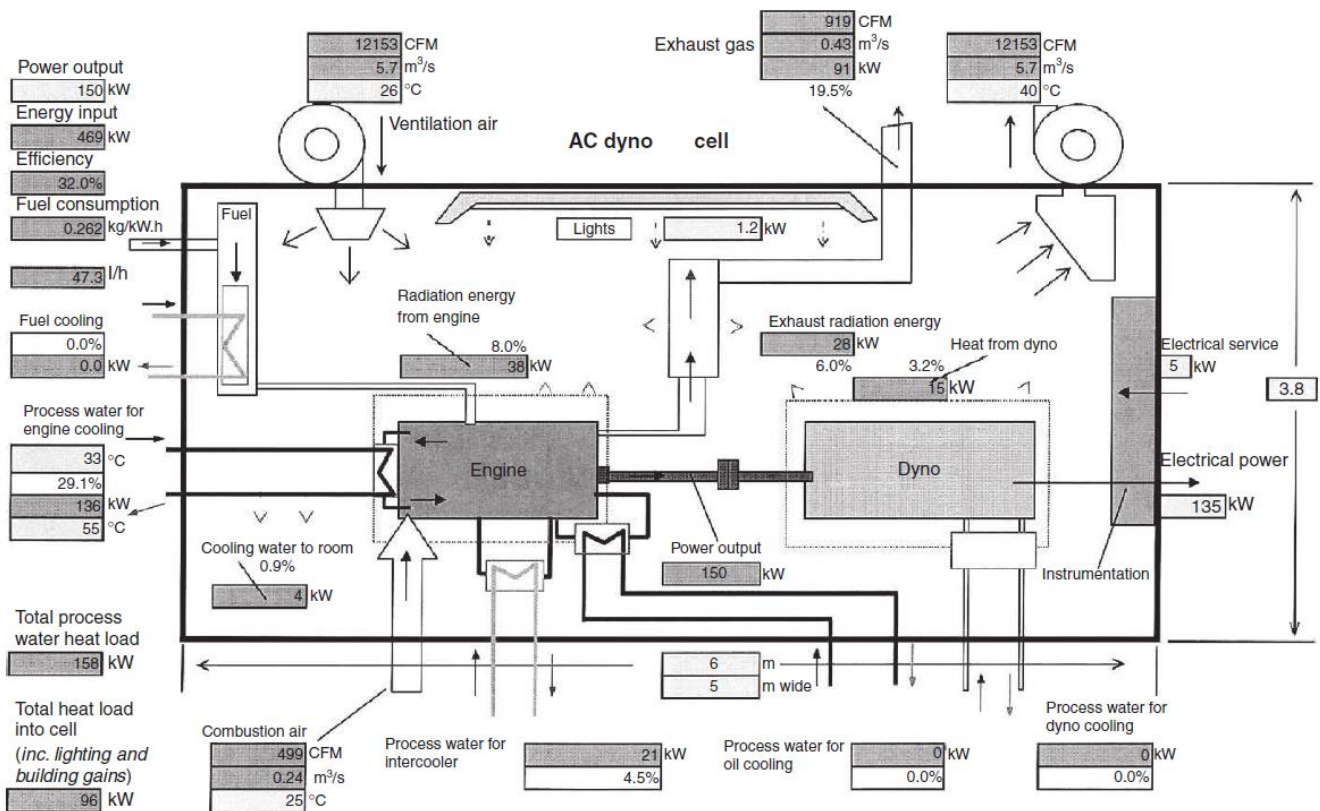


Figure 77 : Analyse de la thermique de la cellule d'essai moteur selon [84]

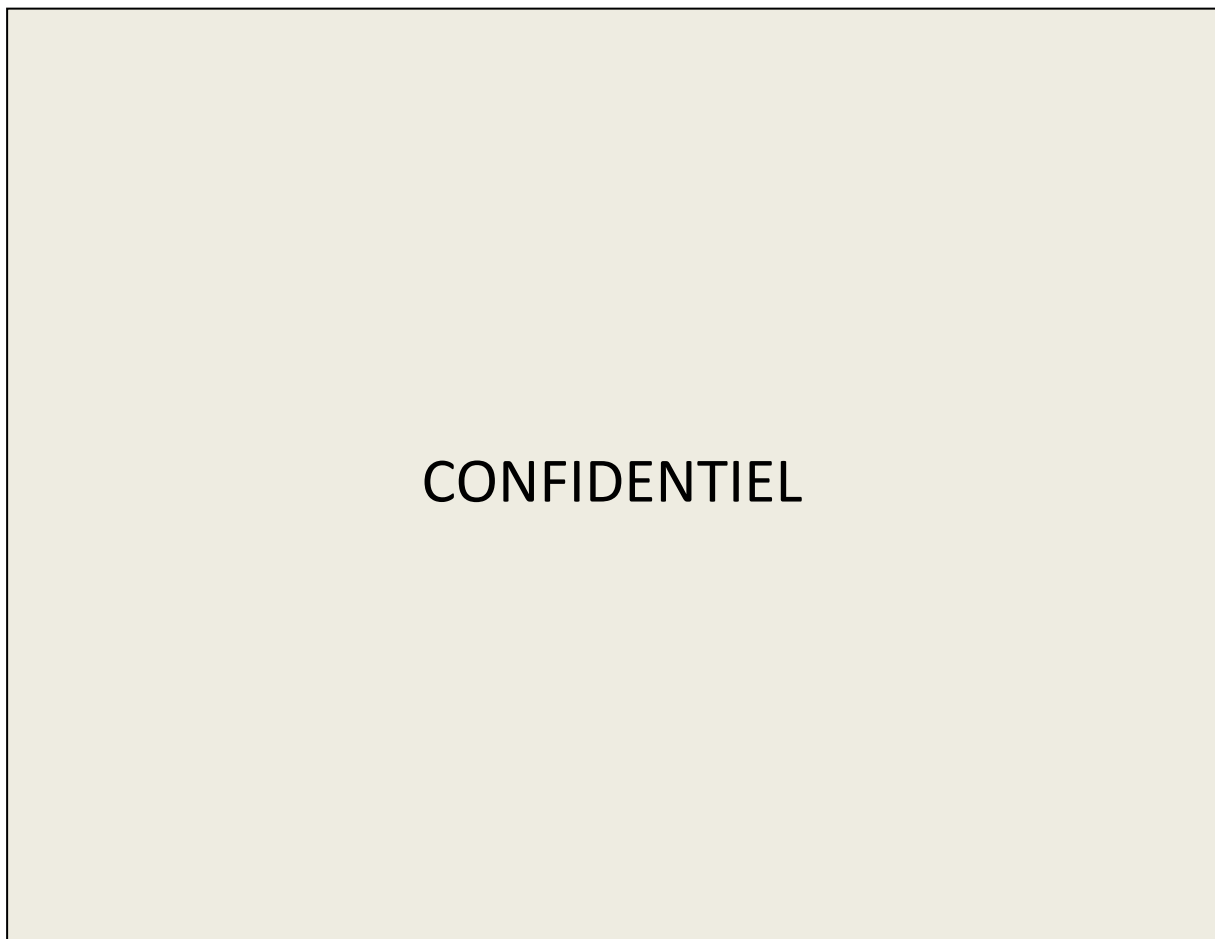
La Table 21 présente pour deux points de fonctionnement le bilan de puissance du moteur 1 testé à l'ECN.

Point de fonctionnement	Puissance mécanique	Puissance chimique des gaz d'échappement	Puissance thermique des gaz d'échappement	Puissance thermique RAS	Circuit de refroidissement	Pertes à l'ambient
<b>Puissance mécanique : 95.1 kW</b>	23.7	20.6	28.4	2.7	16.4	8.2
<b>Puissance mécanique : 52.5kw</b>	35.2	2.5	31.8	1.5	23.5	5.5

**Table 21 : Bilan de puissance en % de la puissance chimique du carburant du moteur 1**

Le point de puissance à 95.1 kW est réalisé avec un fort enrichissement qui conduit à d'importantes pertes chimiques à l'échappement. Un deuxième point à mi-charge à 3000 rpm et à richesse 1 permet de retrouver une répartition des puissances plus classique.

La Figure 78 présente la puissance transférée dans le liquide de refroidissement, appelée par abus de langage puissance à l'eau, sur le champ iso.



**Figure 78 : Puissance à l'eau (en kW) sur le champ iso**

La puissance à l'eau varie de façon similaire à la puissance du moteur.

Afin de vérifier qualitativement le bilan de puissance réalisé sur les essais, la Figure 79 présente le solde du bilan de puissance en % de la puissance carburant. Il peut être assimilé aux pertes thermiques à l'ambient (aux incertitudes de mesures près).

Load Index	1050	1200	1350	1550	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	5800
0.5	19.16	17.21	12.46	11.67	9.49	9.98	8.21	3.73	4.39	6.72	4.69	5.39	5.30	6.03
1	21.10	17.47	13.01	11.83	7.35	10.43	4.75	5.20	2.78	2.00	4.66	5.16	6.91	6.84
2	15.76	19.32	11.44	9.57	10.06	16.38	6.92	6.15	3.54	3.77	5.86	6.34	5.92	6.94
3	14.87	14.53	9.94	10.24	6.42	9.94	6.29	3.88	3.63	4.06	5.83	5.70	6.20	6.83
4	14.74	16.20	8.84	8.13	7.74	8.77	6.74	4.88	4.76	5.10	5.77	5.81	5.96	6.45
5	14.32	14.67	9.10	9.78	7.29	7.22	6.06	5.19	4.43	4.78	5.22	5.81	6.20	6.18
6	15.00	13.78	10.07	8.85	7.91	8.93	6.18	5.75	5.40	5.28	5.51	4.32	4.36	6.07
7	14.39	11.21	9.47	9.30	7.61	8.87	6.90	6.02	5.48	5.20	5.37	5.94	5.60	5.57
8	13.49	11.30	9.42	8.41	7.45	8.35	7.05	5.88	5.54	5.08	5.54	5.61	5.70	5.50
9	10.85	10.29	9.18	9.00	7.72	8.22	7.20	6.26	5.80	5.76	5.59	5.40	5.41	
10	10.85	9.64	8.71	8.46	8.85	8.87	7.23	6.35	6.07	5.89	5.35	5.60	5.48	
11	13.64	11.74	9.52	8.07	8.18	6.65	5.51	5.18	4.66	4.38	5.40	5.18	5.23	
12	11.59	10.50	8.82	7.86	6.87	6.90	6.11	5.49	5.34	5.25	4.28	5.04	4.72	
13	11.66	9.97	8.79	7.02	6.88	6.49	5.72	4.79	4.54	4.37	4.44	4.92	5.81	
14	13.59	9.66	8.01	6.80	6.87	6.50	5.36	4.83	4.65	4.38	4.64	4.96	5.19	
15		9.07	7.74	7.36	6.75	5.58	5.03	4.87	4.69	4.51	5.42	4.93	4.77	
16		10.11	9.10	7.24	6.83	5.68	5.15	4.38	5.48	4.95	5.40	4.57	4.08	
17		10.25	8.70	6.07	8.42	6.96	6.01	5.50	5.04	5.08	4.64	4.51	5.27	
18		9.77	8.78	8.54	8.25	6.30	6.38	5.81	5.55	5.35	5.77	7.07	8.29	
19			8.97	8.33	8.10	6.72	6.63	5.91	5.52	5.44	7.37	8.15		
20			8.99	8.66	8.01	6.04	6.80	6.14	5.68	5.81	7.86			
21				8.20	7.55	6.28	6.82	6.06	6.03	7.00				
22				8.56	7.49	6.29	6.75	6.34	6.26	8.55				
23					7.47	6.14	6.77	6.06	6.54	8.16				
24					7.66	6.22	6.84	5.86	6.70					
25							6.73	5.91	6.80					

Figure 79 : Solde du bilan de puissance (en % de la puissance chimique du carburant) assimilé aux pertes à l'ambient sur le champ iso

Le solde du bilan de puissance est cohérent avec les ordres de grandeur trouvés dans la littérature pour les pertes thermiques à l'ambient. Sur les points de faible puissance (bas régime et basse charge) les pertes sont relativement plus importantes. Il faut souligner que les incertitudes de mesure sont également relativement plus importantes sur ces points et que la stabilisation thermique du moteur est aussi plus complexe à atteindre.

Une fois le bilan de puissance expérimental établi, il est indispensable d'étudier le bilan de la modélisation. En effet, en fonction des hypothèses et modèles mis en place, il n'existe pas une correspondance parfaite entre ce qui est simulé et l'expérience. Pour réaliser ce comparatif, on fait l'hypothèse que la modélisation est parfaite et que le débit d'air prédit par le modèle est identique à celui de l'essai, tout comme les pertes aux parois de la chambre de combustion et des lignes. Dans ces conditions, un certain nombre de puissances sera équivalent entre le modèle et les essais.

La puissance carburant est égale à celle de l'essai. Le modèle fonctionne à richesse imposée donc le débit de carburant sera calculé à partir du débit d'air (supposé exact). En considérant que le PCI du carburant est une donnée d'entrée, les puissances essai et modèle seront égales.

Les concentrations d'imbrulés sont une des cibles de la calibration du modèle de combustion de Wiebe qui permet aussi d'imposer le dégagement de chaleur. La puissance chimique des imbrulés sera donc en accord avec les essais. La puissance indiquée peut également être considérée comme égale à celle des essais (les pertes aux parois étant supposées parfaitement recalées). La puissance thermique à l'échappement peut aussi être considérée identique.

La puissance des frottements déduite expérimentalement est également imposée dans le modèle, la puissance mécanique simulée est alors identique à celle des essais.

La difficulté principale réside dans la puissance cédée à l'huile et l'eau :

- Premièrement, il n'y a pas de modèle du circuit d'eau ou d'huile dans le modèle GT. Ces fluides sont simplement décrits par des conditions aux limites. Il est tout de même possible de sommer les échanges thermiques ayant lieu avec ces conditions sur l'ensemble des composants. Il n'y a par contre pas d'échange considéré avec l'eau ou l'huile au niveau du turbocompresseur. Il faut donc amputer les puissances expérimentales des puissances mesurées au niveau des circuits de lubrification et de refroidissement du turbocompresseur.
- Deuxièmement, les pertes mécaniques assimilées aux frottements (PMF) imposés sont considérées par le modèle comme une puissance de frottement cédée à l'huile au niveau des pistons et segments. La puissance de frottement englobe en réalité des frottements à différents points de lubrification du moteur ainsi que la puissance mécanique consommée par les accessoires. [86] propose la répartition présentée sur la Figure 80.

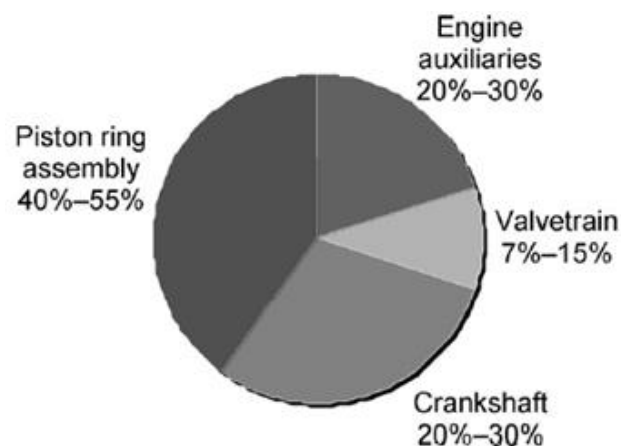


Figure 80 : Répartition des pertes mécaniques selon [86]

Il est possible, dans le modèle, de pondérer la part des frottements cédée à l'huile mais cela supposerait d'avoir caractérisé finement la répartition expérimentale.

- Troisièmement, le moteur n'est pas représenté sous forme de masse pouvant échanger de la chaleur. Les seuls modèles thermiques pris en compte sont les parois des différentes lignes et des cylindres (voir 1.4). L'eau échange avec les parois du cylindre, de la culasse et les parties refroidies des collecteurs. Cependant il n'existe ensuite aucun échange entre l'eau et la matière du moteur. La puissance échangée avec l'ambiant au niveau du moteur provient pourtant en partie de puissance cédée par le circuit de refroidissement. Il en est de même pour la puissance cédée à l'huile considérée indépendante des échanges pouvant être importants

notamment au niveau du carter d'huile. La puissance à l'eau ou l'huile du modèle est donc surestimée de quelques pourcents. Les échanges entre l'eau et l'huile ne sont pas non plus pris en compte. Dans les cas expérimentaux où la modyne est en place, une partie de la puissance à l'huile est cédée à l'eau. La somme des puissances à l'eau et à l'huile du modèle sera donc comparée à la puissance à l'eau expérimentale.

Les comparaisons des puissances à l'eau et à l'huile entre essai et modèle sont donc à prendre avec précaution et peuvent difficilement constituer une base d'évaluation de la qualité du modèle.

Il est possible de modéliser l'ensemble du moteur sous GT en considérant les circuits d'eau et d'huile ainsi que la thermique du bloc moteur [87], [88]. Ce genre de modèle requiert cependant un modèle simplifié de la boucle d'air et est très exigeant en temps de calcul. Cette piste n'est donc pas explorée.

La Figure 81 compare sur différentes variables le modèle moteur et les essais.

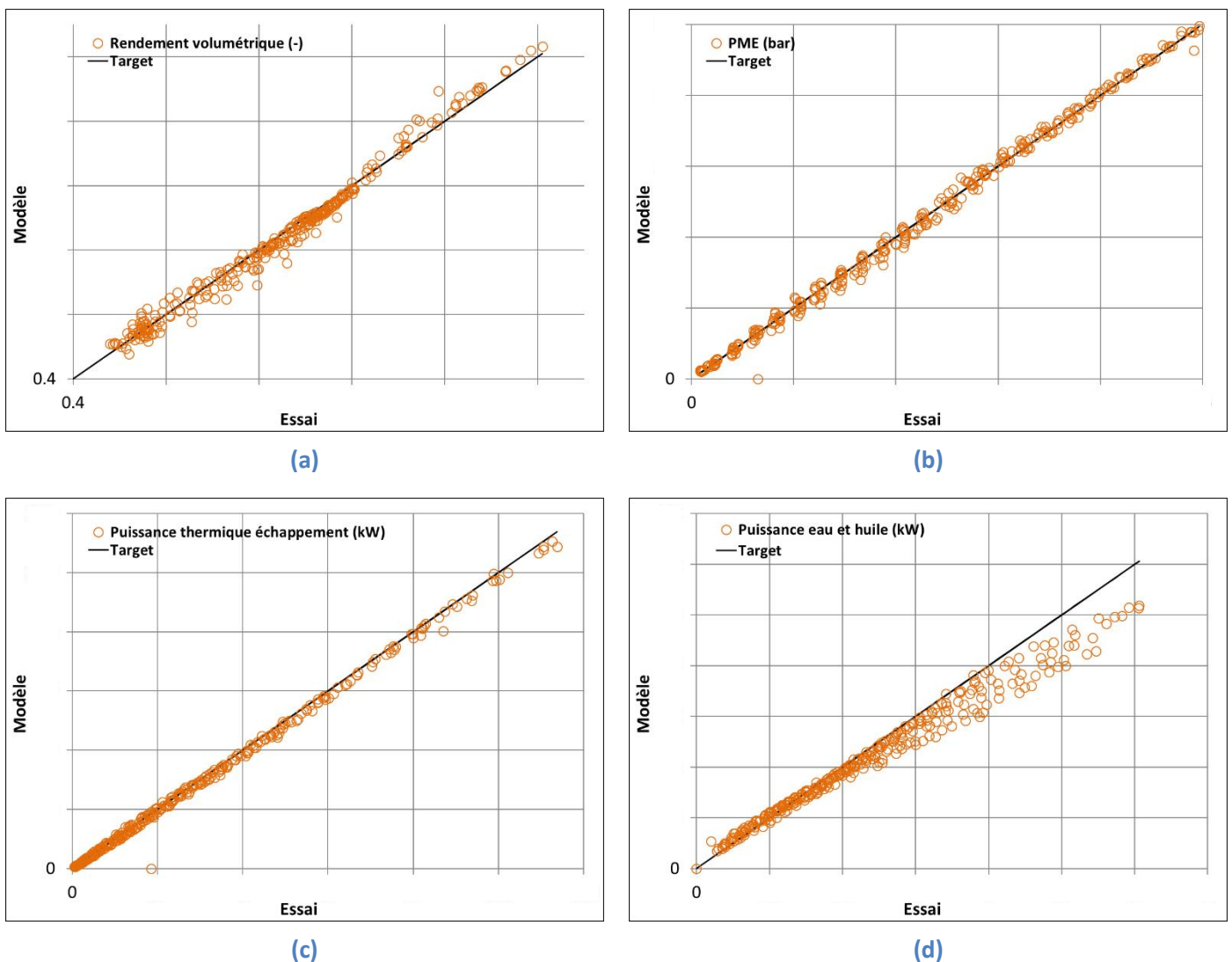


Figure 81 : Comparaison essai / modèle sur différentes variables, rendement volumétrique (a), PME (b), puissance thermique échappement (c) et somme des puissances eau et huile (d)

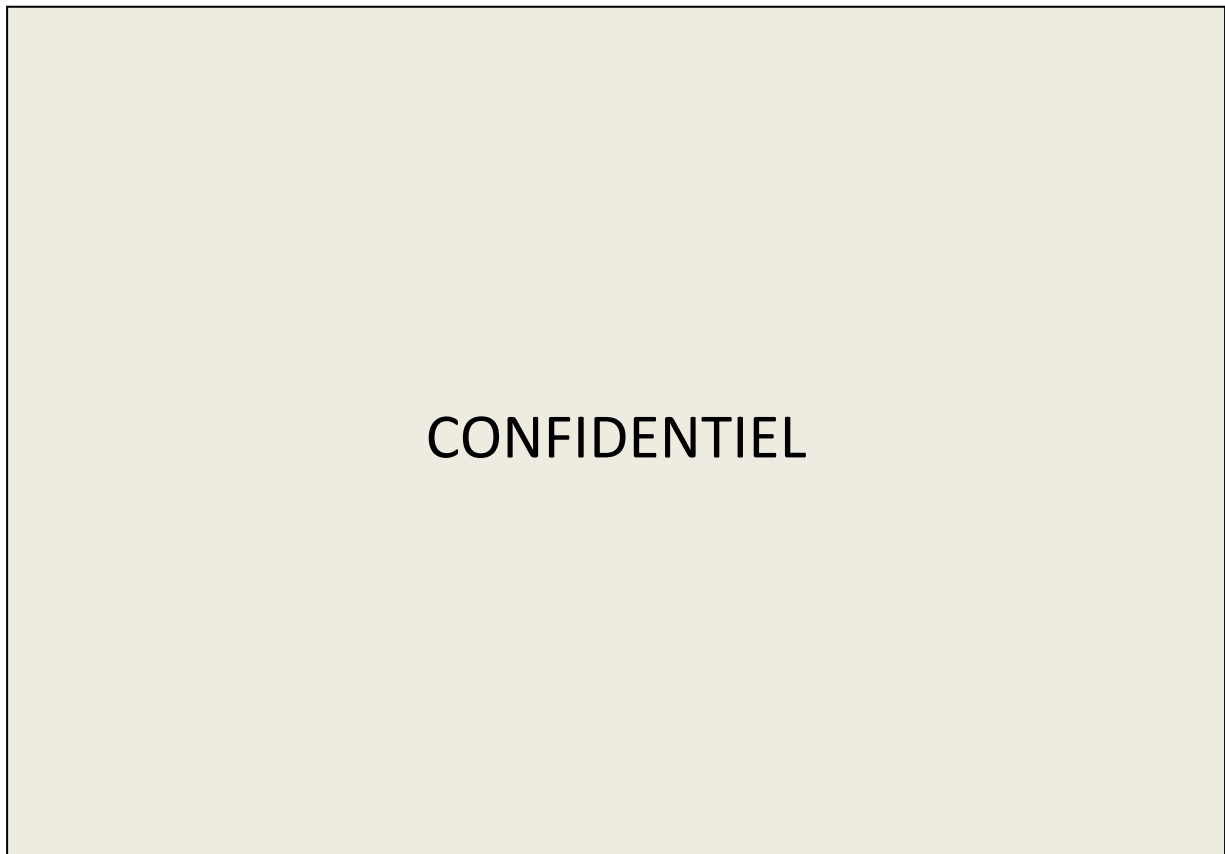
On peut constater sur la Figure 81 (a) que le modèle ne permet pas de reproduire parfaitement le rendement volumétrique. La comparaison des différents postes du bilan d'énergie est donc difficile à

réaliser. La puissance mécanique (Figure 81 (b)), représentée ici sous la forme de la PME, n'est pas identique en essai et dans la simulation. La variation du rendement volumétrique implique, en effet, des écarts au niveau de l'injection de carburant. D'éventuels écarts de transferts thermiques dans les cylindres peuvent également expliquer en partie les écarts. Les Figures 81(c et d) montrent que les puissances thermiques à l'échappement et cédée à l'eau et à l'huile présentent des écarts entre essais et modèle. La puissance thermique à l'échappement est légèrement sous-évaluée dans le modèle. L'écart au niveau de la puissance à l'eau et l'huile est plus important. La variation en fonction de la puissance du moteur n'est pas bien représentée. La comparaison des flux à l'eau et l'huile est difficile mais les transferts thermiques à l'eau semblent être à améliorer.

### 3.2.2. Température matière et flux à l'eau et l'huile

Le bilan d'énergie a mis en évidence des difficultés pour établir une comparaison exacte entre les essais et le modèle. La caractérisation expérimentale des températures matières permet d'appréhender les phénomènes de transferts thermiques ayant lieu au sein du moteur.

La température des parois du moteur varie en fonction de différents paramètres. La Figure 82 trace l'évolution de la température culasse sur le champ iso.



**Figure 82 : Variation de la température culasse sur le champ iso**

On constate qu'en plus de l'évolution de la température en fonction de la charge ou du régime, il existe deux familles de points avec un écart de température d'environ 20°C. On remarque clairement ce phénomène au niveau de la transition entre le 2<sup>ème</sup> et le 3<sup>ème</sup> niveau de charge au régime de 2000 rpm. C'est la température d'eau en entrée moteur qui est à l'origine de ces écarts. La température d'eau

est, en effet, régulée sur deux niveaux, 85 ou 105°C, en fonction d'une cartographie du contrôle moteur.

Une analyse détaillée de l'impact du point de fonctionnement moteur et des températures d'eau et d'huile est présentée en annexe 3. Cette annexe étudie les températures parois pour deux régimes moteur : 2000 et 4000 rpm sur différents niveaux de pression d'admission. Les principales conclusions sont les suivantes :

- Les températures mesurées dans la culasse dépendent de la charge, du régime et de la température d'eau. Comme présenté sur la Figure 82 dans le cas du champ iso, plus la charge ou le régime augmente plus la température de la culasse est élevée. Plus l'eau est froide, plus la culasse est refroidie. Le rendement volumétrique augmente alors car l'air admis dans le cylindre est plus froid et donc plus dense. La température de l'huile n'a elle que peu d'impact.
- Les températures d'interfûts et carter suivent la même évolution que celle de la culasse en fonction des conditions du point de fonctionnement et de la température des fluides. L'interfûts est logiquement plus chaud que le carter et la culasse puisque cette partie de la paroi est située entre les deux cylindres et n'est pas en contact direct avec le noyau d'eau.
- Les températures paroi de la turbine sont principalement impactées par le point de fonctionnement. La température de l'eau a une influence seulement au niveau de la volute. La température de la volute varie en effet par conduction en fonction de la température du collecteur refroidi dont la température évolue avec la température de l'eau. Les gradients de température sont très importants au sein de la paroi turbine. Sur le point de fonctionnement conduisant aux températures les plus élevées, la température de la paroi varie spatialement entre 300 et 900°C.
- Au niveau du corps central du turbocompresseur, les températures parois dépendent du point de fonctionnement et de la température d'eau et d'huile. On observe que la température de l'eau en entrée du corps central est proche de la température d'eau régulée en sortie moteur mais que la température d'huile est plus élevée que celle régulée en entrée moteur. La température de l'huile en entrée du corps central dépend du point de fonctionnement et de la température d'eau. Le circuit d'huile du moteur conduit l'huile à échanger avec différents éléments avant d'arriver en entrée du corps central du turbocompresseur. Le point de fonctionnement et la température d'eau modifient les températures des parois et influent donc sur la température de l'huile qui échange également avec elles.
- Les parois du corps central situées du côté turbine sont plus sensibles aux variations de la température d'eau qu'à celle de l'huile. Ceci peut s'expliquer par la forme du noyau d'eau dans le corps central, concentré du côté turbine (voir Figure 13).
- Il est intéressant de constater, qu'au niveau du corps central comme du compresseur, les températures parois les plus élevées sont obtenues sur le point 2000 rpm, 1.7 bar et non sur le point 4000 rpm, 1.5 bar comme pour les autres températures parois étudiées. La pression en sortie compresseur étant plus forte à 2000 rpm qu'à 4000 rpm (1.7 bar contre 1.5 bar), la



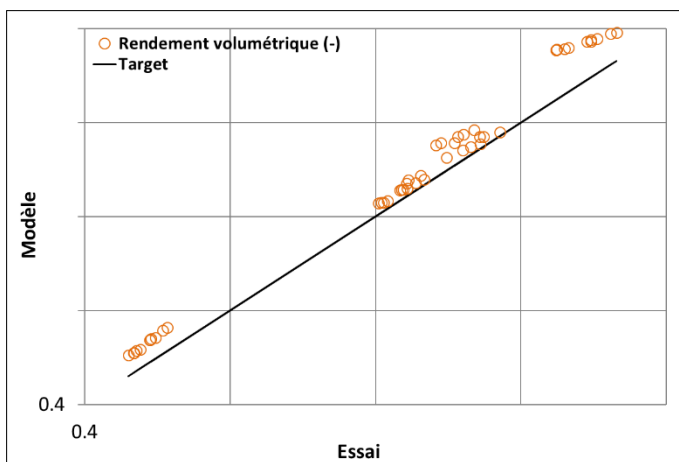
température en sortie compresseur est plus importante. A forte puissance du compresseur, c'est l'air qui réchauffe le compresseur et non l'inverse (comme sur les points à faible puissance). Le niveau de température des parois du compresseur dépend donc du taux de compression. Ce constat est également valable sur le corps central qui est chauffé par conduction par le compresseur. Le thermocouple situé dans la paroi en entrée du compresseur est celui indiquant la température la plus faible. L'air en entrée compresseur refroidit en effet la paroi par convection.

- La puissance cédée au niveau des radiateurs dépend logiquement du point de fonctionnement. On constate également que pour un même point de fonctionnement, plus l'eau est chaude, moins elle récupère de chaleur du moteur (et ne la cède ensuite au niveau du radiateur). L'eau et l'huile sont en concurrence pour récupérer la chaleur du moteur, ainsi à iso température d'eau si la température de l'huile augmente, elle récupère moins de chaleur et le flux à l'eau augmente. De même à iso température d'huile, l'augmentation de la température d'eau conduit à une augmentation du flux à l'huile.
- La consommation spécifique diminue lorsque la température d'eau augmente. Les pertes aux parois dépendent de la température de l'eau mais on remarque également que le rendement de combustion augmente avec la température d'eau. Les parois plus chaudes diminuent les pertes thermiques et permettent également une meilleure combustion (moins d'imbrulés au voisinage de la paroi) [89].

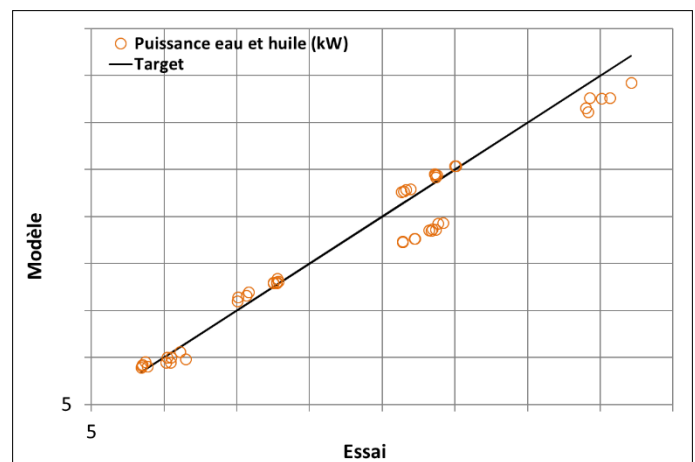
### 3.2.3. Sensibilité du modèle aux variations de températures eau et huile

Les essais avec variations de températures eau et huile sont ensuite simulés pour vérifier la capacité du modèle à les représenter.

La Figure 83 compare les résultats du modèle par rapport aux essais sur le rendement volumétrique et les puissances à l'eau et l'huile. Les puissances expérimentales sont post traitées pour ne prendre en compte que les postes étant modélisés comme expliqué au 3.2.1.

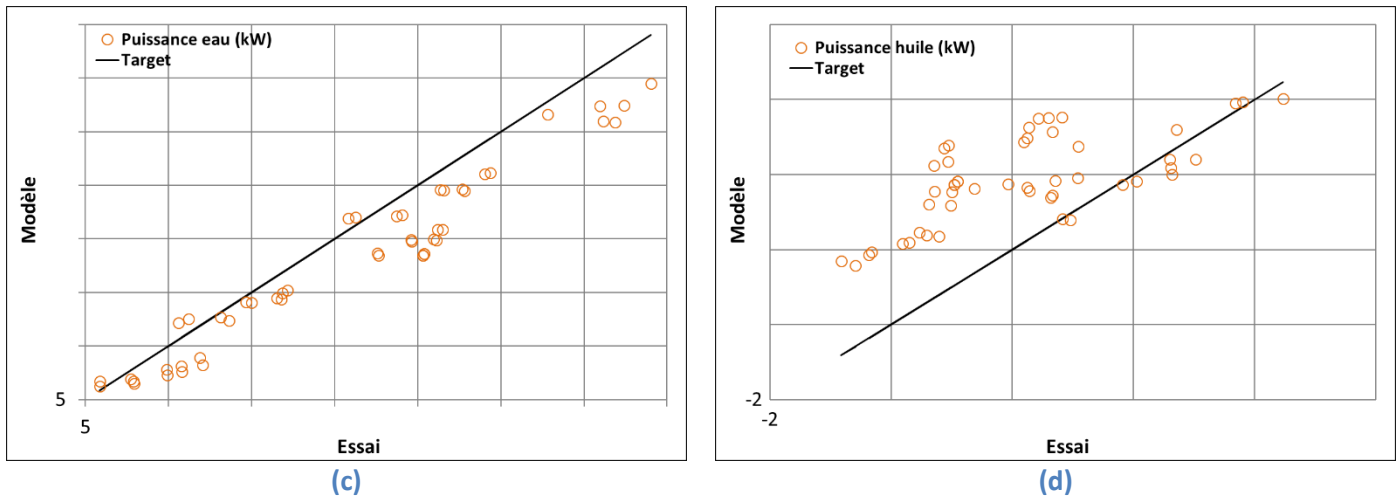


(a)



(b)





**Figure 83 : Comparaison essais / modèle de l'influence de la température d'eau et d'huile, rendement volumétrique (a), somme des puissances eau et huile (b), puissance eau (c) et puissance huile (d)**

Le rendement volumétrique du modèle est surestimé (voir Figure 83 (a)). L'impact des variations des températures d'eau et d'huile est identifiable sur les cinq groupes de points qui correspondent aux cinq couples régime / charge étudiés pendant les essais. Les points forment alors une ligne parallèle à la droite cible d'équation  $y=x$  appelée « target ». Malgré l'offset, l'impact est donc bien reproduit par le modèle. Les cinq groupes de points sont également identifiables sur la Figure 83 (b) comparant la somme des puissances cédées à l'eau et à l'huile. On constate qu'ici aussi les variations liées aux changements de températures pour chaque groupe de points sont globalement bien prises en compte. La puissance cédée en essai est équivalente sur les points 2000 rpm et 1.7 bar de pression d'admission (P2') et 4000 rpm et 1 bar (autour de 25-30 kW). Le modèle sous-estime la puissance pour les points du couple 2000 rpm / 1.7 bar alors qu'il est bien représentatif pour l'autre couple. On peut également remarquer que les points cédant le plus de puissance à l'eau et l'huile (point de fonctionnement 4000rpm, 1.5 bar) sont sous-estimés dans le modèle. Il semble donc que le modèle ne prenne pas parfaitement en compte la variation du point de fonctionnement moteur et qu'à forte charge, la puissance cédée à l'eau et l'huile soit sous-estimée. Ce constat avait déjà été établi sur la Figure 81 (d).

Les Figures 83 (c) et (d) comparent respectivement les puissances cédées à l'eau et à l'huile en essai et dans le modèle. Le niveau de puissance moyenne est bien représenté pour l'eau mais l'influence des températures semble sous-estimée puisque la pente entre les points de chaque groupe est plus faible que celle de la courbe « target ». Il est plus difficile de conclure au niveau des puissances cédées à l'huile. Le post traitement de la puissance expérimentale conduit à des puissances négatives sur les points de faibles puissances moteur. Comme expliqué au 3.2.1, l'équivalence entre essai et simulation n'est pas triviale à établir et les différentes hypothèses nécessaires engendrent un faible niveau de confiance.

Le modèle prend donc bien en compte l'influence des températures d'eau et d'huile mais il est difficile d'isoler précisément les puissances cédées à l'eau ou l'huile. Il semble plus raisonnable de comparer la somme des puissances cédées à l'eau et l'huile. Le niveau de corrélation du rendement volumétrique et l'évolution de la répartition des flux en fonction de la puissance du moteur restent à améliorer comme vu précédemment au 3.2.1. La calibration des différents échanges thermiques doit permettre cette amélioration.

### 3.3. Première tentative de calibration de la thermique proche moteur

L'analyse du bilan de puissance a montré qu'il était nécessaire de calibrer les différents échanges thermiques afin de respecter la répartition de puissance.

Certaines parties du modèle peuvent être isolées et calibrées manuellement, comme les pertes de charge dans les conduites. Néanmoins, les interactions entre les composants rendent nécessaire un processus de calibration sur modèle complet. Le nombre de paramètres de calibration augmente avec la complexité du système. L'analyse bibliographique montre qu'il est difficile de calibrer manuellement un modèle d'un système aussi complexe qu'un MCI. Considérant que seule une combinaison spécifique de paramètres permet d'obtenir la bonne réponse du modèle sur un ensemble de données clés et dans toutes les conditions de fonctionnement, le processus de calibration est effectué à l'aide d'une optimisation multi-objectifs utilisant un algorithme génétique. En plus de l'optimiseur, GT inclut des outils pour réaliser des plans d'expériences, identifier les facteurs les plus importants, construire des surfaces de réponse et évaluer leurs qualités. Il est ainsi possible d'effectuer l'ensemble du processus d'optimisation sous GT. Des explications plus détaillées peuvent être trouvées dans le manuel d'optimisation GT [2].

Une première approche de calibration de la thermique moteur est mise en place afin d'améliorer la corrélation essai / simulation des températures matières du cylindre et de la culasse ainsi que les températures d'air à l'admission et des gaz d'échappement en entrée turbine. La puissance totale cédée à l'eau et l'huile est également considérée mais ne constitue pas en soit un objectif au vu des difficultés de comparaison entre essais et modèle présentées au chapitre 3.2.1. La méthode de calibration est dite « séquentielle » :

- Dans un premier temps, les pertes à la paroi dans le cylindre sont calibrées (modèle de Woschni) afin d'équilibrer le bilan d'énergie de la combustion sur un modèle Three Pressure Analysis (TPA).
- Ensuite une optimisation visant les températures parois d'essai est réalisée sur le modèle complet
- L'impact sur le niveau de corrélation du rendement volumétrique est finalement évalué

Des tests de sensibilité ont montré que les deux premières étapes ne pouvaient pas être considérées comme parfaitement indépendantes. Une itération est donc réalisée afin d'affiner les coefficients de recalage après une première évaluation permettant de cibler un domaine de variation plus restreint.

#### 3.3.1. Calibration des pertes à la paroi

Le recalage des pertes à la paroi dans le cylindre s'effectue à l'aide d'un modèle TPA (voir annexe 5). L'idée est de s'appuyer sur le calcul du dégagement de chaleur qui vise à reproduire la pression cylindre mesurée en essai pour calibrer le modèle de pertes de Woschni. Les pertes à la paroi influencent en effet la pression cylindre. Lors du calcul du dégagement de chaleur expérimental, GT est amené à modifier le PCI du carburant afin d'équilibrer l'énergie consommée par rapport à l'énergie chimique disponible sans remettre en cause la conservation de la masse. Cet artifice vise en fait à compenser les différentes sources d'erreurs biaisant le calcul du dégagement de chaleur. En faisant l'hypothèse que les erreurs sont majoritairement liées aux pertes aux parois, on peut recalibrer le modèle de pertes en visant un gain de 1 sur le PCI. Le Guen [90], indique en effet que les pertes aux parois cumulées sont

moins sensibles aux incertitudes expérimentales que le dégagement de chaleur instantané (compensation des erreurs sur l'ensemble du cycle fermé) et qu'elles apparaissent donc comme un moyen de calibration robuste.

Une optimisation utilisant une méthode du gradient est réalisée puisque le problème ne comporte qu'un seul paramètre et un objectif. L'objectif est d'avoir un gain de 1 pour le PCI en faisant varier un coefficient de recalage multiplicateur de la corrélation de Woschni. La Figure 84 présente la valeur de ce coefficient sur l'ensemble du champ iso suite à l'optimisation permettant de conserver dans l'analyse TPA la valeur du PCI du carburant réellement utilisé pour les essais.

Load Index	Overall Convection Multiplier													
	1050	1200	1350	1550	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	5800
0.5	1.631	1.511	1.286	1.450	1.503	1.367	1.373	1.406	1.270	1.304	1.435	1.519	1.737	1.527
1	1.011	1.025	0.969	1.011	1.230	1.095	1.087	1.248	1.236	1.251	1.440	1.506	1.690	1.670
2	0.912	0.914	0.842	0.897	0.955	0.960	1.040	1.135	1.287	1.247	1.416	1.538	1.688	1.672
3	0.862	0.858	0.847	0.943	0.950	0.972	1.115	1.170	1.175	1.305	1.290	1.495	1.820	1.802
4	0.774	0.925	0.884	0.892	0.954	0.964	1.013	1.175	1.243	1.391	1.446	1.539	1.769	1.766
5	0.849	1.030	0.819	0.866	0.918	0.952	1.044	1.121	1.133	1.353	1.440	1.530	1.800	1.748
6	1.062	1.087	0.833	0.841	0.911	1.030	1.060	1.147	1.267	1.319	1.419	1.645	1.803	1.830
7	1.038	1.092	0.905	0.932	0.960	1.001	1.129	1.238	1.251	1.367	1.502	1.589	1.701	1.798
8	1.018	1.107	0.919	0.941	1.000	1.124	1.151	1.250	1.286	1.388	1.545	1.610	1.704	1.729
9	0.976	0.894	0.957	0.968	1.029	1.101	1.168	1.296	1.281	1.411	1.573	1.623	1.634	
10	0.987	0.944	0.944	1.020	1.135	1.116	1.183	1.289	1.357	1.408	1.615	1.709	1.677	
11	0.867	1.347	0.935	1.028	1.098	1.171	1.238	1.265	1.318	1.437	2.196	2.228	1.876	
12	0.883	0.982	0.939	1.025	1.295	1.284	1.342	1.424	1.625	1.788	1.924	1.792	1.819	
13	0.767	0.915	0.862	1.039	1.147	1.229	1.330	1.262	1.399	1.457	1.436	1.546	1.540	
14	0.889	0.999	0.990	0.957	1.055	1.309	1.267	1.324	1.355	1.478	1.540	1.626	1.605	
15		0.914	0.960	1.002	1.032	1.155	1.328	1.320	1.411	1.506	1.524	1.728	1.712	
16		0.930	1.008	1.018	1.133	1.201	1.251	1.382	1.240	1.346	1.562	1.718	2.044	
17		0.948	0.989	1.053	1.156	1.271	1.337	1.314	1.319	1.460	1.536	1.770	1.285	
18			0.940	1.044	1.174	1.054	1.291	1.384	1.407	1.457	1.362	1.396	1.325	
19			0.905	1.016	1.132	0.963	1.326	1.321	1.391	1.381	1.287	1.392		
20			0.924	0.978	1.093	1.104	1.349	1.375	1.348	1.366	1.332			
21				0.953	1.074	1.072	1.372	1.324	1.233	1.241				
22				0.922	1.004	1.086	1.327	1.339	1.185	1.290				
23					1.005	1.086	1.341	1.365	1.117	1.165				
24					0.962	1.052	1.353	1.273	1.233					
25							1.343	1.318	1.397					

Figure 84 : Valeur du coefficient de recalage de la corrélation de Woschni sur le champ iso

On constate des variations assez importantes du coefficient. Certains points au niveau de la transition entre la zone atmosphérique et suralimentée présentent des valeurs supérieures à 2 qui paraissent trop élevées. La zone de transition peut conduire à des problèmes de régulation sur le modèle qui conduisent à de mauvaises conditions initiales dans le cylindre et faussent donc l'analyse de la pression cylindre. On remarque également que le premier niveau de charge est en décalage avec les autres. Les tolérances de mesure conduisent à des erreurs relatives plus importantes à cette très faible charge et peuvent expliquer ce décalage. Il semble exister une évolution du coefficient avec le régime, les forts coefficients étant concentrés à haut régime, mais il n'est pas évident de trouver une logique d'évolution claire.

Afin d'évaluer l'impact d'une erreur de mesure de la pression cylindre, une optimisation est réalisée en déphasant la pression de  $0,36^\circ$ v (résolution du codeur angulaire) sur quelques points du champ iso. L'impact sur le coefficient de calibration est de l'ordre de 2-3%. D'autres phénomènes peuvent conduire à des déformations de la mesure de la pression cylindre [90] et pourraient également impacter le coefficient de calibration.

### 3.3.2. Calibration des échanges avec le noyau d'eau

Une fois les pertes à la paroi calibrées côté gaz dans le cylindre, il est nécessaire de calibrer l'échange au niveau du noyau d'eau du cylindre, de la culasse et du collecteur d'échappement. La description de la modélisation des échanges thermiques est disponible aux chapitres 1.4.2.2 et 1.4.3.2. Les paramètres de calibration utilisés, ainsi que leurs domaines de variation, sont présentés dans la Table 22.

Paramètre	Description	Domaine de variation
HTM-ExhPorts	Permet de calibrer la corrélation d'échange thermique (Ditus Boelter [6]) entre les gaz d'échappement et les parois dans les lignes représentant le collecteur	[0.3 ;3]
A-Ports	Permet de calibrer le coefficient d'échange convectif avec l'eau au niveau du collecteur	[2 ;200]
A-Head	Permet de calibrer le coefficient d'échange convectif avec l'eau au niveau de la culasse	[2 ;200]
A-Block	Permet de calibrer le coefficient d'échange convectif avec l'eau au niveau du cylindre	[2 ;200]

**Table 22 : Paramètres de l'optimisation de calibration de la thermique**

Il faut noter que le premier paramètre permet de calibrer une valeur issue d'une corrélation alors que les trois autres calibrent directement le coefficient d'échange convectif (voir  $h_{conv} = A \cdot B^{0.8}$  (12)). Le domaine de définition n'est donc pas du même ordre de grandeur.

L'objectif de la calibration est d'améliorer le niveau de corrélation entre les températures parois mesurées et simulées en ajustant la valeur des quatre coefficients de recalage des échanges thermiques. Cette configuration décrit donc un problème multi objectif à quatre paramètres qui sera traité par l'algorithme d'optimisation génétique de GT. Le nombre important d'itérations nécessaires à l'optimisation impose la construction de surfaces de réponses pour des raisons de temps de calcul. Ces surfaces sont construites en s'appuyant sur les résultats d'un plan d'expériences et les différents outils GT disponibles dans le module d'optimisation.

La réalisation du plan d'expériences suppose dans un premier temps une sélection de certains points du champ iso. Il n'est en effet pas envisageable d'exécuter toutes les configurations sur l'ensemble des points pour les mêmes raisons de temps de calcul. 34 points répartis sur le champ iso sont utilisés.

De nombreuses optimisations visant différentes températures ont été réalisées afin d'explorer les solutions possibles. Cinq versions seront rapidement présentées afin d'illustrer la réponse du modèle. Les objectifs de ces cinq optimisations sont une température de l'interfûts, une température de la paroi cylindre, une température de la culasse, la température des gaz d'échappement et la puissance totale cédée à l'eau et l'huile. Le poids associé à ces objectifs varie en fonction des optimisations.

L'optimisation 4bis utilise les mêmes valeurs de coefficient de recalage que l'optimisation 4 mais ne prend pas en compte l'optimisation effectuée sur le coefficient de recalage de la corrélation de Woschhni (le gain est fixé à 1 pour tous les cas). L'évaluation de la précision de la modélisation de différentes températures est présentée pour l'ensemble des points du champ iso dans les tables suivantes : Table 23, Table 24, Table 25 et Table 26 ainsi que sur la Figure 85.

Température cylindre 14						
Modèle	Initial	Optim 1	Optim 2	Optim 3	Optim 4	Optim 4bis
+/-10°C	1.3	5.9	2.9	2.9	0	0
+/-30°C	27.6	61.8	58.8	58.8	23.5	29.4
+/-50°C	57.2	91.2	85.3	85.3	61.8	73.5
REQM (°C)	50	30.4	31.8	31.6	51.5	41.7

Table 23 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la température cylindre 14

Température interfûts 7						
Modèle	Initial	Optim 1	Optim 2	Optim 3	Optim 4	Optim 4bis
+/-10°C	46.5	73.5	73.5	67.6	32.4	47.1
+/-30°C	100	91.2	91.2	91.2	79.4	100
+/-50°C	100	100	100	100	91.2	100
REQM (°C)	12	13.9	14.3	15	26.2	13.6

Table 24 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la température interfûts 7

Température culasse 18						
Modèle	Initial	Optim 1	Optim 2	Optim 3	Optim 4	Optim 4bis
+/-10°C	0	52.9	26.5	35.3	2.9	14.7
+/-30°C	11.8	100.0	91.2	100.0	38.2	58.8
+/-50°C	28.3	100.0	100.0	100.0	76.5	100.0
REQM (°C)	61.7	11.1	19.6	15.3	41.0	28.4

Table 25 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la température culasse 18

T3						
Modèle	Initial	Optim 1	Optim 2	Optim 3	Optim 4	Optim 4bis
+/-10°C	43.1	23.5	8.8	23.5	5.9	17.6
+/-30°C	87.5	44.1	32.4	41.2	38.2	52.9
+/-50°C	95.6	55.9	64.7	55.9	67.6	79.4
REQM (°C)	30.8	59	47.8	56.8	46	37.7

Table 26 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la température en entrée turbine (T3)

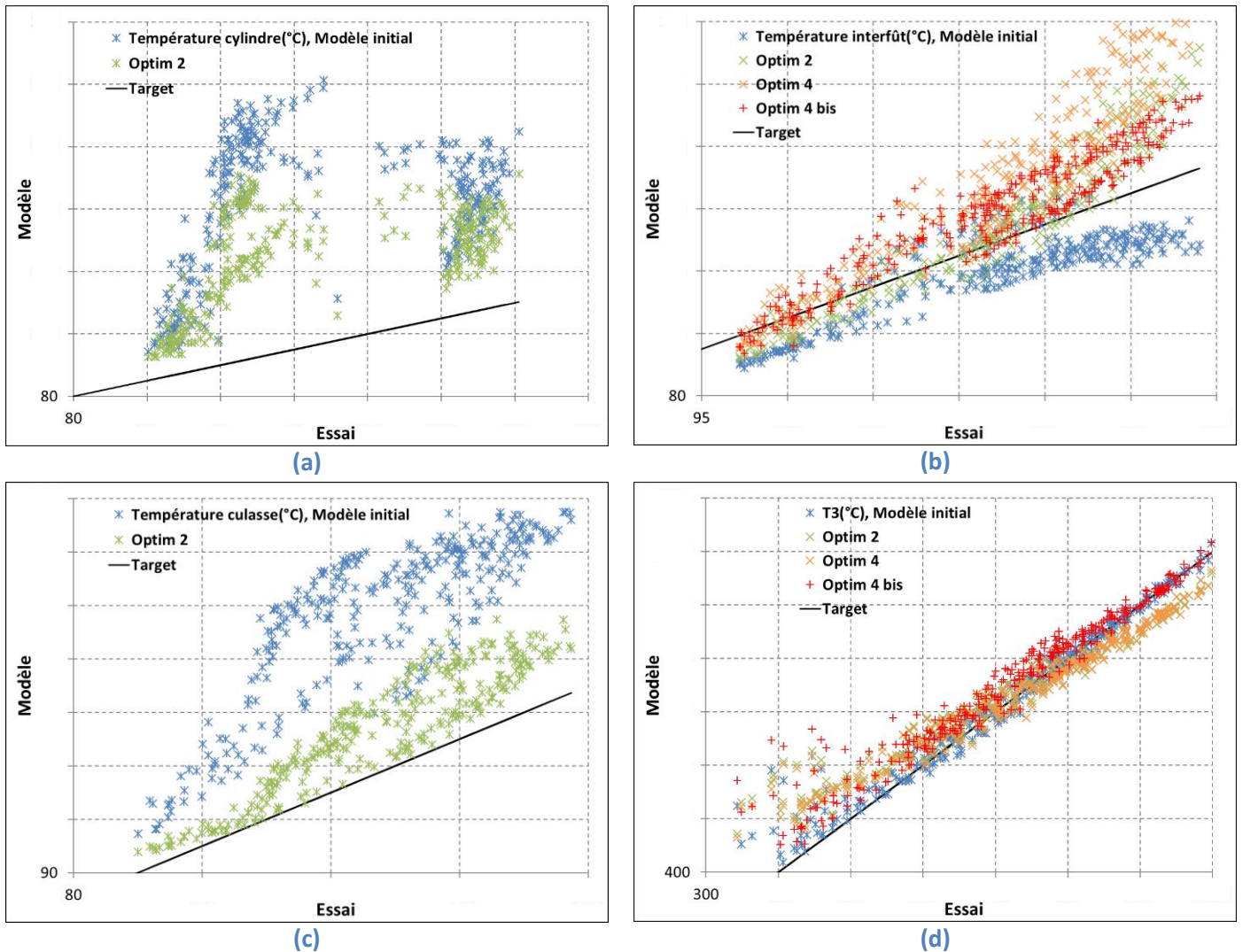


Figure 85 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure des températures suivant les optimisations, (a) température cylindre, (b) température interfûts, (c) température culasse et (d) température gaz entrée turbine

Les températures au niveau de la culasse, qui étaient initialement surestimées, sont nettement améliorées. On note de la même façon une meilleure corrélation des températures parois au droit des cylindres. La REQM des températures au niveau de l'interfûts est légèrement plus élevée que sur le modèle initial. Les températures, qui étaient initialement trop faibles, sont trop élevées pour l'ensemble des optimisations (particulièrement la 4). L'optimisation 4bis, qui utilise un gain de 1 pour le modèle de Woschni, conduit logiquement à des températures paroi plus basses que l'optimisation 4. En effet, le gain pour les points à forte puissance est supérieur à 1 (voir Figure 84) et conduit donc à céder plus d'énergie à la paroi. On observe sur la Figure 85 (d) le phénomène inverse : la température des gaz en entrée turbine est plus élevée dans le cas de l'optimisation 4bis que 4 puisque les gaz ont cédé moins d'énergie à la paroi. La température des gaz en entrée turbine est d'ailleurs moins bien corrélée (à l'exception du cas 4 bis) qu'avec le modèle initial qui avait été calibré manuellement pour obtenir une bonne corrélation des températures d'interfûts et d'entrée turbine. Les différentes optimisations réalisées n'ont pas permis d'obtenir un bon résultat sur l'ensemble des températures matières et la température en entrée turbine. Lorsque les températures matières du cylindre et de la culasse diminuent pour se rapprocher des mesures, la température en entrée turbine devient trop



élevée. L'optimisation 2 constitue le meilleur compromis. L'optimisation 4bis qui permet de mieux respecter la tendance des températures en entrée turbine conduit à des températures matières assez proches de celles de l'optimisation 2. Cela pose question concernant la première étape de calibration des pertes aux parois du Woschni.

La Figure 86 présente le niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la puissance cédée à l'eau et l'huile.

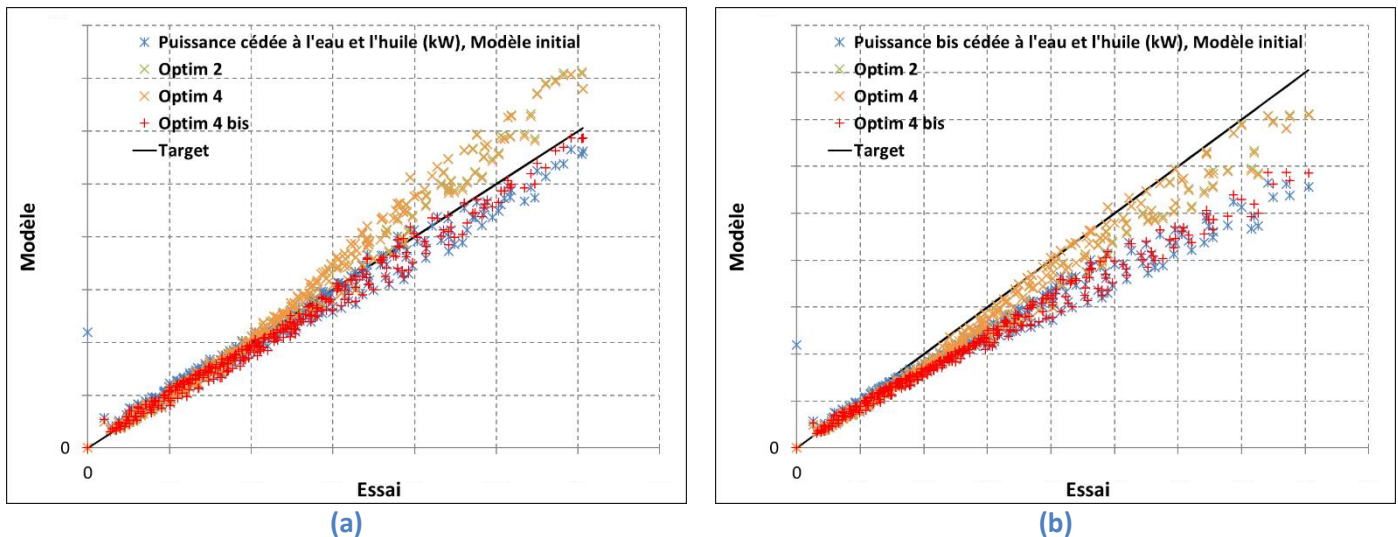


Figure 86 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la puissance cédée à l'eau et l'huile, (a) puissance expérimentale, (b) puissance expérimentale adaptée

Il est difficile de comparer strictement les puissances cédées à l'eau et l'huile entre essai et simulation pour les raisons explicitées au chapitre 3.2.1. La Figure 86 (b) compare la puissance cédée dans la simulation à une adaptation de la puissance expérimentale. Cette adaptation consiste à ajouter 5% de la puissance chimique contenue dans le carburant à la puissance calculée à partir des mesures effectuées aux bornes du radiateur. Cette adaptation permet de prendre en compte les pertes thermiques vers l'ambient dont la puissance transite dans l'eau ou l'huile avant de passer aux parois externes du moteur sans que cela soit mesurable aux bornes des échangeurs. En fonction de la puissance choisie, les optimisations surestiment ou sous-estiment la puissance cédée à l'eau et l'huile.

De façon plus générale, les résultats permettent de valider le processus d'optimisation mis en place. L'optimisation des paramètres de calibration réalisée par un algorithme génétique permet bien d'améliorer globalement les différents objectifs. Même si un compromis doit être trouvé pour certaines variables qui sont en compétition, les différentes surfaces de réponse créées à partir du plan d'expériences sont suffisamment représentatives pour que l'optimisation soit ensuite effective sur le modèle complet. De même, le principe d'une optimisation sur une sélection réduite de points permettant de calibrer, in fine, le modèle sur tout le champ iso est validé.

### 3.3.3. Impact des calibrations sur le rendement volumétrique

Les deux étapes de calibration ont permis d'obtenir un compromis entre corrélation des températures parois, température gaz en entrée turbine et puissance cédée à l'eau et l'huile. L'objectif de ces calibrations est d'améliorer, grâce à une meilleure précision de la thermique, la corrélation du rendement volumétrique entre essai et simulation. La Table 27 présente le niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique sur l'ensemble du champ iso pour les différentes optimisations.

Rendement volumétrique						
Modèle	Initial	Optim 1	Optim 2	Optim 3	Optim 4	Optim 4bis
+/-3%	59.5	55.9	58.1	52.9	64.9	46.6
+/-5%	80.7	70.6	76.4	67.6	78	62.5
+/-10%	99.3	82.4	89.9	85.3	91.6	89.5
REQM (%)	4	7.4	5.5	7.3	5.4	6

Table 27 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique

On constate que le niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique n'est pas amélioré par les différentes optimisations. L'optimisation qui conduit aux meilleurs rendements volumétriques est l'optimisation 4 qui présentait pourtant les plus mauvais niveaux de corrélation sur les températures parois. L'optimisation 2 qui semblait être un bon compromis mène à une REQM équivalente à celle de l'optimisation 4 même si le nombre de points dans l'intervalle +/- 3% est plus faible. La Figure 87 présente l'erreur relative de l'optimisation 2, en pourcentage, du rendement volumétrique sur le champ iso.

Indice charge	Rendement volumétrique													
	1050	1200	1350	1550	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	5800
0.5	0.75	4.20	6.70	5.51	2.78	0.08	0.09	-0.28	0.78	3.05	4.29	3.33	3.19	4.68
1	1.91	1.63	2.74	2.27	0.10	-1.81	-2.33	-3.25	-0.80	1.84	3.24	3.13	2.63	3.00
2	0.44	-0.39	-1.27	0.54	0.89	0.44	-1.71	-1.31	-0.84	0.39	0.72	0.22	1.80	1.83
3	0.31	-0.10	0.43	8.99	11.57	1.20	1.08	2.66	2.71	2.83	0.53		0.74	1.11
4	7.06	-0.53	-2.93	19.78	1.57	2.45	-0.59	3.46	3.93	2.61	-0.21	-1.14	0.02	-0.05
5	1.59	0.99	19.57	6.98	21.71	2.02	0.12	0.68	3.26	1.97	0.76	0.63	0.02	0.51
6	0.37	2.03	-6.33	2.83	2.83	1.06	0.18	-0.38	1.19	0.92	4.49	-1.03	-0.07	0.12
7	1.26	2.75	2.38	1.96	2.51	1.63	0.34	0.09	3.41	-0.18	-1.22	-0.97	0.11	-0.13
8	1.57	2.27	2.62	2.04	2.06	1.68	0.29	-1.50	-0.30	1.77	1.39	0.07	-0.04	0.14
9	1.77	3.19	2.90	1.92	1.78	2.12	1.00	-0.11	-0.08	0.27	0.47	-1.58	-0.09	
10	3.44	4.03	2.97	1.90	1.67	1.53	1.07	-0.82	-0.27	-0.63	-0.56	-1.20	-0.41	
11	9.25	7.51	4.73	2.55	1.53	3.02	1.85	-1.35	-1.69	-1.93	-1.37	-2.90	-2.20	
12	12.14	7.84	6.32	4.98	4.60	3.42	4.20	2.24	0.26	-0.74	1.51	-3.67	3.50	
13	16.12	10.19	8.44	9.10	6.72	7.14	5.97	5.24	4.12	4.71	4.43	5.22	3.20	
14	13.00	12.19	9.85	8.88	7.03	6.90	6.70	4.89	3.43	4.48	3.77	4.65	3.16	
15		13.81	12.07	10.45	7.55	6.86	5.30	4.60	3.23	2.84	3.77	3.32	1.91	
16		12.45	10.21	11.89	9.33	6.67	5.83	4.01	2.98	2.53	3.49	3.07	-1.15	
17		11.52	10.50	10.66	8.81	7.59	3.62	3.47	1.97	1.32	1.73	2.70	2.07	
18			10.76	11.24	8.57	8.28	4.54	2.78	0.79	1.88	2.55	3.49	2.03	
19			11.52	10.91	8.89	8.75	4.70	2.87	1.38	2.43	2.97	3.99		
20			11.95	11.83	9.51	8.48	3.67	2.19	1.46	1.96	2.66			
21				12.39	10.22	8.77	3.88	2.72	2.34	2.19				
22				13.09	11.71	9.38	4.51	2.70	2.52	1.94				
23					11.98	9.06	4.48	2.28	2.63	1.84				
24					12.72	9.85	4.03	2.73	1.47					
25							4.03	2.65						

rel. Δ%  
GT model-Essai

Figure 87 : Erreur relative du rendement volumétrique sur le champ iso, optimisation 2

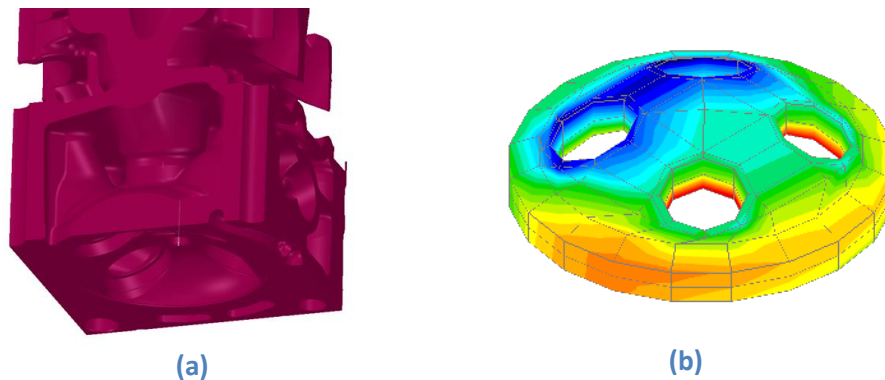


Le niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique est bon (erreur <3%) sur une grande partie du champ iso. Cependant, dans la zone de forte charge à bas régime, les erreurs sont importantes. Le moteur balaye fortement dans cette zone. Il semble alors que les températures paroi plus froides de la culasse dans les cas optimisés conduisent à augmenter trop fortement le remplissage du cylindre. Il paraît difficile de conjuguer de bons niveaux de rendement volumétrique et de température paroi bien que physiquement ces grandeurs soient liées.

La totalité des paramètres de la modélisation thermique n'a pas été utilisée dans cette étude de calibration mais différents tests de sensibilité avaient permis d'identifier les paramètres les plus influents. Les paramètres ayant été exclus ne sont donc pas de nature à remettre en cause les résultats.

Une étape de validation des températures parois expérimentales en comparant avec les données fournies par Stellantis permet d'être confiant sur les mesures réalisées sur le banc de l'ECN.

Les simplifications géométriques du modèle rendent probablement impossibles les comparaisons de température essai / simulation au niveau de la culasse. La Figure 88 illustre les différences existant entre la culasse du moteur et son modèle thermique GT.



**Figure 88 : Comparaison de la CAO de la culasse (a) et de son modèle thermique sous GT (b)**

La partie supérieure de la culasse est beaucoup plus complexe que le modèle GT. En effet, le modèle GT considère uniquement les orifices des soupapes alors que les passages de la bougie et de l'injecteur impactent fortement la géométrie. Un ratio de surface permet tout de même d'ajuster la surface d'échange avec le noyau d'eau. Il paraît, dans ces conditions, difficile de comparer les températures matières. Effectivement, ces mesures sont ponctuelles dans un environnement soumis à de forts gradients. De plus, les épaisseurs de parois sont constantes dans le modèle GT alors que l'épaisseur réelle varie par exemple le long du cylindre ou au niveau de l'interfûts.

La première étape de calibration du coefficient de Woschni peut également être questionnée. Les résultats de l'optimisation 4bis, qui se passe de cette étape, peuvent effectivement laisser penser que le coefficient fixé à 1 permet de mieux prendre en compte l'impact du point de fonctionnement du moteur si l'on considère l'évolution de la température entrée turbine (voir Figure 85 (d)). Les pertes aux parois ne sont pas la seule source d'erreur du calcul de dégagement de chaleur. L'état initial dans le cylindre impacte aussi les résultats du calcul de combustion à partir de la pression cylindre. Malgré l'itération mise en place sur l'optimisation du coefficient de recalage des pertes aux parois, il existe toujours un biais d'initialisation. On constate, en effet, que le niveau de calibration du rendement volumétrique n'est pas suffisant sur une partie du champ iso (voir Figure 87).

Les résultats de la méthodologie séquentielle ne donnent pas satisfaction du point de vue du rendement volumétrique. La précision de la modélisation des températures parois est améliorée mais les différences entre le modèle et le moteur, notamment au niveau de la culasse, remettent en cause le bienfondé des comparaisons essais / modèles sur ces mesures ponctuelles. De plus, il n'est pas évident de conclure sur la première phase d'optimisation concernant le coefficient de recalage du modèle de pertes aux parois. Malgré l'impasse rencontrée par la méthodologie proposée, cela a permis de tester les outils d'optimisation disponibles sous GT et leur utilisation pour la calibration de modèle. Le principe du processus de calibration via une optimisation génétique basée sur des surfaces de réponse a pu être validé. En s'appuyant sur cet acquis, une seconde méthode d'optimisation dite « globale » est développée afin de calibrer directement le rendement volumétrique en jouant sur les différents paramètres de recalage des échanges thermiques.

### **3.4. Calibration « globale » du rendement volumétrique**

La méthode d'optimisation « séquentielle » utilisée pour calibrer la thermique paroi et observer son impact sur l'accord essai / modèle du rendement volumétrique n'ayant pas donné satisfaction, une deuxième méthode est utilisée pour optimiser directement la prédiction du rendement volumétrique en fonction notamment des paramètres de calibration des transferts thermiques.

Après différentes analyses de sensibilité, treize paramètres de calibration sont retenus. La Table 22 présente ces paramètres. On y retrouve, entre autres, les 5 paramètres ayant servi pour la première tentative de calibration. En plus de ces paramètres, Millo [91] souligne l'importance des conditions extérieures de ventilation. Ce phénomène n'étant pas caractérisé, le coefficient d'échange avec l'ambient est ajouté au paramètre de calibration. D'autres paramètres liés à la géométrie des soupapes ainsi qu'à leurs timings d'ouverture et de fermeture sont inclus dans les paramètres d'entrée de l'optimisation.

Des études menées parallèlement dans le cadre du partenariat avec Stellantis ont effectivement identifié des écarts entre les données issues du contrôle moteur et les ouvertures réelles des soupapes. Les dispersions de fabrication, du point de vue de l'état de surface et de la tolérance dimensionnelle, ainsi que l'écoulement pulsé, justifient également le besoin de calibration des pertes de charge des soupapes malgré une première étape de calibration réalisée en s'appuyant sur des essais de soufflage culasse.

Paramètre	Description	Domaine de variation	Type de coefficient
HTC	Permet de calibrer la corrélation de Woschni	[0.8 ;1.3]	Modèle phénoménologique
HTM-ExhPorts	Permet de calibrer la corrélation d'échange thermique (Ditus Boelter [6]) entre les gaz d'échappement et les parois dans les lignes représentant le collecteur	[0.3 ;3]	
A-Ports	Permet de calibrer le coefficient d'échange convectif avec l'eau au niveau du collecteur	[2 ;200]	
A-Head	Permet de calibrer le coefficient d'échange convectif avec l'eau au niveau de la culasse	[2 ;200]	
A-Block	Permet de calibrer le coefficient d'échange convectif avec l'eau au niveau du cylindre	[2 ;200]	
AmbientHTC [W/(m <sup>2</sup> -K)]	Définit le coefficient de convection avec l'ambient au niveau des parois entre la sortie RAS et l'entrée papillon	[5 ;100]	Condition limite
Offset-IV [°v]	Offset sur la consigne d'angle d'ouverture des soupapes admission	[-1 ; 1]	Contrôle moteur
Offset-EV[°v]	Offset sur la consigne d'angle d'ouverture des soupapes échappement	[-1 ; 1]	
Lash-IV [mm]	Définit le jeu au niveau des soupapes d'admission	[0.05 ; 0.4]	Géométrie
Lash-EV [mm]	Définit le jeu au niveau des soupapes d'échappement	[0.25 ; 0.55]	
CD-IV-F	Permet de calibrer le coefficient de décharge de la soupape d'admission	[0.8 ; 1.2]	
CD-IV-R	Permet de calibrer le coefficient de décharge de la soupape d'admission en écoulement inverse	[0.8 ; 1.2]	
CD-EV-F	Permet de calibrer le coefficient de décharge de la soupape d'échappement en écoulement direct	[0.8 ; 1.2]	
CD-EV-R	Permet de calibrer le coefficient de décharge de la soupape d'échappement en écoulement inverse	[0.8 ; 1.2]	

**Table 28 : Paramètres de l'optimisation de calibration globale**

La calibration est rendue nécessaire pour corriger biais. La Table 28 classe les paramètres utilisés pour la calibration suivant les types de biais afin de mieux comprendre leur signification.

La calibration s'appuie, comme pour la première tentative, sur une optimisation génétique. Des surfaces de réponses sont générées à partir des résultats d'un plan d'expériences réalisé sur une sélection de 20 points.

Cette sélection est composée de 17 points répartis sur le champ iso et 3 points issus de la « série P » réalisée sur le régime 1550 rpm (voir 1.3.2). Ces points permettent d'explorer des configurations de timing soupape (VVT) complémentaires sur le même point de fonctionnement (charge et régime) que 3 points du champ iso. Ainsi si le champ iso utilise une configuration de soupapes croisées, le point complémentaire ne présente pas de croisement et vice versa. Cet ajout de points permet de mieux prendre en compte l'impact de la stratégie VVT pendant la calibration. La Figure 89 représente en rouge les points sélectionnés sur une cartographie régime / charge (les points orange sont les points issus de la « série P »).

Load Index	1050	1200	1350	1550	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	5800
0,5														
1														
2				■				■				■		
3	■			■	■									
4														
5														
6	■							■				■		
7														
8				■	■									
9														
10														
11														
12	■			■				■				■		
13														
14				■	■									
15														
16														
17														
18														
19				■				■				■		
20														
21														
22														
23														
24														
25														

Figure 89 : Points sélectionnés pour la calibration

Les objectifs de l'optimisation sont le rendement volumétrique, la température des gaz d'échappement en entrée turbine, le rendement indiqué de la boucle Haute Pression et dans une moindre mesure, la température d'admission de l'air dans le cylindre 2 et la puissance thermique cédée à l'eau et l'huile. Le rendement indiqué HP est préféré à la PMI HP pour apporter un certain découplage avec le rendement volumétrique. En effet, la PMI est très liée au niveau de remplissage qui conditionne la masse de carburant injectée. En utilisant le rendement indiqué, il est possible de raisonner de façon relative plutôt que sur la valeur absolue.

### 3.4.1. Résultat de la calibration

Une fois les paramètres et les objectifs de l'optimisation choisis, différentes optimisations ont été réalisées afin de vérifier la bonne convergence du processus vers un optimum robuste. Les résultats de la meilleure calibration sont présentés dans ce chapitre.

La Table 29 compare le niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique, de la pression entrée turbine et de la vitesse de rotation du turbocompresseur avant et après l'optimisation. Cette comparaison est réalisée sur l'ensemble des points du champ iso.

Optimisation de la calibration	Rendement volumétrique		P3		Vitesse rotation turbocompresseur	
	non	oui	non	oui	non	oui
<b>+/-3%</b>	67.9	79.1	64.5	80.1	47.6	53.0
<b>+/-5%</b>	86.8	92.2	87.5	97.3	53.0	64.2
<b>REQM (%)</b>	3.6	2.8	3.2	2.3	15.0	9.7

**Table 29 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique, de la pression entrée turbine et du régime turbocompresseur**

On observe une nette amélioration du rendement volumétrique dont près de 80% des points sont dans l'intervalle +/-3% après la calibration contre 67.9% avant. Le rendement volumétrique est l'objectif prioritaire de l'optimisation mais on constate aussi une amélioration de la pression en entrée turbine de 15% pour l'intervalle +/-3%. La corrélation est également améliorée au niveau de la vitesse du turbocompresseur qui n'est pas non plus un objectif. Ces différentes améliorations montrent que le processus de calibration permet d'augmenter la précision générale du modèle.

La Figure 90 représente l'erreur relative du rendement volumétrique sur le champ iso.

Indice charge	Rendement volumétrique													
	1050	1200	1350	1550	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	5800
0.5	2.99	7.61	11.13	8.01	4.27	0.55	-1.57	-2.05	-1.54	1.28	2.60	1.92	2.07	2.29
1	4.27	3.48	6.25	4.14	1.11	-0.49	-2.39	-3.81	-1.17	0.05	1.40	1.88	1.47	0.97
2	4.10	3.21	6.01	4.55	4.25	3.24	-0.24	-1.64	0.84	0.06	-1.32	-1.21	0.55	-0.14
3	1.93	0.24	3.88	2.53	4.39	-1.22	2.18	1.55	5.33	3.94	-2.39		-0.81	-1.14
4	0.05	-8.55	1.57	1.93	1.63	-1.27	-3.61	2.43	7.99	4.55	-2.49	-3.12	-1.97	-3.04
5	-2.66	-9.59	0.21	-0.76	-1.24	-2.87	-1.54	-2.95	7.66	4.43	-1.19	-1.55	-2.27	-2.76
6	-6.74	0.79	-0.39	-1.22	-0.84	-4.55	-1.13	-1.86	2.65	3.14	3.38	-1.72	-0.93	-3.14
7	-4.35	8.79	0.65	-1.67	-1.10	-3.82	-0.88	-2.44	5.27	-0.58	-3.27	-2.81	-2.17	-3.15
8	-4.22	5.35	1.09	-0.97	-1.88	-3.92	-1.46	-2.95	-0.58	2.08	0.02	-1.32	-2.24	-2.95
9	-1.78	6.00	2.67	0.09	-1.55	-2.28	1.66	-0.43	0.39	1.01	-0.49	-2.65	-1.76	
10	-0.25	3.37	1.91	1.56	0.16	-1.96	-0.10	-0.43	0.14	0.34	-0.88	-0.41	-2.28	
11	4.10	1.67	0.10	1.89	1.31	-1.13	-2.35	-3.16	-1.43	-1.63	-0.65	-1.06	-3.23	
12	5.66	2.32	0.16	-0.50	-0.30	-0.46	-1.18	-0.82	-0.12	0.02	-0.02	-0.34	-2.45	
13	8.83	2.50	0.09	-0.14	-0.58	0.16	0.01	-0.47	-0.24	0.30	0.07	-0.12	-2.82	
14	4.47	3.90	2.37	0.72	-0.31	0.63	0.80	-0.38	-0.32	0.20	0.02	-0.23	-1.87	
15		5.13	3.69	1.84	-0.09	-0.26	0.09	-0.62	-0.40	-0.29	-0.23	-0.44	-2.04	
16		2.96	1.22	3.53	0.24	-1.37	0.50	-0.50	-0.64	-0.28	-0.40	-0.37	-4.83	
17		1.41	1.12	1.79	-0.33	-0.92	-0.91	-0.93	-0.84	-0.71	-0.79	-0.01	-2.36	
18			1.04	2.13	-0.61	-1.44	-0.93	-0.80	-0.95	-0.84	-0.86	0.02	-1.96	
19			1.34	1.77	-0.33	-1.75	-0.61	-0.51	-0.49	-0.74	-0.54	0.60		
20			1.18	1.81	0.19	-1.76	-0.63	-0.67	-0.51	-0.63	-0.57			
21				1.97	0.62	-1.98	-0.44	-0.47	-0.36	-0.96				
22				2.22	1.13	-1.62	-0.45	-0.43	-0.41	-1.23				
23					1.17	-1.77	-0.46	-0.58	-0.27	-2.91				
24					1.44	-1.18	-1.04	-0.73	-1.05					
25							-0.76	-0.88						

**rel. Δ%**  
GT model-Essai

Figure 90 : Erreur relative du rendement volumétrique sur le champ iso, calibration globale

L'erreur du rendement volumétrique est faible sur une majorité de points (80% des points dans l'intervalle +/-3%). Il n'existe pas de zone qui présente particulièrement d'erreur comme c'était le cas avec l'optimisation séquentielle (voir Figure 87).

La Table 30 compare le niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la température entrée turbine et de la température paroi de la culasse.

	T3		Température culasse	
Optimisation de la calibration	non	oui	non	oui
+/-10°C	35.5	33.8	0	0
+/-30°C	81.4	73.3	0	13.2
+/-50°C	93.6	90.1	4.1	35.1
REQM (°C)	26.0	32.5	120.7	60.7

Table 30 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la température en entrée turbine (T3) et de la température paroi culasse

On constate que l'accord entre le modèle et la mesure de la température entrée turbine n'est pas améliorée par l'optimisation contrairement à celle de la paroi culasse qui n'était pourtant pas un objectif. Le niveau de température de la culasse reste cependant plus élevé que celui de l'optimisation séquentielle qui conduisait à surestimer le niveau de remplissage (REQM d'environ 20°C, voir Table 25). Atteindre un très bon niveau de précision sur cette température n'est pas un objectif au vu des différences géométriques entre la culasse du moteur et son modèle (voir Figure 88).

La Figure 91 trace le niveau d'accord entre le modèle et la mesure de la température entrée turbine et de la puissance cédée à l'eau et l'huile.

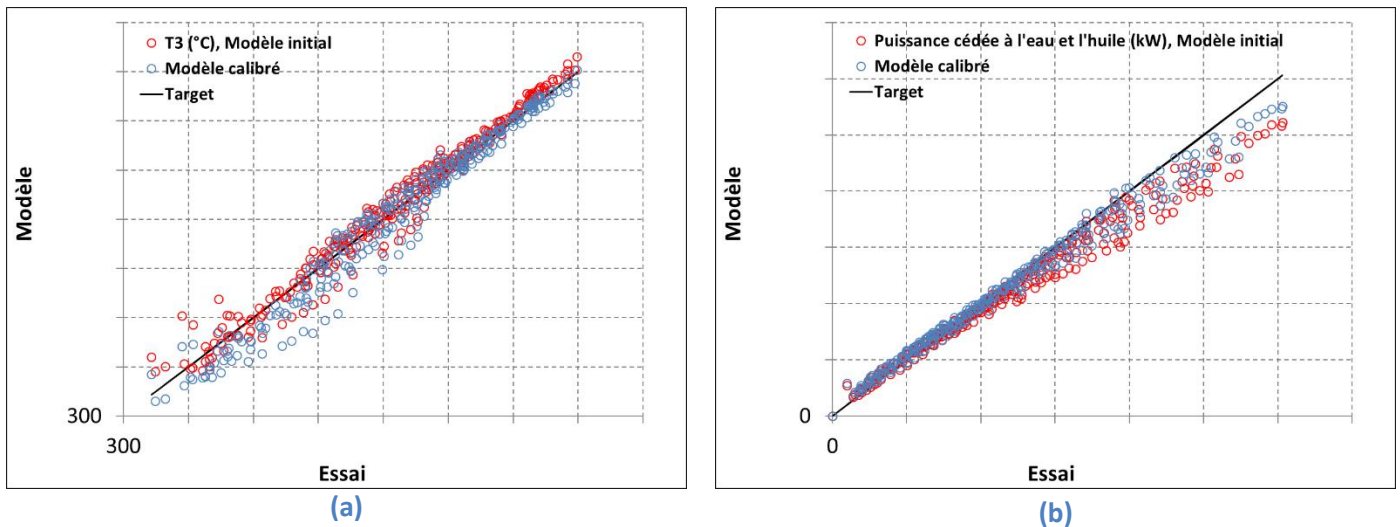


Figure 91 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure (a) de température gaz entrée turbine et (b) de la puissance cédée à l'eau et l'huile

On constate sur la Figure 91 (a) que la légère dégradation de l'estimation de la  $T_3$  est liée à des écarts plus importants entre essai et modèle pour les faibles niveaux de température. La tendance de la puissance cédée à l'eau et l'huile est, elle, légèrement améliorée même si elle reste sous-estimée à forte puissance. Il convient de rappeler, de plus, que le calcul de la puissance à l'eau et huile conduit à des difficultés de comparaison entre essai et modèle (voir 3.2.1).

La première tentative de calibration avait permis de vérifier la bonne transposabilité de la calibration réalisée sur une sélection de 34 points à l'ensemble du champ iso. La Figure 92 trace l'erreur relative du rendement volumétrique sur l'ensemble des points du champ iso et de la série P.

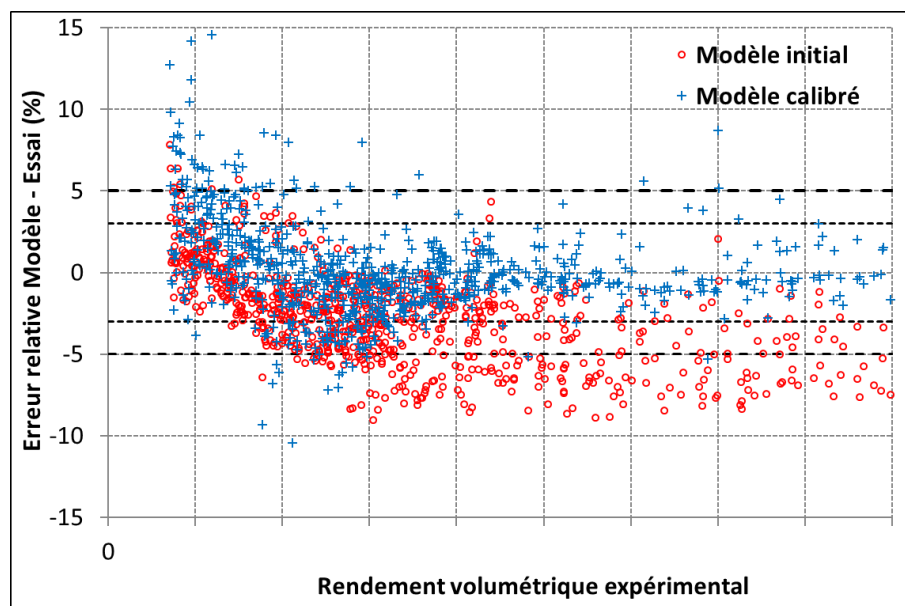


Figure 92 : Erreur relative du rendement volumétrique sur l'ensemble des points du champ iso et de la série P

La Table 31 compare le niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique, de la pression entrée turbine et de la vitesse de rotation du turbocompresseur avant et après l'optimisation. Cette comparaison est réalisée sur l'ensemble des points du champ iso et de la série P.

Optimisation de la calibration	Rendement volumétrique		P3		Vitesse rotation turbocompresseur	
	non	oui	non	oui	non	oui
+/-3%	52.8	79.7	78.6	91.6	25.8	35.7
+/-5%	77.7	93.8	94.0	99.0	41.6	51.3
REQM (%)	3.9	2.6	2.4	1.6	18.5	8.7

**Table 31 : Niveau d'accord entre le modèle et la mesure du rendement volumétrique, de la pression entrée turbine et du régime turbocompresseur sur l'ensemble des points du champ iso et de la série P**

La calibration sur les 17 points du champ iso et les 3 points de la série P permet clairement d'améliorer le niveau de prédiction du rendement volumétrique, et du modèle en général sur l'ensemble des 860 points caractérisés durant le champ iso et la série P.

### 3.4.2. Application de la méthodologie à un autre moteur

La méthodologie de recalage du modèle via l'utilisation d'un algorithme d'optimisation génétique a également été appliquée à deux autres modèles moteur afin de tester et valider la démarche. Les résultats de calibration de ces modèles sont disponibles dans le chapitre 2.3.6 et 4.5. Ces modèles utilisés pour tester et valider d'autres méthodologies avaient effectivement dû être préalablement calibrés. Dans les deux cas, le niveau de corrélation du rendement volumétrique était très satisfaisant (91.2% des points dans l'intervalle +/-3% pour le modèle du moteur 2 (voir Table 11) et 93.1% pour celui du moteur 3 (voir Figure 155)).

Ces bons résultats sur différents moteurs montrent que la méthodologie développée est transposable et pourra donc à l'avenir être déployée sur d'autres projets.



*Ce chapitre a permis d'étudier l'impact des échanges thermiques ayant lieu au sein du moteur sur les performances et leur prédiction par un modèle de type 0/1D1D s'appuyant sur une modélisation par éléments finis des parois (FEM). Le dégagement de chaleur lié à la combustion conduit à de nombreux échanges entre les gaz brûlés chauds, le bloc moteur et la culasse. Le liquide de refroidissement et l'huile permettent en fonction de leur température respective d'évacuer une proportion variable de cette chaleur. La réalisation du bilan d'énergie montre qu'environ 5% de la puissance chimique du carburant est in fine dissipée vers l'ambient au niveau des parois du moteur. Une comparaison rigoureuse de la thermique entre modèle et essai est difficile. En effet, les différentes hypothèses de modélisation et les simplifications d'architecture ne permettent pas de retranscrire complètement dans le modèle toutes les interactions existantes entre les différents fluides, la matière et l'environnement du moteur.*

*Afin de prendre en compte les écarts existants entre essais et modèle, une étape de calibration du modèle est indispensable. Ces écarts de différentes natures (dispersions de fabrication, modèle phénoménologique, erreur ou manque d'instrumentation) peuvent difficilement être isolés dans un système couplé aussi complexe qu'un MCI. Une méthodologie de calibration par optimisation est alors mise en place pour assurer la calibration du modèle complet. Une première tentative de calibration visant à améliorer la prédiction des températures parois n'a pas permis d'obtenir les gains escomptés au niveau de la prédiction du rendement volumétrique. L'optimisation génétique des paramètres de calibration de la thermique a cependant bien conduit à une amélioration de la prédiction des températures parois sur l'ensemble du champ iso. La Racine de l'Erreur Quadratique Moyenne (REQM) de la température culasse passe par exemple de 61.7 à 19.6°C. Les différences entre le moteur réel et le modèle thermique sont probablement trop importantes (notamment au niveau de la culasse dont la géométrie a été largement simplifiée dans le modèle) pour que les températures soient directement représentatives. Il ne faut donc pas nécessairement avoir une bonne prédiction au niveau de ces températures pour être représentatif du niveau moyen des échanges thermiques qui influencent le remplissage. Cette première tentative a toutefois permis de valider en partie le processus de calibration mis en place puisque l'objectif de prédiction des températures était atteint. Ce processus utilise des surfaces de réponses sur une sélection restreinte de points de fonctionnement du moteur pour réaliser une optimisation génétique destinée à déterminer des paramètres de calibration.*

*Une deuxième méthode redéploie ce processus de calibration en modifiant ses paramètres et objectifs pour intégrer notamment le rendement volumétrique. La précision du rendement volumétrique sur le champ iso est alors nettement améliorée avec près de 80% des points de fonctionnement moteur dans l'intervalle +/-3% contre 68% avant la calibration. La prédiction d'autres grandeurs, comme la pression en entrée turbine ou la vitesse de rotation du turbocompresseur, est également améliorée et montre une amélioration générale du modèle. De même, les résultats du modèle sur la série P (562 points de fonctionnement balayant largement les réglages VVT) montrent clairement l'apport de la méthodologie. Les modèles de deux autres moteurs ont également été calibrés en suivant la méthodologie développée. Le très bon niveau de précision sur le rendement volumétrique (plus de 90% des points dans l'intervalle +/-3% pour les deux moteurs) montre que la méthodologie s'adapte bien et peut être déployée sur de nouveaux projets.*

*Le niveau de prédiction très satisfaisant du modèle suite à cette étape de calibration permet d'explorer de nouveaux cas d'application comme la simulation de transitoires.*

## 4. Caractérisation expérimentale et modélisation de transitoires moteur

*Les améliorations du modèle moteur présentées aux chapitres 2 et 3 permettent de simuler avec précision l'ensemble des points stabilisés. L'erreur relative entre essais et modèle du rendement volumétrique est inférieure à 5% pour plus de 90% des points du champ iso et la Racine de l'Erreur Quadratique Moyenne (REQM) est de 2.8%. Ceci est un prérequis pour envisager de modéliser des phases transitoires. Dans cette partie, nous allons étudier l'impact des conditions thermiques de la ligne d'admission sur les performances moteur en phases transitoires. Une campagne d'essais spécifique est mise en place pour caractériser la réponse transitoire du moteur. L'analyse de ces essais permet également de mettre en évidence les modifications nécessaires pour le développement d'un modèle transitoire à partir d'un modèle moteur stabilisé.*

*Le développement du modèle transitoire poursuit différents objectifs :*

- La simulation des phases transitoires étant exigeante, elle constitue une évaluation supplémentaire de la robustesse du modèle stabilisé et donc de la méthodologie mise en place pour l'élaborer.*
- La simulation des phases transitoires permet une analyse complémentaire à celle des essais en accédant aux évolutions de variables difficilement caractérisées expérimentalement.*
- Disposer d'un modèle transitoire suffisamment précis permet d'envisager, comme pour les points stabilisés, une part de calibration numérique pour le contrôle moteur avec éventuellement des optimisations de performance en fonctionnement transitoire.*

*La première partie de ce chapitre est consacrée à une analyse bibliographique de la modélisation des phases transitoires. La deuxième partie présente les modifications réalisées sur le banc moteur (décrit au chapitre 1.2) pour réaliser la campagne d'essais transitoires. L'impact des conditions thermiques de la ligne d'air d'admission sur la réponse transitoire du moteur est ensuite analysé. Le quatrième paragraphe se concentre sur le développement du modèle en phase transitoire du moteur 1. Finalement, un second modèle transitoire est développé et validé en utilisant la campagne d'essais du moteur 3.*

## 4.1. Etude bibliographique

L'utilisation de modèles pour étudier les phases transitoires s'est développée ces dernières années. La problématique de la consommation et des émissions sur les cycles d'homologation occupe une large place dans la littérature [55], [66], [92]. De nombreux auteurs étudient également l'impact de la montée en température et de la gestion de la thermique sur ces grandeurs [91], [93], [94]. Ces différentes études permettent de mieux appréhender les éléments importants de la modélisation transitoire.

### 4.1.1. Quasi statique

Différents chercheurs étudient la possibilité de décrire les phases transitoires en se basant uniquement sur des données d'essais stabilisés. Cruz-Peragon [95] présente ainsi une méthodologie permettant d'évaluer le débit d'air, la consommation et les émissions en fonction du régime et de la charge au cours d'un cycle NEDC. Il définit des modèles basés sur des corrélations multi linéaires en s'appuyant sur des données d'essais stabilisés. Ces essais sont réalisés en suivant un plan d'expérience respectant des critères d'orthogonalité spécifiques. Une correction en fonction du temps est ensuite ajoutée afin de tenir compte de la montée en température du moteur au cours du cycle. La Figure 93 trace l'évolution des émissions de THC (Total HydroCarbons) au cours des quatre premiers cycles urbains du cycle NEDC et met en évidence l'effet important du départ à froid.

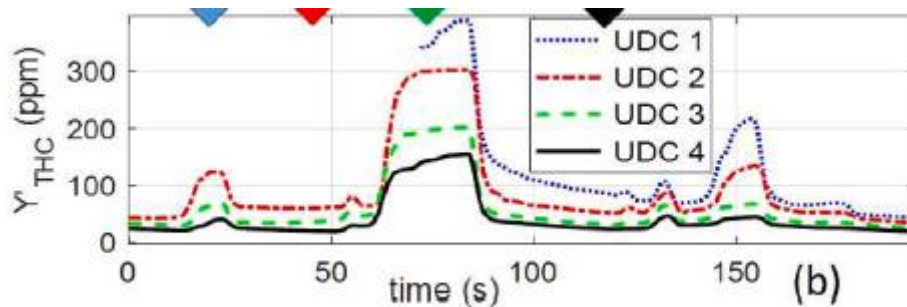


Figure 93 : Evolution des émissions de THC au cours des 4 premiers cycles urbains du cycle NEDC mesurées par [95]

Les résultats du modèle ainsi créé sont très bons au niveau du débit d'air et de la consommation avec des taux de corrélation entre essais et modèles  $r^2$  d'environ 0.95. L'impact du départ à froid est marqué sur les émissions de CO et de THC. Il existe également, dans une moindre mesure, un impact au niveau du débit d'air et de la consommation de carburant.

Millo [66] compare la réponse de plusieurs types de modèles moteurs sur différents cycles d'homologation. Il étudie principalement la consommation. Après la calibration d'un modèle moteur GT sur des points stabilisés, il considère que le niveau de précision permet d'utiliser le modèle sur des phases transitoires et de simuler des cycles d'homologation. La Figure 94 présente l'erreur relative de la consommation spécifique de son modèle. La majorité des points présente moins de 3% d'erreur.

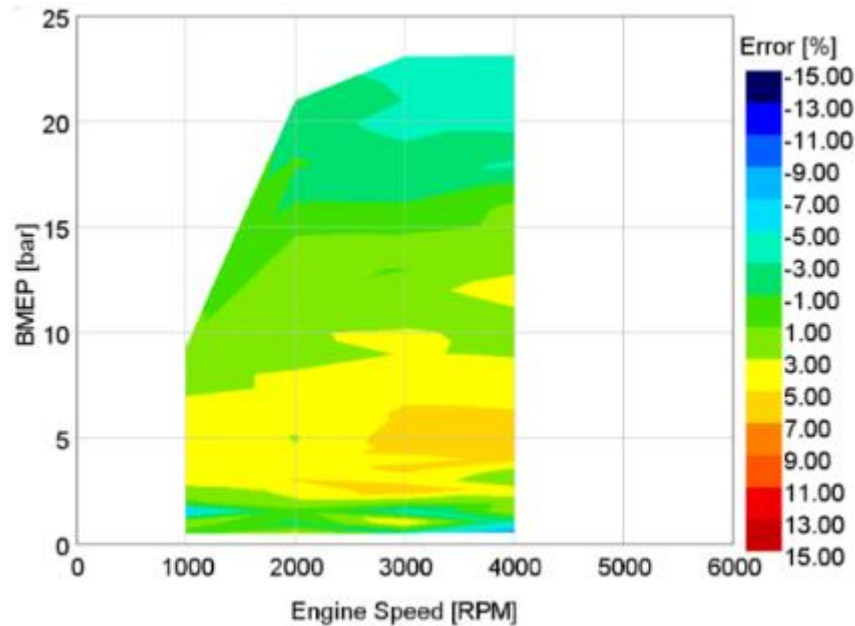


Figure 94 : Erreur relative essais / modèle de la consommation spécifique sur points stabilisés du modèle GT de Millo [66]

Il compare ensuite la réponse de ce modèle avec celle d'un modèle Fast Running Model (FRM), établi suivant la documentation GT [2], sur le cycle US06 [96]. Les résultats sont très similaires car la physique du modèle est conservée avec notamment les inerties mécaniques et les modèles thermiques des parois. La réduction du nombre de sous-volumes fluides (levier principal de la réduction du temps de calcul des modèles FRM) n'impacte pas de façon notable le rendement volumétrique. La différence de consommation totale sur le cycle est inférieure à 0.5%. La discrétisation fine nécessaire pour la modélisation des phénomènes haute fréquence, comme l'acoustique, influence donc très peu les principaux phénomènes de la dynamique des fluides. La comparaison du modèle FRM avec un modèle basé sur différentes cartographies montre par contre l'intérêt des modèles physiques pour décrire correctement les phénomènes transitoires rapides. Millo montre en effet que, pour des transitoires lents comme ceux du cycle NEDC (accélérations inférieures à  $1.04\text{m/s}^2$ ), l'approche basée sur des tables peut convenir. Lors d'accélération violentes, comme celles du cycle US06 (jusqu'à  $4.64\text{m/s}^2$ ), le modèle basé sur des tables présente plus de 5% d'erreur sur la consommation contre 0.2% pour le modèle FRM.

Nikzadfar [70] explique que les modèles moyens basés sur des données stabilisées ne sont pas suffisamment précis pour les applications transitoires. Différentes méthodes de correction sont alors nécessaires. Gao [94] met par exemple en place un retard du premier ordre sur la température d'échappement en fonction du niveau de température du moteur et d'une constante de temps. Une modélisation de type Block Oriented Model (BOM) peut également être adaptée. Ce type de modélisation suppose qu'un système non linéaire peut être décrit par la somme d'un système linéaire dynamique et d'un système non linéaire statique. En se basant sur cette modélisation, Nikzadfar et Isermann [70], [92] proposent de considérer la modélisation du cycle fermé comme quasi statique et de prendre en compte la dynamique des système d'admission et d'échappement. La Figure 95 décrit le modèle que Nikzadfar met en place en associant des systèmes statique et dynamiques.

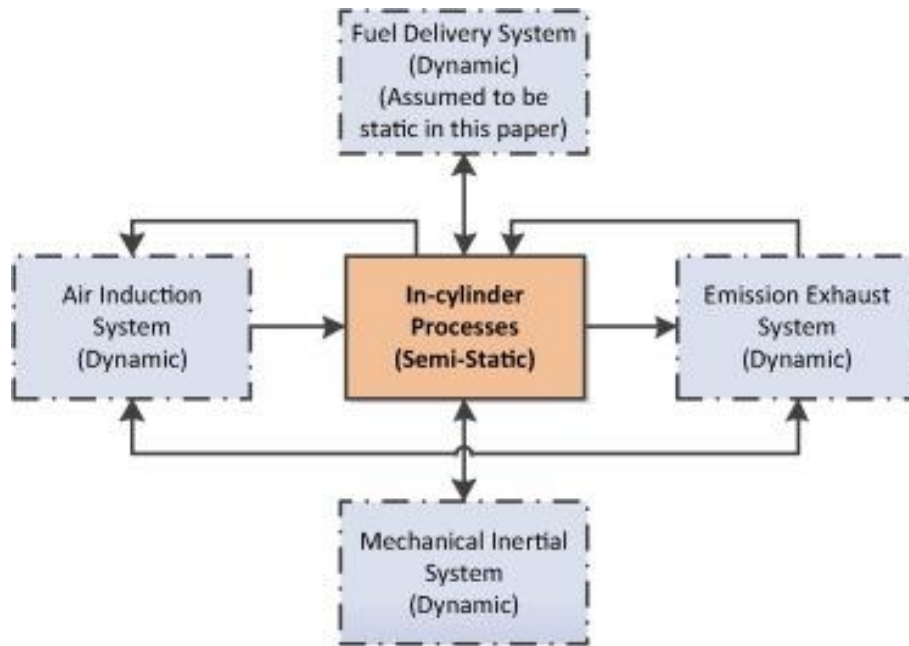


Figure 95 : Description du modèle transitoire mis en place par [70]

La Figure 96 compare la réponse du modèle et de l'essai lors de la fermeture du rack de la TGV.

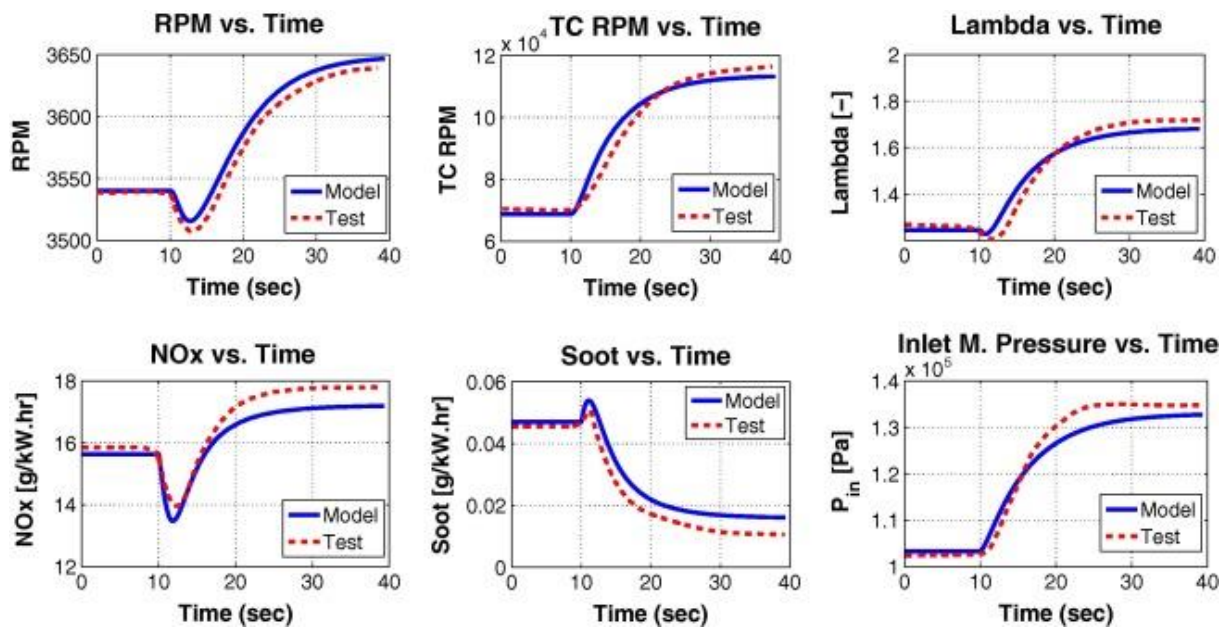


Figure 96 : Comparaison essai / modèle de la réponse à une fermeture de la TGV turbine (de 60% à 20% d'ouverture) [70]

Le modèle est capable de reproduire l'impact de la fermeture du rack qui conduit à une évolution en deux temps du régime moteur.

Liu [97] développe une méthode d'évaluation du temps de réponse d'un créneau de charge à régime moteur constant. Après la validation d'un modèle GT par comparaison aux données d'essais il utilise le modèle comme un moyen d'évaluation de sa méthodologie. La Figure 97 compare la réponse essai / modèle à un créneau de charge.

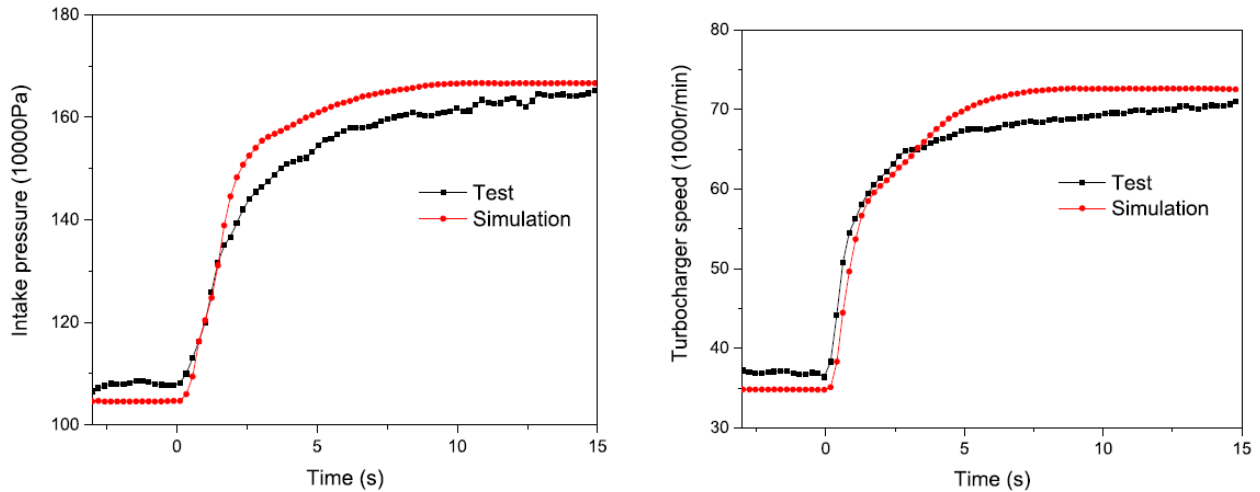


Figure 97 : Comparaison essai / modèle de la réponse à un créneau de charge, modèle de [97]

Il montre ensuite que le temps de réponse mesuré au niveau de la pression d'admission dépend majoritairement du turbocompresseur. Le délai lié au volume du système d'admission et collecteur d'échappement peut être négligé.

Millo [55] évalue la précision de son modèle de moteur diesel, en régime transitoire, en comparant la réponse essai / modèle GT sur un créneau de charge à régime constant. La Figure 98 présente la comparaison essai / modèle à un régime de 1500 rpm.

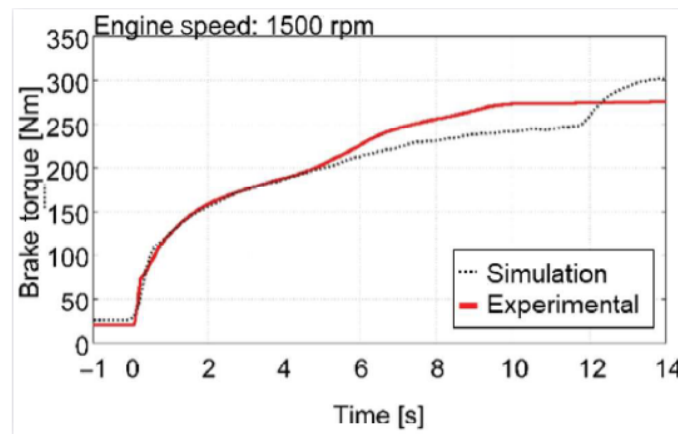


Figure 98 : Comparaison essai / modèle de la réponse à un créneau de charge à un régime moteur de 1500 rpm [55]

Les modèles moteur physiques développés sous GT semblent, au vu de la littérature, pouvoir traiter correctement les phases transitoires. La modélisation 1D des lignes permet en effet la prise en compte des effets dynamiques alors que la modélisation du cycle fermé peut être assurée par un modèle isolé. De plus, l'inertie mécanique du turbocompresseur est prise en compte par le modèle de l'arbre. La modélisation de la thermique des parois peut également être traitée en transitoire. Les comparaisons essais / modèles de la réponse à un créneau de charge menées par Millo et Liu [55], [97] révèlent des écarts justifiant de nouvelles études sur le sujet.



#### **4.1.1. Considération sur la modélisation quasi statique du turbocompresseur**

La modélisation des turbocompresseurs dans les modèles moteurs repose principalement sur l'utilisation de cartographie de performance. Elle est donc quasi statique. Ce type de modélisation peut être problématique pour la prise en compte des effets instationnaires liés aux phases transitoires. Il est toutefois important de rappeler que lors du fonctionnement stabilisé du moteur, le turbocompresseur est alimenté par un écoulement pulsé. La problématique de la modélisation quasi statique du turbocompresseur n'est donc pas inhérente aux phases transitoires. Shu [98] précise cependant que les incursions en dehors des limites des champs fournisseur peuvent être plus importantes lors des phases transitoires. La problématique d'extension des champs est donc essentielle. Ce sujet a déjà été abordé au chapitre 2.

Casey [99] explique que le compresseur est susceptible de fonctionner à des taux de compression très faibles lorsqu'il est couplé au moteur. En l'absence de puissance côté turbine, le moteur peut en effet aspirer l'air à travers le compresseur. Cette situation est susceptible de se produire lors de l'ouverture rapide du papillon avant la montée en régime du turbocompresseur sur des transitoires de charge.

En plus du modèle d'extrapolation des champs turbine (voir 2.4), GT intègre un modèle d'extrapolation des champs compresseurs [2]. Ce modèle est principalement basé sur les travaux de Casey [99]. Il utilise des relations physiques liant les performances du compresseur lorsqu'elles sont exprimées dans leur forme adimensionnelle en fonction du coefficient de débit et du nombre de Mach en sommet d'aube. Cette méthode d'extrapolation théorique n'a cependant pas été confrontée avec des données expérimentales par Casey. L'impact du fonctionnement du compresseur, à taux de compression inférieur à 1, sur les performances d'un moteur n'est pas non plus documenté à ma connaissance.

#### **4.1.2. Impact des transferts thermiques au sein du turbocompresseur en transitoire**

La modélisation du turbocompresseur basée sur les cartographies des fournisseurs ne considère pas les transferts thermiques. La méthodologie de transformation de champs fournisseur mise en place au chapitre 2.3 s'applique au fonctionnement stabilisé. Des modifications pourraient être nécessaires afin de prendre en compte les effets inertiels.

Bannister [100] propose un modèle empirique pour prendre en compte les transferts thermiques au niveau de la turbine à partir d'une caractérisation expérimentale sur un cycle NEDC. Le nombre de Nusselt est déduit par un modèle en fonction des mesures de température et de débit pour retrouver le delta de température dû aux échanges thermiques dans la turbine. La Figure 99 présente l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.

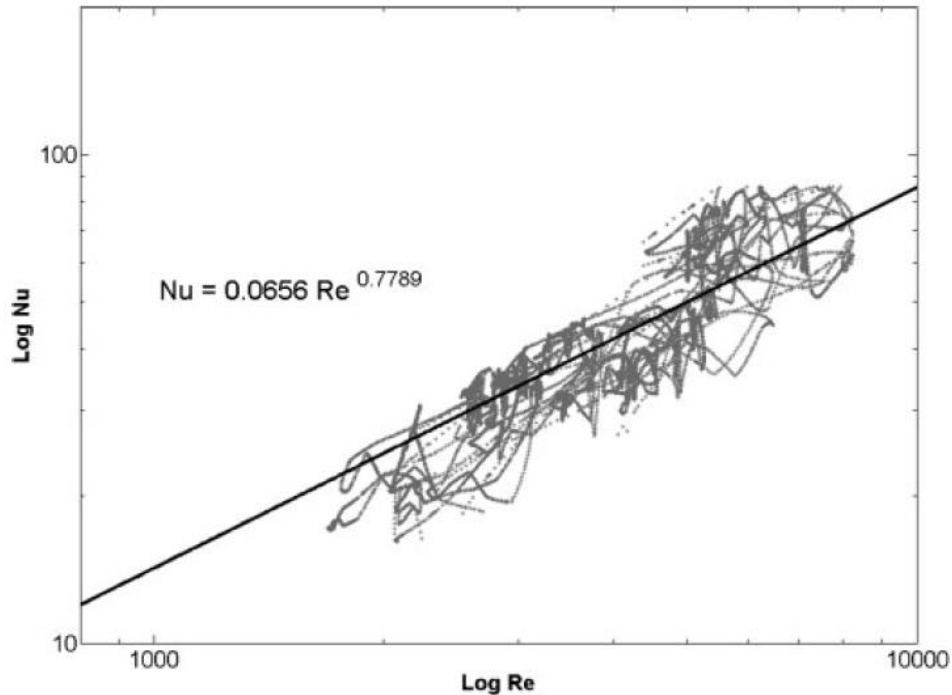


Figure 99 : Relation entre les nombres de Nu et Re au niveau de la turbine établie expérimentalement par [100]

Le calcul du Nu est réalisé en considérant que le système est à l'équilibre thermique alors que les mesures sont effectuées sur des phases transitoires. Afin de limiter les erreurs liées aux phénomènes transitoires, une corrélation moyenne est déduite (voir Figure 99). Le modèle est ensuite validé en simulant les températures en sortie de la turbine sur différents cycles. Les résultats sont très satisfaisants puisque dans le pire des cas (le cycle US06) l'écart interquartile est de seulement 3.2%.

Liu [101] étudie l'influence des transferts thermiques au niveau de la turbine en comparant une turbine dont le carter est isolé de l'intérieur avec la même turbine sans isolation. L'étude concerne des points stabilisés et des phases transitoires. Les comparaisons sont effectuées aussi bien sur des données expérimentales que sur des résultats de simulation. Le modèle réalisé sous GT utilise des masses thermiques afin de prendre en compte les échanges entre l'écoulement interne, le carter et l'extérieur. La température de sortie de la turbine est légèrement supérieure en stabilisé dans le cas isolé (5 à 14K en fonction du point de fonctionnement). La comparaison en transitoire s'avère plus difficile à mettre en œuvre expérimentalement. Un essai de créneau de charge en imposant la position du rack turbine permet cependant de mettre en évidence un gain de 2000 rpm sur le régime du turbocompresseur dans le cas isolé. Les différents écarts entre les essais et le modèle rendent toute conclusion hasardeuse sur la précision de la modélisation.

L'impact de phénomènes transitoires liés aux transferts thermiques au niveau du turbocompresseur ne semble pas clairement établi dans la littérature. De plus les études concernant les moteurs diesels, cibles historiques de la suralimentation, sont beaucoup plus représentées que celles sur les moteurs à allumage commandé.



## 4.2. Présentation des essais

Afin de caractériser l'impact de la thermique et les différents effets transitoires sur un moteur à allumage commandé, une campagne d'essais est effectuée sur le banc moteur décrit en 1.2.

### 4.2.1. Matrice d'essais

La campagne d'essais doit répondre à différents objectifs :

- Caractériser l'impact des températures, en entrée du compresseur et du papillon, sur les performances et plus particulièrement sur le taux d'augmentation du couple moteur.
- Constituer une base de données permettant la mise au point / validation du modèle numérique sur des phases transitoires.

Deux types d'essais sont réalisés : des créneaux de charge (ouverture instantanée du papillon) à régime moteur fixe et des créneaux de charge à régime variable. Les essais à régime fixe sont réalisés par pas de 250 rpm entre 750 et 2250 rpm puis à 3000, 4000 et 5000 rpm. Les transitoires à régime variable sont effectués de 900 à 5800 rpm. La pente d'augmentation du régime est alors imposée à 1500 rpm/s. Le point de fonctionnement initial est réglé pour tous les cas via la position pédale afin d'obtenir un couple de 20 N.m.

Les essais à régime fixe sont réalisés pour plusieurs régimes moteur afin de caractériser l'impact sur la prise de couple. Il est supposé que si le modèle développé reproduit correctement les transitoires à différents régimes, il sera capable de simuler aussi un transitoire à régime variable. Les essais à régime variable sont donc effectués pour pouvoir évaluer la précision du modèle dans ces conditions. Des variations de température en entrée du compresseur (T1) et en entrée du papillon (T2') sont effectuées afin de couvrir les différentes conditions thermiques pouvant être rencontrées sur un véhicule. Ces températures peuvent en effet évoluer au gré des variations de la température ambiante et de la thermique sous-capot. Ainsi, certains « cas de vie véhicule » spécifiques peuvent conduire à des couples de températures T1 / T2' particuliers et à une détérioration des performances du moteur en termes de prise de charge.

La Table 32 présente l'ensemble des couples de températures T1 / T2' testés lors de la campagne d'essais transitoires.

Couple de températures testés												
T1 (°C)	20	30	40	50	20					30	40	50
T2' (°C)	25			35	45	55	65	75				

**Table 32 : Matrice des couples de températures T1 / T2' testés pendant la campagne d'essais transitoires**

La température de l'eau et de l'huile sont fixées respectivement à 100 et 85°C pour l'ensemble des essais. Trois essais additionnels étudient également l'impact de la température d'eau et d'huile sur la réponse à un créneau de charge à T1=20 et T2'=55°C. Deux cas sont effectués à 2000 et 3000 rpm avec des fluides à basse température (25°C). Le dernier cas est réalisé au régime de 3000 rpm et considère l'eau à 85°C et l'huile à 30°C.

#### 4.2.2. Modification matériel

La réalisation des essais transitoires nécessite certaines adaptations du banc moteur par rapport à sa configuration stabilisée décrite en 1.2.

Afin d'étudier l'impact des températures en entrée compresseur ( $T_1$ ) et entrée papillon ( $T_2'$ ), des réchauffeurs sont installés.

La Figure 100 présente le dispositif mis en place.

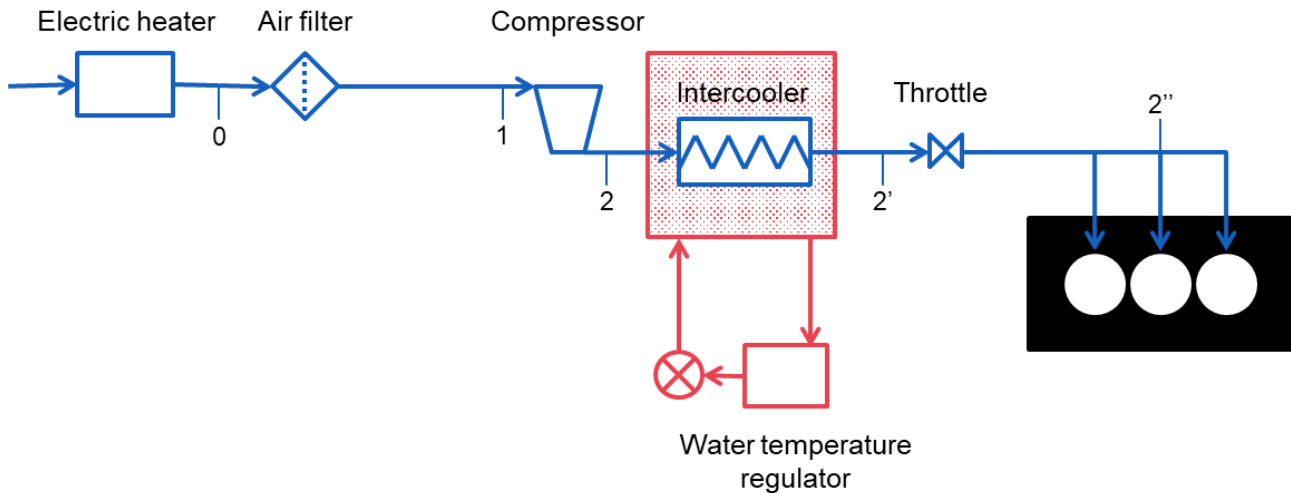


Figure 100 : Schéma de l'installation de contrôle des températures de la ligne d'admission

Pour le contrôle de la température entrée compresseur, l'air est directement admis chaud à l'entrée du filtre à air. Des réchauffeurs régulés en tout ou rien sont utilisés à cet effet.

Pour le contrôle de la température entrée papillon, une modification du RAS est effectuée. Le RAS est sur véhicule un échangeur air/air. Sur le banc moteur, le RAS est converti en échangeur air/eau afin de disposer de suffisamment de capacité de refroidissement de l'air en sortie compresseur. Dans le cas des essais transitoires, on souhaite éventuellement chauffer l'air au lieu de le refroidir. Le circuit d'eau alimentant l'échangeur est donc modifié. Des thermoplongeurs sont intégrés au bac à eau afin de disposer de 6kW de puissance pilotée. Un seuil haut de 95°C est mis en place afin d'éviter l'ébullition dans le bac à eau. Un circulateur d'eau pouvant assurer un débit de 50L/min est installé en remplacement de la pompe à eau initiale.

#### 4.2.3. Modification chaîne acquisition

Les modifications les plus importantes sur le banc sont d'ordre logiciel. L'enregistrement d'essais transitoires nécessite la gestion de beaucoup plus de données que les essais stabilisés. Les signaux des capteurs doivent en effet être acquis en continu pendant l'intégralité de l'essai. Le mode de fonctionnement du programme Labview a dû être modifié en ce sens.

La problématique principale concerne l'enregistrement des capteurs de pressions rapides cadencé par le codeur angulaire. Dans le cas des essais stabilisés, cet enregistrement effectue une moyenne sur 250 cycles non consécutifs et sauvegarde l'évolution des pressions moyennes sur 2000 points de

mesures représentant un cycle moteur soit tous les 0.36 °v. Dans le cas des essais transitoires, l'acquisition doit pouvoir être suffisamment rapide pour enregistrer les cycles de façon consécutive et stocker beaucoup plus de données. En effet si l'on considère par exemple un enregistrement d'un transitoire à un régime moteur de 3000 rpm, on obtient par pression rapide et par seconde d'essai 50000 points de mesures. Pour répondre à ces contraintes, Labview doit utiliser des fichiers binaires au format TDMS.

Les autres signaux des capteurs sont ajoutés à l'enregistrement TDMS à une fréquence de 10Hz, ce qui ne présente pas de difficulté particulière.

Les données du contrôle moteur issues d'INCA ne peuvent plus être importées par labview comme pour les essais stabilisés. En effet la communication entre les deux logiciels ralentirait trop le programme pour soutenir la fréquence d'acquisition. Les données sont donc directement enregistrées par INCA. Ceci implique une difficulté supplémentaire, puisqu'il faut veiller à la synchronisation à posteriori des signaux enregistrés séparément.

La mise en place de triggers, permet d'une part de déclencher l'enregistrement dans INCA automatiquement après le lancement de celui de Labview et d'autre part d'assurer la synchronisation en post traitement des différents signaux. Les essais transitoires étudient la réponse à un créneau pédale, il est donc possible d'utiliser avantageusement la position pédale comme trigger pour la synchronisation des différents signaux. La position de la pédale est en effet à la fois enregistrée par Labview et le contrôle moteur. La Figure 101 résume le fonctionnement de l'enregistrement et la synchronisation grâce aux triggers.

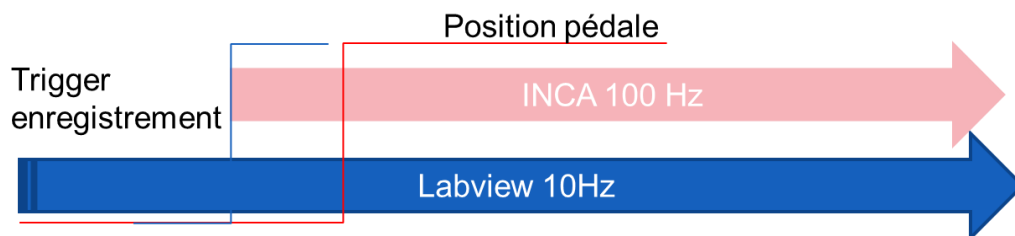


Figure 101 : Synchronisation des enregistrements

La majorité des labels INCA sont enregistrés à une fréquence de 100Hz. La capacité mémoire d'INCA étant limitée, il est cependant indispensable d'enregistrer certains labels à 10Hz ou sur un échantillonnage synchronisé sur les PMH des trois cylindres. L'offset temporel calculé lors de la synchronisation de la position pédale est appliqué de la même façon aux différentes bases fréquentielles.

Les différentes opérations de post traitement des essais transitoires sont effectuées en deux étapes. Une première partie est codée sous forme de script dans l'application NI Diadem permettant la gestion des fichiers TDMS. Un export est réalisé sur une sélection de données sous forme de csv pouvant ensuite être traité sous Excel.

### 4.3. Analyse des essais transitoires

Les différents essais de réponse à un créneau pédale permettent d'analyser les éléments suivants :

- Réponse type d'une prise de charge rapide suite à un créneau pédale.
- Réponse du moteur en fonction de son régime.
- Réponse du moteur en fonction des variations de températures entrée compresseur et sortie RAS.
- Réponse du moteur en fonction des variations de températures d'eau et d'huile et impact sur les températures matière.
- Ecart entre la réponse transitoire et le balayage de charge du champ iso point par point.

Ces analyses permettent de nourrir la réflexion sur les besoins d'adaptation du modèle moteur stabilisé afin qu'il puisse modéliser correctement les transitoires.

#### 4.3.1. Répétabilité des essais

Afin de s'assurer que la procédure d'essai mise en place permet d'obtenir des données de façon répétable, le même transitoire est réalisé à plusieurs reprises. La Figure 102 compare trois essais réalisant le même transitoire.

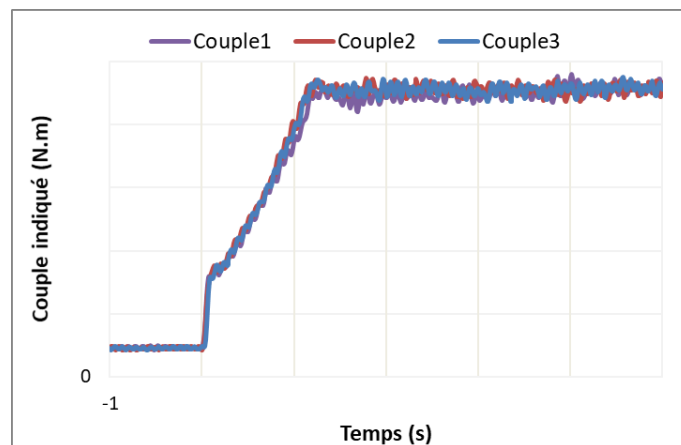


Figure 102 : Comparaison du couple indiqué lors de répétitions d'un essai

Le couple est reproduit de façon similaire lors des trois essais. Les essais de l'ensemble de la campagne sont réalisés deux fois de manière consécutive. Cette précaution permet de détecter d'éventuelles anomalies sans être trop chronophage.

#### 4.3.2. Présentation de la réponse type à un créneau pédale

Afin d'analyser l'impact de la thermique sur la réponse du moteur à un créneau de charge, il est utile dans un premier temps de décrire les différents phénomènes ayant lieu au cours du temps. La Figure 103 trace l'évolution de différents actionneurs lors d'un transitoire. Dans la suite de ce chapitre lorsqu'une figure comporte deux axes des ordonnées, les grandeurs tracées en trait plein se réfèrent

à l'axe de gauche. Les grandeurs représentées en traits discontinus se rapportent au deuxième axe des ordonnées à droite.

CONFIDENTIEL

(a)

(b)

**Figure 103 : Variation de différents actionneurs moteur au cours d'un créneau pédale à 3000 rpm**

Au moment du créneau pédale à 0.1s, le papillon s'ouvre complètement et les autres paramètres de contrôle moteur évoluent pour assurer le bon déroulement de la prise de charge. La waste gate (dWG correspond au diamètre d'ouverture de la waste gate) se ferme rapidement, la variation des VVT est différente pour les soupapes d'admission et d'échappement.

La Figure 104 trace l'évolution de la pression d'admission P2'' ainsi que la pression ciblée par le contrôle moteur P2'.

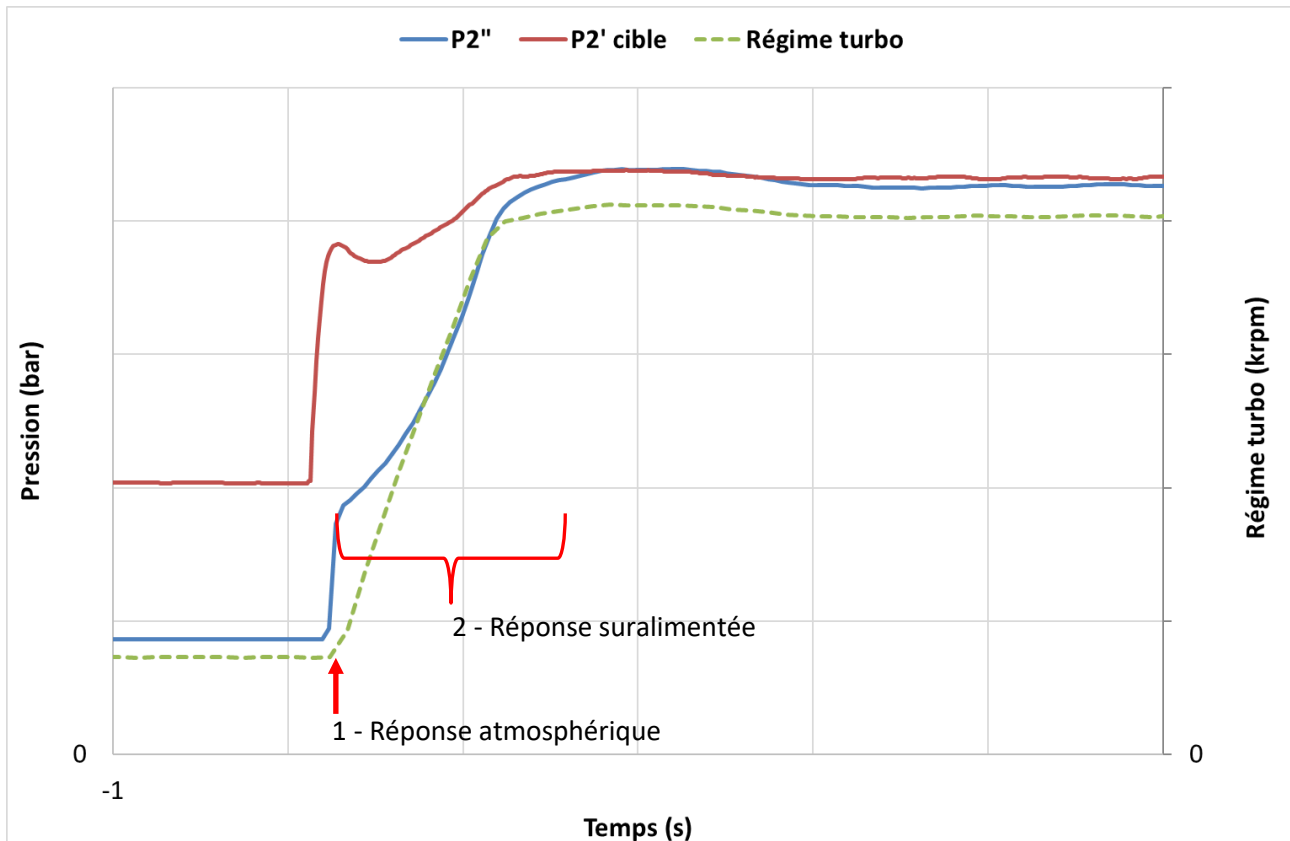


Figure 104 : Variation de la pression d'admission et du régime turbocompresseur lors du créneau de pédale de la Figure 103

La pression cible est en amont du papillon alors que la pression  $P2''$  est en aval, ceci explique l'écart de pression constaté avant l'ouverture papillon au début de l'essai. Une fois le papillon ouvert (après le créneau pédale à  $t=0.1s$ ),  $P2''$  et  $P2'$  sont très proches puisque les pertes de charge du papillon deviennent faibles. Il est alors possible de comparer  $P2''$  et  $P2'$  cible. Le moteur ne parvient pas à suivre la consigne dans un premier temps. Le pilotage de la WG est déterminé en fonction de l'écart à la consigne. La Figure 103 montre clairement que la WG est complètement fermée en début de transitoire puis s'ouvre afin de respecter la consigne de pression. La montée en charge s'effectue en deux temps :

- L'ouverture du papillon conduit à une augmentation très rapide, conduisant à un créneau de  $P2''$  jusqu'à la pression atmosphérique
- La montée en régime du turbocompresseur permet ensuite une prise de charge progressive

Cette réponse est typique d'un moteur suralimenté à allumage commandé et illustre le temps de latence du turbocompresseur. Dans le cas d'un moteur à allumage par compression, dépourvu de papillon dans la plupart des cas, la montée en pression se déroule en une seule phase qui dépend du temps de réponse du turbocompresseur [97].

Le contrôle moteur pilote l'injection de carburant au cours du transitoire en se basant sur l'estimation de remplissage et l'objectif de richesse comme illustré par la Figure 105.

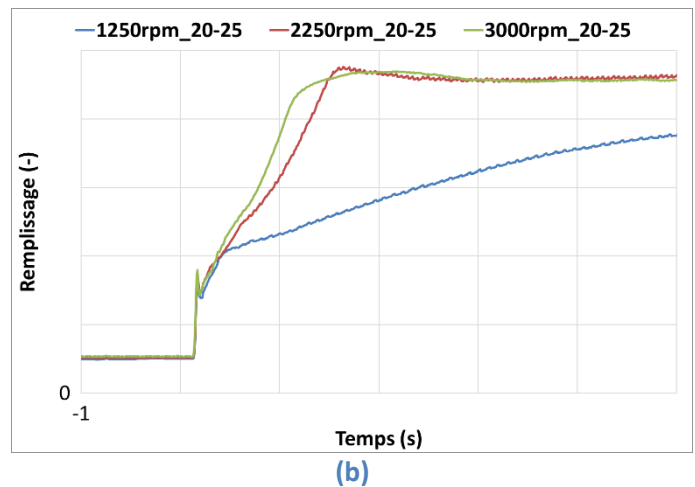
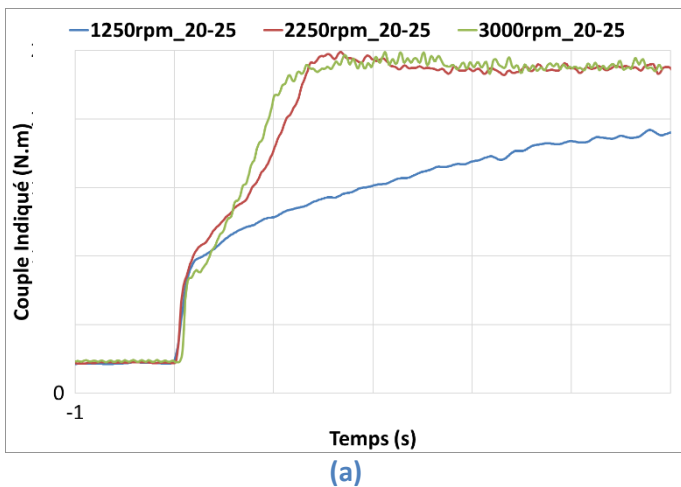


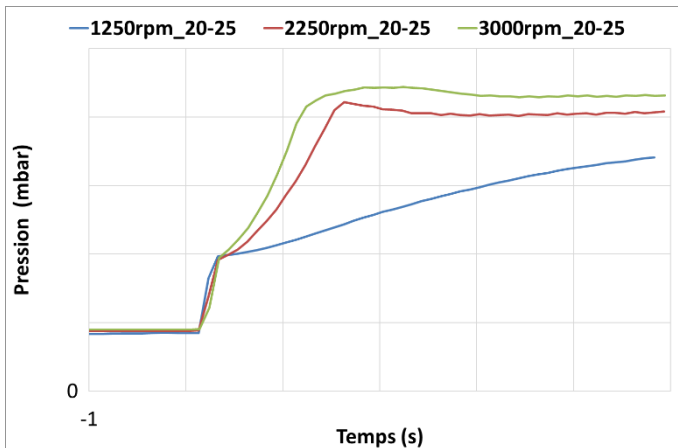
Figure 105 : Variation du couple, de l'injection carburant, du remplissage estimé et de la consigne de richesse

Le couple du moteur est très fortement corrélé au remplissage puisque la puissance dépend de la masse de carburant brûlée qui est elle-même liée à la quantité d'air via la richesse. L'estimation de remplissage du contrôle moteur et le couple indiqué (calculé à partir des pressions cylindre) sont quasiment superposés sur la Figure 105. Le modèle implémenté dans le calculateur moteur semble donc proposer une estimation assez précise. On peut remarquer sur ce transitoire que la richesse augmente lors de la prise de charge.

#### 4.3.3. Impact du régime sur la prise de charge

La réponse transitoire du moteur varie en fonction de son régime. La Figure 106 présente les réponses au créneau de pédale du couple, du remplissage, de la pression d'admission et du régime turbocompresseur pour trois régimes moteur. La légende indique le régime moteur des essais ainsi que le couple de température entrée compresseur, admission (T1, T2').





(c)



(d)

Figure 106 : Réponse à un créneau de pédale pour différents régimes moteur, (a) couple indiqué, (b) remplissage, (c) pression d'admission ( $P_2'$ ), (d) régime du turbocompresseur et diamètre d'ouverture waste gate

Il apparaît sur la Figure 106 que la réponse atmosphérique varie très peu en fonction du régime. La différence est concentrée sur la montée en régime du turbocompresseur : plus le régime moteur est élevé plus la réponse du turbocompresseur est rapide. Le niveau de couple final dépend du régime moteur. Ce moteur fournit un couple sensiblement égal à pleine charge à 2250 ou 3000 rpm. Ces régimes se situent tous les deux proches du régime offrant le meilleur couple. Le couple à pleine charge à 1250 rpm est par contre plus faible. La montée en régime du turbocompresseur plus rapide à 3000 rpm conduit à une réouverture plus précoce de la WG. La WG reste au contraire fermée sur les cinq premières secondes du transitoire à 1250 rpm et le plateau final du transitoire n'est pas encore atteint.

Le taux d'augmentation du couple défini comme la pente du couple au début de la réponse suralimentée permet d'évaluer la vitesse des différents transitoires. Le taux d'augmentation du couple augmente avec le régime.

#### 4.3.4. Impact des températures sur la prise de charge

##### 4.3.4.1. Impact de la température entrée compresseur

La température en entrée compresseur ( $T_1$ ) peut être contrôlée grâce à la régulation de réchauffeur d'air en amont du filtre à air.

La Figure 107 compare l'évolution de l'AOA, du RFE et de l'avance allumage pour deux transitoires réalisés à un régime de 2250 rpm et des températures entrée compresseur de 25 et 50°C.



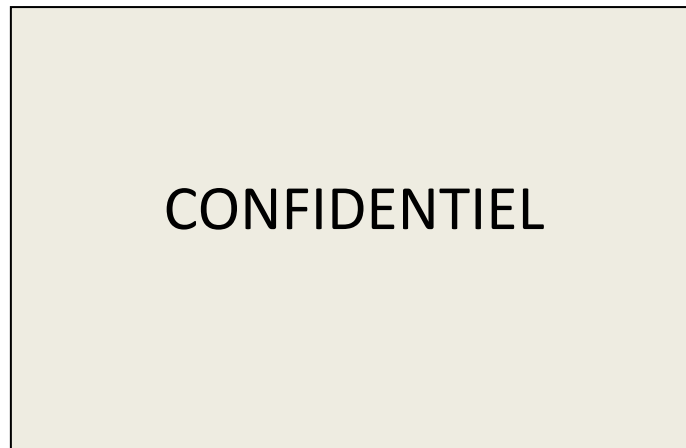


Figure 107 : Réponse à un créneau de pédale des actionneurs moteur pour différentes T1

La Figure 107 trace en traits continus les évolutions des VVT et de l'AA pour une température entrée compresseur (T1) de 20°C. Les traits discontinus représentent l'évolution pour T1=50°C. Les actionneurs moteurs sont pilotés de façon similaire.

Une comparaison de différentes grandeurs pour identifier l'impact de la T1 est donc possible. La Figure 108 compare les évolutions du couple, de la pression d'admission et du régime du turbocompresseur pour différentes T1.

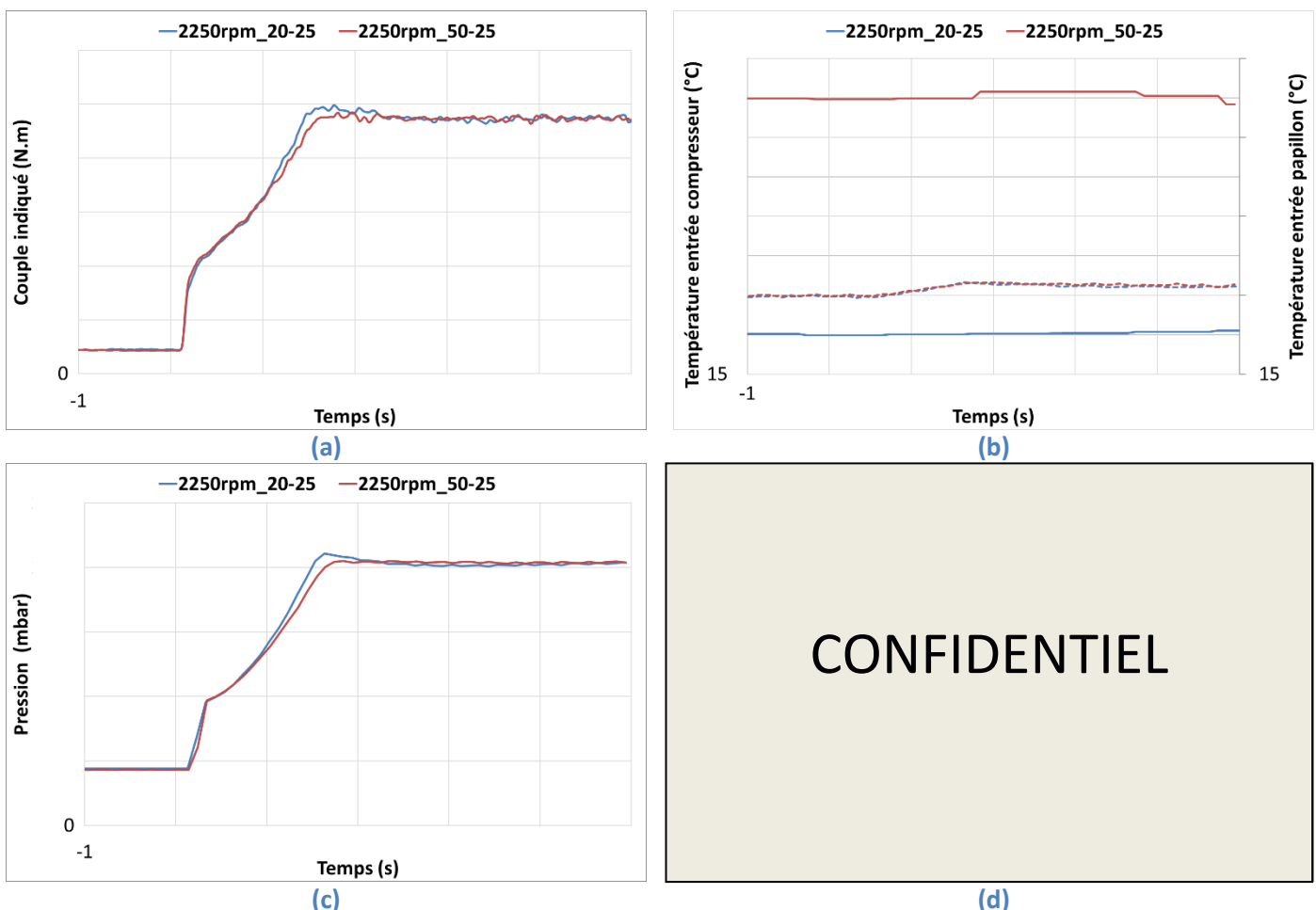


Figure 108 : Influence de la T1 sur la réponse à un créneau pédale à 2250 rpm

La réponse du moteur en fonction de la température entrée compresseur est assez facilement compréhensible. Une augmentation de la température conduit à une masse volumique plus faible. Le débit massique est donc plus faible pour un même régime turbocompresseur. Pour assurer le même couple initial, le régime doit donc être plus élevé comme illustré sur la Figure 108 (d). La waste gate est donc plus fermée initialement à  $T_1=50$  qu'à  $20^\circ\text{C}$ . La différence de température en entrée compresseur n'est pas répercutée en entrée papillon du fait de la régulation au niveau du RAS. Le transitoire est cependant légèrement plus rapide en fin de transitoire pour  $T_1=20^\circ\text{C}$  du fait de la différence de fonctionnement du turbocompresseur liée à la masse volumique de l'air en entrée compresseur. Le taux d'augmentation du couple est sensiblement égal pour les deux niveaux de  $T_1$ . Ce constat est valable sur les différents régimes et niveaux de  $T_2'$  testés.

#### 4.3.4.2. Impact de la température entrée papillon

La température en entrée papillon ( $T_2'$ ) est régulée en utilisant le RAS et des réchauffeurs. La température entrée papillon impacte la densité de l'air admis dans les cylindres. La Figure 109 compare l'évolution de l'AOA, du RFE et de l'avance allumage pour des transitoires réalisés à un régime de 2250 rpm et des températures entrée papillon de 25, 45 et  $65^\circ\text{C}$ .

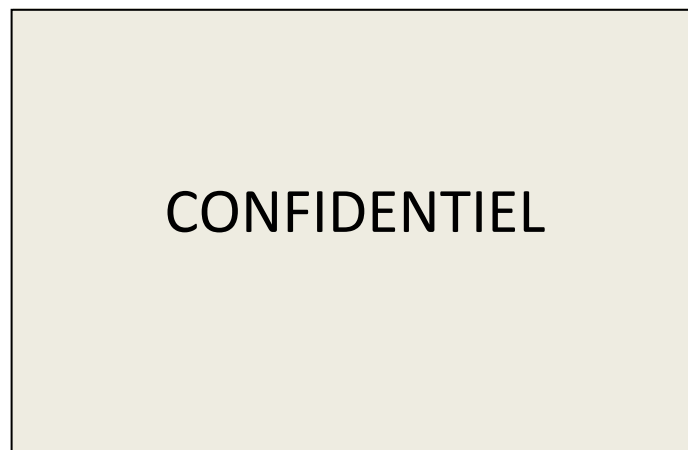


Figure 109 : Réponse à un créneau de pédale des actionneurs moteur pour différentes  $T_2'$

L'évolution des actionneurs est similaire pour les trois niveaux de  $T_2'$  exceptée l'avance. La température plus froide en entrée papillon conduit à une marge vis-à-vis du cliquetis plus importante et permet d'optimiser les performances en avançant un peu la combustion.

La Figure 110 présente une comparaison de différentes grandeurs pour trois niveaux de  $T_2'$  et  $T_1=20^\circ\text{C}$ .

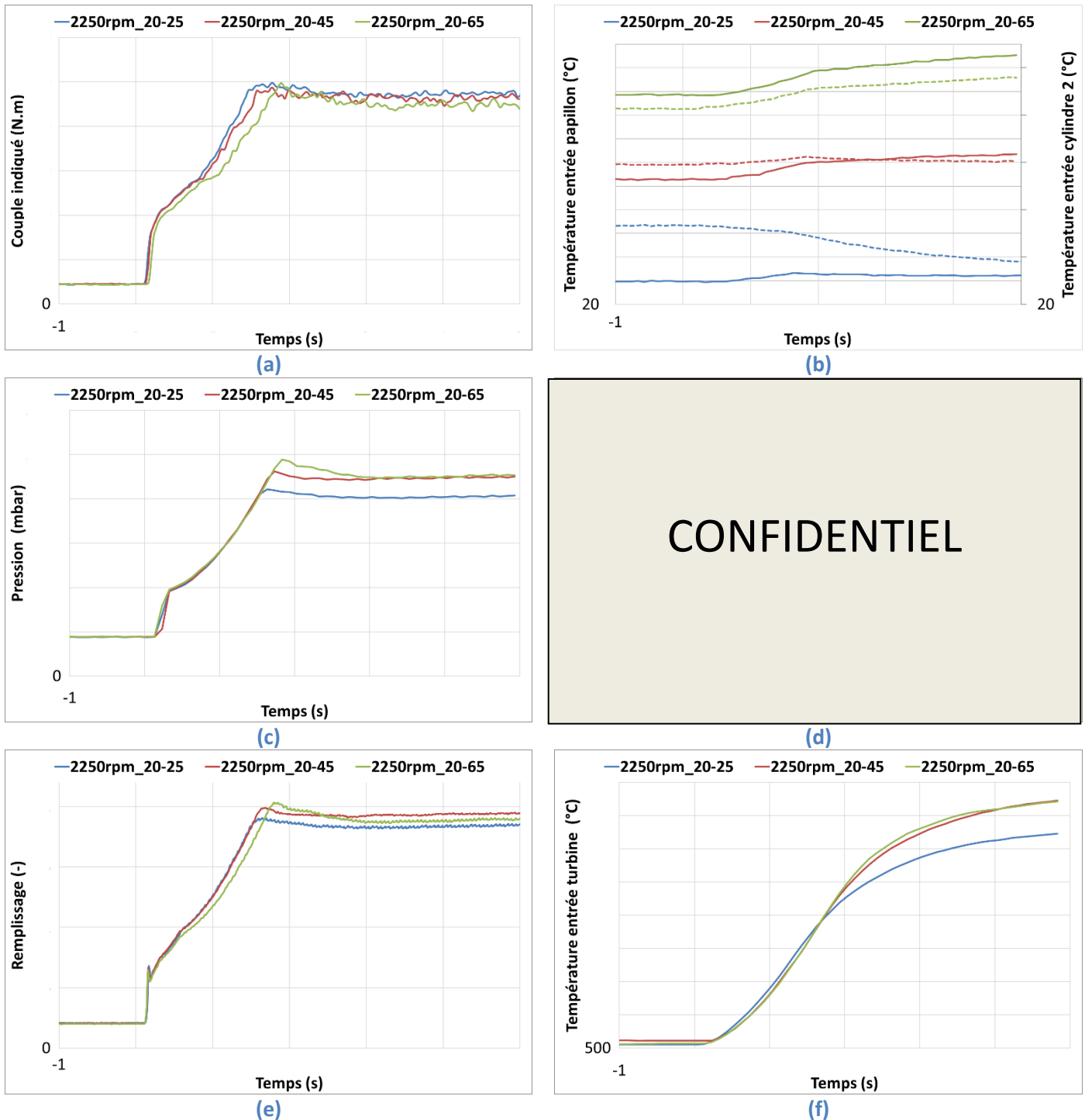


Figure 110 : Influence de la  $T_2'$  sur la réponse à un créneau pédale à 2250 rpm

La montée en couple est d'autant plus rapide que la  $T_2'$  est faible (Figure 110 (a)). Le cas  $T_2'=25^\circ\text{C}$  ne peut pas être rigoureusement comparé avec les deux autres niveaux de température puisque l'AA est différente dans cette configuration. On remarque d'ailleurs que la température en entrée turbine est plus faible pour ce cas, en fin de transitoire, du fait de la combustion avancée. Le régime du turbocompresseur et donc la pression d'admission sont également plus faibles mais la combustion avancée permet de compenser et d'obtenir in fine un couple aussi important que le cas  $T_2'=45^\circ\text{C}$ .

Le niveau de remplissage (évalué par le contrôle moteur) et le couple plus faible du cas  $T2'=65^{\circ}\text{C}$  par rapport au cas  $T2'=45^{\circ}\text{C}$  au cours du transitoire s'explique bien quant à lui par la différence de température. On constate en effet que les régimes turbocompresseur et  $P2''$  sont dans les deux cas équivalents. La différence de performance est donc liée à la densité de l'air plus faible à  $T2'=65^{\circ}\text{C}$ .

On peut remarquer sur la Figure 110 (b) que les échanges thermiques entre l'entrée papillon et l'entrée du cylindre 2 ne conduisent pas au même effet en fonction de la  $T2'$ . L'air est plus chaud en entrée cylindre qu'en entrée papillon pour  $T2'=25^{\circ}\text{C}$  alors que l'inverse se produit dans la configuration  $T2'=65^{\circ}\text{C}$ . Le répartiteur qui se situe entre ces deux points de mesure doit être à une température d'environ  $50^{\circ}\text{C}$  et explique ce comportement. On constate en effet que la température entrée cylindre du cas  $T2'=45^{\circ}\text{C}$  reste proche de  $50^{\circ}\text{C}$  pendant tout le transitoire (indépendamment du débit d'air donc). Au contraire, la température en entrée cylindre du cas  $T2'=25^{\circ}\text{C}$  chute pendant le transitoire sous l'influence du débit d'air (froid) qui augmente.

#### 4.3.4.1. Impact de la température eau/huile

Les températures d'eau et d'huile impactent les températures parois comme nous l'avons observé sur les essais stabilisés présentés en 3.2.2. Il pourrait donc exister des différences de transferts thermiques impactant les transitoires.

La Figure 111 trace les évolutions des VVT et de l'AA pour trois couples de température eau / huile. Le premier transitoire est réalisé avec une température d'eau entrée moteur et huile entrée moteur à  $85^{\circ}\text{C}$ . Les actionneurs de ce cas sont tracés en traits continus. Dans le second cas, en traits discontinus, l'eau est toujours à  $85^{\circ}\text{C}$  et la température d'huile passe à  $30^{\circ}\text{C}$ . Le dernier transitoire est réalisé avec des températures d'eau et d'huile à  $25^{\circ}\text{C}$  et est représenté en pointillés. Ces différents transitoires sont tous réalisés à un régime moteur de 3000 rpm et des température entrée compresseur et entrée papillon de 22 et  $53^{\circ}\text{C}$  respectivement.

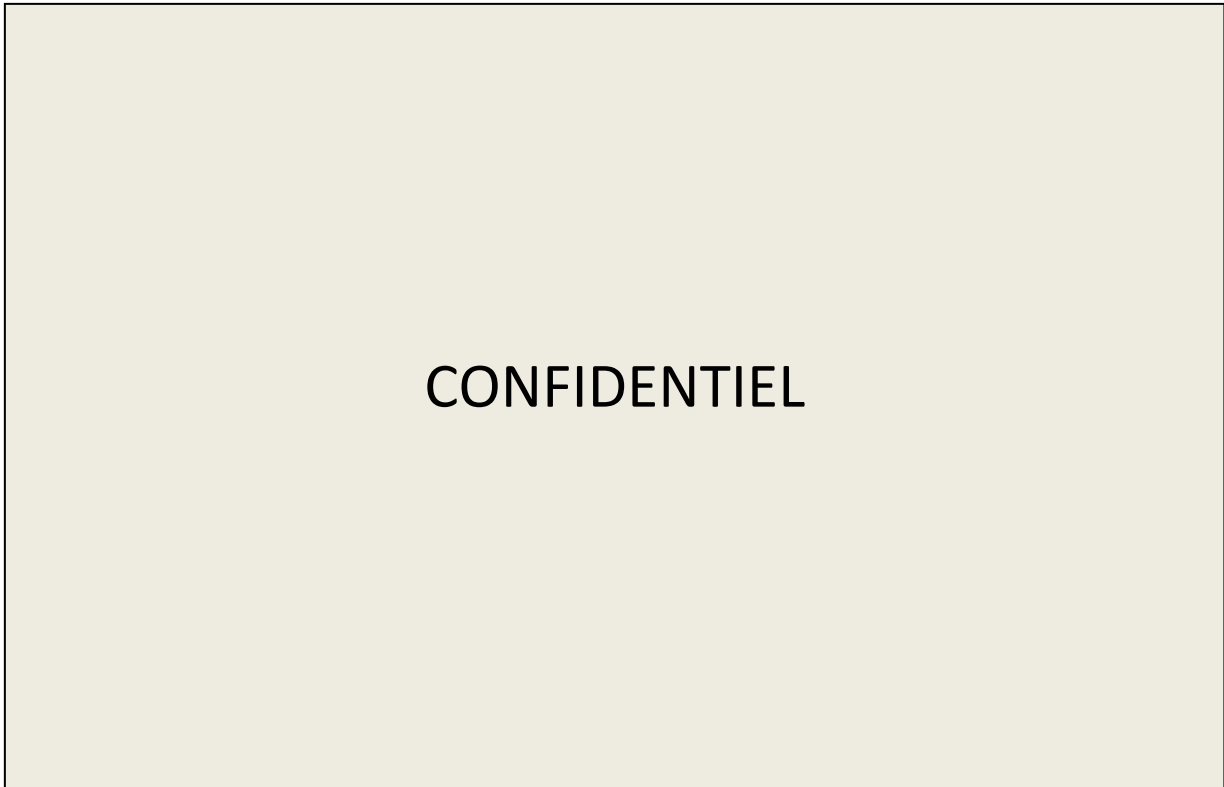
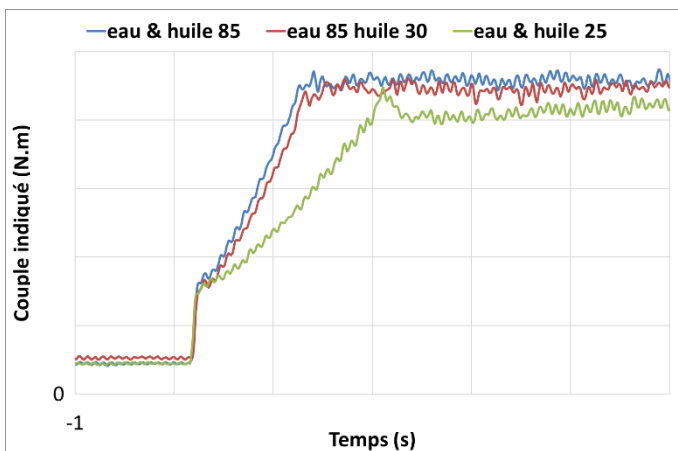


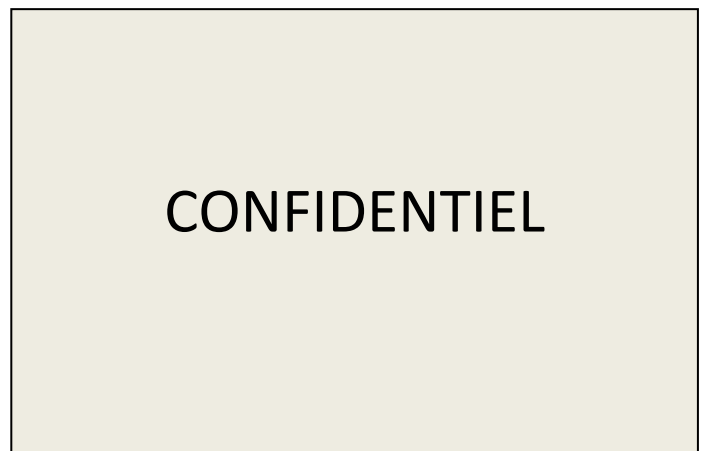
Figure 111 : Variation des actionneurs moteur au cours d'un créneau pédale à différentes températures d'eau et d'huile

On constate sur la Figure 111 un changement dans le contrôle moteur en fonction des températures des fluides. Les transitoires avec eau à 85°C (et huile à 85 ou 30°C) sont pilotés de façon très similaire (on note tout de même un écart d'environ 10° sur l'AOA au niveau du plateau initial). Le transitoire réalisé avec fluides froids est clairement en écart avec les deux autres cas. Une stratégie de contrôle est utilisée pour optimiser la chauffe du moteur. Il est alors difficile de quantifier l'impact de la température des fluides sur le transitoire.

La Figure 112 compare l'évolution du couple indiqué ainsi que le régime du turbocompresseur et la position WG pour les trois couples de températures eau / huile.



(a)

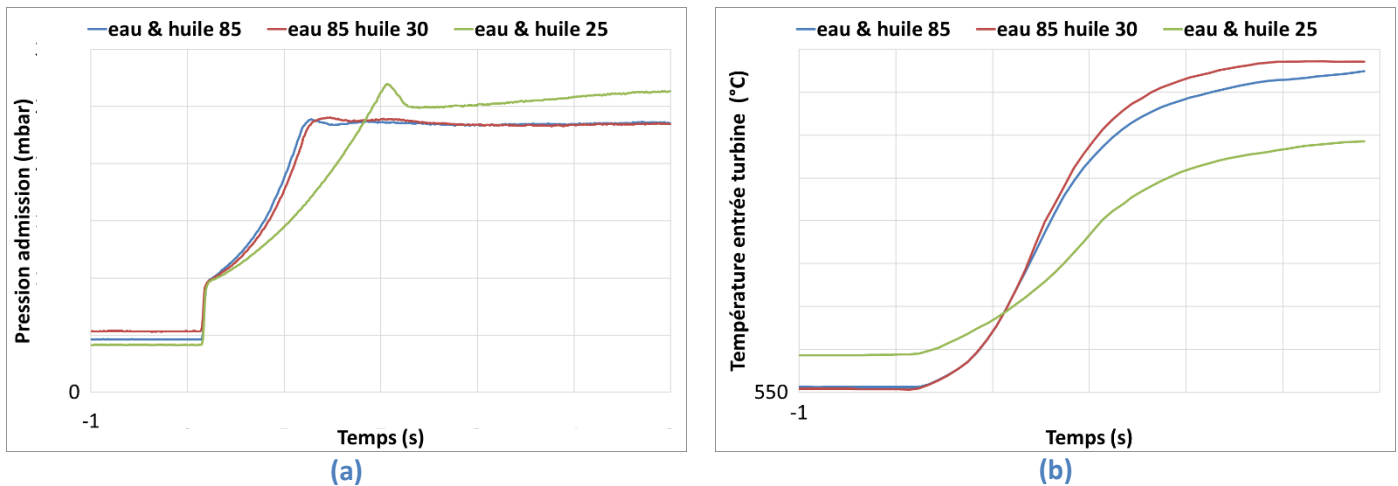


(b)

Figure 112 : Réponse à un créneau pédale pour différentes températures eau / huile, (a) couple, (b) régime du turbocompresseur et diamètre d'ouverture waste gate

La Figure 112 montre un écart important entre les transitoires eau et huile à 85°C par rapport à eau et huile à 25°C dont la position des actionneurs moteurs est différente. La vitesse de montée en régime du turbocompresseur et donc du couple est fortement réduite dans le cas avec fluides froids. Le cas eau à 85°C et huile à 30 est légèrement plus lent sur la montée en couple alors que l'évolution du régime turbocompresseur est très similaire. Le régime plus important du turbocompresseur en début de transitoire dans le cas fluides chauds permet certainement la prise de couple plus rapide.

La Figure 113 trace l'évolution de la pression d'admission ( $P_2''$ ) et de la température entrée turbine ( $T_3$ ).



**Figure 113 : Réponse à un créneau pédale pour différentes températures eau / huile, (a) pression d'admission, (b) température entrée turbine**

La Figure 113 montre également une différence de comportement de l'essai eau et huile froides. La montée de la  $P_2''$  est plus lente mais le niveau de pression se stabilise plus haut. On constate aussi que la  $T_3$ , plus élevée en début de transitoire, devient ensuite plus faible que sur les deux autres essais. Les différences constatées au niveau de l'AA peuvent expliquer ces écarts de  $T_3$ . Les transferts thermiques plus importants dans le cas de parois froides pourraient également expliquer en partie la  $T_3$  plus froide en fin de transitoire. Il est donc intéressant d'étudier l'impact des températures fluides sur la thermique moteur en transitoire. Cette analyse est détaillée dans l'annexe 3.

L'étude de l'impact des températures d'eau et d'huile sur les essais transitoires ne montre pas de différences notables par rapport aux essais stabilisés (voir 3.2.2). L'analyse permet de mettre en évidence les temps de stabilisation thermiques des parois. L'inertie de la culasse et du carter est de l'ordre de 20s. Les températures au niveau des parois du turbocompresseur mettent plus de temps à se stabiliser et évoluent toujours légèrement après 100s.

### 4.3.5. Analyse des différences entre champ iso et transitoire

L'impact des températures et du régime était attendu. Il est moins aisé de se prononcer a priori, sur l'existence d'un effet transitoire qui conduirait à un écart par rapport à la trajectoire décrite par la succession des points du champ iso : l'hypothèse quasi statique est-elle valable ?

Une comparaison rigoureuse entre champ iso et transitoire n'est pas aisée du fait des différences de réglages moteur pouvant intervenir. En effet le moteur étudié possède de nombreux paramètres de réglage, tel que le déphasage des arbres à came (VVT), la gestion de l'injection et de l'avance à l'allumage.

La Figure 114 compare l'évolution de l'AOA et RFE entre le champ iso et transitoire pour deux régimes. La comparaison s'effectue en fonction de la pression d'admission P2''. Les différents points du champ iso, pour un régime donné, correspondent à tous les niveaux de charges de ce régime. Une comparaison est effectuée à iso régime de 3000 rpm, la seconde compare un essai transitoire à 1250 rpm avec un balayage du champ iso à 1200 rpm. Bien que non identiques, ces régimes proches permettent une analyse qualitative.

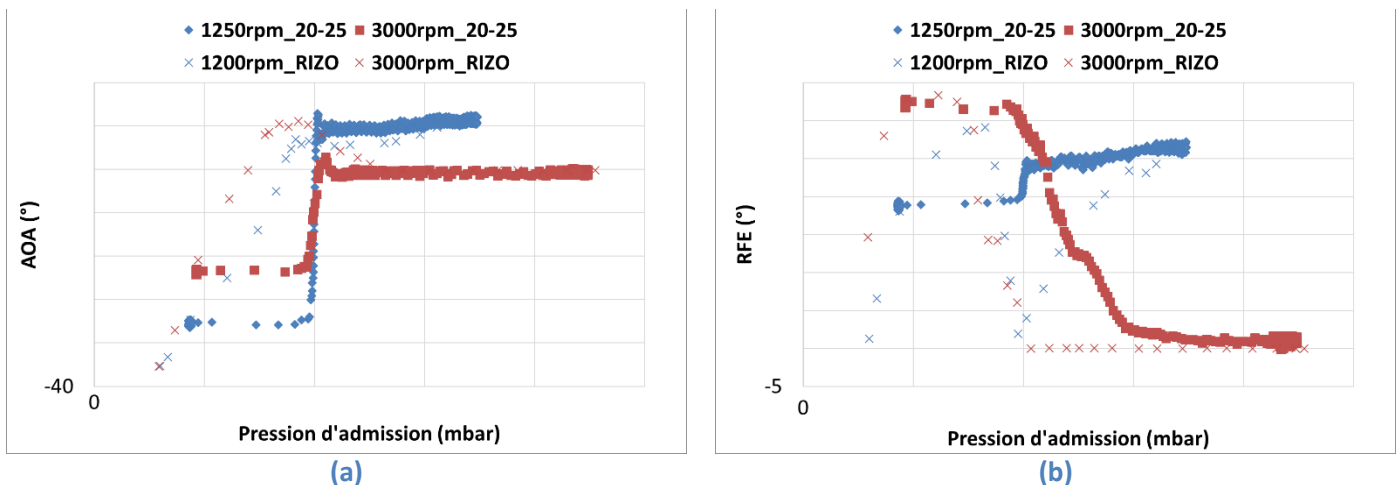
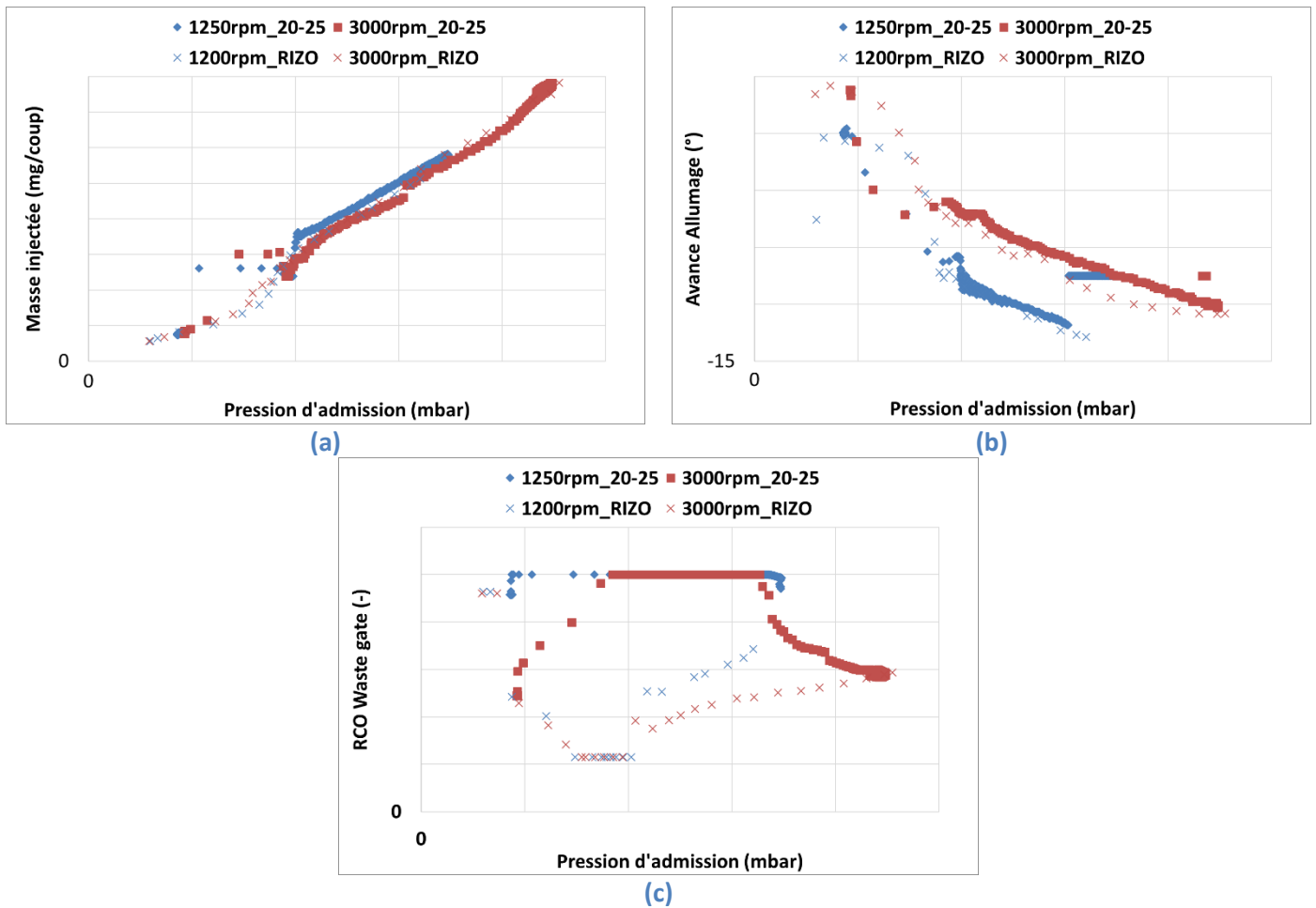


Figure 114 : Evolution des VVT en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé

La première phase de la réponse en début de transitoire est très rapide comme expliqué au 4.3.2. L'AOA et le RFE conservent leur niveau entre 500 et 1000 mbar puisque ces pressions correspondent respectivement au point initial du transitoire et à la pression atmosphérique atteinte dès l'ouverture du papillon. Les déphaseurs d'arbre à came répondent alors moins vite que la pression d'admission. L'écart de position entre champ iso et transitoire sur cet intervalle de pression peut donc être important. La position finale est équivalente en stabilisé et en transitoire.

La Figure 115 compare l'évolution de la masse injectée, de l'AA et du contrôle de la waste gate entre champ iso et transitoire.



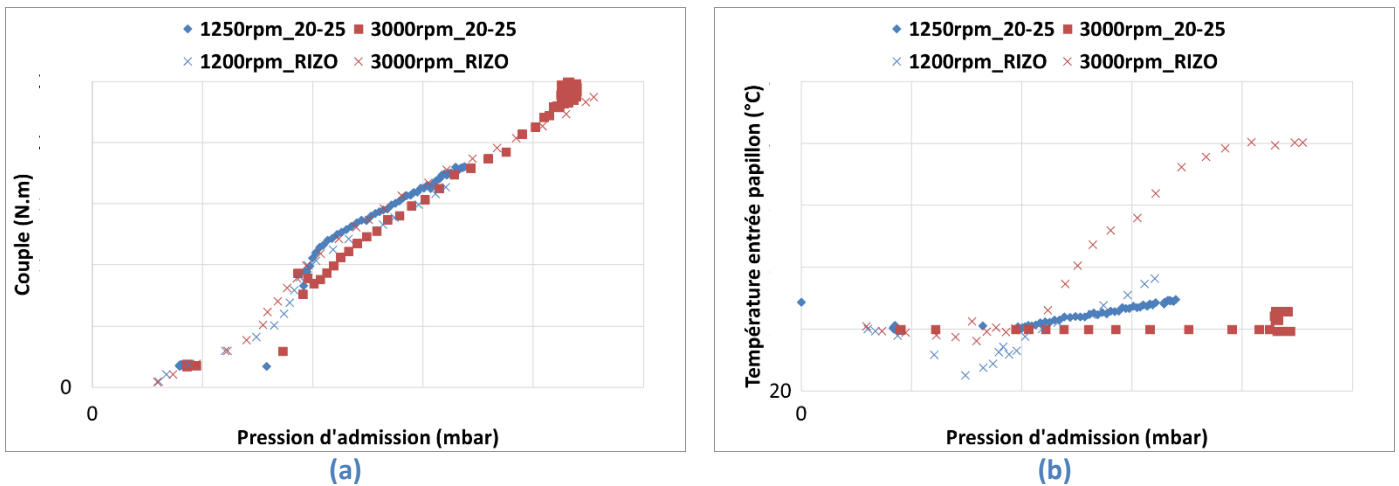
**Figure 115 : Evolution de la masse injectée, de l'avance allumage et du contrôle de la waste gate en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé**

Il est important de rappeler que la masse de carburant injectée tracée sur la Figure 115 est une estimation du contrôle moteur et non une mesure. La balance à carburant utilisée sur les points stabilisés ne peut en effet pas être exploitée pendant un transitoire. Ce système de mesure nécessite une quantité de carburant consommée suffisante pendant un certain temps afin de calculer un débit précis. L'évolution rapide du transitoire entre 500 et 1000 mbar conduit ici aussi à des écarts entre le champ iso et transitoire aussi bien sur la masse de carburant que sur l'avance allumage. L'évolution de ces paramètres est ensuite similaire sur les points stabilisés du champ iso et en transitoire. On note cependant une avance légèrement supérieure sur le transitoire comparé au champ iso à 3000 rpm.

Le contrôle de la waste gate est différent sur le champ iso et en transitoire puisque lors du créneau de pédale, la waste gate est pleine fermée et s'ouvre ensuite progressivement à l'approche du couple ciblé.



La Figure 116 trace l'évolution du couple et de la température entrée papillon (T2').

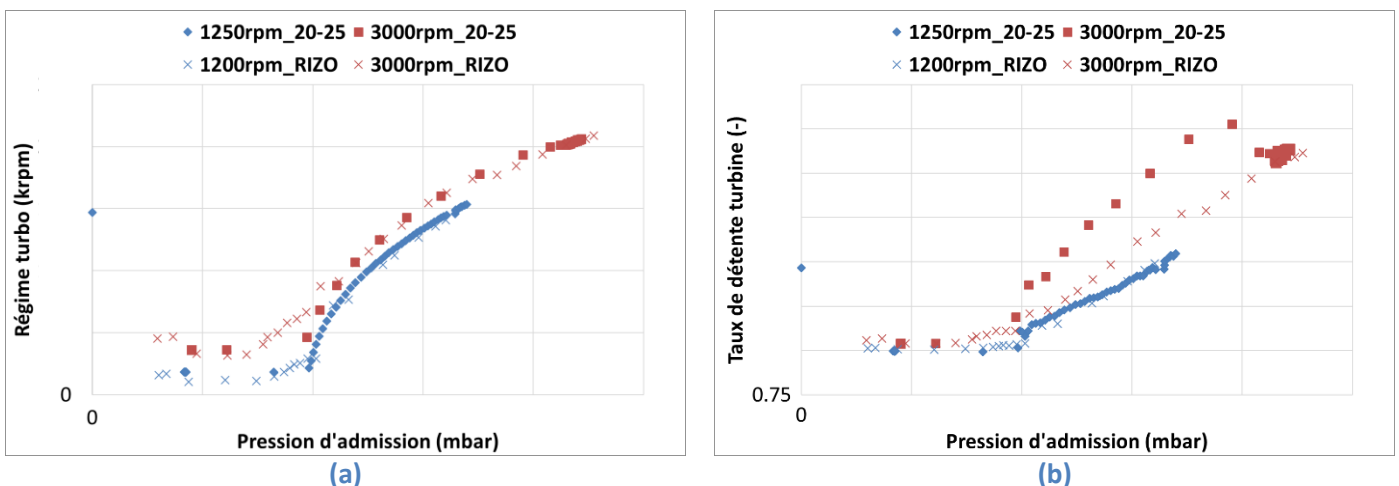


**Figure 116 : Evolution du couple et de la température entrée papillon (T2') en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé**

La régulation de température des essais transitoires conduit à une T2' proche de 25°C sur l'ensemble de la plage de P2'' (Figure 116 (b)). La T2' des points stabilisés dépend quant à elle des conditions ambiantes, des performances du RAS et de la température sortie compresseur qui augmente avec le régime du turbocompresseur.

Le couple de l'essai transitoire à 3000 rpm est plus faible que celui des points stabilisés. La T2' plus faible sur le transitoire que les points stabilisés devrait conduire à l'effet inverse, comme expliqué au 4.3.4.2. Les écarts constatés sur le RFE et l'AA peuvent expliquer en partie cette différence. La différence de position WG conduit également à une augmentation de la P3 (voir Figure 118 (a)) qui va générer des pertes par pompage impactant également le couple.

La Figure 117 trace l'évolution du régime turbocompresseur et du taux de détente de la turbine.



**Figure 117 : Evolution du régime turbocompresseur et du taux de détente turbine en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé**

Le régime turbocompresseur évolue de la même façon sur les points stabilisés et transitoires en fonction de la pression d'admission. La pression d'admission P2'' est liée à la pression sortie compresseur (P2) qui dépend directement du point de fonctionnement du compresseur. Le taux de

détente est plus important en transitoire sur l'essai à 3000 rpm. La WG étant complètement fermée pendant la montée en régime du turbocompresseur sur l'essai transitoire, il est normal que le taux de détente augmente. La Figure 118 qui trace la pression (P3) et la température entrée turbine (T3) montre clairement que le taux de détente turbine augmente du fait de l'augmentation de la P3. Le débit plus faible de l'essai à 1250 rpm ainsi qu'une différence plus faible de position WG (la WG est plus fermée dans la zone suralimentée des points stabilisés à faible régime) ne conduisent pas à une augmentation du taux de détente ni de la P3.

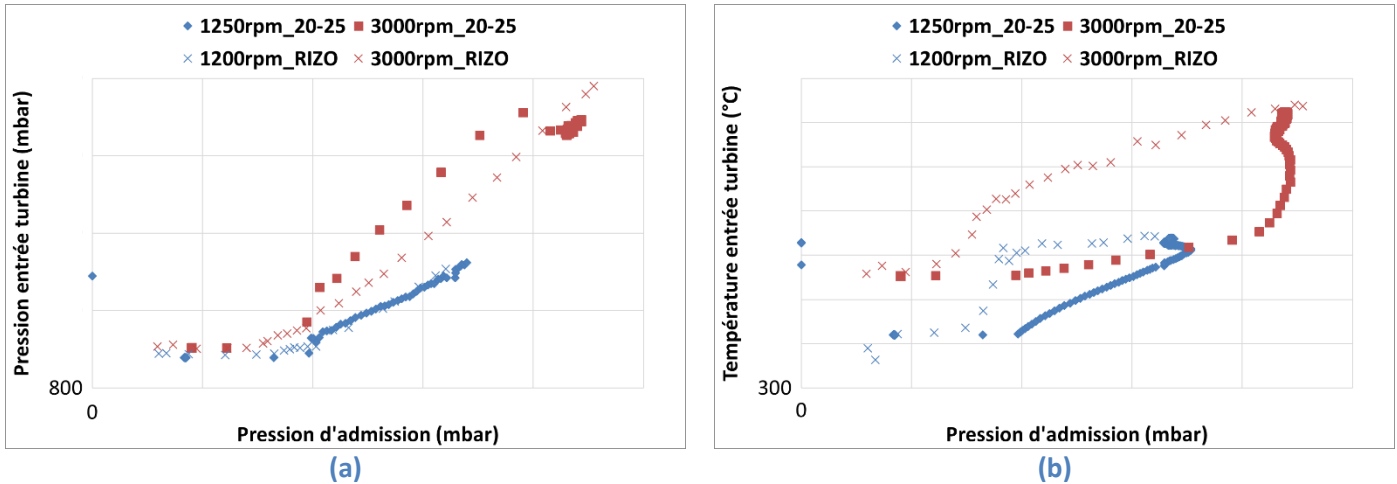
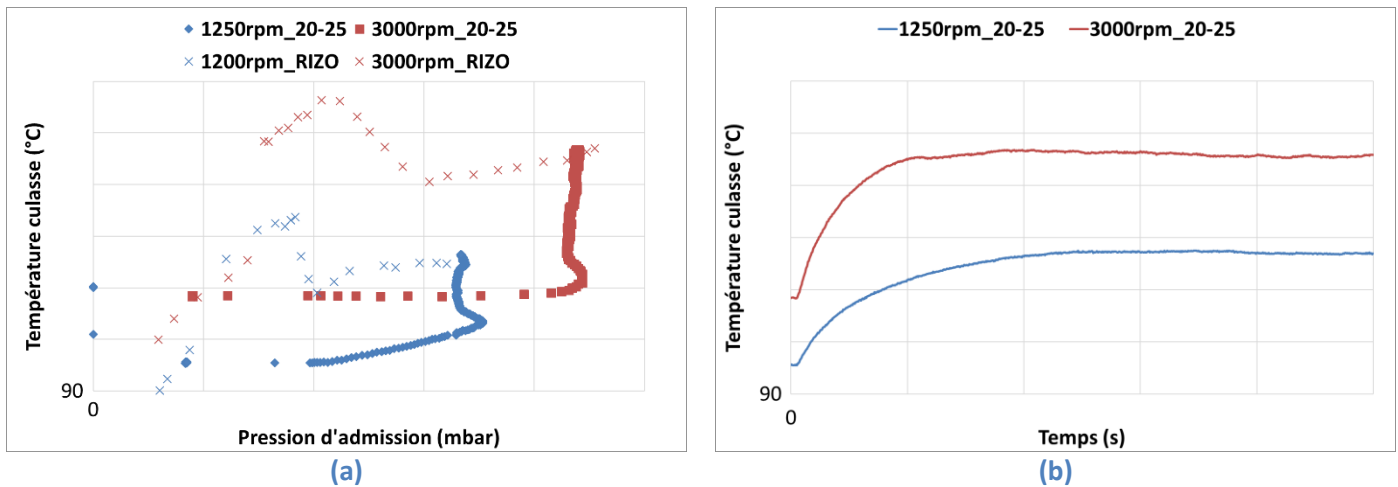


Figure 118 : Evolution de la pression et de la température entrée turbine en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé

La température entrée turbine (T3), tracée en Figure 118 (b), présente des différences assez importantes entre transitoire et stabilisé. A 3000 rpm, le transitoire est très rapide et le seuil de pression d'admission P2'' de 2000 mbar est atteint en moins de 2s (voir Figure 106). Le temps de réponse dû à l'inertie thermique du thermocouple ne permet pas d'obtenir une mesure fiable de la température lors de variations si rapides. Une fois le plateau de pression haut atteint, on remarque que la T3 du cas transitoire se rapproche de celle des cas stabilisés. Le transitoire à 1250 rpm ayant une réponse plus lente, on constate que l'écart avec la température des points stabilisés est plus faible. Les différences de températures pourraient également être en partie liées à des transferts thermiques plus importants du fait de parois plus froides (l'inertie thermique jouant sur les parois comme pour le thermocouple). Afin d'étudier ce phénomène, différentes températures parois sont tracées dans la suite de ce paragraphe.

La Figure 119 représente l'évolution d'une température mesurée dans la culasse (thermocouple C18 voir chapitre 1.2.2 pour plus de détails sur l'instrumentation).



**Figure 119 : Evolution de la température paroi de la culasse, (a) en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé, (b) en fonction du temps (essais transitoires)**

La température culasse est tracée en fonction de  $P_2''$  sur la Figure 119 (a) et en fonction du temps sur la Figure 119 (b). Comme pour la T3 (Figure 118 (b)), on constate qu'une fois le plateau haut du transitoire atteint, les températures convergent vers celles des points stabilisés. Le temps de stabilisation des températures des essais transitoires dépend de la vitesse du transitoire. En effet, la température culasse de l'essai à 3000 rpm (qui est plus rapide) converge en environ 30s alors qu'à 1250 rpm la stabilisation prend environ 50s. Le thermocouple mesure dans ce cas une température matière, le temps de montée en température n'est donc pas imputable à l'inertie du thermocouple mais bien à l'inertie de la paroi. La conduction entre le thermocouple et la matière peut engendrer un léger déphasage mais la conduction entre ces deux éléments étant élevée, c'est bien l'inertie de la paroi qui joue au premier ordre. Il existe donc une différence de l'ordre de 20°C entre la température de la culasse pendant la phase de prise de couple du moteur en transitoire par rapport aux essais stabilisés.

L'évolution de la température culasse des points stabilisés, entre 500 et 1500 mbar de  $P_2''$ , peut s'expliquer par la régulation de la température d'eau. Comme expliqué au chapitre 3.2.2, la température d'eau est en effet régulée sur deux niveaux 85 ou 105°C en fonction d'une cartographie du contrôle moteur.

La Figure 120 trace l'évolution de la température interfûts (thermocouple 6).

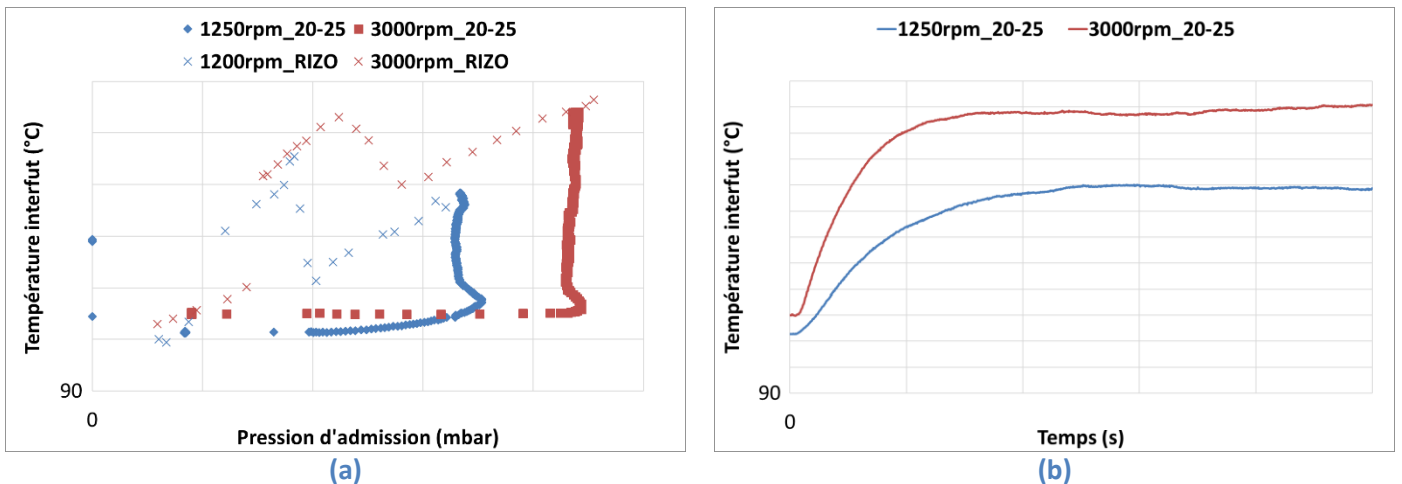


Figure 120 : Evolution de la température interfûts, (a) en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé, (b) en fonction du temps (essais transitoires)

On retrouve le même comportement que pour la température culasse (Figure 119) : l'inertie de la paroi conduit à un décalage entre les températures transitoires et stabilisées qui se résorbe après stabilisation des températures des essais transitoires. On retrouve également l'évolution (liée à la régulation de la température d'eau) de la température en forme de cloche sur le stabilisé entre 500 et 1500 mbar de P2''.

La Figure 121 trace l'évolution d'une température carter (thermocouple 14).

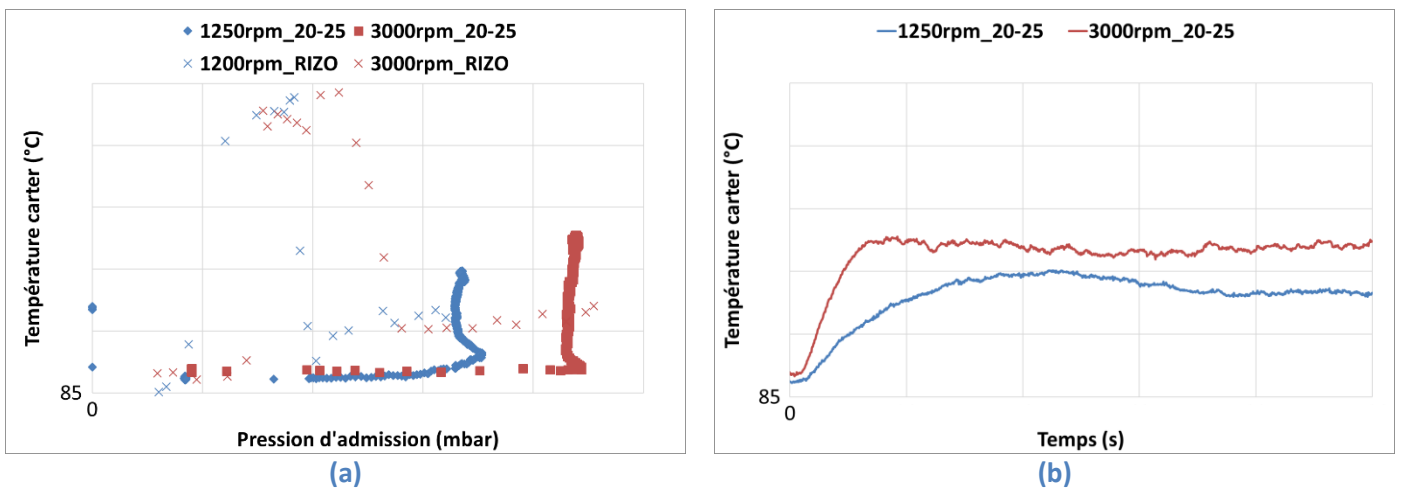


Figure 121 : Evolution de la température carter (T14), (a) en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé, (b) en fonction du temps (essais transitoires)

L'évolution des températures est similaire à celle de la culasse et de l'interfûts. On constate cependant que les températures finales sur les transitoires sont supérieures à celles du champ iso sans qu'il soit possible de déterminer clairement la source de cet écart.

La Figure 122 représente différentes températures des parois du turbocompresseur. La correspondance entre les températures parois tracées et les thermocouples matières du turbocompresseur est détaillée dans la Table 33.

Figure	Nom du thermocouple
a	TTURBT1
b	TTURBT2
c	TTURBC1
d	TTURBC3
e	TTURBP1
f	TTURBP2

Table 33 : Correspondance des températures tracées sur la Figure 122 et des thermocouples matières du turbocompresseur

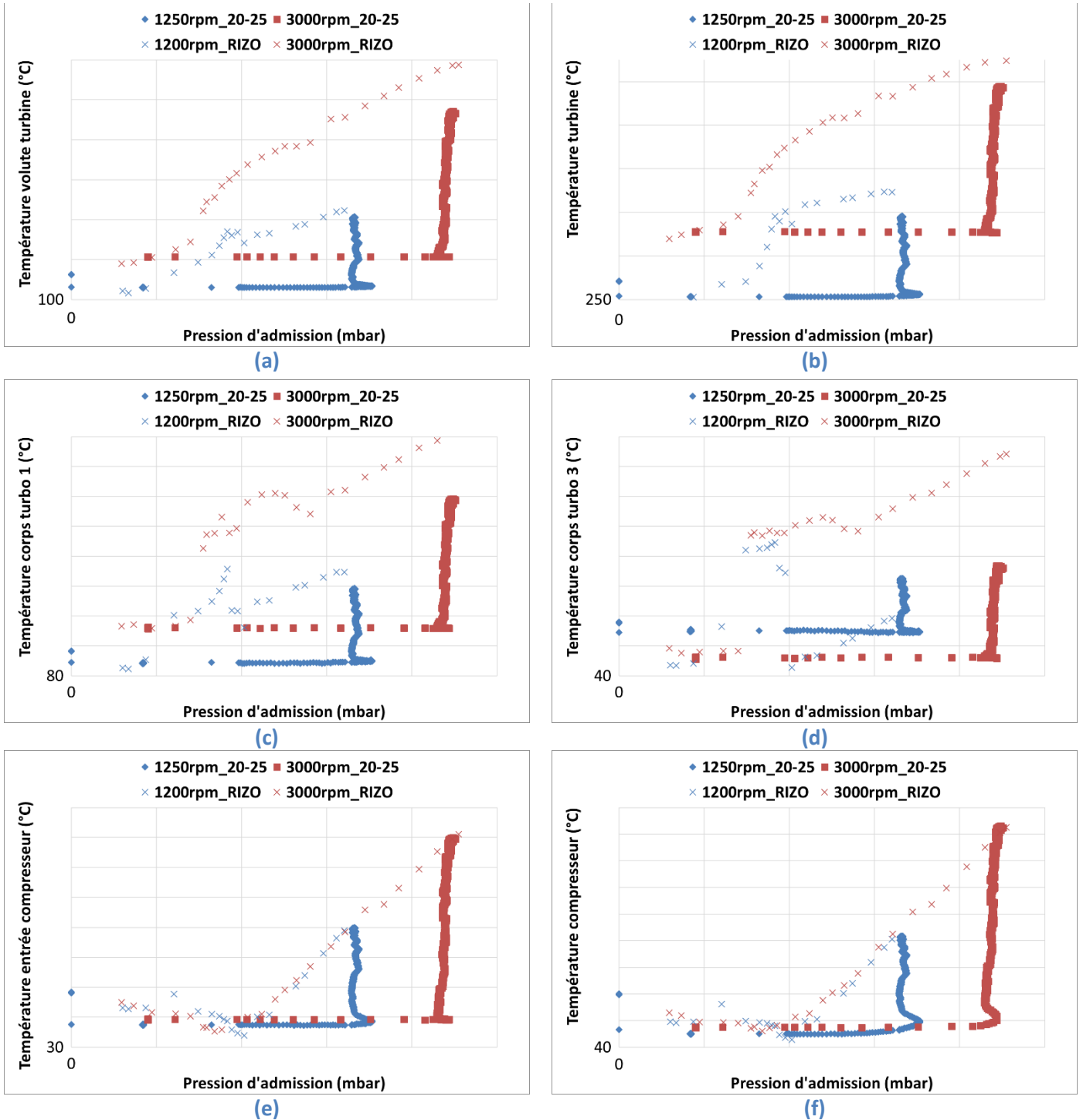
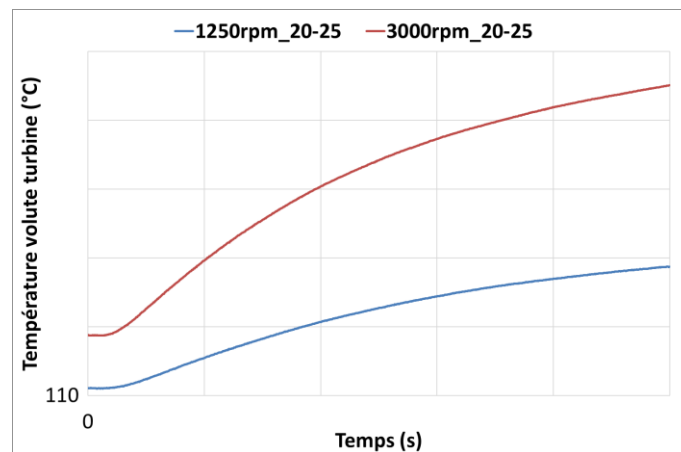


Figure 122 : Evolution des températures parois du turbocompresseur en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé

L'évolution des températures parois du turbocompresseur sur les essais transitoires est similaire à celles de la culasse et du carter. L'inertie thermique des parois conduit à une température stable lors de la montée en couple du moteur, les parois se réchauffent ensuite jusqu'à se stabiliser vers le même niveau de température que sur les essais stabilisés. Il est intéressant de constater que sur les points stabilisés, les températures parois de la turbine et du compresseur (Figure 122 (a, b, e, f)) ne présentent pas la forme de cloche liée au changement de niveau de régulation de la température d'eau. On retrouve par contre cet impact sur les températures du corps central (Figure 122 (c, d)). Comme expliqué au 3.2.2, les températures parois de la turbine et du compresseur dépendent principalement du point de fonctionnement moteur (température des gaz) et non des températures de l'eau et de l'huile. On constate également que les températures finales du corps central ne sont pas égales aux valeurs relevées sur les points stabilisés. Le temps de stabilisation des températures peut expliquer en partie ce phénomène puisqu'à l'image de la température de la volute turbine (Figure 123), 100s ne sont pas suffisantes pour atteindre un niveau stable.

La Figure 123 trace l'évolution de la température volute turbine au cours du temps.



**Figure 123 : Evolution de la température paroi de la volute turbine en fonction du temps**

Il est logique de constater que, comme sur les analyses des réponses transitoires des températures parois avec variation des températures eau et huile (annexe 3.2), le temps de réponse est plus important sur les parois du turbocompresseur que sur celles du carter ou de la culasse (Figure 119, Figure 120, Figure 121). L'analyse de la température d'ambiance proche de la turbine montre logiquement une évolution similaire à celle des températures parois de la turbine.

La Figure 124 trace l'évolution des températures d'huile et d'eau en entrée du turbo.

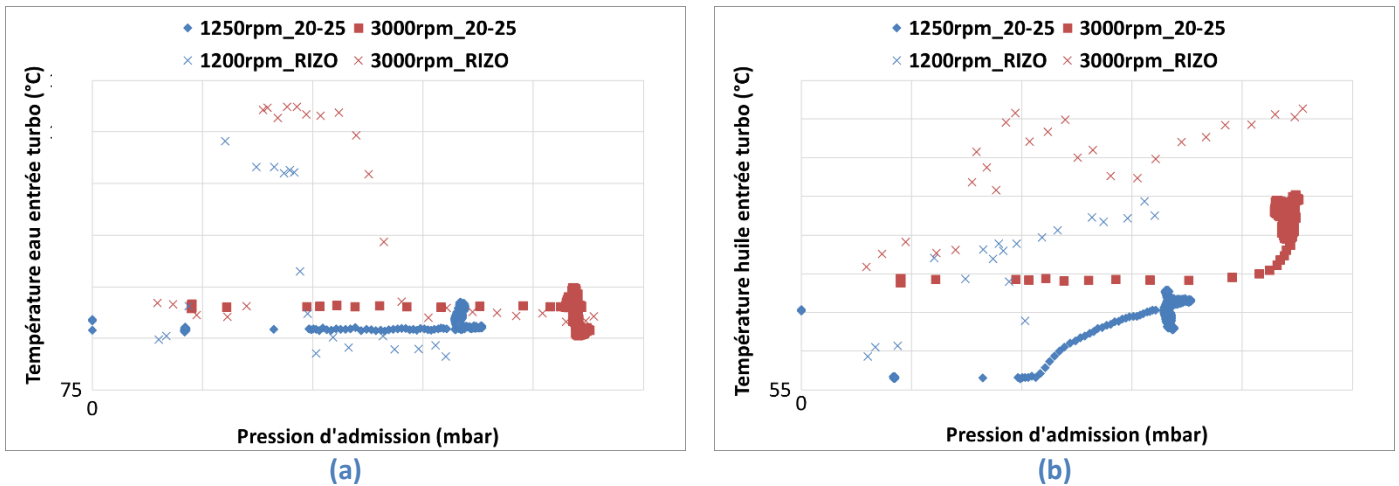


Figure 124 : Evolution des températures eau et huile en entrée turbo en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé

Les températures d'eau et d'huile en entrée turbocompresseur ne sont pas similaires entre transitoire et stabilisé. La différence de régulation de la température d'eau en entrée moteur explique l'écart observé en entrée du turbocompresseur. Les écarts constatés sur la température d'huile ont plusieurs origines :

- Les essais du champ iso ont été pour la plupart réalisés en conservant l'échangeur eau/huile du moteur. La stratégie de régulation de la température d'eau impacte donc celle de l'huile.
- Les essais transitoires sont réalisés avec un échangeur eau/huile modifié qui permet de faire échanger l'huile avec un circuit d'eau séparé de celui du moteur.
- L'évolution de la température d'huile en entrée turbocompresseur au cours du transitoire est lente (annexe 3.2, Figure 202).

Les différences de température de l'eau et l'huile qui refroidissent le corps central peuvent également expliquer l'écart des températures parois du corps central en fin de transitoire avec les températures observées en stabilisé (Figure 122 (c, d)).

La Figure 125 trace l'évolution de la puissance dissipée par le radiateur.

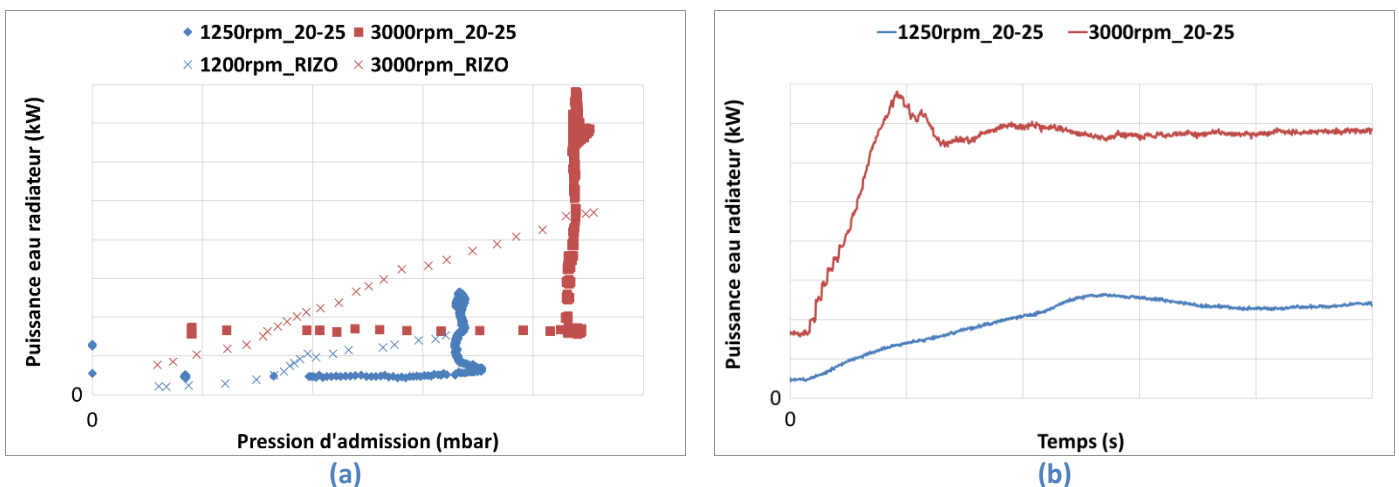


Figure 125 : Evolution de la puissance dissipée par le radiateur, (a) en fonction de la pression d'admission, comparaison transitoire / stabilisé, (b) en fonction du temps (essais transitoires)

La puissance sur les essais transitoires reste constante pendant la montée en couple du moteur puis augmente fortement jusqu'à atteindre un palier stabilisé après un overshoot (plus marqué à 3000 rpm qu'à 1250 rpm). L'évolution de la puissance dissipée est relativement linéaire avec la pression d'admission dans le cas des points stabilisés. Cette différence d'évolution est logique au vu des différentes températures parois analysées dans ce paragraphe. Les parois du moteur observent un temps de montée en température lié à leur inertie. L'eau qui refroidit ces parois récupère donc de plus en plus d'énergie et la dissipe ensuite au niveau du radiateur. On constate que la puissance se stabilise à un niveau plus important sur les essais transitoires que sur les essais du champ iso. Ce comportement peut en partie s'expliquer par la différence de température carter observée sur la Figure 121 qui conduit à augmenter le flux à l'eau.

Les différences entre essais stabilisés et transitoires sont concentrées au niveau des températures parois. L'inertie thermique conduit effectivement à une stabilisation plus ou moins rapide de la température des parois à un niveau correspondant au point stabilisé de fin du transitoire. Les parois de la culasse et du carter se stabilisent en environ 20s quand plus de 100s sont nécessaires pour les températures paroi du turbocompresseur. La différence de contrôle des actionneurs moteur peut entraîner une modification des performances. La waste gate complètement fermée pendant la prise de charge conduit, par exemple, à une P3 plus élevée qui dégrade le couple (perte par pompage). Les performances sont sinon très proches entre points stabilisés et points transitoires à iso pression d'admission.



#### 4.3.6. Essais à régime variable

Les essais présentés dans la partie précédente étaient réalisés à régime moteur fixe. Nous allons ici nous intéresser au cas de transitoire de charge avec variation de régime imposée. L'objectif de ces essais est principalement de compléter la base de données des essais transitoires. Ainsi il sera possible d'évaluer la précision du modèle sur des transitoires à régime variable. Le régime varie de 900 à 5800 rpm à raison de 1500 rpm/s. La variation de régime débute simultanément au créneau d'ouverture du papillon.

La Figure 126 compare la réponse du moteur en fonction de la température entrée papillon (T1).

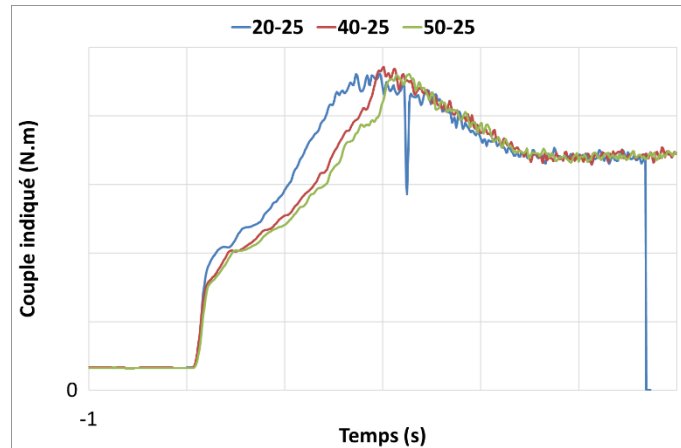


Figure 126 : Influence de la T1 sur la réponse à un créneau pédale à régime variable

On constate que la réponse transitoire est composée de trois phases. Les deux premières phases sont similaires à la réponse observée à régime fixe (voir 4.3.2). Une première phase quasi instantanée, dite réponse atmosphérique, est liée à l'ouverture en créneau du papillon. Une deuxième partie correspond à la montée en régime du turbocompresseur. On observe ensuite à partir de  $t=2s$  une phase liée à la modification du régime moteur à pleine charge. On peut constater que le régime turbocompresseur, la pression d'admission et le couple passent par un maximum avant de redescendre sur un plateau stabilisé plus faible. Ceci est lié à la cartographie du moteur qui atteint son couple maximum aux alentours des 3000 rpm.

Les essais à régime variable ont conduit à différents problèmes expérimentaux. On peut constater sur la Figure 126 une chute brusque du couple indiqué peu après  $t=2s$  pour le transitoire 20-25. Ceci est lié à un défaut d'allumage d'un cylindre suite aux vieillissements des bougies. Les bougies étant instrumentées, leur remplacement n'est pas aisé. On peut également noter que le couple devient nul peu avant  $t=5s$  sur le même transitoire. A 5800 rpm, le codeur génère près de  $10^5$  tops à la seconde. Cette fréquence est à la limite des capacités d'acquisition de notre banc. Ceci peut générer une perte de la synchronisation des acquisitions hautes fréquences. Ce phénomène survient plus ou moins tôt, une fois le régime moteur de 5800 rpm atteint, en fonction de la charge du système informatique. Ces problématiques conduisent à ne pas étudier en détails les transitoires à régime variable.

#### 4.3.7. Conclusions sur les essais transitoires

*L'analyse de la campagne d'essais permet de confirmer certains phénomènes et d'évaluer l'impact de différents paramètres.*

- *L'acquisition des données à haute fréquence est un point sensible de la caractérisation des réponses transitoires.*
- *La réponse du moteur à une prise de charge à régime fixe est composée de deux phases : tout d'abord une réponse quasi instantanée liée à l'ouverture du papillon puis une deuxième phase plus lente liée à la montée en régime du turbocompresseur.*
- *A régime variable, une troisième phase est liée à la modification du régime à pleine charge.*
- *Le délai de prise de charge varie de façon notable en fonction du régime moteur.*
- *La température en entrée papillon influence le transitoire de façon plus significative que la température en entrée compresseur car elle est déterminante pour le rendement volumétrique.*
- *L'impact de la température d'huile sur les transitoires est moins significatif, sur la phase considérée.*
- *Une stratégie de contrôle du moteur spécifique est implémentée pour optimiser la chauffe du moteur lorsque la température d'eau est basse. Les performances sont alors dégradées.*
- *La stratégie de contrôle du moteur et particulièrement celle des VVT et de l'AA est déterminante pour la prise de couple.*
- *Du point de vue de la stratégie de contrôle du moteur, un transitoire n'est pas une suite de points stabilisés : des stratégies spécifiques sont mises en œuvre par exemple pour le contrôle de la WG.*
- *Les différences notables entre transitoire et points stabilisés sont observées pour les températures parois du fait de leur inertie thermique.*
- *Ainsi, la prise de charge se produit avec des températures parois qui restent à leur valeur initiale avant d'augmenter progressivement pour atteindre des valeurs correspondant au point stabilisé de fin du transitoire.*

## 4.4. Modification du modèle et comparaison aux essais

La campagne d'essais transitoire a permis de caractériser la réponse à un créneau de pédale pour différentes températures de la ligne d'air et du circuit d'eau et d'huile. L'importante base de données constituée est utilisée pour développer et valider le modèle en mode transitoire. L'évaluation des réponses moteur aux phases transitoires est une étape importante du développement des chaînes de traction. Cela concerne autant les performances que les émissions qui sont étroitement liées. La simulation peut apporter une aide précieuse dans ce processus. Des modèles suffisamment précis permettent effectivement d'alléger les campagnes expérimentales mais aussi d'optimiser la calibration du contrôle moteur.

### 4.4.1. Mise en donnée et gestion des calculs

Le modèle transitoire est basé sur le modèle stabilisé. Certaines données d'entrée sont différentes car des conditions aux limites variant avec le temps sont nécessaires. Plusieurs méthodes peuvent être utilisées pour définir ces conditions transitoires : profil transitoire, dépendance au résultat de simulation, tableau, etc.

Quelle que soit la méthode mise en œuvre, il est utile de disposer de ces données au fil du temps pour pouvoir comparer les résultats du modèle et les essais. Les données peuvent être classées en différentes catégories comme illustré dans la Table 34 :

Conditions limites	Contrôle	Combustion
Régime moteur	AOA	AA
Pression ambiante	RFE	SOI
Température ambiante	Position papillon	Pression cylindre ou CA10-90 et CA50
Température entrée papillon T1	Diamètre WG	Richesse
Température sortie RAS T2'	Pression d'admission P2''	
Température d'eau moteur	Pression d'admission P2'' cible	
Débit d'eau		
Température d'huile moteur		
Pression d'huile moteur		
Température d'eau turbocompresseur		
Température d'huile turbocompresseur		
Pression d'huile turbocompresseur		

**Table 34 : Données d'entrée transitoires**

Les modèles transitoires demandent une attention particulière pour le processus d'initialisation. En effet, alors que les modèles en régime permanent ne nécessitent que des valeurs d'initialisation approximatives (qui seront relaxées au cours du processus de convergence), les valeurs initiales des modèles transitoires déterminent l'origine de la réponse. C'est pourquoi elles doivent correspondre aux valeurs initiales réelles. Pour ce faire, la méthodologie recommandée consiste à mettre en place un premier cas de calcul représentant le point de départ en régime permanent, puis un second cas qui calcule la réponse transitoire en s'initialisant à l'aide des résultats du cas précédent.

La simulation transitoire nécessite également de paramétrer l'enregistrement des résultats de simulation au fil du temps et non sur le dernier cycle moteur comme cela est le cas sur des points stabilisés.

Dans la suite de ce chapitre, différents phénomènes sont étudiés séparément. Afin de présenter clairement l'impact d'un phénomène particulier et de mieux se comparer aux données d'essais, les différents modèles présentés incluent les modifications issues de l'étude des autres phénomènes. Ainsi par exemple, toutes les configurations de l'overblown du compresseur présentées en 4.4.6 incluent le modèle de combustion, d'inertie thermique, de profil papillon et de synchronisation du cycle.

#### 4.4.2. Modélisation de la combustion

La modélisation de la combustion est un des éléments importants du modèle. Plusieurs spécificités des transitoires nécessitent des ajustements ou solutions alternatives par rapport à la modélisation de la combustion sur les points stabilisés.

##### 4.4.2.1. Gestion de la richesse

Avant de considérer la modélisation de la combustion en tant que telle, il est primordial de gérer la question de la richesse du mélange (carburant / comburant). Il est impossible d'obtenir, pendant les essais transitoires, une mesure à la fois précise et rapide de la consommation carburant. Ceci est dû à la précision de la balance qui requiert une quantité minimum de carburant pour fournir une estimation correcte. L'injection de carburant est paramétrée pour suivre la consigne de richesse du contrôle moteur en fonction du débit d'air calculé par le modèle. Ce choix permet d'être à iso richesse entre essais et modèle pendant le transitoire. La Figure 127 compare la masse de carburant injectée estimée par le contrôle moteur et celle du modèle sur un transitoire à 2250 rpm.

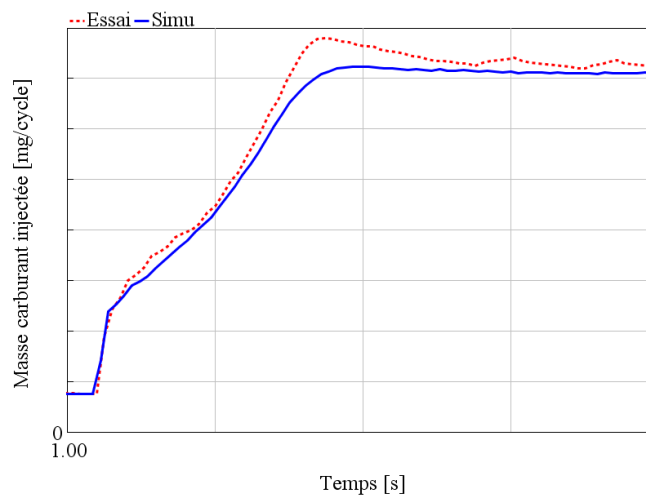


Figure 127 : Comparaison essai (estimation contrôle moteur) et modèle des masses injectées au cours d'un transitoire

La masse de carburant injectée n'est pas parfaitement superposée à l'estimation du contrôle moteur. Le débit d'air simulé n'est en effet pas parfaitement égal à celui estimé par le contrôle moteur qui permet avec la consigne de richesse de calculer la masse injectée. L'erreur entre l'estimation du contrôle moteur et l'injection réelle n'est par ailleurs pas caractérisée en transitoire et peut également

être une source d'écart entre modèle et essai. Des comparaisons sur des points stabilisés montrent effectivement jusqu'à 5% d'écart.

#### 4.4.2.2. Modèle de combustion

La combustion est imposée via un modèle de Wiebe pour les points stabilisés. Ce modèle utilise en données d'entrée le CA50 et le CA10-90 (voir 1.4.3.1). Ces deux grandeurs caractérisant la combustion sont calculées pour les points stabilisés via une analyse des pressions cylindre expérimentales avec l'outil Cylinder Pressure Only Analysis (CPOA) (voir annexe 5). La pression cylindre utilisée est alors une moyenne sur plusieurs cycles afin d'être représentative d'une combustion moyenne sans tenir compte de variations cycle à cycle. Dans le cas d'un transitoire, il est difficilement envisageable de faire ces calculs à chaque cycle. Une solution alternative doit donc être trouvée.

##### 4.4.2.2.1. Modèle simplifié

Un modèle simplifié d'évolution du CA50 et CA10-90 est proposé à partir de l'étude de ces paramètres sur le champ iso. L'étude bibliographique montre en effet que la combustion peut être considérée comme un phénomène quasi statique. La Figure 128 présente les évolutions du CA50 et CA10-90 en fonction de l'avance allumage et de la pression d'admission.

CONFIDENTIEL

(a)

(b)

Figure 128 : Analyse du CA50 et CA10-90 en fonction de l'avance et de la pression d'admission

La Figure 128 (a) met en évidence une relation relativement linéaire entre l'avance et le CA50 sous 15° d'avance. Il est assez logique que lorsque l'avance diminue, le CA50 augmente puisque la combustion commence plus tard. Comme présenté en 4.3.2, les transitoires débutent à basse charge avec une avance relativement élevée. Un retrait d'avance est ensuite effectué au moment du créneau pédale. Le CA50 va alors augmenter. La durée de combustion (CA10-90) ne présente pas de tendance claire en fonction de l'avance, la majorité des points oscillent autour d'une valeur de 15°.

L'analyse est aussi conduite en fonction de la pression d'admission (Figure 128 (b)) afin de faire apparaître des relations. Les points en dessous de 500 mbar de pression ne sont pas considérés puisque dans le cas des transitoires, ils ne représentent que le point de départ pour lequel la modélisation de la combustion ne pose pas de problème. En effet pour les points initiaux, il est possible de procéder à une analyse CPOA puisqu'il s'agit de points stabilisés. Des régressions permettent de construire un modèle de CA50 et CA10-90 en fonction de l'avance et de la pression d'admission.

La combustion du point initial de chaque transitoire est paramétrée grâce à une analyse CPOA des pressions cylindre puis les modèles de CA50 et CA10-90 alimentent le modèle de Wiebe. Ce modèle ne permet toutefois pas de fournir le rendement de combustion qui est, dans le cas des points stabilisés, également calculé grâce au CPOA et aux données d'analyse de gaz. Ce rendement est fourni sous la forme d'une fraction de carburant brûlé appelée Fraction of Fuel Burned (FFB) dans GT.

La Figure 129 compare l'évolution de la pression d'admission et du couple indiqué sur un transitoire à 2250 rpm pour différents paramètres de combustion.

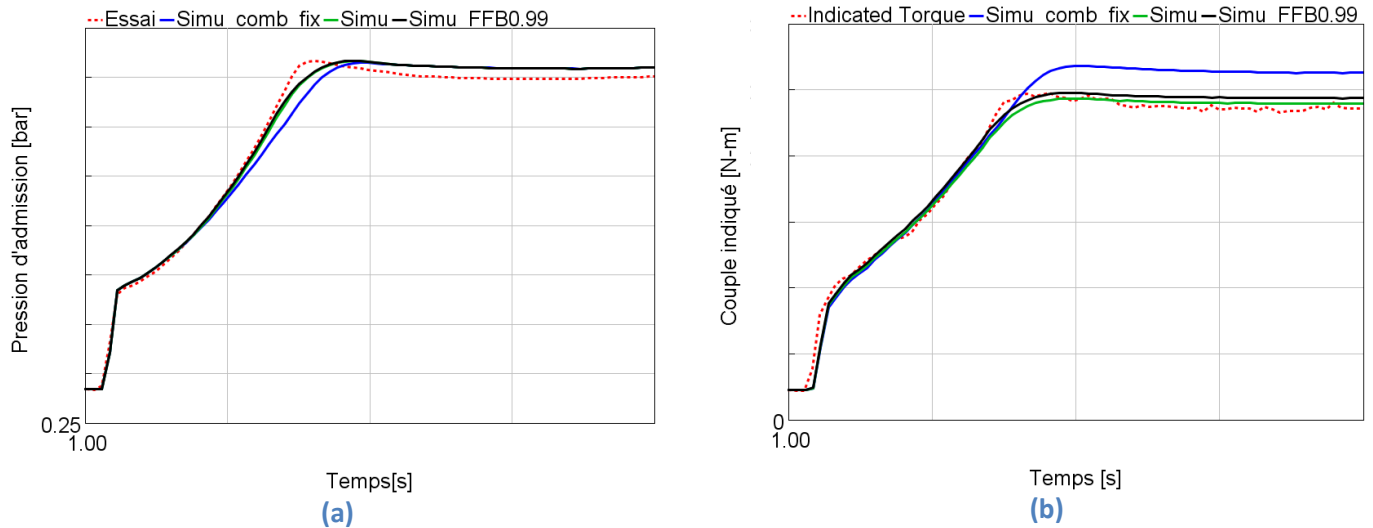


Figure 129 : Impact de la modélisation de la combustion

Les trois modèles de combustion paramétrés pour la comparaison tracés sur la Figure 129 sont :

- Simu\_comb\_fix considère le CA50, CA10-90 et FFB calculé par CPOA sur le point initial.
- Simu considère le modèle de CA50 et CA10-90 basé sur l'analyse du champ iso, l'initialisation utilise le CA50, CA10-90 et FFB calculé par CPOA sur le point initial. A défaut de modèle pour le FFB, il est conservé à sa valeur initiale (0.972 pour le cas tracé).
- Simu\_FFB0.99 est identique au modèle simu mais considère un FFB de 0.99 à chaque instant.

La pression d'admission monte moins rapidement pour le modèle avec combustion fixée et présente un couple en fin de transitoire plus élevé. Cela est cohérent avec un CA50 plus faible qui conduit d'une part à une augmentation du couple et d'autre part à des températures sortie moteur plus faibles et donc moins de puissance disponible pour la turbine. L'apport du modèle de CA50 et CA10-90 est très clair dans la réduction de l'écart avec les données d'essais. L'impact de la modification du FFB n'est pas très marqué sur la pression d'admission. Au niveau du couple on constate que l'écart de rendement est répercuté dans les mêmes proportions. On relève en effet un couple de 239 ou 243 N.m (soit 1.7%) en fin de transitoire pour un écart de rendement de 1.8%. On constate sur la Figure 129 (a) que pour les deux modèles, la pression d'admission est légèrement supérieure à la pression relevée en essai à  $t=5s$ . Ce décalage est lié à la régulation de la wastegate qui vise une pression consigne issue du contrôle moteur et qui peut présenter des écarts avec le capteur de pression implanté au banc moteur.

Le modèle simplifié semble donner de bons résultats mais il pourrait aussi compenser d'autres erreurs du modèle et ne permet pas de tenir compte de l'évolution du rendement de combustion. De plus, il

nécessite d'avoir caractérisé la combustion sur un champ iso et de disposer des acquisitions de pression cylindre en début de transitoire pour l'initialisation. Une autre alternative est donc testée : le modèle prédictif de GT, SITurb.

#### 4.4.2.2.2. Modèle SITurb

Le modèle de combustion simplifié basé sur un modèle de Wiebe avec une loi d'évolution du CA50 et CA10-90 donne des résultats satisfaisants mais présente certaines faiblesses. Le modèle de combustion prédictif SITurb est déployé sur le modèle transitoire afin d'étudier son comportement et son impact sur la réponse transitoire du modèle moteur complet.

Le modèle SITurb nécessite une calibration comme expliqué au chapitre 1.4.3.1 L'intégration du modèle est réalisée en suivant la méthodologie mise en place par El Hajj [7].

La Figure 130 présente une comparaison du CA50 et du FFB entre modèle de combustion simplifié et SITurb sur un transitoire à 2250 rpm.

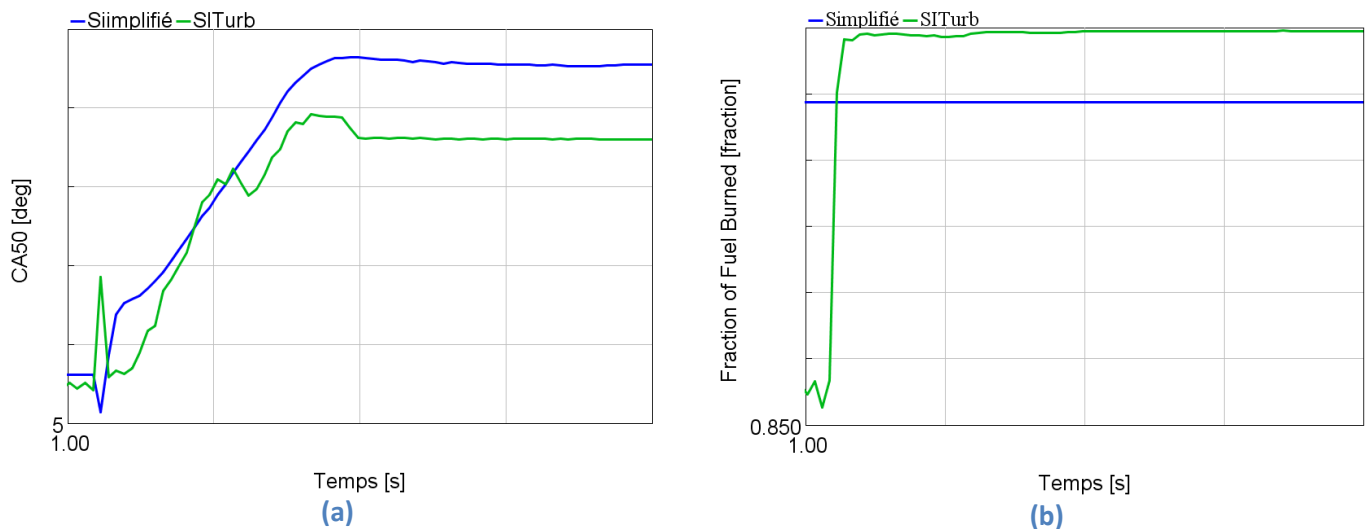
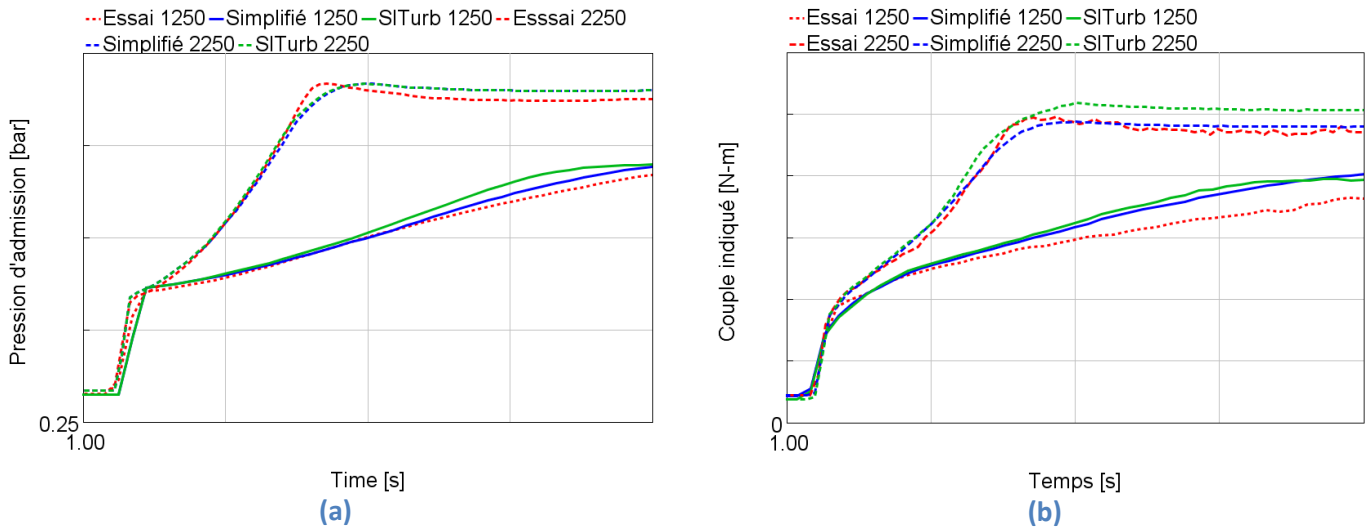


Figure 130 : Comparaison du CA50 et du FFB issus des modèles de combustion simplifié et SITurb

Le CA50 (Figure 130 (a)) est sensiblement égal en début de transitoire mais présente un écart d'environ 5° après la prise de couple. Le modèle SITurb conduit à une évolution plus perturbée que le modèle simplifié qui est construit uniquement avec des lois linéaires. La Figure 130 (b) montre une évolution du FFB au cours du transitoire. Le niveau initial prédit par le SITurb n'est pas en accord avec le résultat de l'analyse CPOA du plateau initial servant pour toute la durée de la simulation du modèle simplifié. Le FFB qui semble assez bas sur le point initial devient ensuite très proche de 1 à pleine charge.

La Figure 131 compare pour deux régimes moteur (1250 et 2250 rpm à T1=20°C et T2'=25°C) la montée en pression et la prise de couple en fonction du modèle de combustion utilisé.

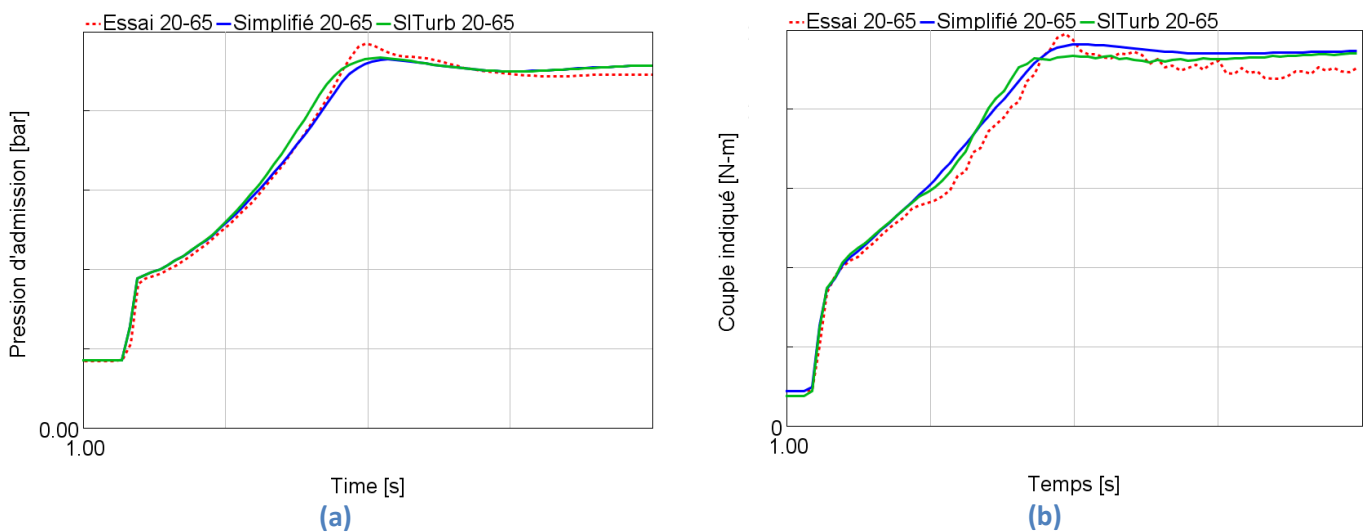


**Figure 131 : Comparaison de la pression d'admission et du couple en fonction du modèle de combustion sur des transitoires à 1250 et 2250 rpm**

L'évolution de la pression d'admission (Figure 131 (a)) est très proche pour les deux modèles à 2250 rpm. L'effet du modèle de combustion se ressent par contre au niveau du couple indiqué (Figure 131 (b)). Le couple du modèle SITurb pour lequel le CA50 est plus faible (voir Figure 130 (a)) est plus élevé et présente un écart plus important avec l'essai que le modèle de combustion simplifié. Comme expliqué lors des analyses des résultats du modèle simplifié (Figure 129), il existe un écart sur le niveau de pression après la prise de charge. La pression plus élevée sur la simulation pourrait justifier un couple indiqué trop élevé comme c'est le cas du modèle SITurb.

Pour le régime de 1250 rpm, des écarts sont visibles sur la pression comme sur le couple. Pour ces deux grandeurs, les modèles surestiment les valeurs. Le couple est en écart à partir de  $t=2s$  alors que l'écart de pression d'admission devient notable aux alentours de  $t=3s$ .

La Figure 132 compare les deux modèles de combustion sur un transitoire à 2250 rpm avec  $T_2'$  à 65°C contre 25°C sur la Figure 131.



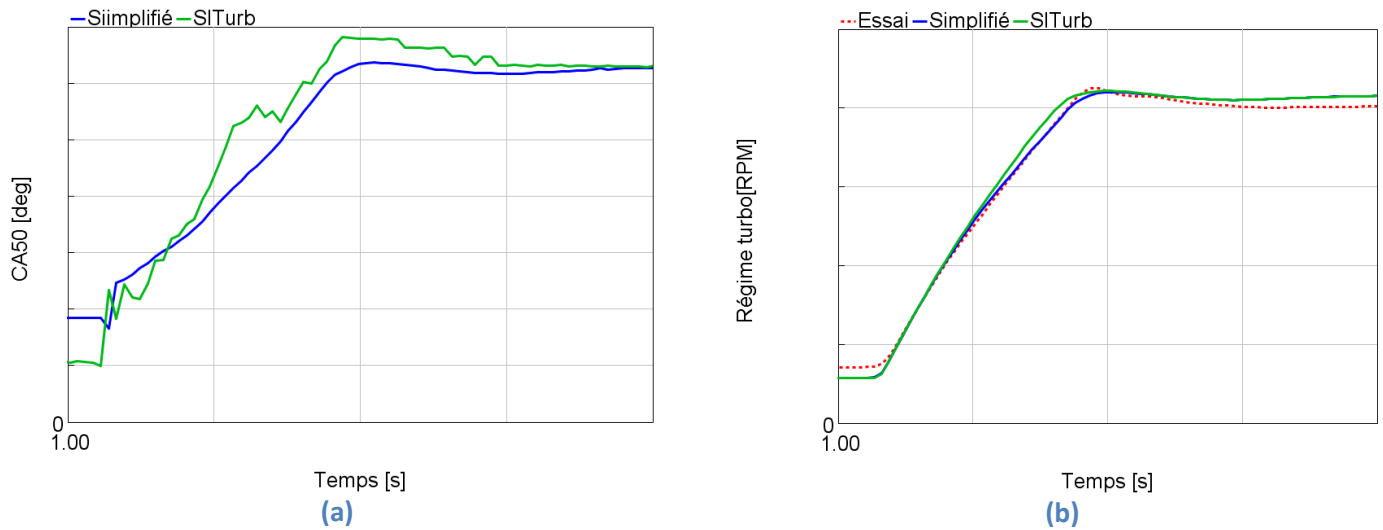
**Figure 132 : Comparaison de la pression d'admission et du couple en fonction du modèle de combustion sur un transitoire à 2250 rpm avec  $T_1=20^\circ C$  et  $T_2'=65^\circ C$**



La montée en pression (Figure 132 (a)) est légèrement mieux corrélée avec les essais pour le modèle simplifié. La comparaison du couple indiqué est moins tranchée :

- Le niveau à  $t=5s$  est équivalent pour les deux simulations.
- Le modèle simplifié semble reproduire davantage l'overshoot noté sur l'essai aux alentours de  $t=3s$ .
- L'essai présente une augmentation de pente peu après  $t=2s$ . Bien qu'en avance la simulation SITurb semble reproduire ce phénomène alors que le modèle simplifié conduit à une évolution plus monotone du couple.

La Figure 133 compare le CA50 et le régime turbocompresseur des deux modèles de combustion sur le transitoire à 2250 rpm avec  $T_1=20^\circ C$  et  $T_2'=65^\circ C$ .



**Figure 133 : Comparaison de CA50 et du régime turbocompresseur en fonction du modèle de combustion sur un transitoire à 2250 rpm avec  $T_1=20^\circ C$  et  $T_2'=65^\circ C$**

Le niveau égal de CA50 à  $t=5s$  explique l'accord entre les couples indiqués finaux (Figure 132 (b)). La montée en régime du turbocompresseur est mieux corrélée avec l'essai pour le modèle simplifié, comme déjà observé au niveau de la pression d'admission (Figure 132 (a)). Le CA50 plus élevé pour le modèle SITurb à partir de  $t=1.5s$  conduit à plus de puissance disponible à l'échappement et favorise une accélération importante du turbocompresseur.

Les différentes comparaisons et analyses des modèles de combustion mettent en évidence l'importance de la combustion sur la réponse transitoire. Il est clair que la combustion ne peut pas rester figée pendant la prise de charge du moteur. Le modèle simplifié d'évolution du CA50 et CA10-90 conduit à un bon niveau de corrélation avec les essais. Le modèle SITurb permet également de bons résultats. Il n'est pas évident de trancher clairement entre ces deux modèles qui, en fonction des températures ou des régimes, conduisent tour à tour à de meilleurs résultats. L'analyse et la modélisation de la combustion sont des sujets complexes qui constituent des domaines d'étude à part entière qui ne sont pas l'objet du présent travail de thèse. Dans la suite des travaux, le modèle de combustion simplifié sera utilisé sauf mention contraire.

### 4.4.3. Inertie thermique

L'analyse des essais ainsi que la littérature montrent l'importance de l'effet inertiel sur la réponse thermique lors des transitoires.

La majeure partie du modèle inclut un maillage thermique des parois. En effet, les différents éléments de l'admission et de l'échappement sont modélisés par des composants de type « tuyau » qui possèdent une paroi caractérisée par son matériau, son épaisseur et des conditions limites. Ces conditions limites sont définies par l'écoulement interne de l'air ou des gaz brûlés d'une part et par l'extérieur d'autre part. Les conditions externes sont soit l'air ambiant soit le circuit de refroidissement. La partie culasse et cylindre est quant à elle modélisée par éléments finis via le modèle FEcylinder de GT. Ces modèles sont présentés succinctement dans le chapitre 1.4.

Le modèle ne comporte cependant pas d'élément thermique permettant de tenir compte de l'inertie thermique au niveau du turbocompresseur. En effet, le modèle du turbocompresseur considère des éléments adiabatiques en entrée et sortie du compresseur et de la turbine. Les échanges thermiques sont pris en compte par les cartographies et leurs corrections sous forme de corrélations comme exposé au chapitre 2.3. Ces corrections sont établies en régime permanent (point de fonctionnement stabilisé) et ne considèrent donc pas de terme inertiel. Dans le cas de modélisation transitoire, il peut devenir nécessaire de prendre en compte l'inertie de la paroi du turbocompresseur. En effet, les essais ont montré qu'il existait un temps de montée en température des parois assez important spécifiquement au niveau du turbocompresseur (voir 4.3.5).

#### 4.4.3.1. Modèle thermique turbocompresseur

Un modèle thermique du turbocompresseur est donc créé à partir de sa CAO en utilisant l'outil Gem3D (faisant partie de la suite GT).

Des masses représentent la turbine, le compresseur et le corps central. Des liens thermiques sont ensuite ajoutés pour permettre les différents échanges :

- Air extérieur / Compresseur
- Air d'admission / Compresseur
- Compresseur / Corps central
- Huile / Corps central
- Eau / Corps central
- Corps central / Turbine
- Gaz brûlés / Turbine
- Air extérieur / Turbine

Ces échanges sont de différentes natures : convection, conduction et rayonnement. Le chapitre 1.4.3.2 détaille la modélisation de ces phénomènes.

Il en résulte un modèle comme illustré sur la Figure 134.

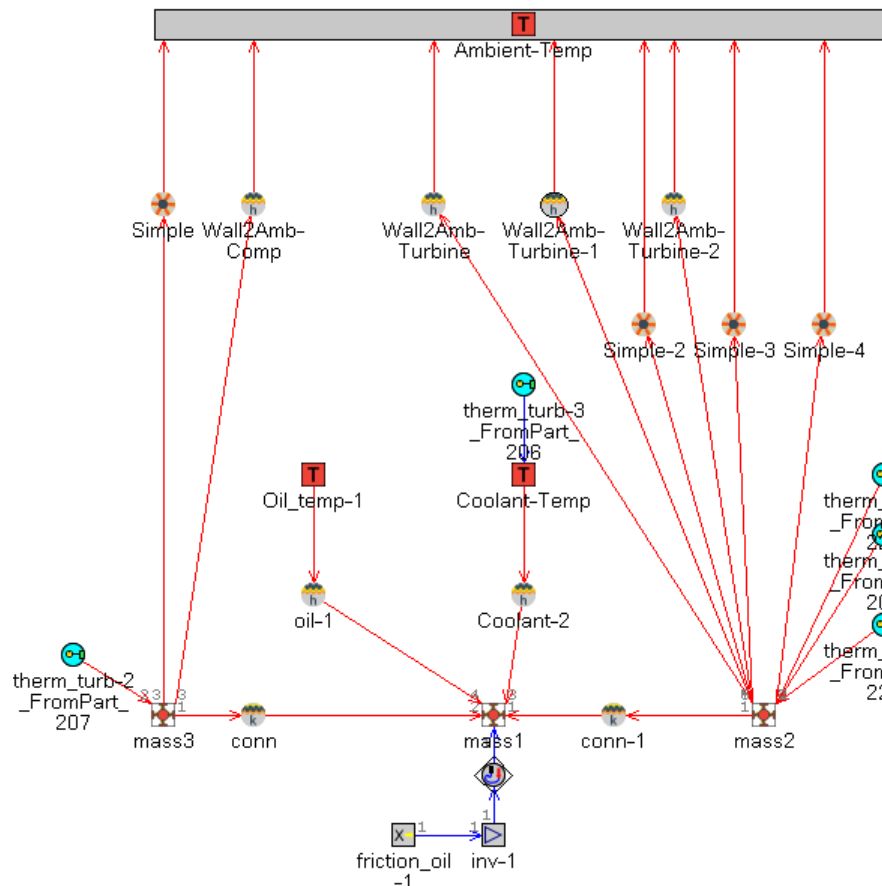


Figure 134 : Modèle thermique du turbocompresseur

La surface d'échange des différents éléments en contact est directement mesurée sur les CAO avec SpaceClaim. Les différentes parties du turbocompresseur sont démontées et pesées afin de paramétrer correctement les masses.

Les masses du compresseur et de la turbine sont connectées aux éléments « tuyau » qui calculent les conditions de l'écoulement en sortie compresseur et entrée turbine. L'hypothèse effectuée au chapitre 2.3 sur la localisation des transferts thermiques est effectivement conservée. Ces connexions permettent de calculer les transferts thermiques entre la paroi et le gaz.

D'autres connexions sont nécessaires pour calculer les transferts par conduction entre les différentes parties du turbocompresseur mais aussi la convection avec l'eau et l'huile ainsi que la convection et le rayonnement avec l'air extérieur.

La conduction thermique entre la turbine, le boîtier central et le compresseur est modélisée par des résistances thermiques.

Les convections avec l'huile et l'eau utilisent une loi de convection simplifiée proportionnelle au régime du moteur ( $\text{rpm}^{0.8}$ ). Des gains pour l'huile ou l'eau sont définis afin de permettre une calibration. Une source de chaleur supplémentaire est appliquée pour prendre en compte les pertes par frottement. Le résultat de la corrélation de frottement identique au modèle du chapitre 2.3 est imposé par un signal externe.

Les échanges thermiques doivent ensuite être calibrés, la Table 35 présente les différents paramètres de calibration :

Paramètre	Utilisation	Valeur
VBres	Résistance thermique entre compresseur et corps central	1e-5
VBtres	Résistance thermique entre turbine et corps central	1e-5
mulV	Coefficient multiplicateur de la surface de la volute compresseur	1
mulVt	Coefficient multiplicateur de la surface de la volute turbine	1
acoolturb	Multiplicateur du coefficient de convection avec l'eau	40
aoilturb	Multiplicateur du coefficient de convection avec l'eau	4

**Table 35 Paramètres de calibration du modèle thermique**

Le processus de calibration consiste en une succession de simulations afin de définir de façon itérative les valeurs d'acoolturb et d'aoilturb. Il est effectivement choisi de se fier aux mesures effectuées sur les CAO et de ne pas appliquer de gain sur les surfaces d'échanges. D'autre part, la résistance du transfert de chaleur entre le compresseur/la turbine et le corps central est supposée faible et la valeur de 1e-5 est utilisée. C'est une valeur recommandée par GT pour le contact entre des pièces métalliques.

Différentes données d'essai ont été ciblées au cours de ce processus :

- Température sortie compresseur (T2)
- Température en entrée turbine (T3)
- Température en sortie turbine (T4)
- Les températures matières du turbocompresseur (voir Table 36)

Le modèle est également calibré afin de faire correspondre les flux thermiques calculée par les corrélations de transferts de chaleur, établis au chapitre 2.3, avec les flux calculés par le nouveau modèle thermique. Seul le niveau de flux sur les points stabilisés en début de transitoire est visé. En effet, le niveau de flux pendant le transitoire n'est pas caractérisé pendant la campagne d'essais et le temps de stabilisation de la thermique du turbocompresseur ne permet pas d'atteindre un point stabilisé en fin d'enregistrement des essais. Deux grandeurs sont considérées :

- Puissance thermique émise au niveau de l'entrée de la turbine (P<sub>therm T</sub>)
- Puissance thermique reçue au niveau de la sortie du compresseur (P<sub>therm C</sub>)

La Table 36 donne les températures des différents thermocouples pour chaque partie du turbocompresseur pour trois régimes (1000, 1500, 3000 rpm).

Cas (rpm)	1000			1500			3000		
T <sub>i</sub> (°C)	TTURBC	TTURBP	TTURBT	TTURBC	TTURBP	TTURBT	TTURBC	TTURBP	TTURBT
T <sub>1</sub>	81	39	106	87	38	121	96	39	153
T <sub>2</sub>	87	45	239	94	46	287	104	47	405
T <sub>3</sub>	41	41	194	41	42	255	45	43	350
T <sub>4</sub>	63	39		69	39		82	40	
T <sub>5</sub>	57			59			62		
T <sub>moy</sub>	66	42	180	70	42	221	78	43	303

Table 36 : Températures matière du turbocompresseur

Quelques itérations sont résumées dans la Table 37, le modèle 0 est le résultat sans modèle de masse thermique, c'est-à-dire avec les corrélations de transfert de chaleur établies au chapitre 2.3. TTURBT, TTURBP, TTURBC sont respectivement la température moyenne de la masse de la turbine, du compresseur et du carter central. Il est difficile de comparer ces données avec les températures matières décrites dans la Table 36 en raison des importants gradients thermiques.

	Cas (rpm)	Essai	Modèle		
			0	2	3
Acoolturb (-)			-	0.4	40
Aoilturb (-)			-	0.4	4
T2 (°C)	1000	<b>31.2</b>	27.3	32.2	27
	1500	<b>33.4</b>	29.2	33.9	29
	3000	<b>35.0</b>	31.2	34.3	30
T3 (°C)	1000	<b>406.0</b>	398	402	395
	1500	<b>453.0</b>	417	419	412
	3000	<b>554.0</b>	511	513	510
T4 (°C)	1000	<b>252.0</b>	335	344	333
	1500	<b>327.0</b>	355	363	352
	3000	<b>451.0</b>	450	463	451
TTURBT (°C)	1000	<b>179.9</b>	-	264	239
	1500	<b>220.7</b>	-	303	281
	3000	<b>302.7</b>	-	400	384
TTURBP (°C)	1000	<b>41.7</b>	-	125	75
	1500	<b>42.1</b>	-	128	77
	3000	<b>43.3</b>	-	123	78
TTURBC (°C)	1000	<b>65.8</b>	-	147	86
	1500	<b>70.0</b>	-	155	90
	3000	<b>77.8</b>	-	162	97
PthermT (W)	1000		216	189	217
	1500		273	239	273
	3000		521	382	422
PthermC (W)	1000		17	32	17
	1500		21	41	21
	3000		41	66	35

Table 37 : Itérations de recalage du modèle thermique du turbocompresseur

L'itération 3 semble être un bon compromis entre températures parois et flux au niveau de la turbine et du compresseur (comparaison avec les résultats du modèle 0 utilisant les corrélations établies au chapitre 2.3). Il est difficile de faire correspondre toutes les données d'essais. La Figure 135 compare les résultats de ces trois simulations lors d'un transitoire (créneau de pédale) à un régime moteur de 2250 rpm.

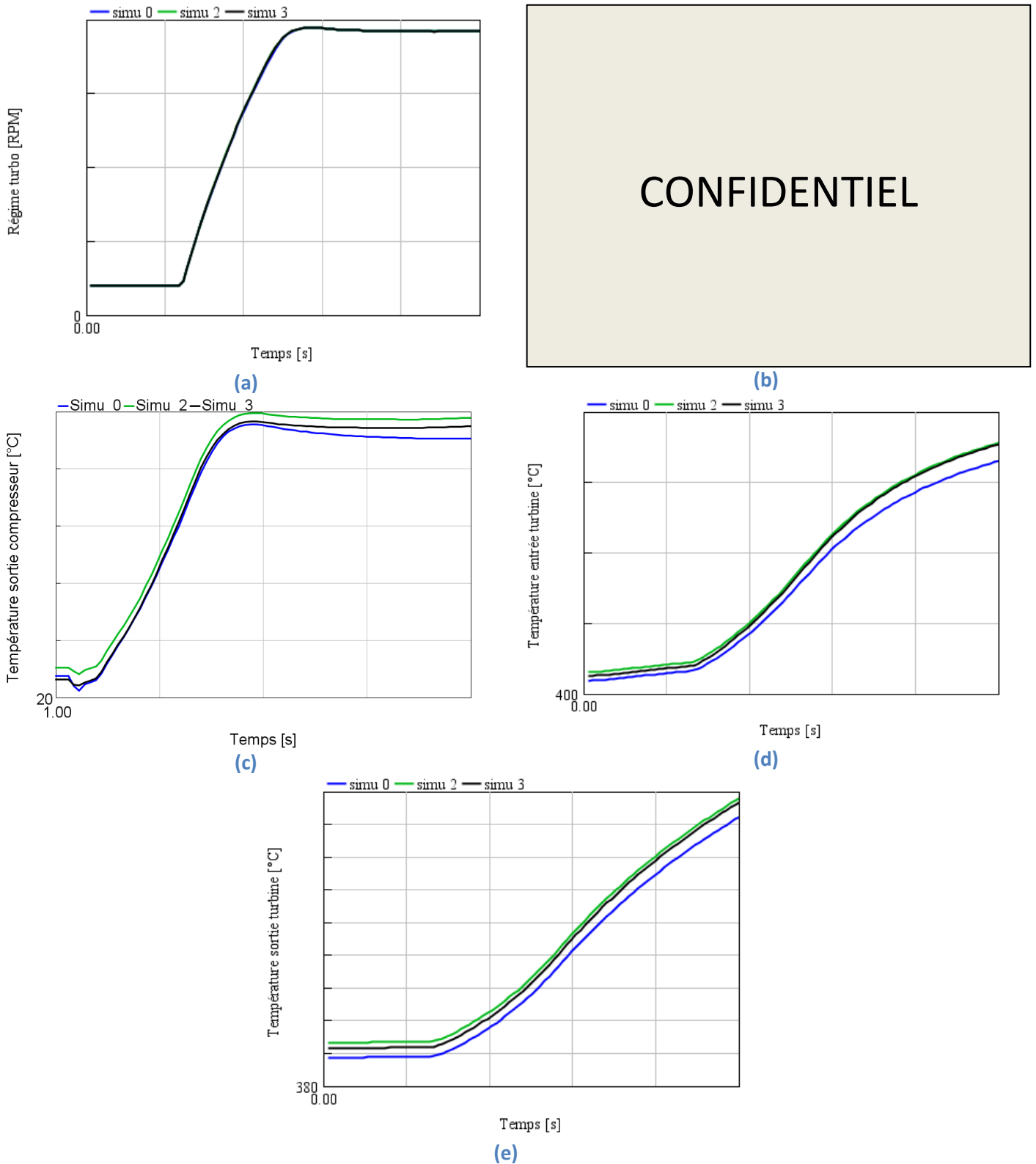
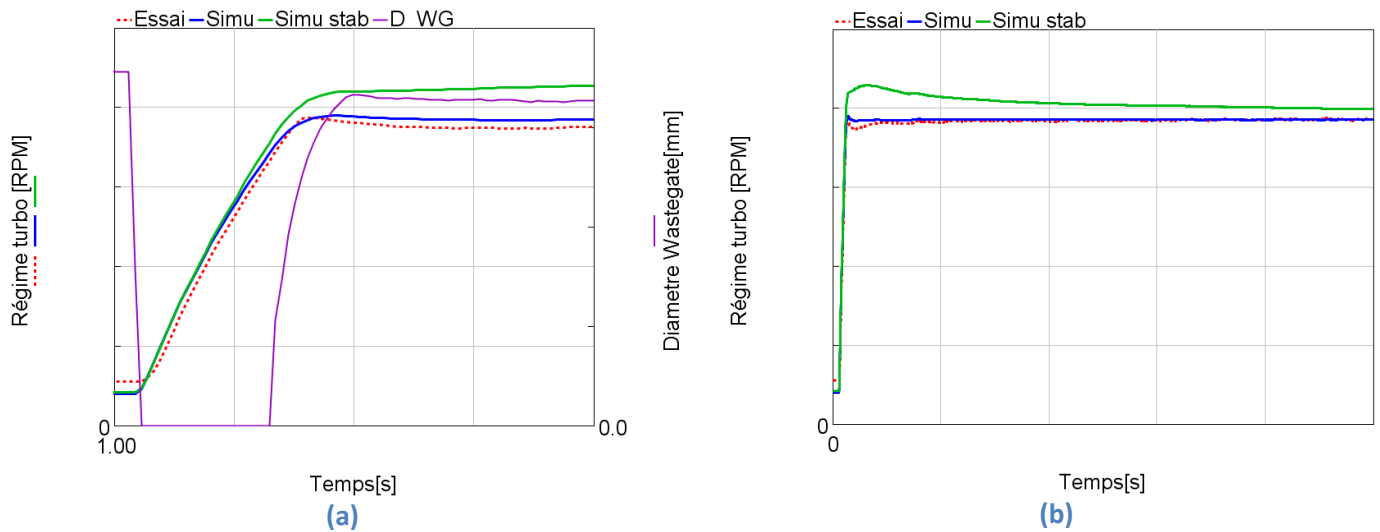


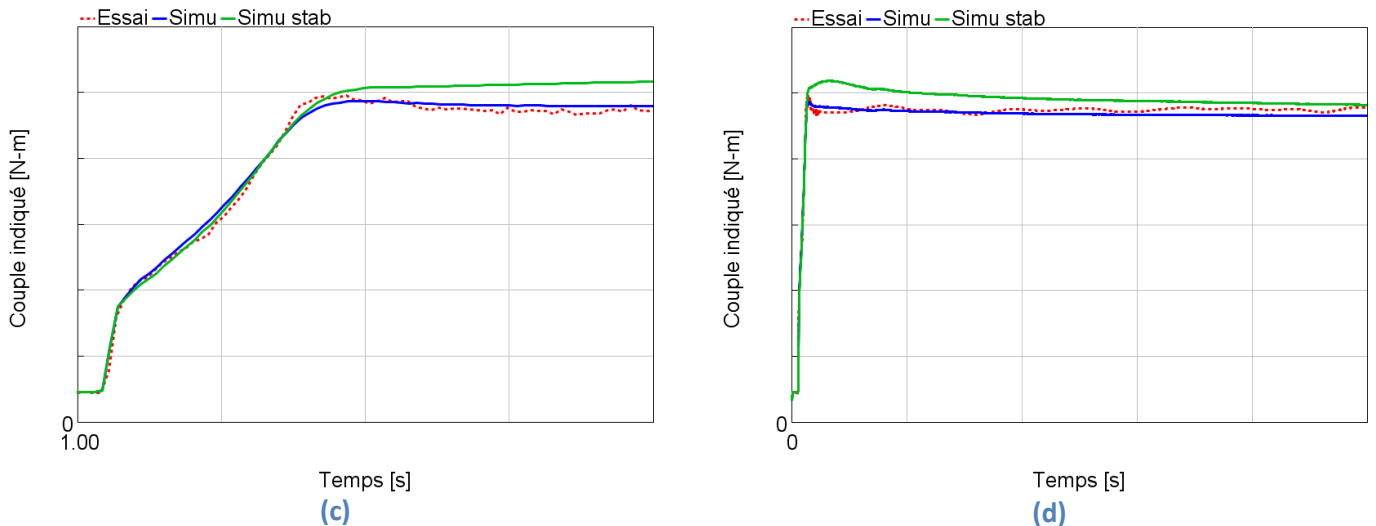
Figure 135 : Impact de la calibration du modèle thermique du turbocompresseur

Le modèle thermique a un impact sur la température sortie compresseur ainsi que sur les températures d'entrée et sortie turbine mais n'impacte quasiment pas l'accélération du turbocompresseur. Pour rappel, l'impact de la température en sortie compresseur n'est pas répercuté au niveau du remplissage car la température en sortie du RAS est imposée dans le modèle. On remarque que la position waste gate (régulée pour cibler la P2'') est très proche pour les trois simulations étudiées. La température en entrée turbine étant plus élevée pour les simulations 2 et 3, la WG s'ouvre légèrement plus tôt. La calibration du modèle thermique n'est pas étudiée plus en détails compte tenu de la faible influence constatée sur l'accélération du turbocompresseur.

#### 4.4.3.2. Impact de l'inertie thermique sur la prise de couple

Au vu du faible impact du modèle tenant compte des inerties thermiques des parois du turbocompresseur, un modèle spécial est testé afin de comprendre le lien entre inertie thermique et prise de couple lors du transitoire. Il est possible dans GT de paramétrer indépendamment le solveur thermique et le solveur d'écoulement. Le modèle de test consiste à paramétrer le solveur thermique en mode stabilisé sans modifier les paramètres du solveur d'écoulement. Ceci a pour effet de supprimer les termes inertiels des équations de propagation de la chaleur dans les parois. Toutes les parois du modèle sont ainsi à l'équilibre thermique à chaque instant. La Figure 136 compare l'évolution du régime turbocompresseur et du couple indiqué avec le solveur thermique en mode transitoire ou stabilisé sur un transitoire à 2250 rpm.



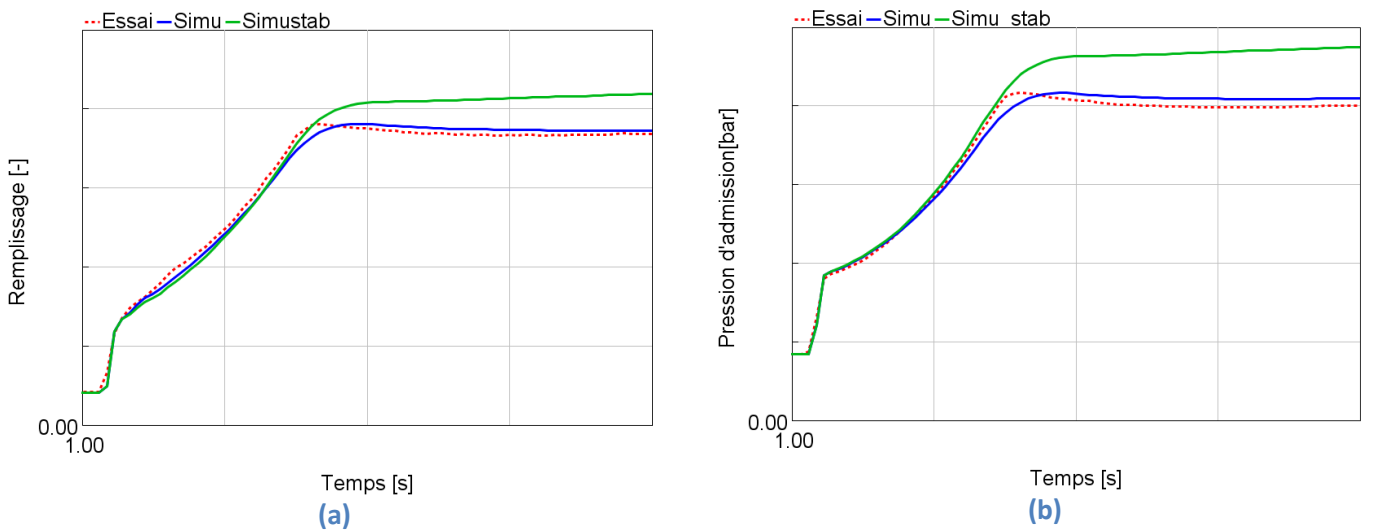


**Figure 136 : Comparaison prise de charge à 2250 rpm avec solveur thermique transitoire et stabilisé, (a, b) régime du turbocompresseur, (c, d) couple indiqué**

L'évolution du diamètre WG est la même pour les deux modèles. Cette évolution est définie sur le premier modèle afin d'atteindre la consigne de pression d'admission. Si on n'analyse que la première partie du transitoire où la WG est complètement fermée, on remarque que les deux versions du modèle sont très proches. Cela signifie que l'inertie thermique n'est pas un phénomène de premier ordre sur la prise de couple.

Le modèle utilisant le solveur thermique en mode stabilisé est plus en écart avec les essais après la réouverture de la WG puisque la position de la WG est alors imposée sans chercher à converger vers une valeur de pression d'admission. Il est intéressant de constater que la position de la WG évolue légèrement après la prise de couple en fonction de la stabilisation thermique du modèle avec prise en compte des inerties thermiques. Ceci explique que le cas avec thermique stabilisé converge au fil du temps vers le modèle avec solveur thermique transitoire.

La Figure 137 compare le remplissage, la pression d'admission, la température de bloc, la température du gaz en entrée turbine et la puissance de la turbine avec les deux modes du solveur thermique.





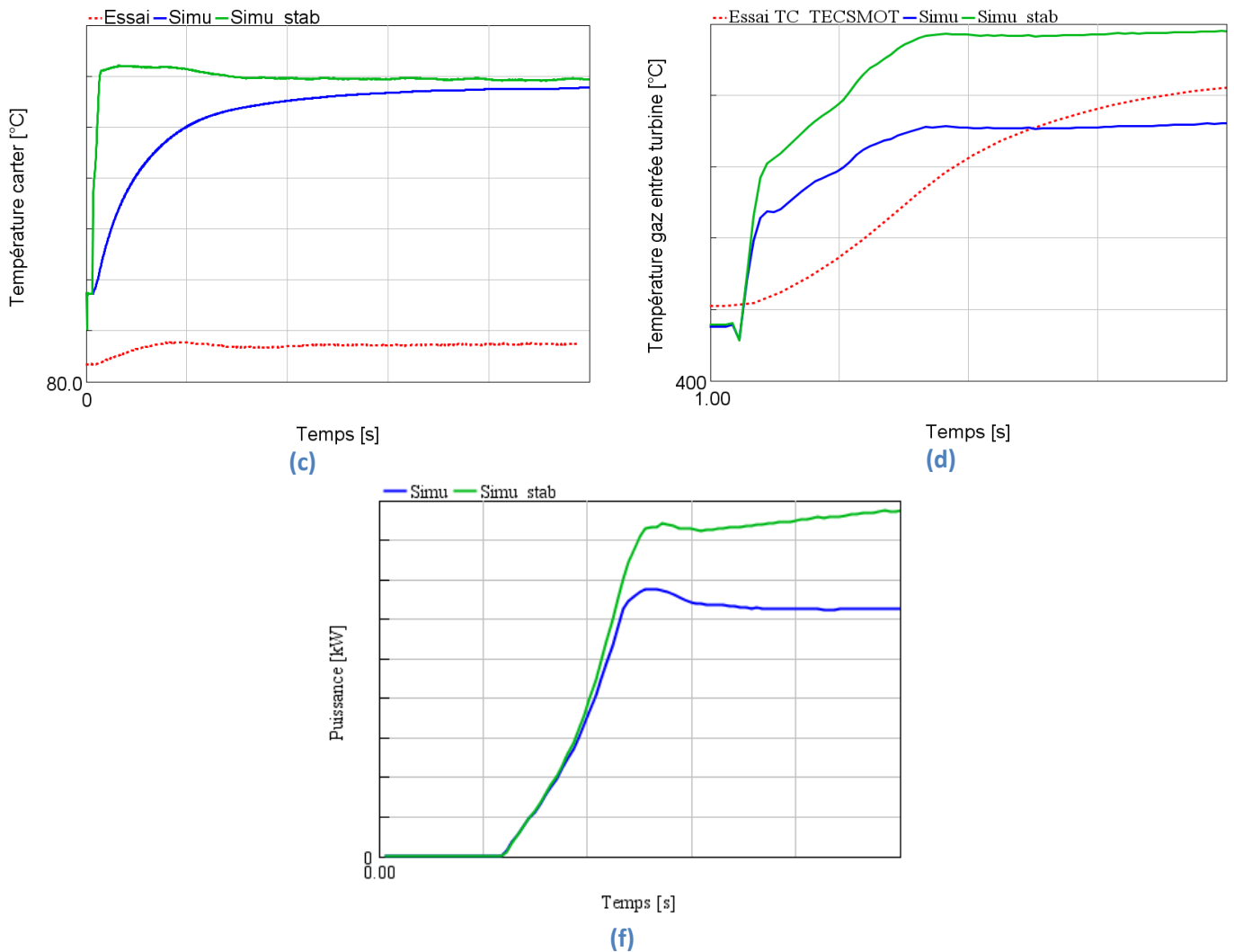
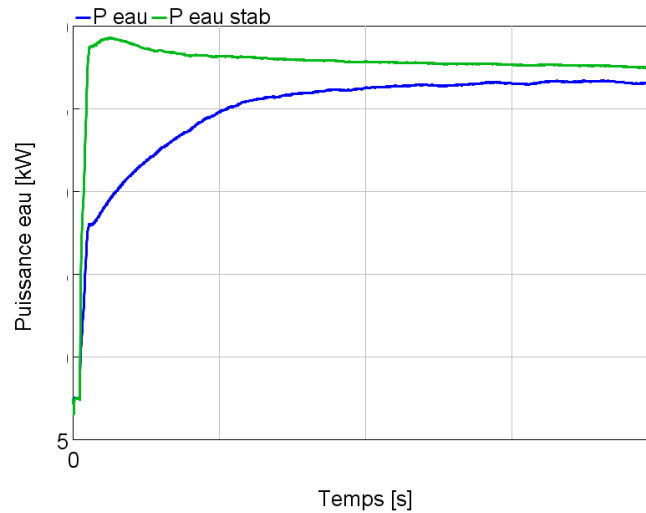


Figure 137 : Comparaison prise de charge à 2250 rpm avec solveur thermique transitoire et stabilisé, (a) remplissage, (b) pression d'admission, (c) température paroi carter, (d) température entrée turbine, (f) puissance turbine

On constate un écart important entre la température mesurée en essai est celle modélisée (en mode transitoire ou stabilisé) au niveau du carter (Figure 137 (c)). Ceci est attendu puisque le recalage des températures parois n'a pu être retenu comme critère lors de l'optimisation du modèle stabilisé (voir 3.3). La température du carter en mode stabilisé est plus haute qu'en mode transitoire puisque l'inertie ralentit la montée en température des parois. Cette différence de température conduit à un léger décalage de remplissage qu'on peut relever sur la Figure 137 (a) avant 2s. Ensuite, l'écart de pression d'admission (Figure 137 (b)) ne permet pas d'isoler l'impact de la thermique. La Figure 137 (d) trace l'évolution de la température des gaz en entrée turbine ainsi que la température mesurée par le thermocouple en sortie moteur. Il est normal que les températures gaz ne correspondent pas à la température du thermocouple puisque la localisation est légèrement différente d'une part et qu'un modèle de thermocouple est nécessaire d'autre part pour être comparable (voir 1.4.6). La température d'essai est donc donnée ici à titre indicatif afin d'évaluer le niveau de température. L'utilisation de l'option stabilisée du solveur thermique rend peu exploitable les températures du modèle de thermocouple. De plus, c'est bien la température des gaz en entrée turbine qui importe du point de vue physique. Cette température présente un écart entre les deux simulations dès le début du transitoire mais n'entraîne pas pour autant une accélération sensiblement différente du

turbocompresseur. On remarque d'ailleurs que la puissance de la turbine est similaire pour les deux modèles jusqu'à  $t=2s$ . L'inertie thermique joue donc un rôle dans les performances du moteur en transitoire mais ne modifie pas de façon sensible le taux d'augmentation du couple.

La Figure 138 trace la somme des échanges thermiques entre les parois et la condition limite représentant l'eau dans le modèle.



**Figure 138 : Comparaison flux à l'eau à 2250 rpm avec solveur thermique transitoire et stabilisé**

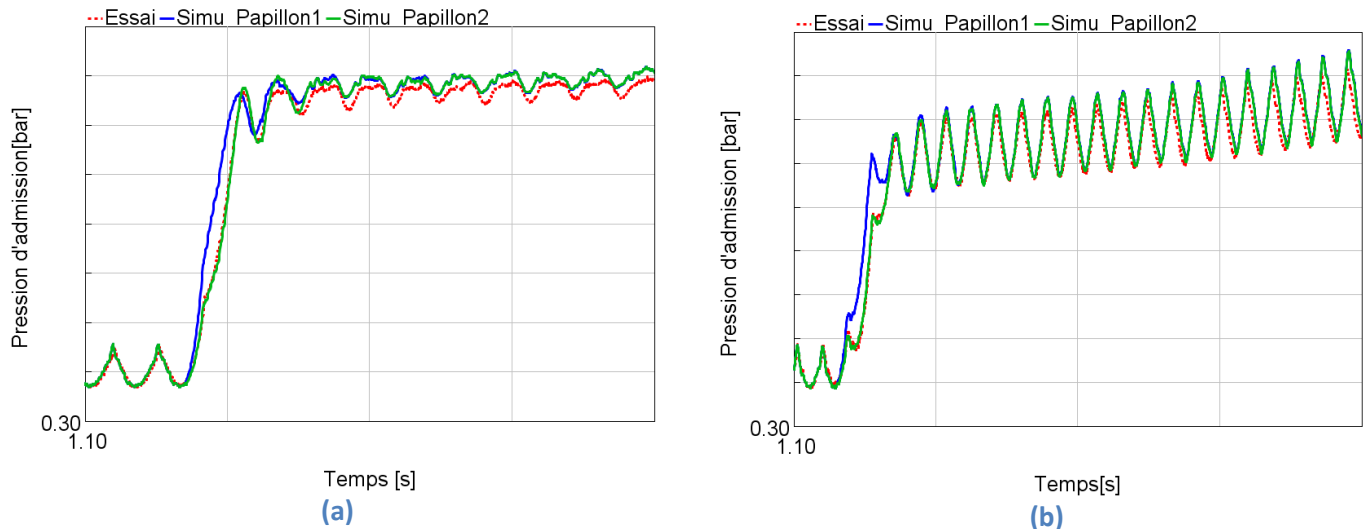
La Figure 138 compare simplement les deux modèles entre eux puisque le flux à l'eau calculé par les modèles n'est pas directement comparable avec le flux mesuré au niveau du radiateur (voir 3.2.1). L'évolution des flux à l'eau a logiquement la même allure que celle des températures parois tracées sur la Figure 137 (c).

Le modèle utilisant le solveur thermique en mode stabilisé permet de mieux évaluer l'impact des inerties thermiques. L'écart sur les températures parois est très clairement identifié dès le début de la prise de charge. Ce point est aussi mis en évidence expérimentalement par la comparaison des essais stabilisés et transitoires (voir 4.3.5). La température des gaz d'échappement est également impactée. La T3 est ainsi 60°C plus chaude, au début de la prise de charge, avec le modèle négligeant l'inertie thermique. Ces différences n'entraînent cependant qu'une accélération très faible de la prise de charge. Le niveau final du transitoire est par contre impacté et on remarque que la position de la WG s'adapte au cours de la stabilisation thermique pour conserver un niveau de couple constant. L'inertie thermique des parois du collecteur d'échappement refroidi par eau a plus d'impact que celle de la turbine.

#### 4.4.4. Evolution de la position du papillon

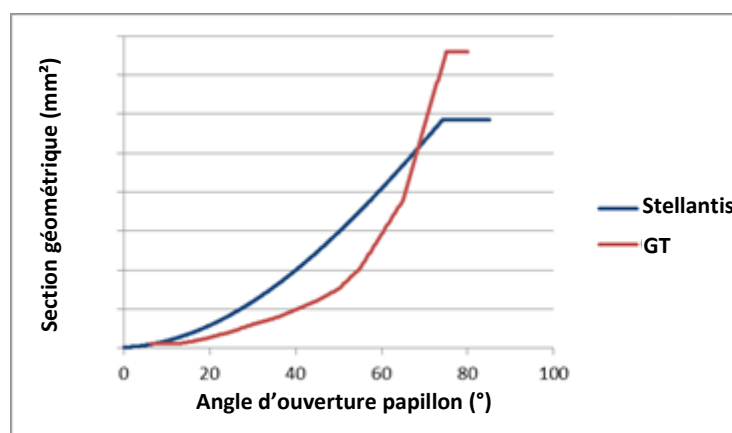
Le papillon est un élément primordial du transitoire. C'est en effet son ouverture qui permet dans un premier temps d'augmenter la charge avant que le turbocompresseur ne monte en régime. Sa dynamique d'ouverture est donc à considérer avec attention.

L'étude de la pression d'admission rapide présentée sur la Figure 139 a mis en évidence une différence d'ouverture du papillon entre simulation et essai.



**Figure 139 : Impact du profil d'ouverture papillon sur la pression d'admission à 1250 rpm (a) et 2250 rpm (b)**

Une étude paramétrique de l'ouverture papillon a permis d'aboutir au modèle papillon 2 également présenté sur la Figure 139 pour deux transitoires effectués respectivement à 1250 rpm et 2250 rpm. L'ouverture du papillon est décrite dans le contrôle moteur par une consigne d'ouverture angulaire. Cette consigne doit ensuite être convertie en surface géométrique. Une caractéristique du papillon est fournie par Stellantis à cet effet et est tracée sur la Figure 140. Il apparaît sur la Figure 139 que le début de l'ouverture papillon est correct puis on constate un écart entre la pression d'admission expérimentale et celle modélisée par la simulation papillon 1 utilisant la caractéristique de Stellantis. La caractéristique appelée GT sur la Figure 140 est utilisée pour la simulation papillon 2. Elle permet d'aboutir à un bon accord avec la pression d'admission mesurée aussi bien à 1250 rpm qu'à 2250 rpm. Le choix a été fait de modifier directement la loi de surface en fonction de l'angle même si une partie de l'erreur pourrait provenir d'un temps de réponse de l'actionneur qui conduit le papillon à ne pas être autant ouvert que le demande la consigne. On remarque cependant que la surface d'ouverture finale est différente et qu'il ne s'agit donc pas uniquement d'un problème de déphasage.

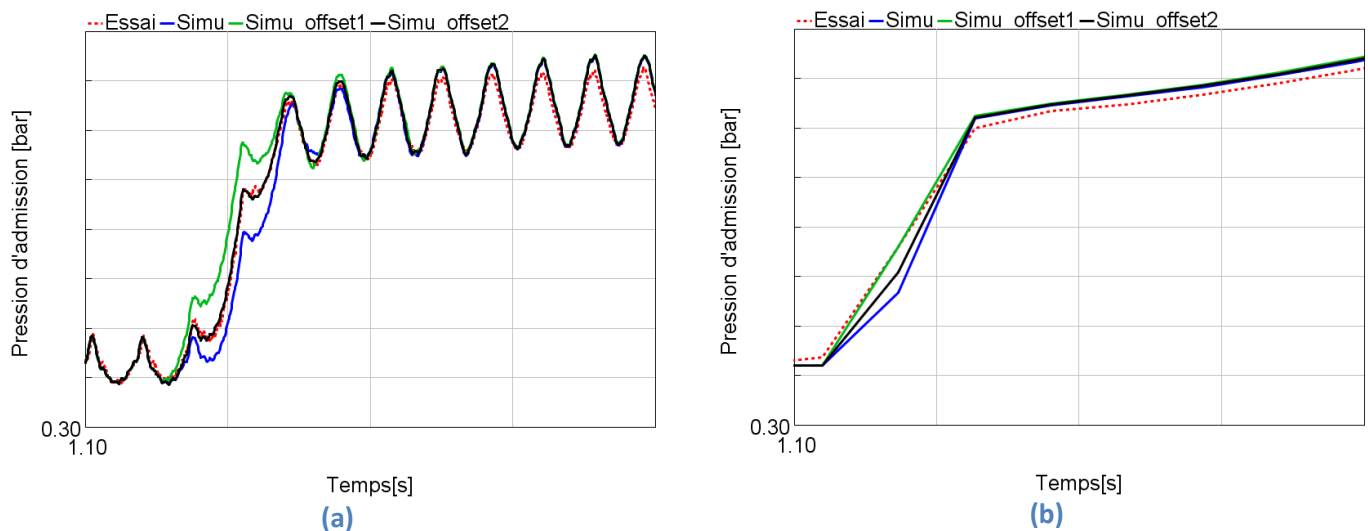


**Figure 140 : Loi d'ouverture du papillon**

#### 4.4.5. Synchronisation cycle

La correction de l'évolution de l'ouverture du papillon ne suffit pas à elle seule pour aboutir à une bonne corrélation de la pression d'admission avec l'essai. En effet, le phasage de l'ouverture du papillon par rapport au déroulement du cycle a également de l'importance.

La Figure 141 compare la pression d'admission rapide et moyennée cycle à cycle pour différents phasages d'ouverture papillon.



**Figure 141 : Comparaison de la pression d'admission rapide (a) et cycle à cycle (b) en fonction du phasage de l'ouverture papillon**

La Table 38 fournit la configuration de l'offset de l'ouverture papillon des modèles conduisant aux résultats tracés sur la Figure 141.

Modèle	Offset (s)
Simu	0.000
Simu offset 1	-0.010
Simu offset 2	-0.005

**Table 38 : Configuration de l'offset d'ouverture du papillon**

On constate sur la Figure 141 qu'un décalage de 0.01s conduit à une modification notable de l'évolution de la pression d'admission rapide et impacte également la pression moyennée sur un cycle.

L'écoulement pulsé généré par le déplacement alternatif des pistons nécessite une synchronisation de l'ouverture papillon afin que l'ouverture ait lieu au même instant du cycle que pendant l'essai. L'impact de cette synchronisation est circonscrit à moins de trois cycles. Cela permet cependant d'obtenir une bonne corrélation avec les données d'essais et d'étudier plus finement l'impact d'autres paramètres et phénomènes.

#### 4.4.6. Overblown

La correction de la dynamique d'ouverture du papillon ainsi que son phasage avec le cycle moteur permettent d'identifier un écart, au niveau de la réponse atmosphérique, entre essais et modèle en début de transitoire. On remarque, en effet, sur la Figure 144 (c) une différence d'environ 100 mbar sur la pression d'admission. L'analyse des pressions rapides montre que cet écart est présent dès la sortie du compresseur (voir Figure 144 (a)). La réponse du compresseur au moment du créneau pédale est donc étudiée. « L'overblown » se caractérise par un rapport de pression inférieur à 1 au niveau du compresseur. Par exemple, cette situation se produit lorsque le papillon est ouvert rapidement et que le débit d'air aspiré par le moteur augmente fortement sans que le turbocompresseur ait le temps de changer de régime. Cette situation est typiquement rencontrée lors du créneau pédale imposé pour les transitoires étudiés ici. La caractéristique fournisseur du compresseur doit alors être extrapolée pour pouvoir modéliser ce phénomène.

GT intègre un modèle d'extrapolation [2], [99] implémenté via l'option "Advanced Overblown Compressor". Cette option possède plusieurs paramètres :

- Largeur de la roue en sortie (Impeller Outlet Width)
- Surface efficace de la roue en entrée (Impeller Inlet Effective Area)
- Coefficient de conversion de pression du diffuseur
- Ratio des surfaces efficaces
- Rendement à vitesse nulle

La largeur de la roue en sortie et la surface effective de la roue sont liées à la géométrie du compresseur et peuvent donc être mesurées (voir Figure 142). GT permet, en cas d'absence de donnée, d'estimer ces grandeurs à partir de la cartographie du compresseur. Le débit massique le plus élevé des données d'entrée sera utilisé pour calculer cette valeur en faisant l'hypothèse que l'écoulement est sonique à ce point de fonctionnement. Le ratio des surfaces efficaces est défini comme le rapport entre la surface efficace à une vitesse de rotation nulle et la section efficace aux autres vitesses. Il permet de modéliser un débit non nul à vitesse nulle et d'effectuer une interpolation sur le rendement.

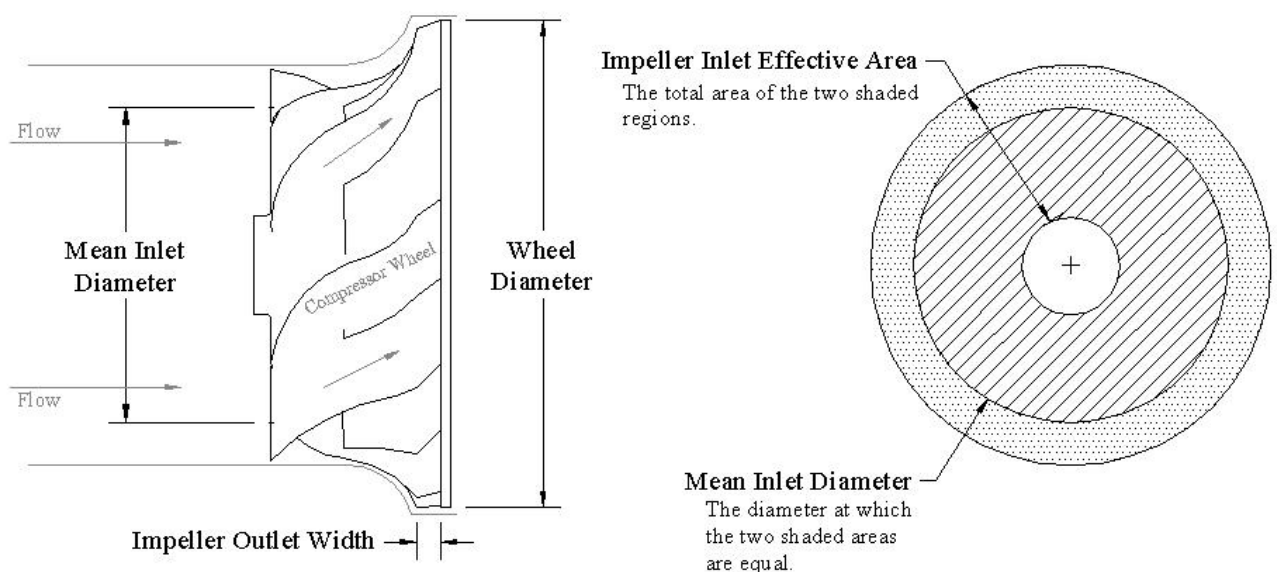


Figure 142 : Paramètres géométriques de la roue du compresseur [2]

Afin de déterminer la valeur des paramètres (coefficient de conversion de pression du diffuseur et ratio des surfaces efficaces), un plan d'expériences est réalisé en se basant sur l'allure de la pression sortie compresseur rapide dP2.

Cinq configurations issues de ce processus sont présentées dans la Table 39. L'option " Simplified Overblown " de GT est également évaluée. Ce modèle considéré obsolète par GT [2] utilise une loi de correction du débit basée sur le débit à un taux de compression de 1 :

$$\dot{m} = \dot{m}_{\tau 0} + b(1 - \tau)^2 \quad (66)$$

Avec :

- $\dot{m}_{\tau 0}$  Débit à un taux de compression de 1
- B Coefficient
- T Taux de compression

Paramètre	Comp0	Comp1	Comp2	Comp3	Comp4
<b>Modèle d'overblown</b>	aucun	Simplified overblown	Advanced overblown	Advanced overblown	Advanced overblown
<b>Largeur de la roue en sortie</b>	-	-	Par défaut	Valeur géométrique confidentielle	Valeur géométrique confidentielle
<b>Surface efficace de la roue en entrée</b>	-	-	Par défaut	Valeur géométrique confidentielle	Valeur géométrique confidentielle
<b>Coefficient de conversion de pression du diffuseur</b>	-	-	Par défaut (0.55)	Par défaut (0.55)	0.67
<b>Ratio des surfaces efficaces</b>	-	-	Désactivé	Désactivé	0.2

Table 39 : Paramètres du modèle d'overblown

La Figure 143 compare les cartographies de rendement compresseur des configurations 0 et 4.

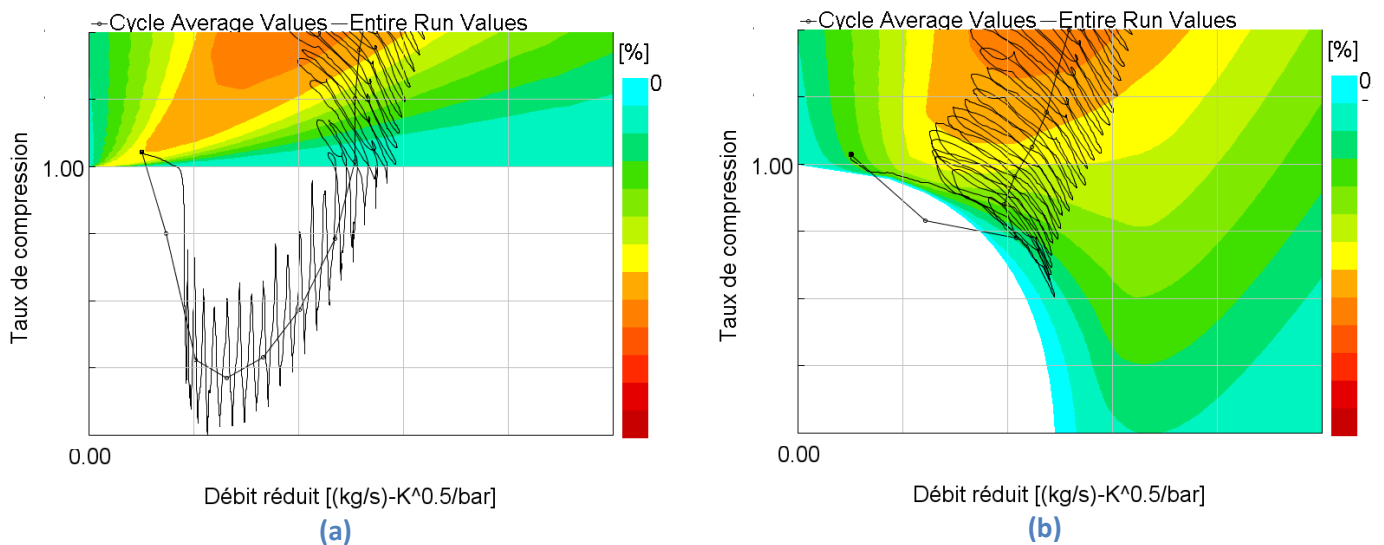


Figure 143 : Cartographie de rendement compresseur configurations 0 (a) et 4 (b)

Les conditions simulées de débit et de taux de compression au cours des cycles, ainsi que la valeur moyenne de chaque cycle, sont représentés par les courbes noires sur la cartographie d'isorendement du compresseur. L'évolution des conditions compresseur représentées sur sa cartographie permet de mieux comprendre l'impact du modèle d'overblown. Il s'agit d'une méthode d'extrapolation de la cartographie (voir 4.1.1) : la cartographie est bornée à un taux de 1 pour la configuration 0 (Figure 143 (a)) contrairement à la configuration 4 (Figure 143 (b)). En l'absence de donnée, le modèle de la configuration 0 considère le débit du taux de compression unitaire et un rendement de 20% (rendement minimum paramétré) pour tous les points en dessous de 1 jusqu'à retrouver un taux de compression (imposé par le reste du modèle) supérieur. Dans la configuration 4, l'extrapolation de la cartographie à un taux de compression inférieur à 1 permet de calculer, à tout instant des cycles, le débit et le rendement sans effet de seuil.

La Figure 144 trace la pression sortie compresseur rapide pour les différentes configurations de la Table 39 pour deux régimes moteur 1250 rpm (a) et 2250 rpm (b).

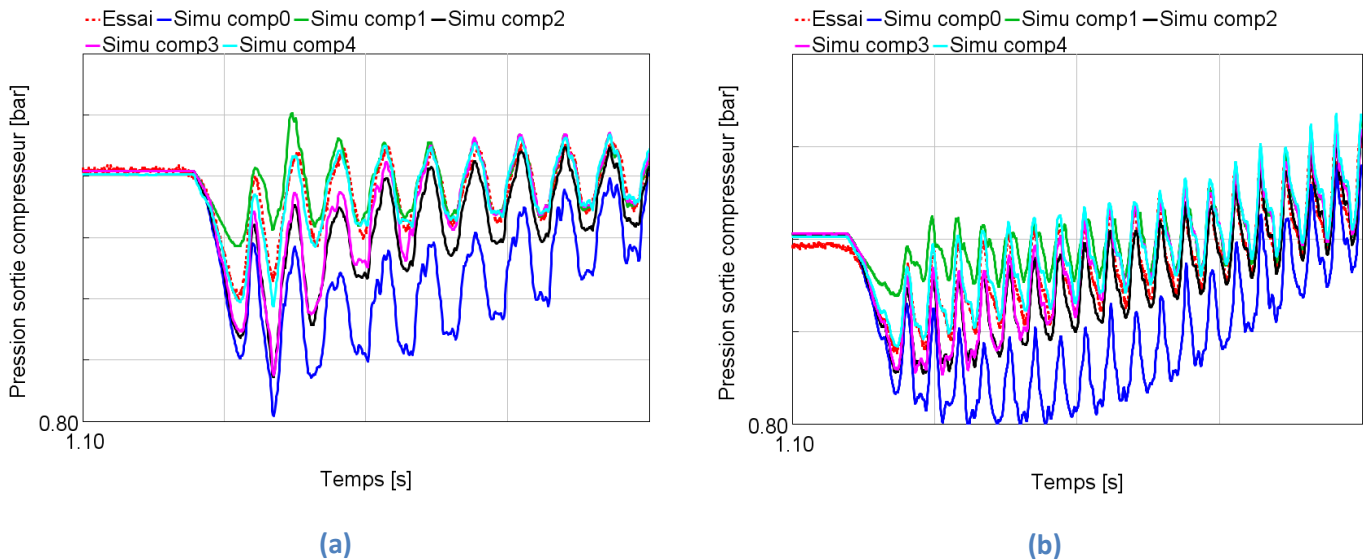


Figure 144 : Comparaison de la pression de sortie compresseur à 1250 rpm (a) et 2250 rpm (b)

L'acquisition rapide de la pression permet de visualiser la variation tout au long d'un cycle. Sur la Figure 144 on peut voir l'oscillation de pression en sortie compresseur liée à l'admission de chaque cylindre. La Figure 144 (b) présente plus de cycles pour le même temps puisque le régime est supérieur à celui de la Figure 144 (a). On constate que les oscillations sont filtrées par le papillon avant qu'il soit ouvert. La pression sortie compresseur diminue en début de transitoire avant que le régime du turbocompresseur augmente et comprime réellement l'air. L'absence de modèle d'overblown conduit à un creux de pression trop important aussi bien en amplitude qu'en durée. Le modèle simplifié d'overblown conduit au contraire à une pression trop élevée. Les configurations 2 et 3 mènent à des résultats très proches. Cela semble indiquer que la procédure de calcul par GT des dimensions du compresseur à partir des données de la cartographie fonctionne correctement. Le creux de pression est cependant trop important pour ces deux configurations. La plan d'expériences a permis d'aboutir à la configuration 4 qui montre un bon accord avec les données d'essai.

La Figure 145 trace l'évolution de la pression d'admission rapide ou non pour les régime moteur 1250 et 2250 rpm.

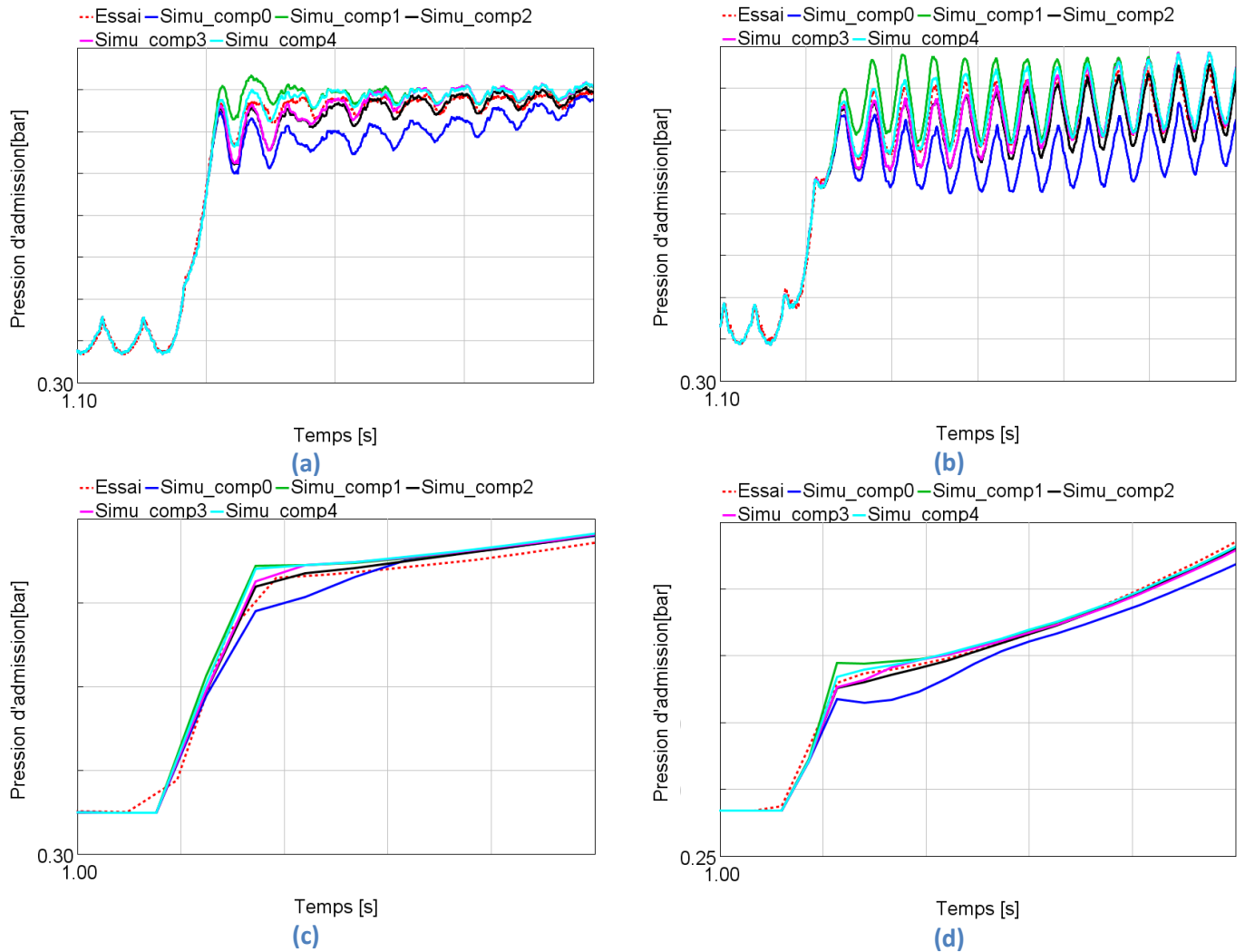


Figure 145 : Comparaison de la pression d'admission à 1250 rpm (a), (c) et 2250 rpm (b) et (d)

Les différents impacts constatés sur la pression en sortie de compresseur sont répercutés sur la pression d'admission. Cette dernière présente des oscillations indépendamment de l'ouverture du papillon puisqu'elle est mesurée en aval de celui-ci. Il est intéressant de noter qu'en l'absence d'acquisition rapide, il est difficile de conclure sur la différence entre les configurations 2, 3 et 4 (Figure 145 (c) et (d)). C'est pourquoi cette corrélation ne peut être réalisée qu'avec des données à haute fréquence.



La Figure 146 trace le couple indiqué pour les différentes configurations d'overblown.

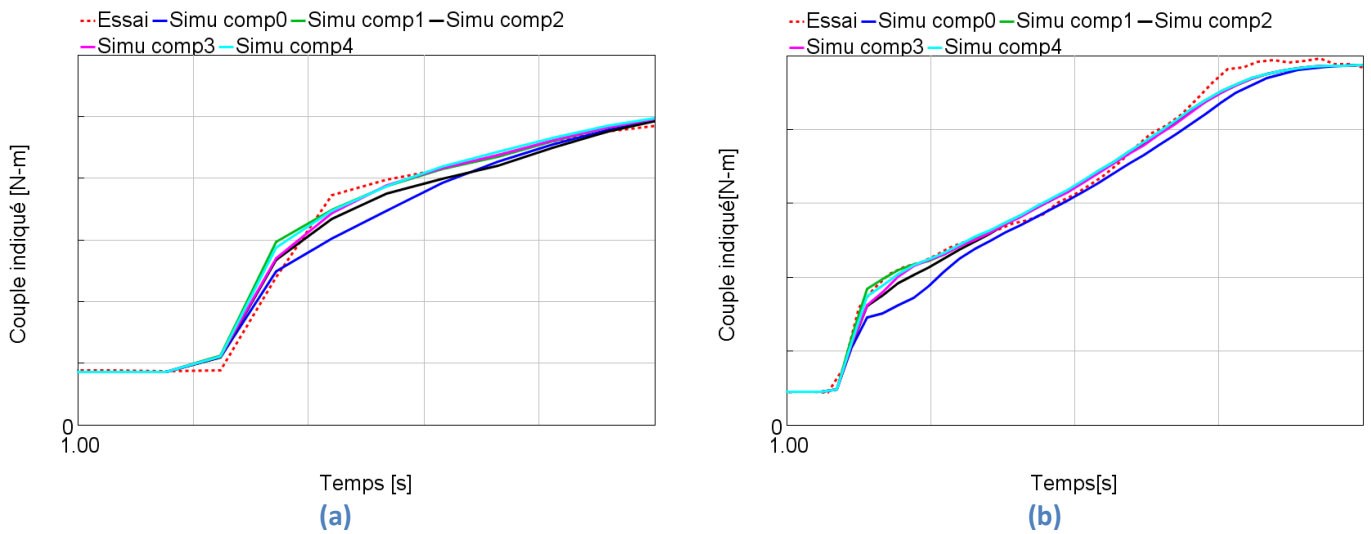


Figure 146 : Comparaison du couple à 1250 rpm (a) et 2250 rpm (b)

Le couple indiqué est également impacté par la configuration de l'overblown. La configuration 0 sans modèle d'overblown est en écart également sur le couple. Les configurations 1 et 4 conduisent à des résultats très proches malgré l'écart relevé sur les pressions rapides. Le couple est très dépendant de la pression d'admission mais également d'autres grandeurs de la boucle d'air qui influencent le remplissage des cylindres.

La Figure 147 compare le remplissage pour les différentes configurations d'overblown.

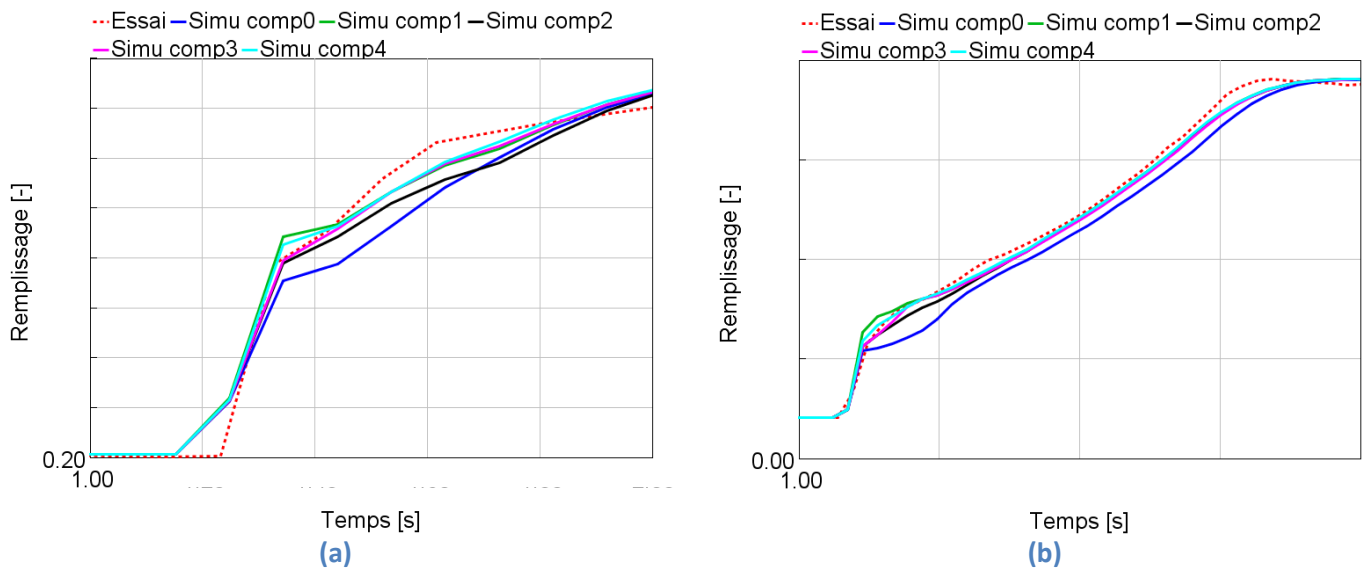
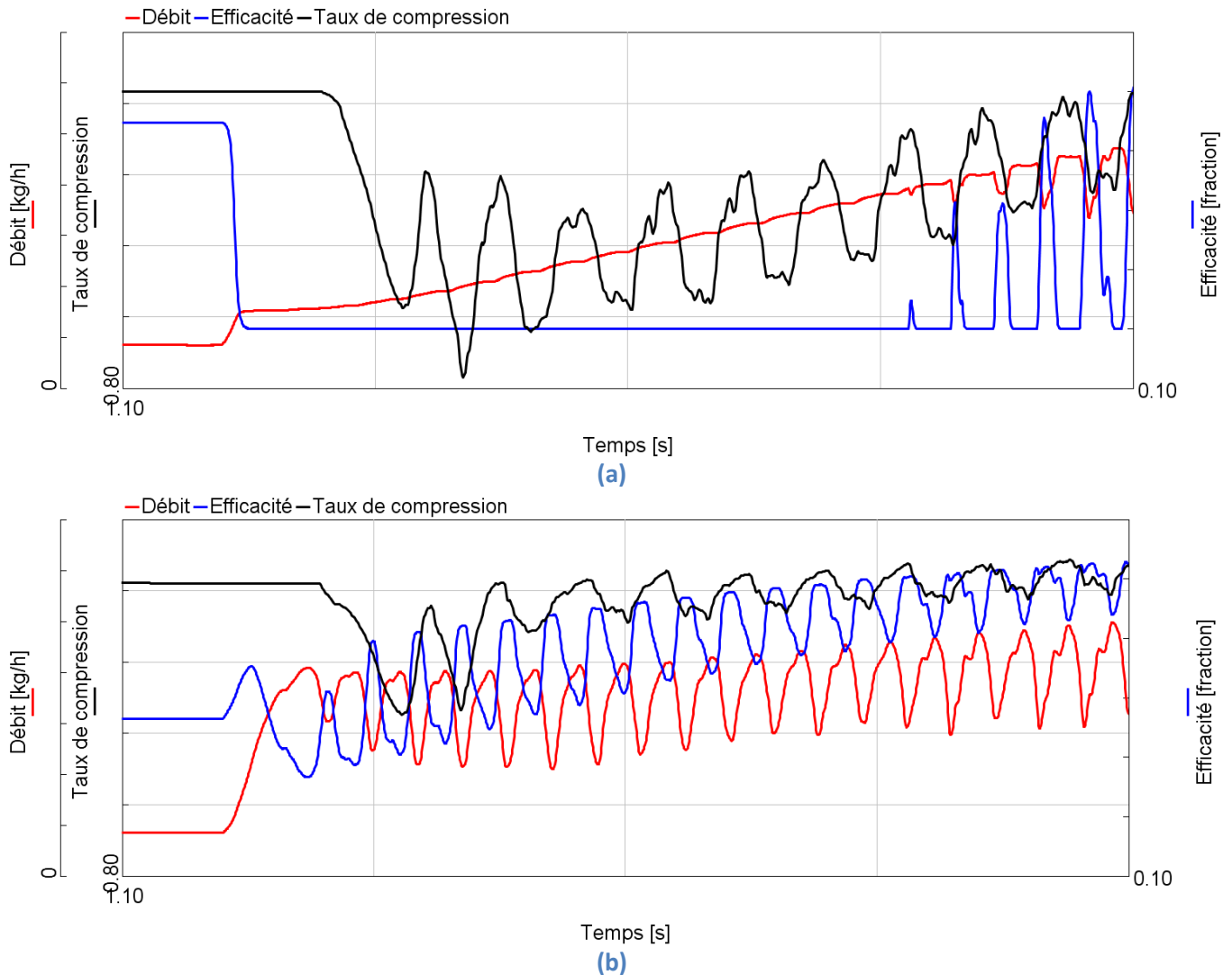


Figure 147 : Comparaison du remplissage à 1250 rpm (a) et 2250 rpm (b)

On constate sur la Figure 147 que les évolutions du remplissage sont quasiment identiques à celles du couple. Les paramètres du modèle du compresseur varient sur les différentes configurations en conservant toutes choses égales par ailleurs. Dans ces conditions, le remplissage va déterminer le couple du moteur. Les configurations 1 et 4 ayant un remplissage très proche, leur couple est équivalent.

La Figure 148 présente l'évolution du débit, du taux de compression, de l'efficacité et de la puissance du compresseur pour les configurations 0 et 4 de l'overblown.



**Figure 148 : Impact des configurations 0 (a) et 4 (b) sur les grandeurs compresseur**

Le rendement minimum est fixé à 20%. Sans modèle d'overblown (configuration 0 Figure 148 (a)), le rendement est figé à 20% pendant la première partie de la prise de charge et le débit augmente progressivement. Après  $t=1.4s$  des oscillations sont visibles sur le débit et le rendement en plus de celles sur le taux de compression liées aux aspirations des cylindres. La configuration 4 présente des oscillations du débit et de rendement dès le début de la prise de charge. La valeur du seuil minimum de 20% de rendement n'est jamais atteinte. Le débit et le taux de compression augmentent ainsi plus rapidement et conduisent aux écarts constatés sur les pressions, le remplissage et le couple avec ou sans modèle d'overblown.

La configuration du modèle d'extrapolation du champ compresseur, proposé par Casey [99], permet d'améliorer la précision du modèle moteur au moment du créneau pédale. On constate, sans la modélisation de « l'overblown », un écart d'environ 100 mbar en fin de réponse atmosphérique. Cet écart est ensuite répercuté sur une partie de la réponse suralimentée. Il serait intéressant d'explorer plus précisément les performances du compresseur dans ce mode de fonctionnement. Des modifications d'architecture pourraient peut-être accélérer la réponse du turbocompresseur.

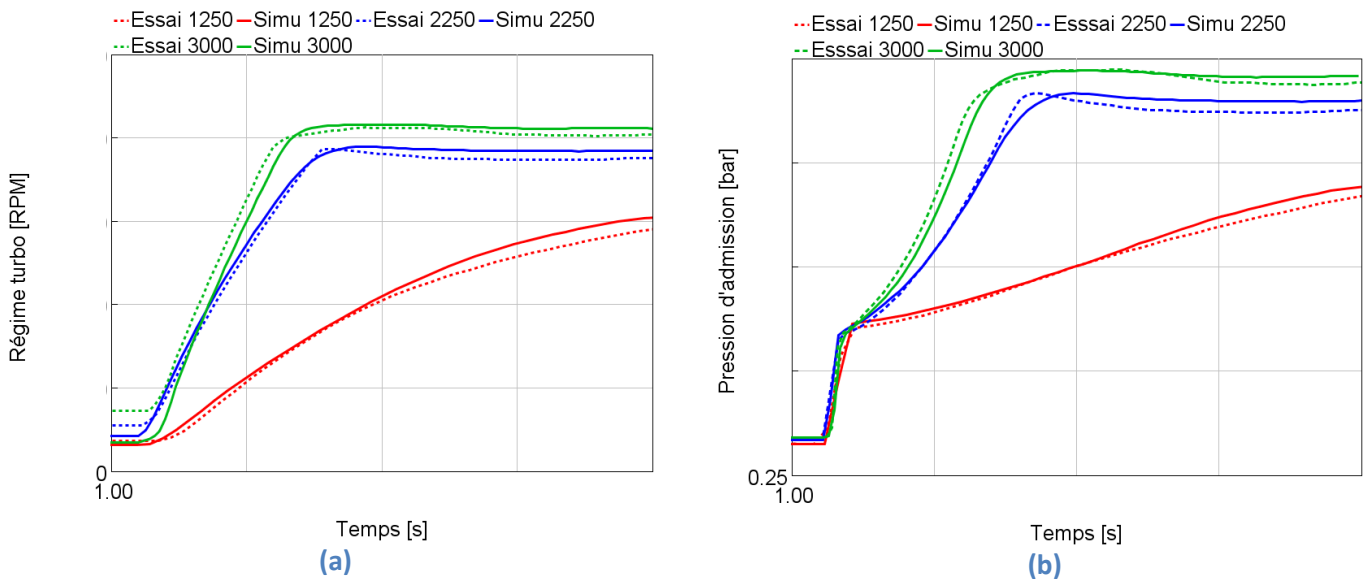
#### 4.4.7. Comparaison du modèle avec les essais transitoires de charge à iso régime

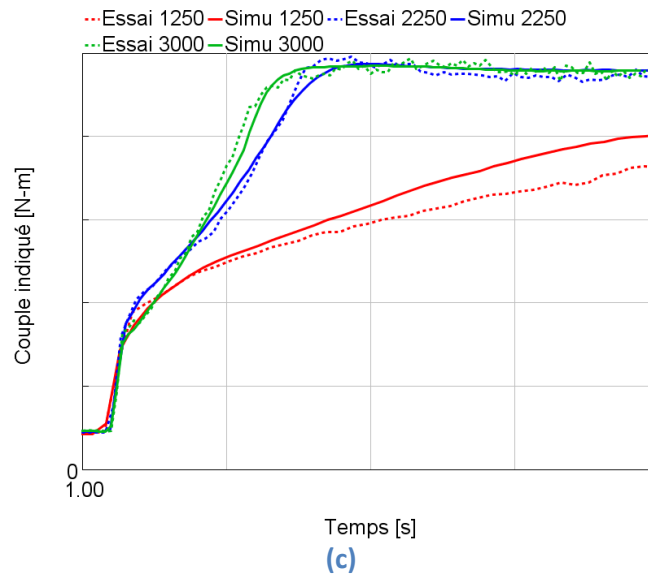
Plusieurs études de modélisation transitoire ont été effectuées :

- Proposition d'un modèle de combustion
- Etudes de l'impact de l'inertie thermique et création du modèle thermique des parois du turbocompresseur
- Modification de l'évolution de l'ouverture du papillon
- Synchronisation de l'ouverture papillon et du cycle moteur
- Calibration du modèle d'extrapolation du champ compresseur

Ces adaptations permettent d'aboutir à un modèle transitoire donnant des résultats satisfaisants. Dans la suite de ce paragraphe, les influences du régime moteur et des températures entrée compresseur et entrée papillon sur la réponse transitoire du modèle sont confrontées aux données expérimentales. Une analyse de l'impact de ces paramètres sur la réponse transitoire du moteur est présentée au paragraphe 4.3.

La Figure 149 compare les données expérimentales aux résultats de simulation pour des transitoires réalisés à différents régimes moteur avec une température entrée compresseur fixée à 20°C et une température entrée papillon à 20°C.

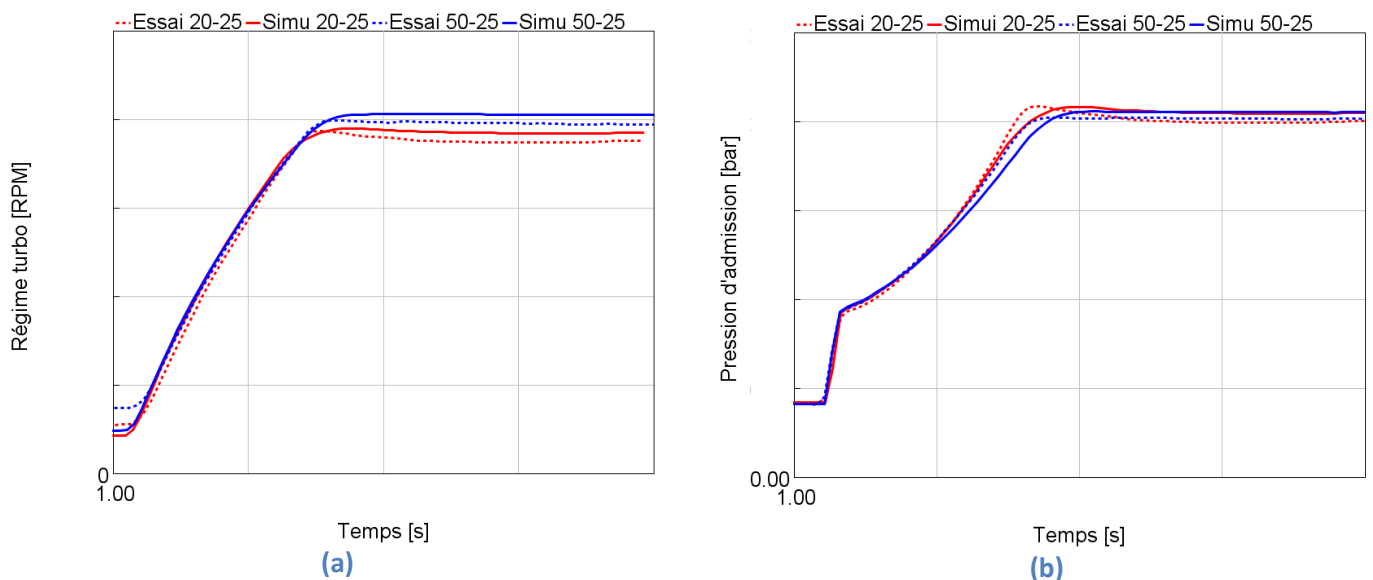


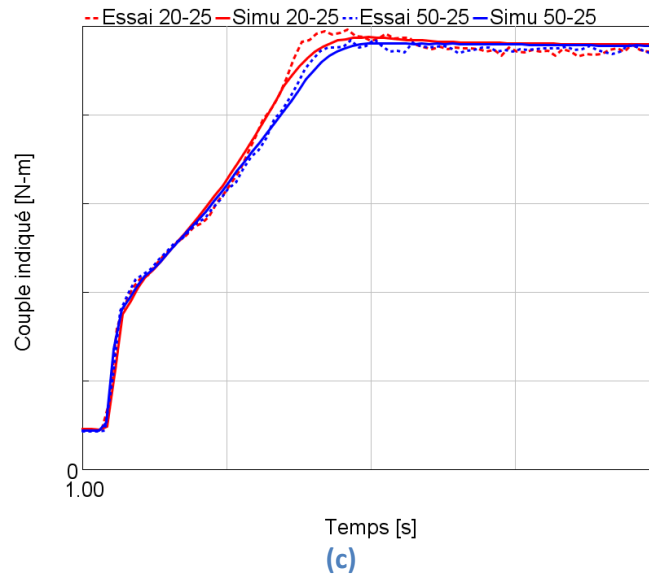


**Figure 149 : Réponse à un créneau de pédale pour différents régimes moteur, comparaison essais / modèles**

Le modèle reproduit relativement bien le régime turbocompresseur et la pression d'admission pour les trois régimes. Les faibles écarts constatés sur la pression sont répercutés sur le couple. On constate toutefois que la réponse en couple est moins bien reproduite à 1250 rpm que sur les deux autres régimes. A 1250 rpm, l'écart s'accroît au fil de la simulation. La waste gate reste complètement fermée pour ce régime, les erreurs sont donc plus susceptibles de s'intégrer et de conduire à une divergence entre essai et simulation. Une tentative d'amélioration du statut à 1250 rpm est présentée dans le prochain paragraphe (voir 4.4.8).

La Figure 150 compare essai et simulation à 2250 rpm pour une température entrée compresseur de 20 ou 50°C. La température entrée papillon reste fixée à 25°C.





**Figure 150 : Réponse à un créneau de pédale pour différentes températures entrée compresseur (T1), comparaison essais / modèles**

L'évolution du régime du turbocompresseur est similaire pour les deux températures entrée compresseur (T1), seuls les niveaux initial et final varient. Les simulations reproduisent mieux l'écart du plateau final. Les vitesses de rotation très faibles de début de transitoire sont difficiles à reproduire mais n'ont qu'un impact limité sur le comportement global du modèle. L'impact de la T1 est bien pris en compte et sur les simulations comme en essai, le turbocompresseur doit tourner plus vite à T1 élevée pour fournir une pression d'admission ( $P2''$ ) identique. La dynamique de la pression n'est pas parfaitement reproduite mais l'impact de la T1 est qualitativement pris en compte. La corrélation à  $T1=20^{\circ}\text{C}$  n'est pas parfaite au niveau de l'overshoot peu avant  $t=3\text{s}$  et la simulation à  $T1=50^{\circ}\text{C}$  présente le même comportement. Cette zone où la waste gate commence à se rouvrir est difficile à bien représenter du fait des difficultés pour reproduire le contrôle de la WG tel qu'implémenté dans le contrôle moteur. Le couple est bien corrélé pour les deux températures et présente, comme pour la pression, des écarts au niveau de l'overshoot. Le couple final est identique et seule la prise de couple diffère du fait du besoin plus important de régime turbocompresseur à T1 élevée pour fournir de la  $P2''$ .

La Figure 151 présente la réponse transitoire du modèle à 2250 rpm en fonction de la température entrée papillon ( $T2'$ ) tout en conservant la T1 à  $20^{\circ}\text{C}$ . La première colonne trace les résultats obtenus en utilisant le modèle simplifié de combustion, tandis que la deuxième colonne contient les résultats avec la modélisation SITurb. Ces deux modèles de combustion sont présentés au paragraphe 4.4.2.

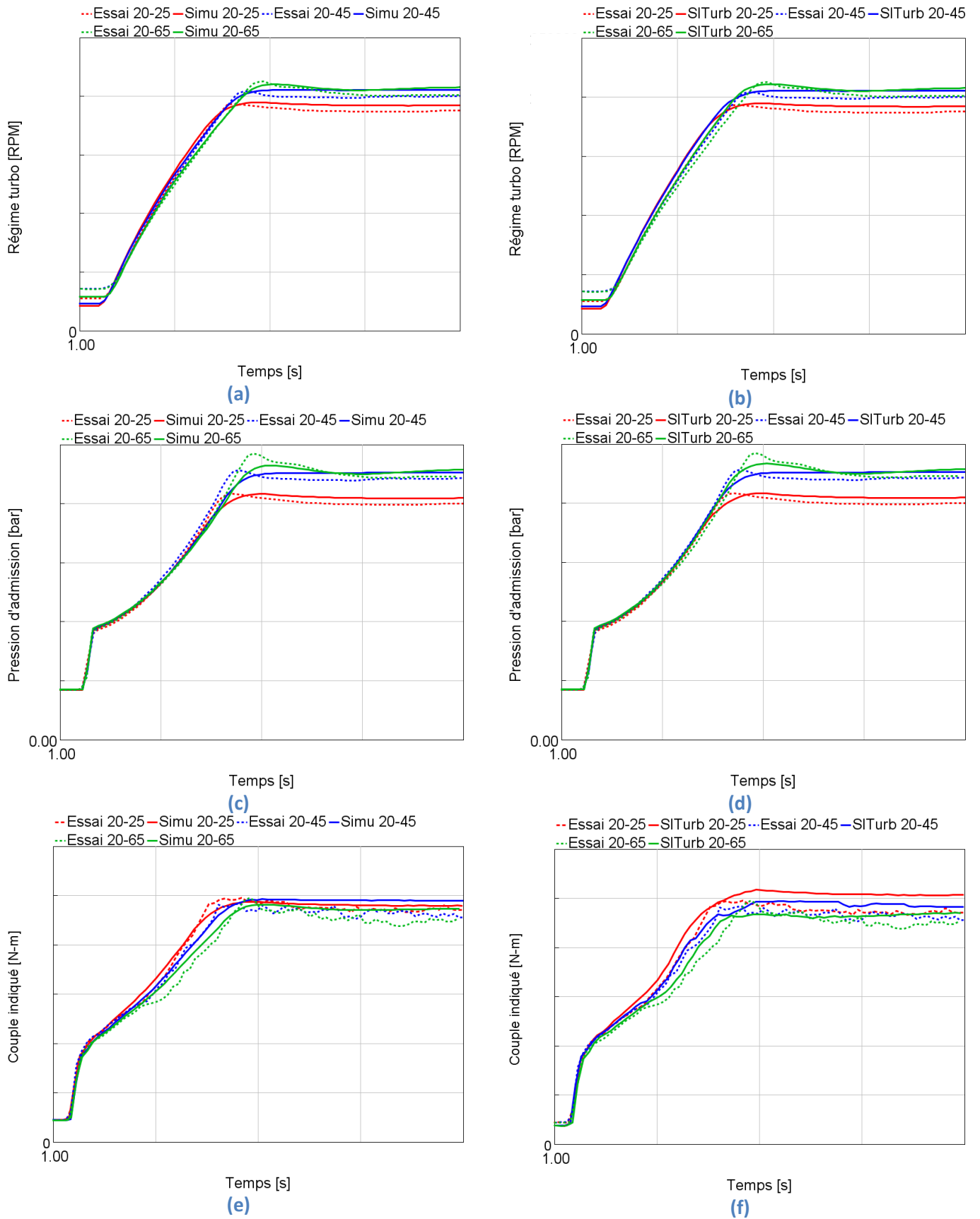


Figure 151 : Réponse à un créneau de pédale pour différentes températures entrée papillon ( $T_2'$ ), comparaison essais / modèles (modèle simplifié ou SITurb)

L'influence de la température entrée papillon ( $T2'$ ) est bien reproduite par le modèle. On constate que le régime turbocompresseur n'est pas identique entre les essais et les simulations mais que la variation de  $T2'$  conduit bien, dans les deux cas, à différents niveaux. Le régime turbocompresseur et la pression d'admission doivent être plus importants quand  $T2'$  augmente pour compenser l'effet de la température sur le remplissage. En effet, plus  $T2'$  est élevée, plus la pression doit être importante pour conserver une masse volumique équivalente de l'air lors de l'admission. Pendant la montée en couple, les régimes étant similaires sur les trois configurations, c'est le cas avec  $T2'$  la plus faible qui conduit à une réponse plus rapide. On constate que le modèle SITurb mène à une meilleure corrélation de  $P2''$  malgré une montée en régime un peu trop rapide. Le modèle simplifié conduit au constat inverse : montée en régime mieux corrélée mais pression légèrement en retard. A  $T2'=25^{\circ}\text{C}$  le modèle SITurb donne de moins bons résultats que le modèle simplifié au niveau du couple. Cela avait déjà été mis en évidence au paragraphe 4.4.2. Lorsque  $T2'$  augmente, le modèle SITurb devient meilleur. Le modèle simplifié comme le modèle SITurb n'ont pas été entraînés spécifiquement sur des variations de  $T2'$ . La  $T2'$  varie cependant en fonction de la charge sur le champ iso.

Le modèle permet de reproduire de façon satisfaisante l'influence du régime et des températures entrée compresseur et entrée papillon. Il est intéressant de constater que le modèle reproduit correctement l'influence de la thermique de la boucle d'air admission sans modification du modèle stabilisé. Ce comportement souligne un point fort des modèles physiques qui permettent des projections sur des modes de fonctionnement différents de ceux ayant servi à leur mise au point. L'impact de l'inertie thermique du turbocompresseur est faible par rapport à celle du collecteur d'échappement refroidi. Pour obtenir de bons résultats en transitoire, l'attention doit être principalement portée sur la mise en données des modèles afin de respecter le phasage des différents actionneurs et la prise en compte des variations des conditions limites. Les simulations transitoires ont également permis de mettre en exergue le phénomène d'overblown au niveau du compresseur. Ce mode de fonctionnement très spécifique mériterait d'être étudié plus en détails pour éventuellement ouvrir la voie à des améliorations de performances.





Optimisation	1	2
HTC	1	1.13
HTM-ExhPorts	1	1.73
HTM-IntPorts	1.43	0.47
A-Ports	20.72	3.56
A-Head	64.11	25.38
A-Block	76.71	6.99
AmbientHTC [W/(m <sup>2</sup> -K)]	38.21	22.92
Offset-IV [°v]	-0.05	-1.18
Offset-EV[°v]	-0.60	-0.17
Lash-IV [mm]	0.37	0.35
Lash-EV [mm]	0.50	0.49
CD-IV-F	0.90	0.90
CD-IV-R	0.97	0.73
CD-EV-F	0.95	0.98
CD-EV-R	0.97	0.73

**Table 40 : Comparaison des valeurs des paramètres de calibration issus des optimisations**

On constate que les paramètres prennent des valeurs différentes pour les deux optimisations. L'optimisation est un compromis sur différentes variables de sortie du modèle pour plusieurs points de fonctionnement. Il est donc normal qu'en changeant le nombre de points, la solution optimale soit obtenue avec différentes valeurs. La variation peut sembler importante mais certains paramètres se compensent. L'optimisation prend ainsi tout son sens pour trouver la configuration qui minimise les écarts sur plusieurs points. L'exercice de calibration manuelle est trop difficile puisqu'il n'existe pas autant de grandeurs mesurées en essai que de paramètres de recalage.

La Figure 153 présente les écarts relatifs sur le rendement volumétrique pour la deuxième optimisation (focalisée sur les bas régimes).

Vol. Eff. Manifold PAITUBAD & TAITUBAD													
minimum -10.5										maximum 10.7			
1050	1200	1350	1550	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	5800
-0.07	5.45	10.03	8.00	4.43	1.37	-0.90	-0.58	5.26	8.93	10.70	10.07	9.77	9.65
1.00	1.62	5.25	3.73	1.26	-0.56	-2.54	-3.82	4.22	6.09	8.49	8.85	7.72	6.67
2.33	1.61	4.28	2.64	2.74	1.26	-1.80	-3.46	4.77	5.21	4.46	4.91	5.64	4.58
0.69	-1.07	2.00	0.75	1.48	-5.40	-0.40	-1.67	7.83	6.86	1.90		2.94	2.62
-0.29	-8.35	-0.04	0.28	-1.53	-6.82	-5.49	-1.00	9.06	6.43	1.57	0.88	1.32	0.08
-3.67	-6.94	-0.65	-2.20	-3.77	-7.41	-4.10	-6.27	8.61	5.88	2.03	1.75	0.62	0.07
-10.47	2.69	-1.35	-2.89	-3.17	-8.92	-4.76	-4.97	4.02	4.58	6.19	0.96	1.41	-0.54
-8.82	5.94	2.34	-3.45	-3.40	-7.57	-4.97	-5.88	6.81	0.97	-0.88	-0.47	-0.09	-1.02
-9.38	2.59	3.34	-2.51	-4.33	-7.32	-5.74	-5.74	0.95	3.59	1.93	0.61	-0.27	-1.05
-7.85	4.50	3.62	-0.99	-3.81	-5.06	-3.69	-3.50	2.15	2.64	1.48	-0.66	0.31	
-5.42	0.85	1.24	-0.58	-2.68	-5.13	-4.18	-3.92	1.46	1.48	0.77	1.24	-0.42	
-0.81	-0.95	-1.62	-0.99	-2.19	-3.96	-5.42	-6.41	-0.46	-0.72	1.45	0.65	-1.51	
0.76	0.13	-1.70	-2.20	-3.35	-3.36	-4.40	0.42	1.33	1.31	1.74	0.73	-1.78	
4.51	-0.26	2.16	-3.27	-3.53	1.00	0.76	0.22	0.57	1.13	0.81	0.60	-2.27	
0.14	0.53	3.81	-2.20	-3.33	0.97	1.18	-0.04	0.39	0.81	0.43	0.13	-2.02	
	1.62	4.60	2.90	-3.17	-0.04	0.06	-0.51	0.06	0.20	-0.22	-0.35	-2.31	
	-0.87	1.63	3.93	1.34	-1.70	0.00	-0.84	-0.29	-0.14	-0.71	-0.69	-5.17	
	-2.38	1.38	1.95	0.36	-1.22	-1.51	-1.50	-0.98	-0.84	-1.08	-0.64	-2.83	
		0.98	1.84	-0.20	-0.91	-1.49	-1.44	-1.56	-1.26	-1.22	-0.68	-2.62	
		0.79	0.99	-0.20	-0.95	-1.38	-1.46	-1.38	-1.39	-1.08	-0.50		
		0.01	0.73	0.04	-1.44	-1.56	-1.67	-1.41	-1.19	-1.20			
			0.58	0.20	-1.38	-1.48	-1.56	-1.28	-1.43				
			0.64	0.44	-1.27	-1.73	-1.72	-1.45	-1.91				
				0.27	-1.50	-1.91	-2.03	-1.41	-3.02				
				0.35	-1.04	-2.45	-2.10	-2.04					
						-2.22	-2.32						

Nombre de points dans la tolérance

-3 %  
3 %  
→ 203 / 296  
68.6 %

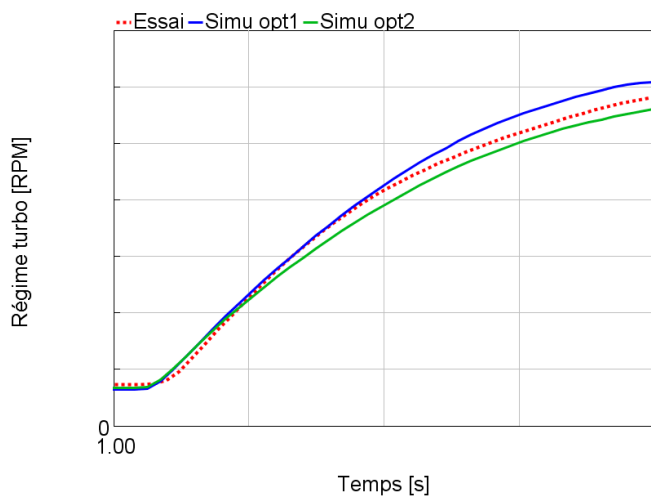
rel. Δ%

GT model-Exp

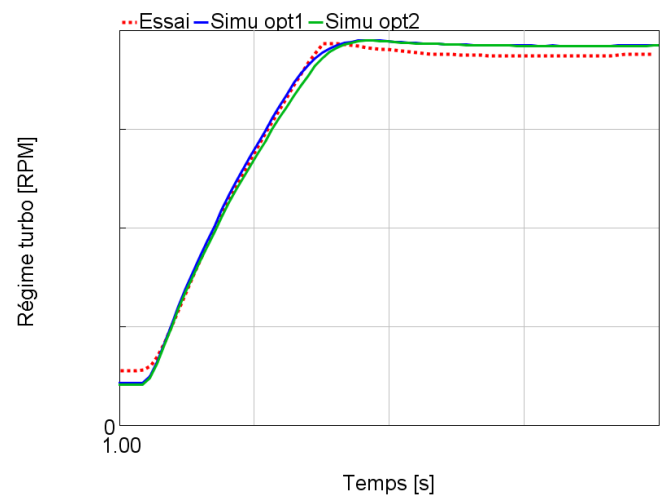
Figure 153 : Rendement volumétrique du modèle optimisé à bas régime - écart relatif entre modèle et essais

Les résultats de cette optimisation sont moins bons que l'optimisation 1 (voir Figure 152). En effet, 68.6% des points présentent moins de 3% d'écart sur le rendement volumétrique contre 79.1% pour l'optimisation 1. On constate toutefois de meilleurs résultats sur le régime de 1200 rpm particulièrement à forte charge.

La Figure 154 compare le régime du turbocompresseur, la pression d'admission et le couple indiqué pour les calibrations issues des optimisations 1 et 2 sur un régime moteur de 1250 rpm (colonne de gauche) et 2250 rpm (colonne de droite).



(a)



(b)

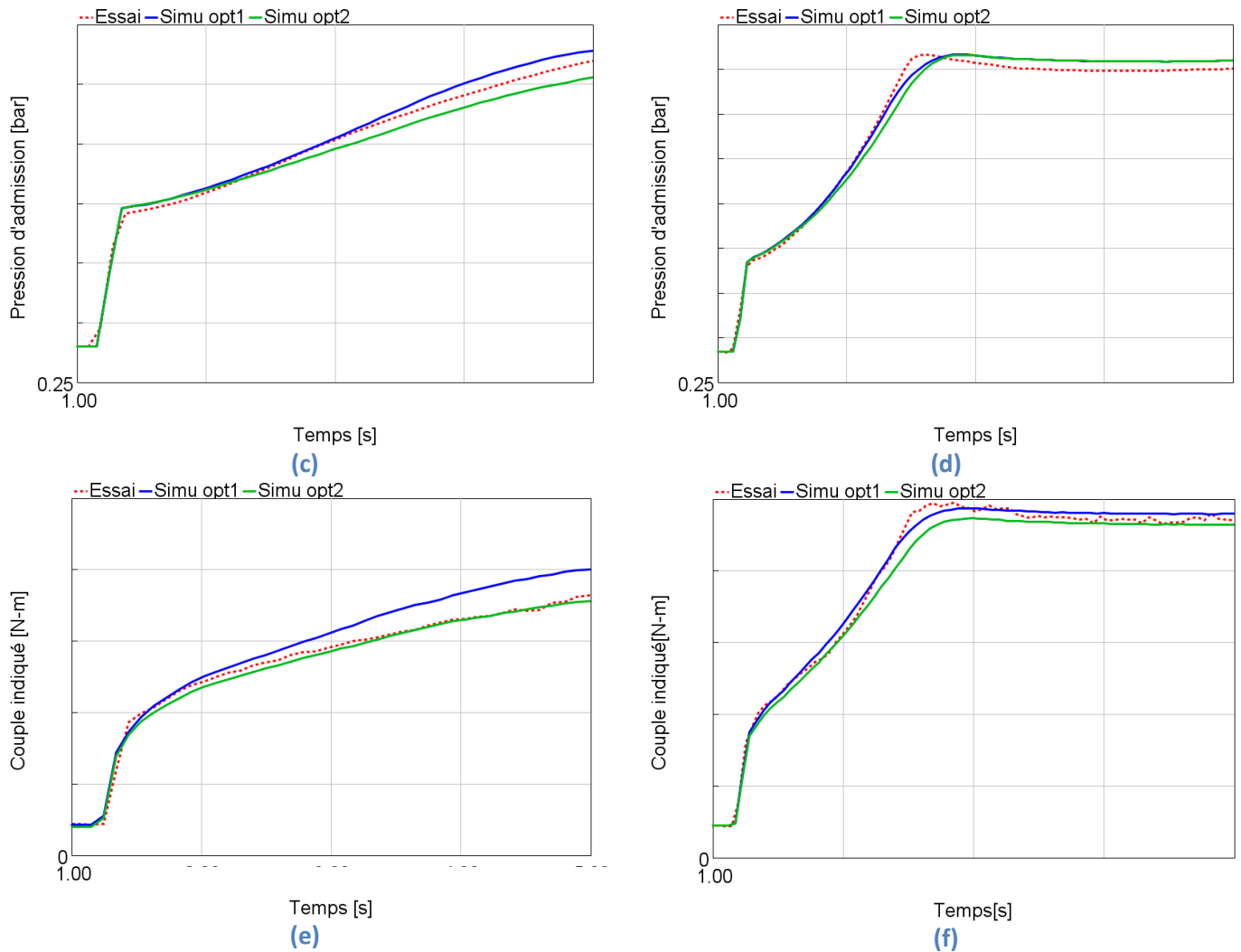


Figure 154 : Impact de la calibration stabilisée sur transitoire à 1250 et 2250 rpm

L'impact de la calibration est visible pour les deux régimes. Les écarts entre les deux calibrations sont plus importants à 1250 rpm mais conduisent dans les deux cas à ralentir la prise de couple du moteur. La corrélation avec les essais à 1250 rpm s'en trouve améliorée puisque l'optimisation initiale menait à une montée trop rapide. L'accord qui était bon à 2250 rpm est par conséquent dégradé et la montée en couple devient trop lente.

Le but de la deuxième optimisation n'était pas d'obtenir une meilleure corrélation quel que soit le régime mais bien de se focaliser sur les faibles régimes. Ce test de calibration alternative permet de montrer l'importance de la calibration du modèle en stabilisé sur les résultats transitoires. Le niveau de précision du rendement volumétrique du modèle est primordial pour capter correctement l'évolution du moteur sur un transitoire.

## 4.5. Déploiement du modèle sur un 2<sup>ème</sup> moteur

Le modèle transitoire développé sur le moteur testé à l’ECN étant jugé satisfaisant, un second modèle a été mis en œuvre pour étudier un autre moteur. Ce dernier est le moteur 3 présenté au 1.2. Ce deuxième modèle permet d’analyser la transposabilité de la méthodologie de modélisation. Le deuxième moteur étudié a suivi une campagne d’essais investiguant différentes stratégies de contrôle des déphaseurs d’arbres à cames (VVT). Cela va permettre de vérifier leur prise en compte par le modèle. À terme cela pourrait permettre d’utiliser le modèle dans la mise au point des stratégies du contrôle moteur.

### 4.5.1. Calibration du modèle stabilisé

En plus des données d’essais propres à la campagne transitoire, un champ d’essai iso partiel était également disponible. Ce champ ne fournit que des points dans le domaine suralimenté.

Un modèle stabilisé du moteur a été développé en se basant notamment sur les méthodologies de transformation des champs turbocompresseur et de calibration présentées aux chapitres 2.3 et 3.4. Ce travail a été principalement effectué par Le Moual, ingénieur au sein du partenariat ECN-Stellantis. Ce modèle sera appelé modèle 2 dans la suite de ce paragraphe. Le modèle du moteur 1 testé à l’ECN sera lui appelé modèle 1.

La Figure 155 présente les écarts relatifs de rendement volumétrique sur le champ iso.

Load	Vol. Eff. Manifold PAITUBAD & TAITUBAD											minimum -2.4		maximum 3.2	
Index	1050	1200	1350	1550	1800	2000	2250	2500	2750	3000	3400	3800	4250	4750	5500
1.11				2.52	2.36	2.49	3.20	3.22	3.14	2.55	2.58	2.54	2.35	3.08	2.95
1.26				1.76	1.95	1.62	2.11	2.06	1.71	1.36	1.76	1.21	1.66	1.19	0.59
1.43				1.70	0.96	0.20	0.95	1.27	1.15	0.77	1.08	0.49	-0.86	-1.61	-1.30
1.57				1.83	0.82	0.34	0.45	0.72	0.84	0.27	0.43	-0.86	-2.39	-1.65	-0.92
1.83				1.78	0.68	-0.03	-0.40	-0.47	-0.96	-1.67	-1.56	-2.15	-1.87	-1.68	
1.92										-2.06	-1.68	-1.60			

Figure 155 : Rendement volumétrique du modèle 2 - écart relatif entre modèle et essais

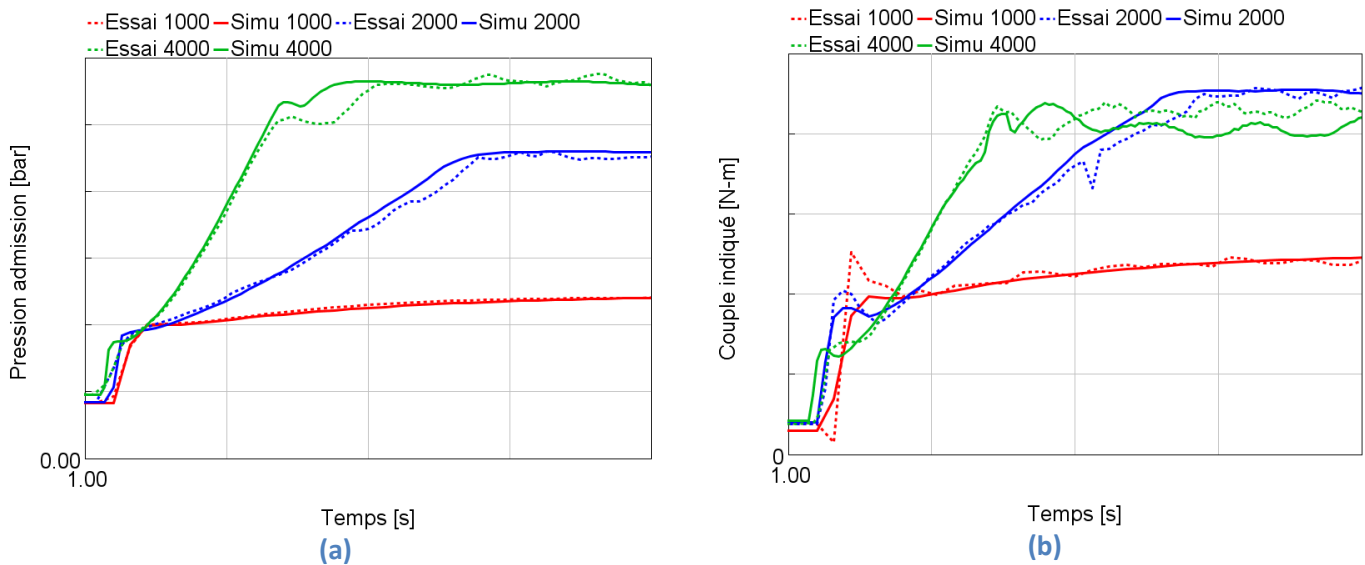
Le niveau de corrélation du rendement volumétrique est très bon sur les points disponibles (93.1% des points dans l’intervalle +/-3%). La simulation de transitoires est donc envisageable.

### 4.5.2. Impact du régime sur les transitoires

Les données des essais transitoires ne comprennent pas d’acquisition de capteurs rapides. En l’absence de données rapides, il n’est donc pas possible de déployer toutes les adaptations de modèle présentées au paragraphe 4.4.

Ainsi la synchronisation et l’adaptation du profil de l’ouverture papillon ne sont pas mises en place. Les caractéristiques du turbocompresseur étant proches, le modèle d’overblown utilise les paramètres du modèle 1. En l’absence de pression cylindre et de données de combustion (CA50, CA10-90) sur les essais transitoires, la combustion est modélisée à l’aide de SITurb. La méthodologie de El hajj [7] est à nouveau utilisée pour la calibration du modèle SITurb sur le champ iso.

La Figure 156 compare les résultats du modèle transitoire avec les essais pour différents régimes moteur, sur des créneaux de pédale.



**Figure 156 : Comparaison essais / modèles de la réponse à un créneau pédale à différents régimes moteur**

La Figure 156 montre un bon accord entre essai et modèle pour les différents régimes moteur au niveau de la pression d'admission et du couple. Les données d'essai ne comportent pas de régime turbocompresseur, seule la pression d'admission peut donner une indication sur le comportement du turbocompresseur. On constate sur les régimes 2000 et 4000 rpm des écarts entre essai et modèle lorsque le WG commence à réguler la pression d'admission en s'ouvrant (autour de  $t=3s$  pour 2000 rpm et  $t=2s$  pour le régime de 4000 rpm). Le transitoire à 1000 rpm conserve la WG complètement fermée pendant tout le transitoire et ne présente donc pas l'écart lié à la différence de dynamique de la régulation WG en essai et simulation. On constate un overshoot de couple après l'ouverture papillon. Ce phénomène est partiellement reproduit par le modèle. Les transitoires effectués sur le moteur à l'ECN ne montraient pas ce genre de comportement qui doit être propre à la stratégie de contrôle de ce deuxième moteur.

#### 4.5.3. Impact des températures de la ligne d'air sur les transitoires

Les essais transitoires de ce deuxième moteur ont étudié l'impact des températures de la ligne d'air. Une comparaison essai / modèle est effectuée pour analyser la prise en compte par le modèle de l'influence de la température sur ce moteur.

La Figure 157 compare les résultats du modèle transitoire avec les essais pour différentes températures, recensées Table 41, à un régime de 3000 rpm.

Cas	LUT	Chaud
Température entrée compresseur	30	70
Température entrée papillon	22	100

**Table 41 : Conditions de température des essais transitoires à 3000 rpm**

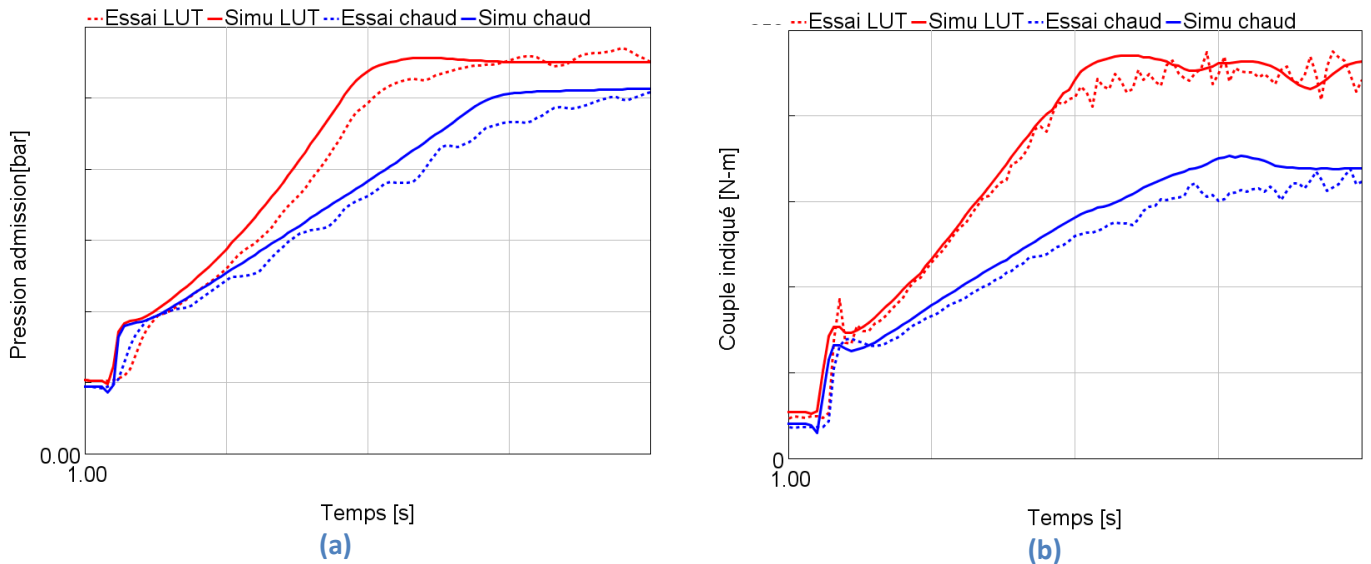


Figure 157 : Comparaison essais / modèle en fonction des températures boucle d’air à 3000 rpm

L’impact des modifications de température est bien pris en compte par le modèle. On constate une montée en pression plus lente de l’essai à l’ouverture du papillon (Figure 157 (a)). On pouvait déjà remarquer ce comportement sur le cas à 4000 rpm de la Figure 156 (a). Ce phénomène semble donc se produire plutôt à haut régime. Une mauvaise dynamique de l’ouverture papillon pourrait expliquer ces différences. Pour rappel, la dynamique de l’ouverture papillon n’a pas pu être vérifiée en l’absence d’acquisition de pression rapide. Le couple du cas LUT est bien reproduit par le modèle alors qu’il y a un écart au niveau de la pression d’admission. Concernant le cas chaud, l’écart observé sur la pression est bien répercuté sur le couple.

La Figure 158 compare les résultats du modèle transitoire avec les essais pour différentes températures entrée compresseur et entrée papillon à un régime de 2000 rpm. Deux versions alternatives du modèle sont présentées. La cible pour la régulation de la pression varie entre les deux versions. La Table 42 indique les niveaux de températures des trois configurations présentées.

Cas	Nominal	LUT	Chaud
Température entrée compresseur	25	25	65
Température entrée papillon	25	35	95

Table 42 : Conditions de température des essais transitoires à 2000 rpm

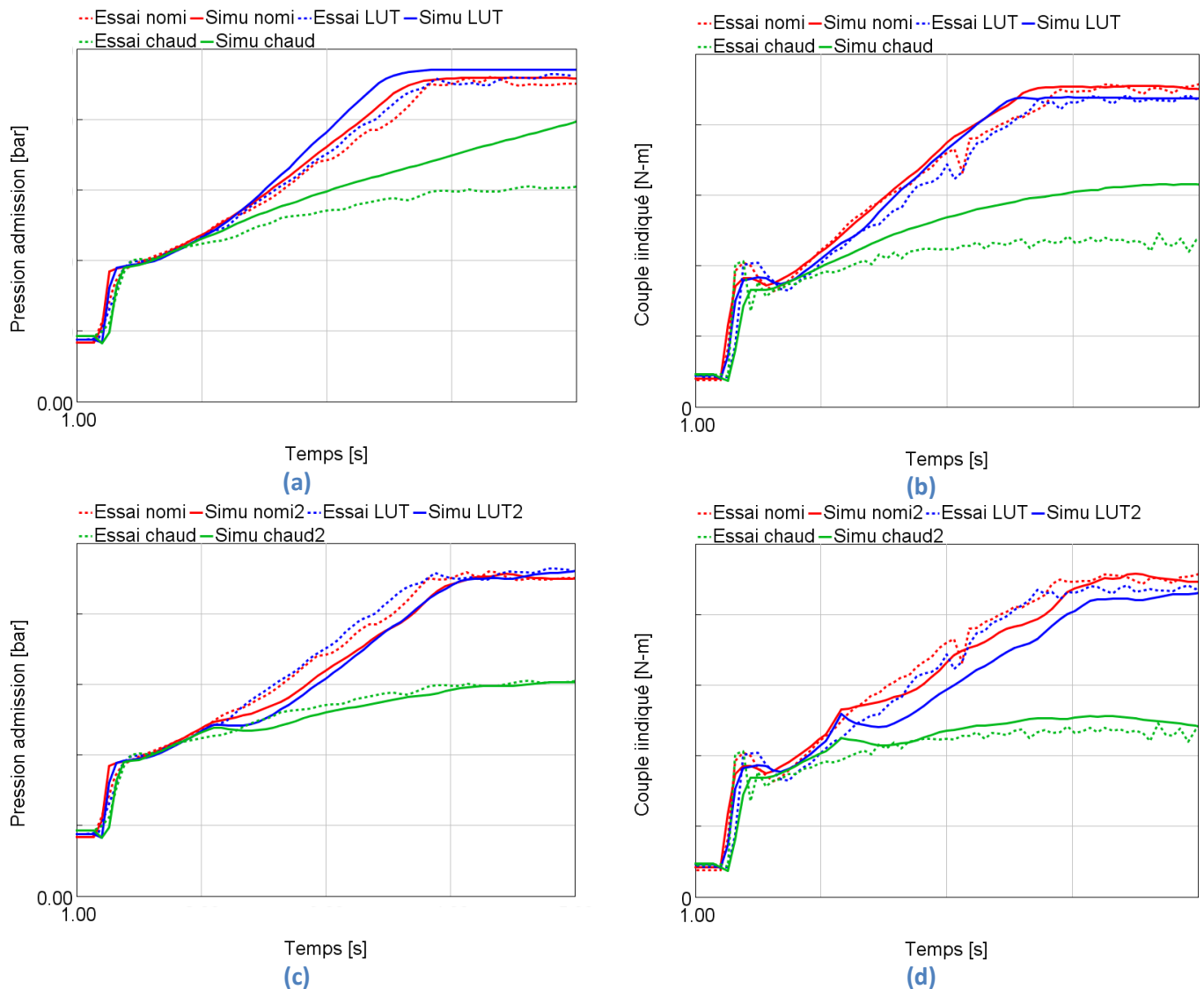


Figure 158 : Comparaison essais / modèle en fonction des températures boucle d'air à 2000 rpm

La Figure 158 (a) et la Figure 158 (b) présentent les résultats du modèle avec régulation standard de la WG : un PID vise la pression cible du contrôle moteur. La Figure 158 (c) et la Figure 158 (d) concernent un modèle utilisant directement la mesure de la pression d'admission comme cible du PID. Le modèle reproduit bien qualitativement l'impact des modifications de température à 2000 rpm. Le modèle utilisant la régulation classique de la WG montre un écart important de pression dans le cas chaud. La différence de pression entre le cas chaud et les cas nominal ou LUT paraît trop importante pour être uniquement liée à la température. La deuxième version du modèle qui régule la WG en visant directement la pression relevée en essai permet de montrer qu'avec le bon niveau de pression, le couple du cas chaud est plus proche de sa valeur d'essai. Le PID conduit dans cette version du modèle à un décrochement des pressions et couples peu après  $t=2s$ . On constate, comme sur les cas à 3000 rpm, des écarts entre essais et simulations sur le couple ou la pression mais la réponse qualitative du modèle est satisfaisante.

#### 4.5.4. Impact de la calibration du moteur sur les transitoires

Les essais transitoires, conduits par Stellantis, ont testé différentes calibrations des VVT et de l’allumage. Ce genre d’étude n’avait pas été réalisé sur le premier moteur à l’ECN. La simulation de ces cas permet donc d’étudier la réponse du modèle à la modification de nouveaux paramètres.

La Figure 159 compare, sur deux transitoires à 2000 rpm et températures nominales, la pression d’admission et le couple pour différentes calibrations.

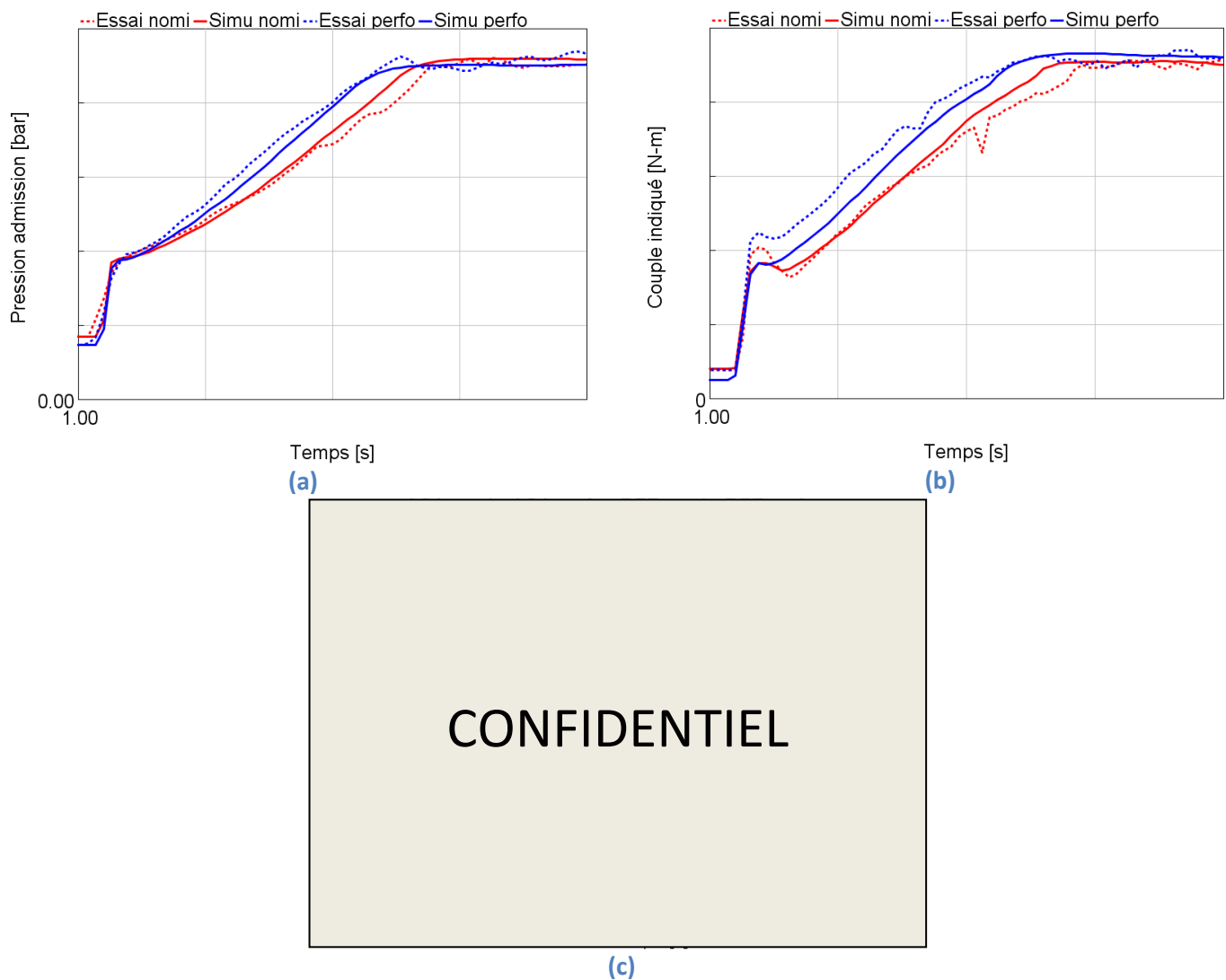


Figure 159 : Impact des stratégies de contrôle moteur à 2000 rpm, (a, b) comparaison essais / modèles, (c) stratégies de calage des actionneurs moteurs

La Figure 159 (c) détaille l’AOA, le RFE et l’AA en fonction de la stratégie de calage utilisée, nominale ou performance. Les essais comme les simulations montrent bien une montée en pression admission et en couple plus rapide avec la stratégie de calage performance.

Le modèle répercute bien l’influence de la stratégie de calage sur la pression d’admission et le couple moteur. L’effet observé en simulation est plus faible que celui en essai. La simulation sur le cas nominal conduisait déjà à un écart de couple au moment de la réponse atmosphérique à l’ouverture du papillon. L’écart sur le cas utilisant la stratégie performance est accentué et la simulation conserve un écart de couple sur toute la durée de la montée en couple. Cet écart pourrait être lié au profil et au



phasage de l'ouverture du papillon comme à l'overblown du compresseur. Il n'est pas possible d'étudier rigoureusement ces hypothèses en l'absence de donnée d'essai haute fréquence.

Le niveau de corrélation entre essai et modèle est légèrement moins bon que celui observé sur le modèle 1. Cela s'explique en partie par l'impossibilité de déployer les améliorations liées aux acquisitions hautes fréquences. Le modèle répond cependant de façon satisfaisante aux différentes sollicitations. L'influence du régime et des températures est qualitativement bien prise en compte comme pour le modèle 1. L'influence des VVT avait été explorée en stabilisé au chapitre 3.4.1 via la simulation d'une partie de la série P. L'impact en transitoire n'avait pas pu être étudié avec le modèle 1 en l'absence d'essai spécifique. Le modèle 2 permet d'étudier ce point et montre que la calibration du moteur est également bien prise en compte en transitoire. Cela ouvre la voie au recours à la modélisation lors de la mise au point moteur, y compris pour les phases transitoires.

*L'étude du fonctionnement transitoire d'un MCI présentée dans ce chapitre a conduit à des apports, aussi bien sur le plan de la compréhension physique des phénomènes que sur la modélisation.*

*L'influence de la thermique a ainsi été caractérisée expérimentalement et pu être reproduite par le modèle moteur. La thermique de la boucle d'air d'admission joue un rôle important sur la prise de couple. En entrée compresseur, une température plus élevée conduit à un besoin de puissance plus important au niveau du compresseur du fait de la densité plus faible de l'air. A iso régime turbocompresseur, la pression d'admission est donc plus faible et le couple moins important.*

*En entrée papillon, la température influe directement sur le rendement volumétrique. Une température plus élevée conduit à un remplissage plus faible des cylindres. Le rapport du mélange air / essence étant fixé, la puissance est limitée par une quantité de carburant plus faible. La montée en régime du turbocompresseur est aussi affectée. L'influence de la température entrée papillon est plus importante que celle de la température entrée compresseur.*

*Le comportement thermique au niveau des parois a également été étudié. L'inertie des parois conduit clairement à une différence de températures entre essais transitoire et stabilisé. Le temps de stabilisation thermique des essais transitoires varie en fonction des zones du moteur. L'ordre de grandeur est d'environ 50 s.*

*Le modèle a permis de reproduire en partie cet aspect. Le temps de montée en température des parois est qualitativement modélisé en dépit des limitations du modèle déjà constatées en stabilisé au chapitre précédent. L'impact des températures parois sur la prise de couple a pu être étudié grâce au modèle. Il s'avère que la thermique des parois joue principalement sur les performances après la prise de couple du moteur. La vitesse du transitoire en tant que telle n'est pas affectée. Ce résultat n'était pas forcément attendu. La montée en régime du turbocompresseur est peu sensible aux écarts de température en entrée turbine (environ 100°C liés à la différence de température paroi) mais dépend fortement du débit et donc du rendement volumétrique.*

*L'objectif de ce travail de thèse est d'obtenir un modèle unique décrivant correctement le rendement volumétrique du moteur sur l'ensemble de son domaine de fonctionnement en se basant uniquement sur un champ iso. La simulation des phases transitoires a permis de mettre en évidence la bonne réponse du modèle, a minima de façon qualitative, aux variations de températures et de régimes sur des prises de charge. Le modèle a montré de bons niveaux de corrélation, tant sur la montée en pression en entrée plénum que sur le couple. L'importance de la précision de l'évaluation par le modèle du rendement volumétrique sur le champ iso a également été soulignée. Afin d'obtenir de meilleurs résultats en transitoire, il pourrait être nécessaire d'utiliser différentes calibrations ou de rendre les paramètres de calibration dépendants au régime et / ou à la charge. L'étude d'un deuxième moteur a permis de confirmer la bonne prise en compte de la thermique boucle d'air en transitoire. Les tests sur ce moteur ont également démontré la capacité du modèle à prendre en compte correctement l'influence de la calibration du moteur.*

*L'utilisation du modèle pour étudier et établir des stratégies de contrôle du moteur en transitoire est donc réaliste au vu des différents résultats présentés dans ce chapitre.*

*La modélisation a également permis de mettre en évidence le fonctionnement particulier du compresseur au moment de l'ouverture papillon. En effet, l'appel de débit force alors l'écoulement dans le compresseur et le conduit à fonctionner à un taux de compression inférieur à 1. Des études plus poussées sur ce phénomène et sa modélisation seraient intéressantes et pourraient conduire à des modifications d'architecture pour optimiser le temps de réponse du turbocompresseur et du moteur en général.*

## 5. Vers une prise en compte de la thermique sous-capot

*L'influence des transferts thermiques sur la ligne d'air d'un moteur suralimenté a été étudiée au niveau du turbocompresseur puis sur l'ensemble du moteur dans les chapitres précédents. Les caractérisations sur les bancs turbocompresseur et moteur ont permis de développer des méthodologies améliorant la représentativité de la modélisation du modèle GT. Le chapitre 3 a aussi mis en évidence les échanges thermiques entre le moteur et son environnement. En effet, le bilan d'énergie montre qu'environ 5% de l'énergie contenue dans le carburant est dissipée dans la cellule d'essai en régime permanent. Il est aussi impératif de calibrer la convection au niveau de l'admission pour modéliser correctement le rendement volumétrique du moteur. Le chapitre 4 a lui vérifié le bon comportement du modèle en transitoire pour différentes conditions thermiques cherchant à reproduire des cas particuliers rencontrés sur véhicule.*

*Ce chapitre s'intéresse à la prise en compte des transferts thermiques à l'échelle du véhicule. En exploitant des essais menés sur le banc véhicule de l'ECN, nous verrons que l'environnement confiné sous-capot impacte la thermique de la ligne d'air et donc le fonctionnement du moteur. Ce chapitre constitue une ouverture vers la prise en compte de la thermique sous-capot sans prétendre la traiter exhaustivement. Ce sujet constitue un domaine à part entière du développement d'un véhicule et de la modélisation associée.*

De nombreux auteurs s'intéressent à l'optimisation du thermo-management du sous-capot. Khaled [102] en effectue une revue et classe les différents organes en fonction de leurs impacts. Les éléments les plus importants du point de vue de la thermique sous-capot sont les entrées et sorties d'air, les différents échangeurs en face avant et les sources de chaleur (moteur, turbocompresseur et collecteur d'échappement). Les points de fonctionnement les plus contraignants sont les points à forte puissance et vitesse réduite (remorquage en montagne par exemple)[91] mais aussi les points au ralenti voire moteur éteint, pour lesquels il n'y a plus de convection liée à la vitesse du véhicule. Des essais en soufflerie sont utilisés pour caractériser les différents phénomènes intervenant dans l'environnement exigü et complexe qu'est le sous-capot. Ils permettent aussi de constituer des bases de données pour le développement et la validation des moyens de modélisation. L'utilisation de calcul CFD pour le calcul des écoulements est effectivement largement développée [103], [104], [105]. Un couplage avec des codes 1D calculant les flux en provenance des échangeurs et des sources chaudes du sous-capot peut également être mis en œuvre [106].

Différents objectifs parfois contradictoires sont visés par le thermo-management. Certains cherchent à réduire les consommations des accessoires (pompe à eau, Groupe Moto Ventilateur (GMV), compresseur de climatisation, etc.) [106], [107], [108]. D'autres s'intéressent à réduire le temps de montée en température moteur [109]. La réduction de la traînée due à l'écoulement dans le sous-capot tente de minimiser les entrées d'air quand la fiabilité des éléments réclame des températures basses et donc davantage d'air de refroidissement [105], [110].

Khaled [111] réalise des essais en soufflerie pour caractériser les transferts radiatifs et convectifs. Il met également en évidence que certains composants sont réchauffés par l'air du sous-capot quand d'autres éléments sont refroidis. C'est la prise en compte de ce genre de phénomènes au niveau de la boucle d'air qui est plus particulièrement étudiée dans ce chapitre.

## 5.1. Présentation du banc véhicule et de l'instrumentation

Le banc d'essais véhicule est constitué de quatre freins ROTOTEST permettant de reproduire la résistance à l'avancement du véhicule. Une vue d'ensemble du banc est présentée sur la Figure 160.



Figure 160 : Banc d'essai véhicule

Une soufflerie asservie à la vitesse véhicule permet quant à elle de s'approcher des conditions aérodynamiques d'un sous-capot sur route. L'instrumentation du moteur est très proche de l'instrumentation du moteur 1 présentée au chapitre 1.2. Le sous-capot est lui largement instrumenté en thermocouples afin de mesurer les températures d'air et de peau à la surface des composants. Des sondes Pitot et des anémomètres permettent également de mesurer des vitesses d'air en différentes positions. La Figure 161 montre une partie de l'instrumentation du sous-capot.

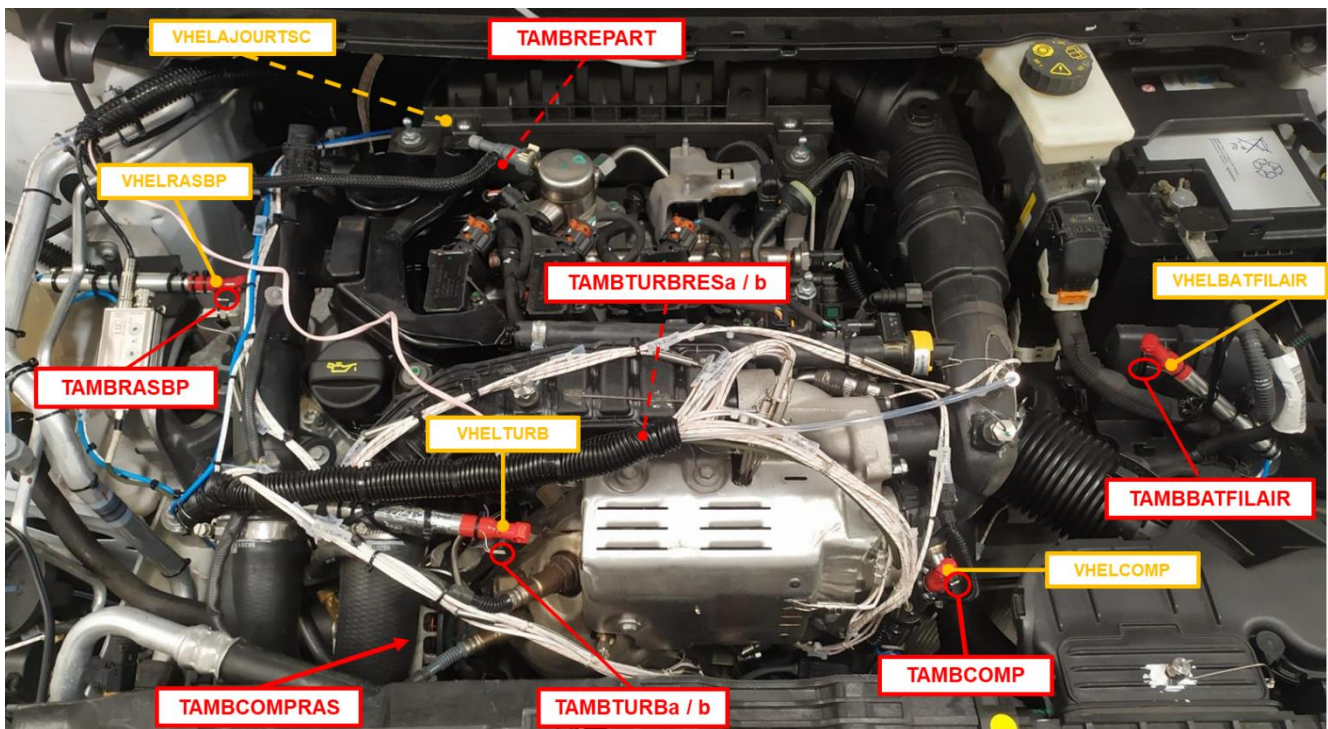


Figure 161 : Instrumentation sous-capot



La Figure 162 présente l'implantation des anémomètres en aval du GMV.

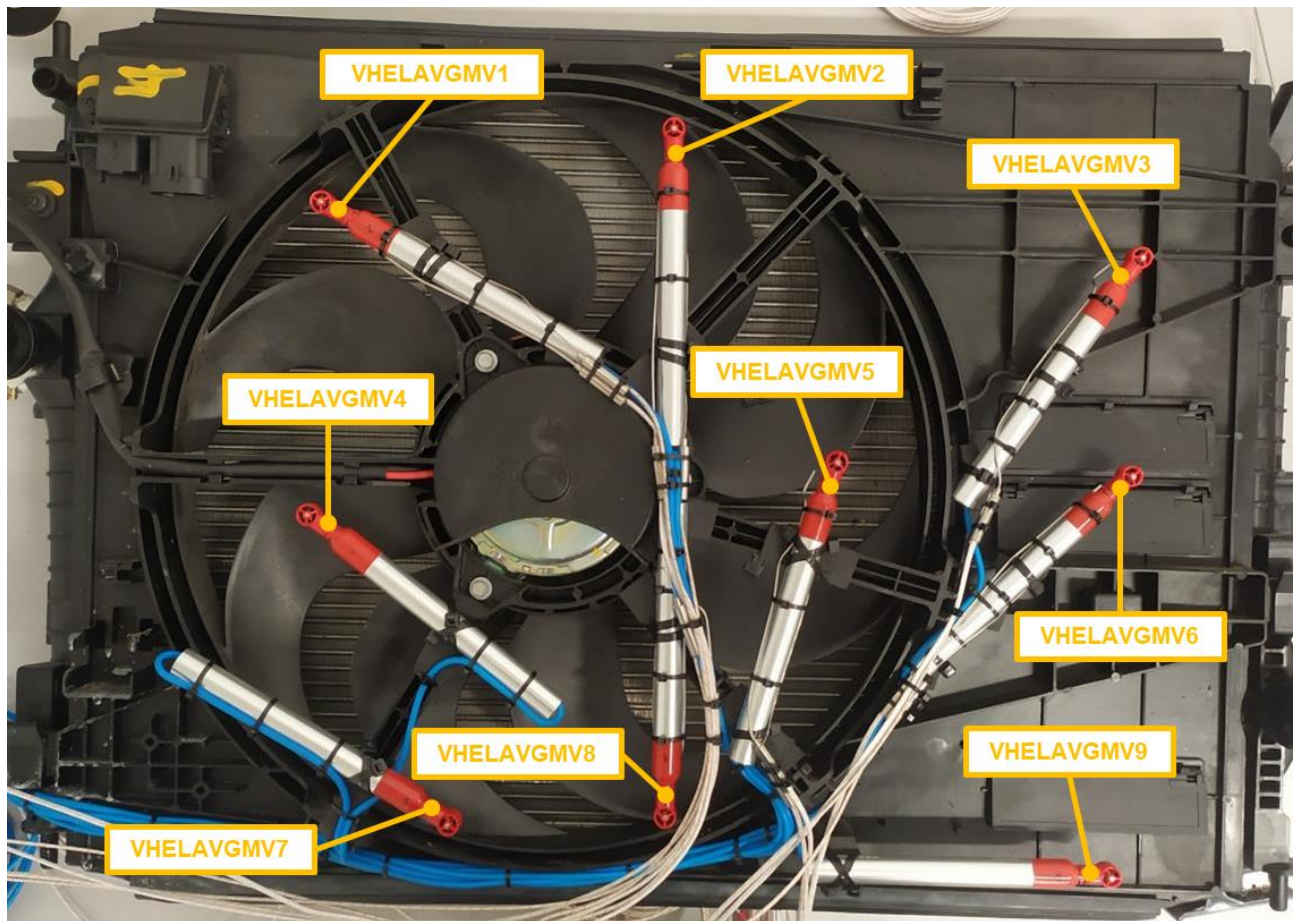


Figure 162 : Instrumentation en aval du GMV

La Figure 163 détaille l'instrumentation du compresseur qui comporte en plus du capteur de vitesse des thermocouples de peau et dans la matière.

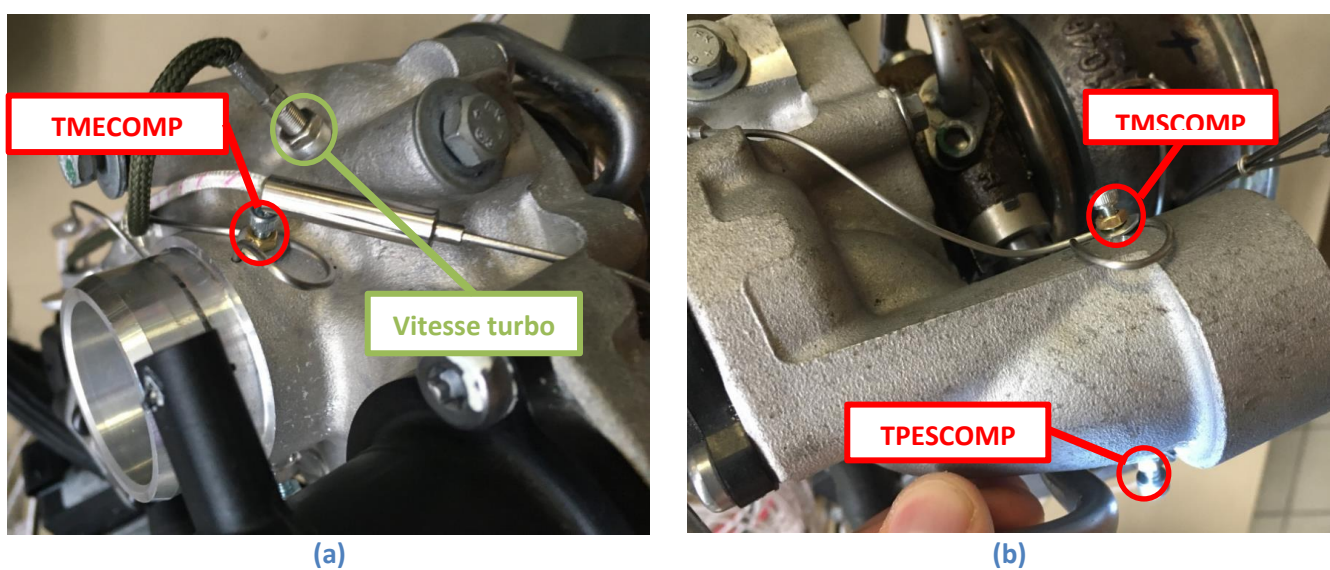


Figure 163 : Instrumentation compresseur

## 5.2. Comparaison essais / modèle

### 5.2.1. Essai à régime constant

Différents types d'essais sont réalisés sur le véhicule. Les premiers essais consistent à faire varier la charge entre deux niveaux pour un régime moteur donné. Ces essais à régime fixe permettent de limiter le nombre de paramètres à prendre en compte pour le développement du modèle. Chaque palier de charge est maintenu jusqu'à la stabilisation thermique du sous-capot. Des variations de vitesse du GMV sont également effectuées afin d'étudier l'impact de la ventilation sur la convection et la thermique sous-capot. Des premiers essais menés avec différentes vitesses de GMV ont montré que la température ambiante de la cellule jouait de façon non négligeable sur la vitesse de rotation du turbocompresseur (besoin de plus ou moins de puissance pour compenser la variation de la densité de l'air). Afin de minimiser ce phénomène, la variation de vitesse GMV est réalisée sur le même essai plutôt qu'entre différents essais. Cela permet d'observer les effets de la vitesse GMV sans modification (ou relativement limitée) des conditions de température ambiante. Un exemple de profil d'essai est donné en Figure 164.

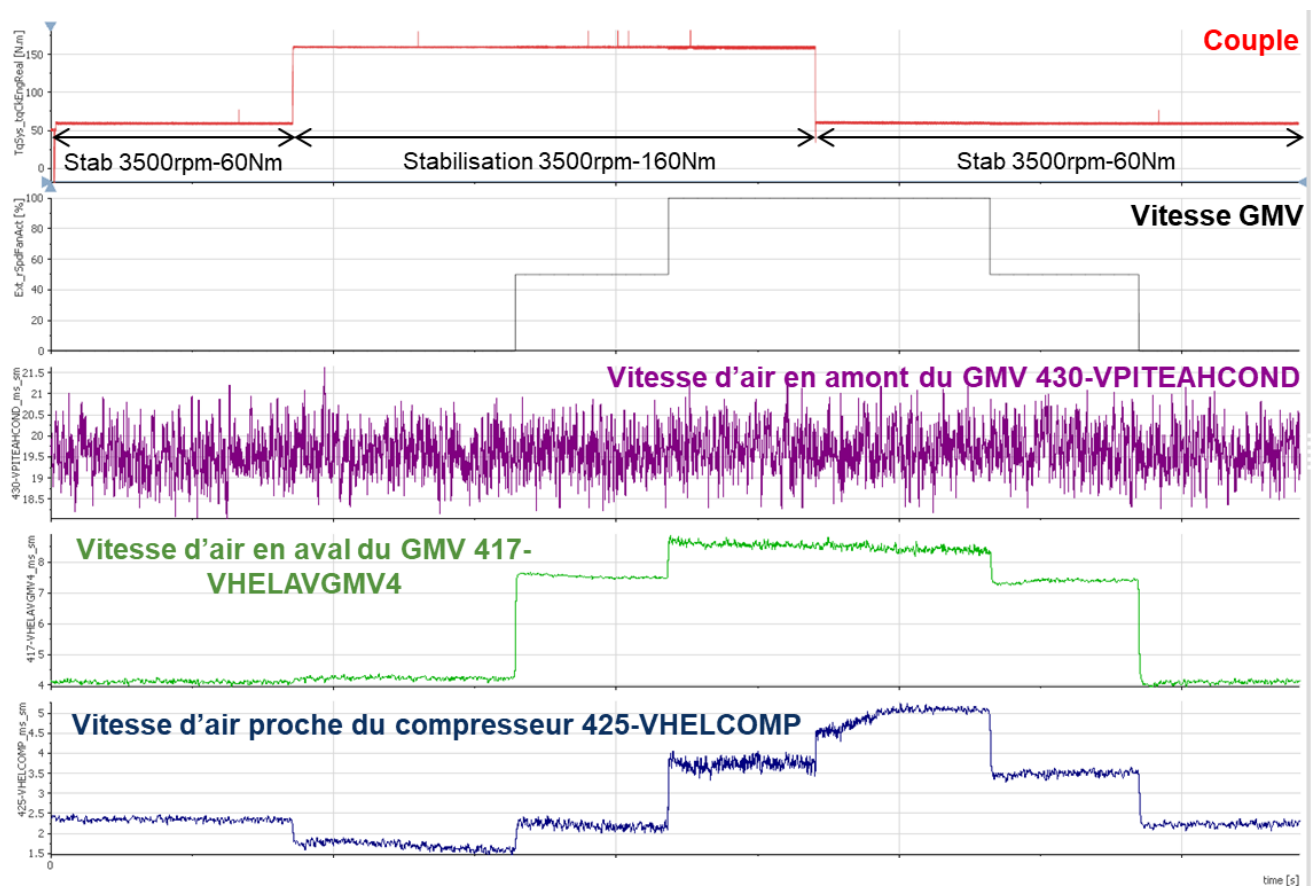


Figure 164 : Exemple d'un essai véhicule

La durée de stabilisation des plateaux de charge est de l'ordre de 1000s. Le couple et la vitesse GMV sont contrôlés, les trois vitesses d'air tracées sont des mesures en différentes positions. En amont du GMV la vitesse dépend de la vitesse du véhicule, le régime moteur étant stable, cette vitesse est constante (fluctuations liées à la mesure et perturbation dans la cellule d'essai autour d'une valeur



moyenne). La vitesse d'air en aval du GMV et près du compresseur dépend très clairement du niveau de vitesse du GMV mais aussi de la charge du moteur.

La durée des essais sur véhicule ne permet pas d'envisager des simulations avec le modèle moteur complet. Les chapitres précédents ont permis de montrer que le modèle répondait correctement aux variations de températures. Il est donc possible de considérer uniquement un modèle de ligne d'air pour cette étude. L'objectif sera alors de reproduire correctement la température mesurée en entrée papillon.

La simulation est réalisée en deux parties comme pour les transitoires moteur :

- Un premier cas initialise correctement le modèle en mode stabilisé en considérant la fin du premier plateau expérimental
- Un deuxième cas réalise une simulation transitoire de la prise de charge et du retour à faible charge

Les conditions limites de ce modèle sont la température d'air au niveau de l'entrée d'air et la pression atmosphérique en entrée. Le débit d'air est imposé en sortie au niveau du papillon. Ce débit est issu d'une estimation du contrôle moteur puisqu'il n'y a pas d'analyse des gaz ni de balance à carburant permettant de calculer la richesse et le débit sur le banc véhicule. Le régime du compresseur doit également être imposé car il n'y a pas de turbine dans le modèle pour l'entraîner. La température en sortie du RAS est imposée comme dans le modèle moteur complet.

Le modèle est développé par étapes afin de recalibrer les transferts thermiques sur des portions de ligne. Dans un premier temps, les températures parois externes des composants sont imposées par zones en fonction des mesures disponibles. Cela permet de calibrer correctement l'échange entre la paroi et l'air à l'intérieur de la ligne.

La Figure 165 présente l'évolution des températures paroi mesurées le long de la ligne d'air.

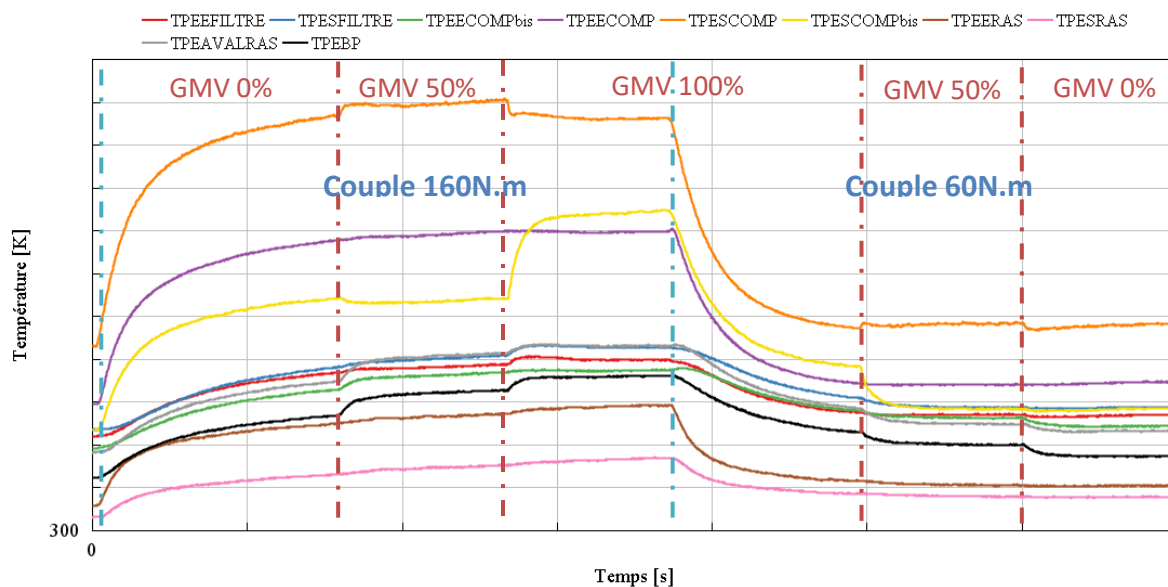


Figure 165 : Evolution des températures paroi mesurées le long de la ligne d'air

Les différentes températures de paroi externe (TPE) sont nommées en fonction de la localisation (Entrée, Sortie) des différents composants de la ligne d'air. Ainsi TPEEFILTRE est la température paroi externe mesurée sur l'entrée du filtre. Pour le compresseur, les températures annotées bis sont mesurées sur l'élément de conduite en plastique aux bornes du compresseur alors que TPECOMP et TPESCOMP sont mesurées sur le corps métallique du compresseur. On constate qu'en fin d'essai les températures sont toutes plus importantes qu'à la fin du premier palier (à  $t=10s$  sur la Figure 165) pourtant réalisé dans les mêmes conditions de charge et de ventilation. La température paroi en sortie compresseur est la plus élevée du fait de l'élévation de la température de l'air lors de sa compression. Les composants de la ligne d'air sont soumis à d'importants gradients de température, 90K entre l'élément le plus froid et le plus chaud à forte charge et 40K à faible charge.

La Figure 166 trace les évolutions des températures mesurées des parois, d'ambiance et d'air à l'intérieur des conduits entre le filtre à air et la sortie compresseur.

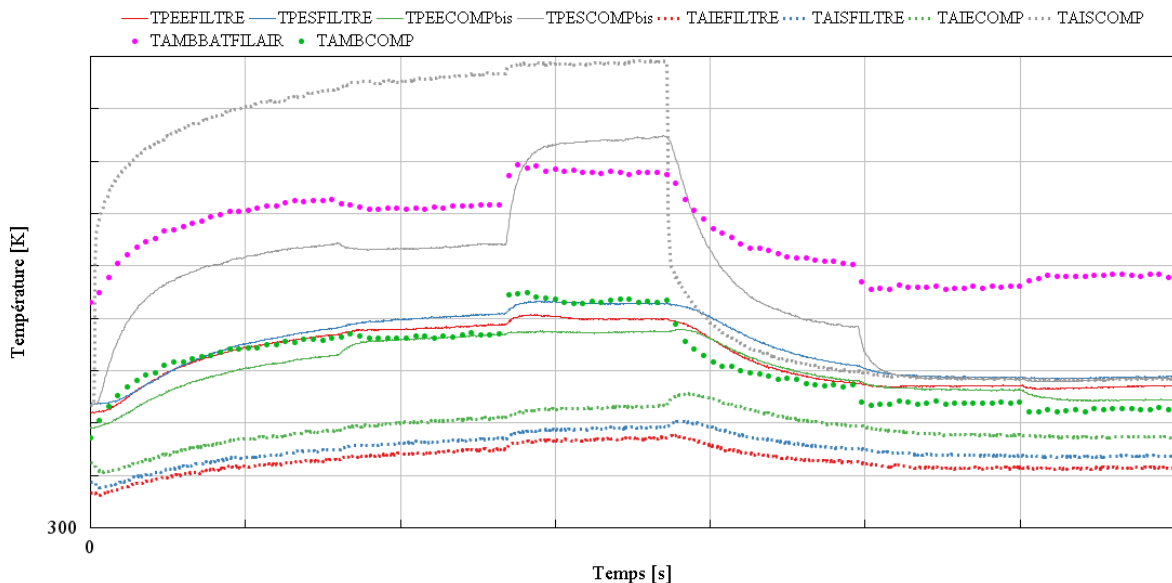
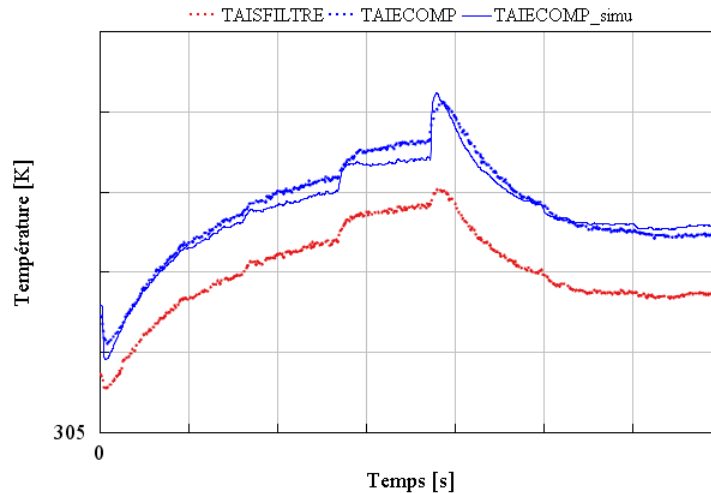


Figure 166 : Evolution des températures entre l'entrée filtre et la sortie compresseur

On remarque que les températures parois ont, du fait de l'inertie de la matière, des variations moins rapides que celles de l'air ambiant ou de l'écoulement interne. Jusqu'à l'entrée du compresseur, l'air de la ligne d'air est plus froid que les parois et se trouve donc réchauffé par celles-ci. On peut également constater que la température de la paroi en entrée compresseur est légèrement supérieure à celle mesurée dans l'ambiance proche du compresseur (TAMBCOMP) sur les faibles niveaux de charge. A forte charge, c'est l'air qui réchauffe les parois en sortie du compresseur. L'activation du GMV à 50% conduit à une légère baisse de température de la paroi et de l'ambiance au niveau de la sortie compresseur. Le passage à 100% du GMV conduit lui à une augmentation de ces températures. La température d'ambiance du compresseur augmente quand la température paroi de sortie augmente. On constate le phénomène inverse lorsqu'à faible charge le GMV passe de 100 à 50%. La température d'ambiance proche de la batterie évolue de façon similaire. L'augmentation de la vitesse de ventilation ne conduit donc pas nécessairement à un meilleur refroidissement de l'ensemble du

sous-capot. Le GMV est en priorité destiné à augmenter le flux d'air sur le radiateur afin d'augmenter l'échange thermique. La chaleur évacuée transite alors dans l'air du sous-capot.

En se basant sur les différents capteurs de température d'ambiance et de vitesse, l'échange convectif est ensuite paramétré dans le modèle pour reproduire dans un premier temps l'augmentation de température de la ligne d'air entre la sortie filtre à air et l'entrée compresseur. La comparaison entre l'essai et la simulation est tracée sur la Figure 167.



**Figure 167 : Comparaison de l'évolution des températures mesurées et calculées en entrée compresseur**

La température en sortie du filtre est imposée dans ce modèle, seule la mesure expérimentale est donc tracée. Le modèle réussit à reproduire partiellement l'augmentation de température le long de la ligne d'air. Malgré l'instrumentation conséquente du sous-capot, il n'est pas possible d'avoir un couple [température d'ambiance – vitesse] tout le long de la ligne. Deux zones de convection sont définies dans ce cas. A forte charge, l'augmentation de la température est sous-évaluée alors qu'elle a tendance à être surestimée à faible charge (après  $t=1850s$ ). Il n'est pas évident d'identifier clairement la raison de ce comportement : les conditions de convection externe et interne sont modifiées lors du changement de charge. Le recalage de la convection interne et externe utilise un coefficient fixe qui multiplie le coefficient de convection issu de la loi de Colburn (voir 1.4.2.2). Le besoin de recalage montre bien que cette loi n'est pas parfaitement adaptée et un coefficient dépendant du débit pourrait être nécessaire. Bannister [100] montre également que la corrélation entre  $Nu$  et  $Re$  varie en fonction de la géométrie des conduites.

Une fois la température d'air entrée compresseur jugée satisfaisante, la température en sortie de compresseur est étudiée. Deux versions (alternatives) de modèles sont comparées :

- Simulation 1 : modèle considérant le modèle compresseur avec la méthodologie de correction du champ (voir 2.3)
- Simulation 2 : modèle considérant le modèle compresseur avec inertie thermique développé dans le chapitre 4.4.3

Le modèle avec inertie thermique utilise la température ambiante mesurée sous l'écran thermique du turbocompresseur (TAMBECRANTURB) ainsi que la vitesse mesurée en aval du GMV à proximité du

turbocompresseur (VHELGMV2) pour paramétrer les échanges thermiques de convection et rayonnement. Ces deux mesures sont tracées sur la Figure 168 (a). La vitesse du GMV et la charge influencent significativement la température sous l'écran du turbocompresseur.

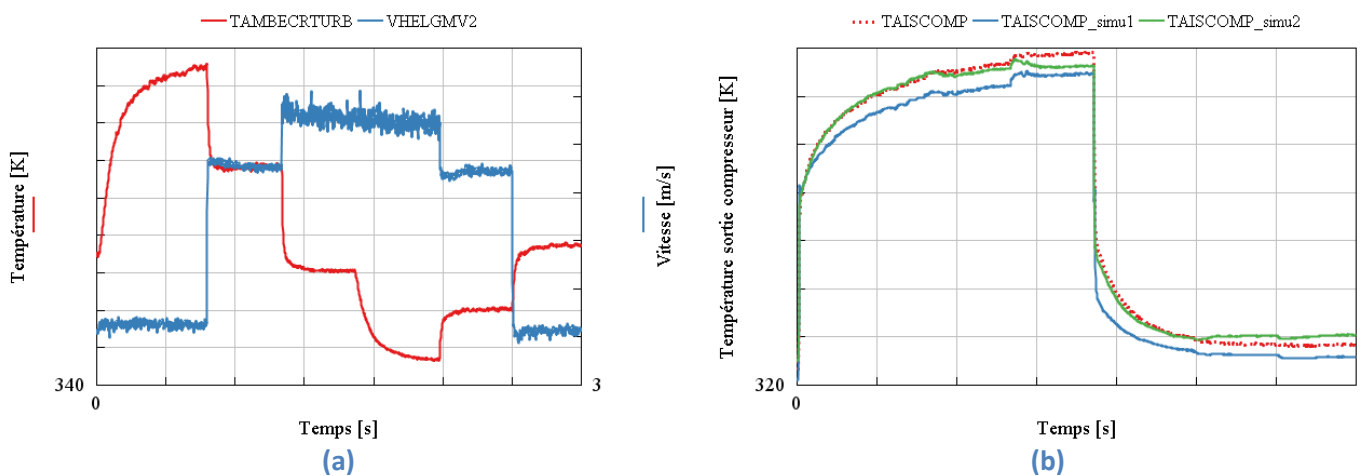


Figure 168 : Conditions ambiantes à proximité du turbocompresseur (a), Comparaison de l'évolution des températures mesurées et calculées en sortie compresseur (b)

La Figure 168 (b) compare les résultats des deux modèles pour la température en sortie de compresseur (TAISCOMP). Le modèle avec inertie thermique permet une nette amélioration de la température en sortie compresseur. Sur les essais transitoires (4.4.3), ce modèle n'avait pas montré de réel intérêt au vu de la rapidité du transitoire. Il s'avère ici bien adapté pour capter le rôle de l'inertie sur le phénomène lent de stabilisation thermique.

### 5.2.2. Essai transitoire au ralenti

Un deuxième type d'essai est ensuite réalisé. Le régime moteur est maintenu à un régime et couple constants, 3000 rpm et 170Nm dans le cas présenté ici, jusqu'à stabilisation thermique. Le véhicule est ensuite ramené à vitesse nulle, le moteur au ralenti et l'évolution de la thermique est analysée. Malgré le moteur au ralenti, l'absence de convection liée à la vitesse du véhicule et l'inertie thermique du moteur conduisent alors à l'échauffement du sous-capot. La simulation est une nouvelle fois réalisée en deux temps pour l'initialisation puis le transitoire. La partie transitoire commence à la fin du plateau stabilisé à 3500 rpm.

L'évolution de la température au niveau du filtre à air est surprenante pendant ce type d'essais. La Figure 169 présente l'évolution des températures au niveau du filtre à air.

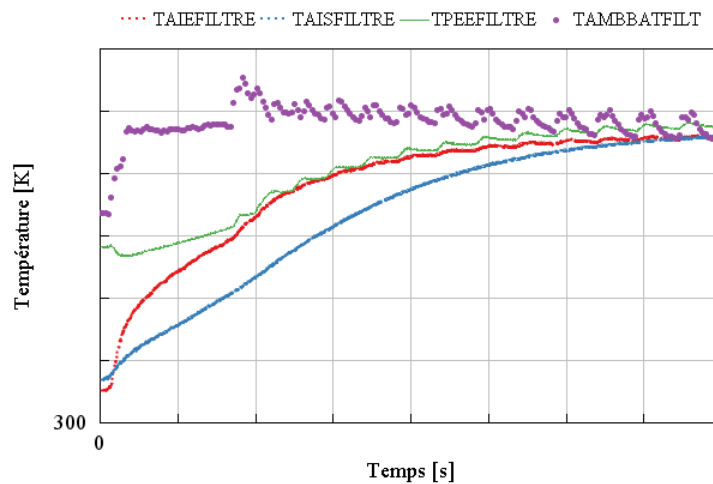


Figure 169 : Evolution des températures au niveau du filtre à air

Sur le palier stabilisé (avant  $t=10s$ ), l'air est réchauffé lors de son passage dans le filtre à air et TAISFILTRE est plus élevée que TAIEFILTRE. Ceci s'explique par les températures d'ambiance et de paroi du filtre plus élevées que la température de l'air à l'entrée. Une fois le moteur au ralenti, on observe une augmentation rapide de la température entrée filtre et de l'ambiance. La température de sortie filtre augmente beaucoup plus lentement et devient plus faible que celle en entrée, la paroi du filtre est pourtant toujours plus chaude. La cartouche filtrante pourrait par son inertie conduire à ce genre de comportement. Cette hypothèse est étudiée dans le chapitre 5.2.3.

La Figure 170 compare, pour trois versions de modèles, l'évolution de la température en entrée compresseur en imposant la température sortie filtre à air :

- La simulation 1 utilise le modèle développé sur le premier type d'essai (voir Figure 167).
- La simulation 2 prend en compte la vitesse d'air sous-capot négative pour le calcul de la convection (la vitesse était jusqu'ici bornée à zéro). L'analyse des anémomètres montre effectivement que la direction du flux d'air peut s'inverser en l'absence de vitesse véhicule (soufflerie simulant la vitesse coupée).
- La simulation 3 reprend la configuration de la précédente mais divise par 2 le coefficient de recalage de la convection interne.

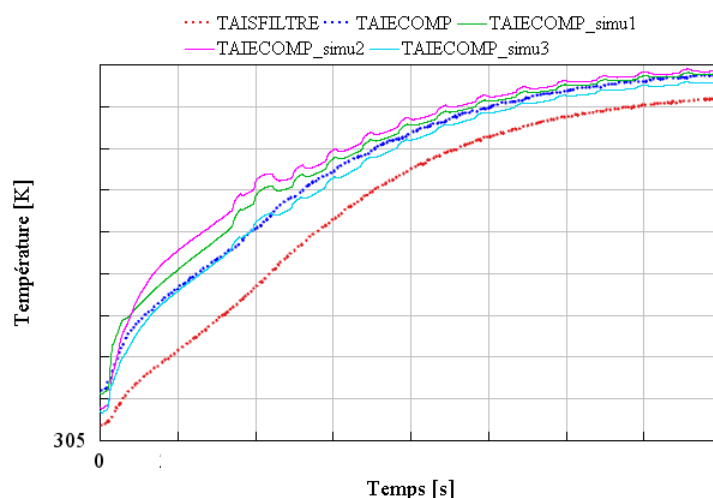


Figure 170 : Comparaison de l'évolution de la température en entrée compresseur pour différentes versions du modèle

On peut observer que pour les trois versions, l'activation du GMV conduit à une oscillation de température sur la simulation qui est plus marquée que sur l'essai. La version 3 conduit aux meilleurs résultats. Comme évoqué précédemment, le coefficient de recalage de la loi de Colburn pourrait nécessiter un niveau variable en fonction du débit dans la ligne d'air. Le cas du moteur au ralenti simulé ici conduit au débit d'air minimum. Bannister [100] propose, par exemple, différentes corrélations pour évaluer le nombre de Nusselt en fonction de la forme des conduites d'une ligne d'échappement et du nombre de Reynolds.

La définition précise des conditions limites de température et de vitesse étant délicate, l'étude de la calibration des échanges thermiques sur ce cas n'est pas présentée plus en détail pour approfondir plutôt l'étude du filtre à air.

### 5.2.3. Etude du filtre à air

La mise en évidence d'un comportement inattendu de la température en sortie filtre à air a justifié une étude de l'inertie thermique de la cartouche filtrante. La cartouche est constituée d'une multitude de lames de papier comme illustré sur la Figure 171.

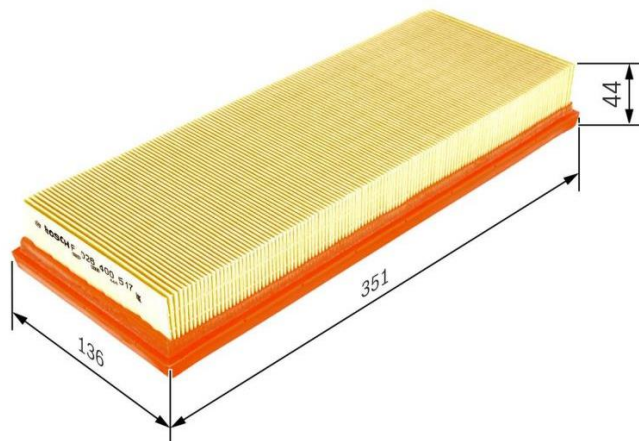


Figure 171 : Cartouche filtrante du moteur 1

Une analyse d'ordre de grandeur est conduite pour évaluer l'inertie thermique de la cartouche.

En considérant le débit et le delta de température de l'air aux bornes du filtre, l'énergie stockée dans le filtre est estimée et tracée sur la Figure 172. Pendant la phase de ralenti, l'énergie cumulée est d'environ 13500 J.

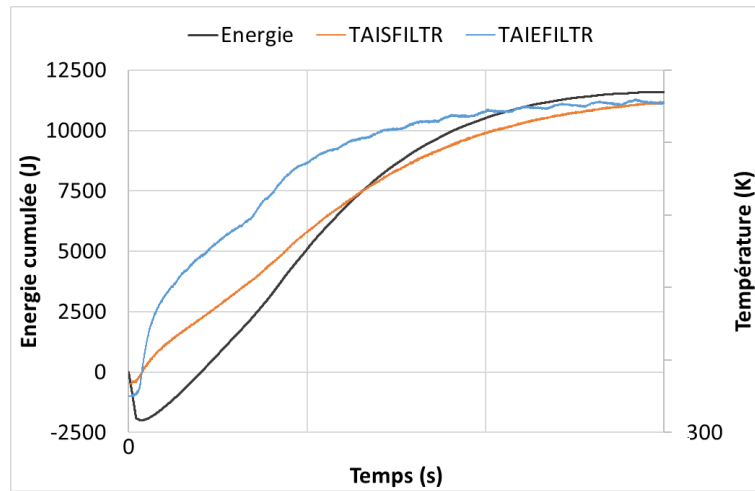


Figure 172 : Estimation de l'énergie stockée dans le filtre

En considérant la masse du filtre de 230g et le Cp du papier qui le constitue, cette énergie est équivalente à un delta T d'environ 37K. Ceci est cohérent avec la différence de température de l'air entre le début et à la fin du transitoire. En conditions stabilisées, on peut en effet considérer que le filtre est à la température de l'air.

La cartouche filtrante semble donc être responsable du comportement thermique observé en essai. Afin de vérifier cette hypothèse, un essai véhicule est réalisé sans cartouche filtrante. La comparaison des essais avec et sans cartouche est présentée sur la Figure 173.

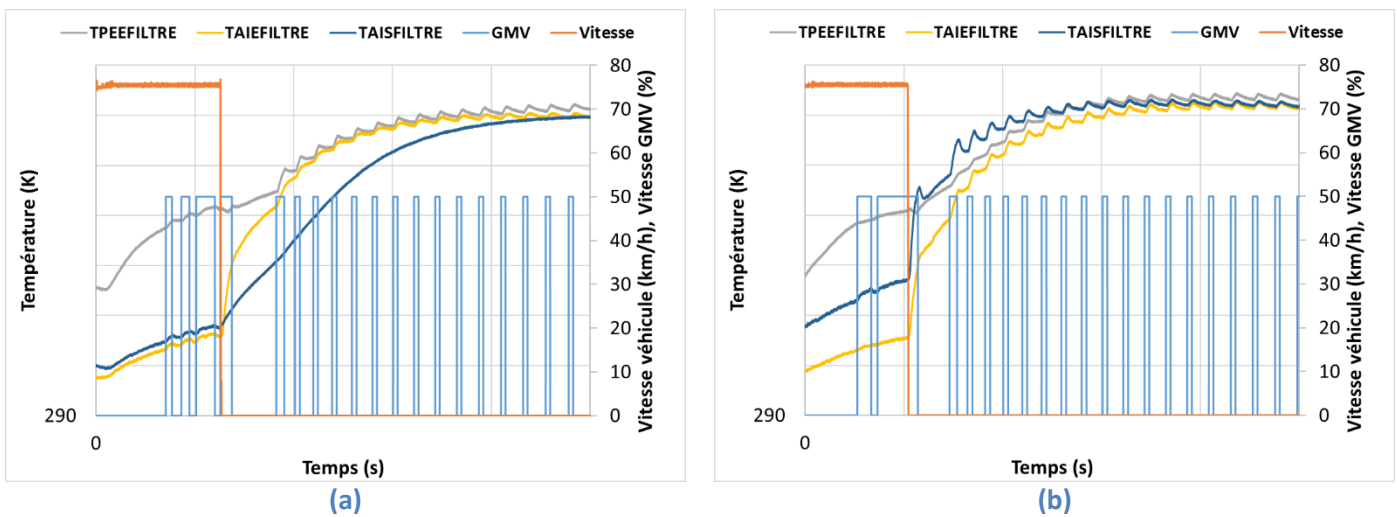
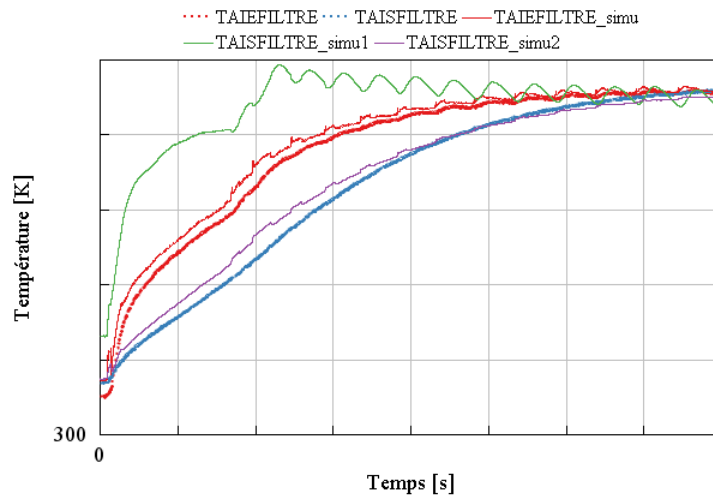


Figure 173 : Comparaison des essais avec (a) et sans cartouche filtrante (b)

Les essais réalisés n'ont, par contrainte de temps de disponibilité du banc, pas atteint la stabilisation parfaite sur le palier à 3000 rpm et couple de 170 Nm. Le comportement d'inversion des températures entrée, sortie du filtre est toutefois bien reproduit dans le cas avec cartouche filtrante. Sans cartouche, la température en sortie est plus chaude qu'en entrée pendant la phase au ralenti. Les parois du filtre plus chaudes que l'air en entrée réchauffent l'air. On observe aussi que sans filtre, le GMV influence la température d'entrée et de sortie filtre. Dans le cas avec filtre, seule la température de l'entrée varie alors que la sortie est filtrée par l'inertie thermique. On remarque aussi que le delta T entre l'entrée et

la sortie est augmenté pendant la phase chargée (avant  $t=500s$ ). La convection dans le filtre est probablement plus élevée et l'échange avec la paroi chaude est donc plus important.

La cartouche filtrante joue donc un rôle dans la dynamique des températures de la ligne d'air. Un modèle prenant en compte son inertie est donc développé. La Figure 174 compare les températures, en sortie filtre à air, des modèles avec ou sans inertie thermique.



**Figure 174 : Comparaison des modèles avec ou sans inertie thermique du filtre à air**

La ligne d'air est modélisée dès le résonateur, la température en entrée filtre n'est pas parfaitement superposée aux données d'essais mais est jugée satisfaisante. Il n'y a pas de différence de modélisation en amont du filtre à air. Une seule courbe de TAIEFILTRE est donc tracée puisqu'identique pour les deux versions de modèle. L'apport de la modélisation de l'échange thermique avec la cartouche du filtre est très visible et les résultats de la simulation 2 sont très nettement améliorés. La simulation 1 qui n'a pas d'inertie thermique conduit à une TAISFILTRE trop élevée et ce dès la phase de fonctionnement moteur chargé (avant  $t=10s$ ). On retrouve ainsi un comportement similaire à l'essai sans cartouche (voir Figure 173 (b)).



*L'étude de la thermique à l'échelle du véhicule demande une instrumentation lourde et des moyens d'essais importants. Ce chapitre a abordé la caractérisation et la simulation de l'impact de la thermique sous-capot sur la ligne d'air. Cela a permis de mettre en évidence la complexité de l'écoulement qui dépend des conditions de charge, de vitesse du véhicule et de la ventilation.*

*Les gradients de température dans l'enceinte confinée du sous-capot sont importants. Les températures les plus élevées peuvent être atteintes au ralenti suite à la disparition de la convection liée à la vitesse du véhicule. L'activation du GMV ne conduit pas nécessairement à une baisse de la température car il dissipe la chaleur des différentes sources dans le sous-capot.*

*Il est possible, en paramétrant finement les conditions d'ambiance, de reproduire les évolutions thermiques le long de la ligne d'air. La prise en compte des inerties est cruciale pour reproduire correctement les transitoires. En plus des modèles de parois inclus dans les lignes d'air, il est indispensable de considérer l'inertie du turbocompresseur pour obtenir un bon niveau de prédiction de la température en sortie compresseur.*

*De façon plus étonnante, les essais et la modélisation ont permis de mettre en avant le rôle de la cartouche filtrante du filtre à air. L'inertie de cet élément conduit en effet à des inversions de température entre l'entrée et la sortie du filtre dans certaines conditions de fonctionnement.*

*La thermique sous-capot influence donc la température de la ligne d'air et peut modifier le fonctionnement du moteur qui est très étroitement lié au rendement volumétrique et donc à la température en entrée des cylindres. De même, il est très probable que les températures du bloc moteur soient modifiées par rapport à un banc moteur et que la répartition des flux soit remise en cause. L'instrumentation du véhicule avec de nombreux thermocouples dans le sous-capot, sur et dans le bloc moteur ainsi que dans les circuits d'eau et d'huile a permis la constitution d'une importante base de données qui pourra être exploitée dans de futurs travaux.*

## Conclusions et perspectives

La modélisation est aujourd'hui un outil essentiel pour les phases de conception et développement dans de nombreux domaines industriels. La complexité des systèmes étudiés rend impossible leur caractérisation exhaustive à partir de campagnes expérimentales, trop longues et onéreuses. Ainsi, la mise au point des chaînes de traction automobile s'appuie toujours plus sur les modèles numériques. Pour développer leur utilisation, la précision des modèles est essentielle. Ce travail de thèse, réalisé au sein du partenariat de recherche entre l'Ecole Centrale Nantes et Stellantis, s'inscrit dans cette démarche. Son objectif principal est d'améliorer la prise en compte des transferts thermiques afin de développer un modèle décrivant de façon fiable le remplissage. Ce paramètre est en effet déterminant pour le fonctionnement d'un moteur à allumage commandé suralimenté. Le travail de modélisation a été effectué dans l'environnement GT-Power.

L'analyse de la bibliographie montre que la modélisation des transferts thermiques au sein des turbocompresseurs ne peut être négligée. Les modèles basés sur des cartographies de performance de la turbine et du compresseur établies par les fournisseurs doivent donc être améliorés. En s'appuyant sur la caractérisation expérimentale de deux turbocompresseurs, une méthodologie de transformation des cartographies est proposée. Les corrélations semi-empiriques développées ont permis de prendre en compte l'impact de la thermique sur les rendements de la turbine et du compresseur. Ces corrélations ont l'avantage de ne dépendre que des cartographies des fournisseurs, aucun essai n'est donc nécessaire pour leur application. Le déploiement de la méthodologie sur les modèles de deux moteurs a montré des gains importants sur la précision des températures calculées en sortie du compresseur ( $T_2$ ) et de la turbine ( $T_4$ ). Ainsi, le pourcentage du nombre de valeurs situées dans l'intervalle d'erreur  $\pm 3^\circ\text{C}$  augmente de 10 points pour la  $T_2$ . Concernant la  $T_4$ , l'intervalle  $\pm 10^\circ\text{C}$  est accru d'environ 30 points. Une méthodologie de calibration du modèle d'extrapolation de la cartographie turbine, proposé par GT, a également permis d'obtenir une meilleure prédiction de la pression en entrée turbine.

Par ailleurs, les transferts thermiques influent sur la température d'admission de l'air dans les cylindres ( $T_2''$ ), sur la température des gaz en entrée de la turbine ( $T_3$ ) et donc sur le remplissage. Ces transferts entre les fluides (air, gaz d'échappement, eau et huile) et les parois des conduites ou du moteur sont déjà décrits par des modèles mais ceux-ci ont besoin d'être calibrés. La complexité du système implique de nombreuses interactions et exige un processus de calibration rigoureux qui permette de traiter les différents coefficients de façon simultanée. Une méthode d'optimisation utilisant un algorithme génétique est mise en place dans ce but. Des plans d'expériences et des modèles de surfaces de réponse sont utilisés pour pouvoir effectuer de nombreuses itérations de l'algorithme tout en conservant un temps de calcul raisonnable. Une première approche visant un meilleur accord essais / modèle des températures parois n'a pas donné satisfaction du point de vue de la prédiction du rendement volumétrique. Les simplifications géométriques du modèle thermique expliquent en partie ce résultat.

Une deuxième solution a donc été développée afin d'optimiser directement la précision du calcul du rendement volumétrique en calibrant les coefficients des modèles thermiques. La précision du rendement volumétrique sur le champ iso est alors nettement améliorée avec près de 80% des points dans l'intervalle d'erreur relative +/-3% contre 68% avant la calibration. La prédiction d'autres grandeurs, comme la pression en entrée turbine ou la vitesse de rotation du turbocompresseur, est également augmentée et montre une amélioration générale du modèle. Cette méthode, appliquée sur les modèles de deux autres types de moteurs, a conduit à de très bons niveaux de précision sur le rendement volumétrique (plus de 90% des points dans l'intervalle +/-3% pour les deux moteurs).

Après avoir mis au point un modèle stabilisé, le fonctionnement de phases transitoires est étudié. Une campagne d'essais réalisant des créneaux de charge a permis de mettre en évidence l'impact des conditions thermiques (en entrée du compresseur (T1) et en entrée du papillon (T2')) sur la prise de couple du moteur. Le moteur répond plus rapidement à haut régime et lorsque l'air est froid. De plus, la température en entrée papillon influe sur le transitoire de façon plus significative que la température en entrée compresseur car elle est déterminante pour le remplissage.

D'autre part, l'analyse de la littérature n'a pas permis de conclure sur l'importance des inerties thermiques lors des phases transitoires. Les essais de prise de charge (créneau pédale) réalisés à l'ECN montrent clairement une différence de température des parois entre essais transitoires et stabilisés. Le temps de stabilisation thermique des parois varie en fonction des zones du moteur mais l'ordre de grandeur est d'environ 50s. L'impact sur les performances est plus difficile à quantifier du fait des stratégies de contrôle moteur pouvant être différentes entre les phases transitoires et stabilisées.

Le modèle moteur a été développé pour modéliser également les phases transitoires. L'évolution du profil d'ouverture papillon ainsi que son phasage par rapport au cycle moteur influent sur la qualité de la réponse du modèle lors de la première partie du transitoire (augmentation très rapide de la pression d'admission jusqu'à la pression atmosphérique). Lors de cette phase, le moteur aspire l'air et conduit le compresseur à fonctionner à des taux de compression inférieurs à 1. Un modèle d'extrapolation du champ compresseur doit alors être utilisé pour reproduire fidèlement l'évolution de la pression. Le modèle proposé par GT donne satisfaction une fois calibré. L'impact des températures (T1 et T2') et du régime sur la vitesse de la prise de charge est bien reproduit par le modèle.

L'influence de l'inertie thermique sur les performances a également pu être étudiée lors de ce travail de thèse. La thermique des parois impacte principalement les performances après la prise de couple du moteur. La vitesse du transitoire en tant que telle n'est pas affectée. De plus, l'effet de l'inertie thermique de la turbine est faible par rapport à celle du collecteur d'échappement (qui est refroidi sur le moteur étudié). Un deuxième moteur a été modélisé sur des phases transitoires. Le modèle développé a, ici aussi, montré de bonnes capacités de prédictions des performances. Des essais réalisés avec des stratégies de contrôle moteur spécifiques (déphasage des ordres d'ouverture et de fermeture des soupapes et avance allumage) ont aussi été reproduits avec succès par le modèle.

Une analyse partielle d'essais véhicule a finalement montré l'importance des conditions thermiques sous-capot sur le fonctionnement du moteur. La prise en compte de l'inertie du turbocompresseur permet d'obtenir un bon niveau de prédiction sur l'évolution de la température en sortie du compresseur pendant les transitoires. Un travail d'analyse plus important serait nécessaire pour transposer et prendre en compte les différences entre les conditions réellement rencontrées par le véhicule et sur le banc d'essais moteur.

D'autres perspectives apparaissent à la suite de ce travail :

- Il serait intéressant d'implémenter un modèle de Radiateur d'Air de Suralimentation (RAS) dans le modèle moteur afin de s'affranchir de la condition limite de température imposée à sa sortie. Le comportement dynamique du modèle et l'impact de la température en sortie compresseur pourraient alors être évalués.
- La problématique d'extension des cartographies de la turbine et du compresseur a été abordée et a permis d'améliorer la précision du modèle. Il serait utile d'étudier plus en détails les modèles disponibles et de travailler à une méthodologie de calibration pouvant s'appliquer aux différentes technologies de turbocompresseur.
- Les modèles moteurs développés permettent d'effectuer des optimisations de stratégie de contrôle moteur aussi bien en stabilisé qu'en transitoire. Différents objectifs pourraient alors être recherchés. L'apport de la méthodologie de transformation des champs turbocompresseur sur la prédiction des températures, en sortie de turbine, serait alors particulièrement intéressant pour les problématiques du post traitement des émissions polluantes, dont l'efficacité dépend du niveau de température.
- La modélisation de la combustion peut être modifiée indépendamment du reste du modèle moteur. Il serait donc possible d'étudier le fonctionnement du groupe motopropulseur et ses éventuelles adaptations avec des carburants alternatifs tels que l'hydrogène ou l'ammoniac qui ont l'avantage de ne pas émettre de CO<sub>2</sub> lors de leur combustion.
- La méthodologie de calibration globale du modèle par optimisation génétique n'est, par essence, ni limitée à l'application automobile ni aux moteurs. Une transposition de la méthode à des moteurs marins ou des groupes électrogènes pourrait être assez immédiate. La méthodologie utilisée pour définir un problème d'optimisation, à partir d'un modèle à recalibrer et d'observations expérimentales, pourrait toutefois s'appliquer à divers systèmes thermiques.

## Bibliographie

- [1] H. Oko Prévost, "Pratique des médecins généralistes concernant le dépistage par frottis cervico-utérin des femmes ayant des rapports sexuels avec des femmes," Thèse de Doctorat, Université de Nantes, Nantes, 2020.
- [2] Gamma Technologies Inc., "GT-Power user's manual and tutorials, GT-SUITE version 2019," Westmont, 2019.
- [3] G. Salameh, P. Chesse, D. Chalet, and V. Talon, "Experimental Study of Automotive Turbocharger Turbine Performance Maps Extrapolation," in *SAE Technical Papers*, SAE International, Apr. 2016. doi: 10.4271/2016-01-1034.
- [4] G. Goumy, P. Chesse, N. Perrot, and R. Dubouil, "Experimental Study of Centrifugal Compressor Speed Lines Extrapolation for Automotive Turbochargers," in *SAE Technical Papers*, SAE International, 2017. doi: 10.4271/2017-24-0005.
- [5] G. Salameh, G. Goumy, and P. Chesse, "Water cooled turbocharger heat transfer model initialization: Turbine and compressor quasi-adiabatic maps generation," *Appl Therm Eng*, vol. 185, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116430.
- [6] N. Perrot, P. Chesse, R. Dubouil, and G. Goumy, "Experimental Characterization for Modelling of Turbocharger Friction Losses," in *SAE Technical Papers*, SAE International, 2017. doi: 10.4271/2017-24-0013.
- [7] G. El Hajj, "Experimental Characterization and phenomenological modeling of knock occurrence in turbocharged spark-ignition engines," Thèse de Doctorat, Ecole Centrale Nantes, 2022.
- [8] T. L. Bergman, Adrienne S. LAVINE, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer seventh edition*, vol. 49, no. 1. 2019.
- [9] S. Demesoukas, "Modélisation OD/1D de la combustion pour l'optimisation des systèmes de combustion des moteurs à allumage commandé," Thèse de doctorat, Université d'Orléans, 2015.
- [10] J. I. Ghojel, "Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research," *International Journal of Engine Research*, vol. 11, no. 4, 2010, doi: 10.1243/14680874JER06510.
- [11] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2018.
- [12] J. B. Schwarz and D. N. Andrews, "Considerations for gas stand measurement of turbocharger performance," 2014. doi: 10.1016/B978-0-081000-33-5.50021-4.
- [13] A. Romagnoli *et al.*, "A review of heat transfer in turbochargers," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79. Elsevier Ltd, pp. 1442–1460, 2017. doi: 10.1016/j.rser.2017.04.119.

- [14] P. Chesse, D. Chalet, and X. Tauzia, "Impact of the heat transfer on the performance calculations of automotive turbocharger compressor," *Oil and Gas Science and Technology*, vol. 66, no. 5, pp. 791–800, 2011, doi: 10.2516/ogst/2011129.
- [15] J. R. Serrano, P. Olmeda, F. J. Arnau, A. Dombrowsky, and L. Smith, "Turbocharger heat transfer and mechanical losses influence in predicting engines performance by using one-dimensional simulation codes," *Energy*, vol. 86, pp. 204–218, Jun. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.03.130.
- [16] S. Marelli, G. Marmorato, and M. Capobianco, "Evaluation of heat transfer effects in small turbochargers by theoretical model and its experimental validation," *Energy*, vol. 112, pp. 264–272, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.06.067.
- [17] P. Grigoriadis, E. Binder, L. Böttcher, A. Benz, and M. Sens, "Advanced turbocharger model for 1D ICE simulation - Part i," in *SAE Technical Papers*, SAE International, 2013. doi: 10.4271/2013-01-0581.
- [18] M. Schinnerl, J. Seume, J. Ehrhard, and M. Bogner, "Heat Transfer Correction Methods for Turbocharger Performance Measurements," *J Eng Gas Turbine Power*, vol. 139, no. 2, Feb. 2017, doi: 10.1115/1.4034234.
- [19] R. D. Burke, C. R. M. Vagg, D. Chalet, and P. Chesse, "Heat transfer in turbocharger turbines under steady, pulsating and transient conditions," *Int J Heat Fluid Flow*, vol. 52, pp. 185–197, Apr. 2015, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.01.004.
- [20] M. Cormerais, J.-F. Hetet, P. Chesse, and A. Maiboom, "Heat Transfers Characterisations in a variable geometry turbocharger: experiments and correlations," in *Proceedings of the Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*, May 2006. doi: 10.1115/ICES2006-1324.
- [21] J. R. Serrano, P. Olmeda, A. Páez, and F. Vidal, "An experimental procedure to determine heat transfer properties of turbochargers," *Meas Sci Technol*, vol. 21, no. 3, 2010, doi: 10.1088/0957-0233/21/3/035109.
- [22] Committee SAE Engine Power Test Code, "Turbocharger Gas Stand Test Code J1826," Mar. 1995.
- [23] M. Cormerais, P. Chesse, and J.-F. Hetet, "Turbocharger Heat Transfer Modeling Under Steady and Transient Conditions," *Int. J. of Thermodynamics*, vol. 12, no. 4, pp. 193–202, 2009, [Online]. Available: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00798972>
- [24] G. Salameh, G. Goumy, and P. Chesse, "Isentropic Compressor Efficiency Calculation Method for Small Gasoline Engine Turbocharger Using Supplier Performance Maps," *J Fluids Eng*, vol. 143, no. 12, Dec. 2021, doi: 10.1115/1.4052044.
- [25] A. Romagnoli and R. Martinez-Botas, "Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation," *Appl Therm Eng*, vol. 38, pp. 58–77, May 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.12.022.

- [26] J. R. Serrano, P. Olmeda, F. J. Arnau, and V. Samala, "A holistic methodology to correct heat transfer and bearing friction losses from hot turbocharger maps in order to obtain adiabatic efficiency of the turbomachinery," *International Journal of Engine Research*, vol. 21, no. 8, pp. 1314–1335, Oct. 2020, doi: 10.1177/1468087419834194.
- [27] H. Aghaali, H. E. Ångström, and J. R. Serrano, "Evaluation of different heat transfer conditions on an automotive turbocharger," *International Journal of Engine Research*, vol. 16, no. 2, pp. 137–151, Mar. 2015, doi: 10.1177/1468087414524755.
- [28] F. Payri, P. Olmeda, F. J. Arnau, A. Dombrovsky, and L. Smith, "External heat losses in small turbochargers: Model and experiments," *Energy*, vol. 71, pp. 534–546, Jul. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.04.096.
- [29] X. Gao, B. Savic, and R. Baar, "A numerical procedure to model heat transfer in radial turbines for automotive engines," *Appl Therm Eng*, vol. 153, pp. 678–691, May 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.014.
- [30] L. Huang, C. Ma, Y. Li, J. Gao, and M. Qi, "Applying neural networks (NN) to the improvement of gasoline turbocharger heat transfer modeling," *Appl Therm Eng*, vol. 141, pp. 1080–1091, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.062.
- [31] M. Deligant, P. Podevin, and G. Descombes, "Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses," *Energy*, vol. 39, no. 1, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2011.12.049.
- [32] P. Olmeda, A. Tiseira, V. Dolz, and L. M. García-Cuevas, "Uncertainties in power computations in a turbocharger test bench," *Measurement (Lond)*, vol. 59, pp. 363–371, 2015, doi: 10.1016/j.measurement.2014.09.055.
- [33] R. D. Burke, C. D. Copeland, T. Duda, and M. A. Rayes-Belmote, "Lumped capacitance and three-dimensional computational fluid dynamics conjugate heat transfer modeling of an automotive turbocharger," *J Eng Gas Turbine Power*, vol. 138, no. 9, Sep. 2016, doi: 10.1115/1.4032663.
- [34] L. Huang, Y. Liu, and H. Chen, "Inlet Swirl on Turbocharger Compressor Performance."
- [35] G. Salameh, "Caractérisation expérimentale d'une turbine de suralimentation automobile et modélisation de ses courbes caractéristiques de fonctionnement," Ecole Centrale de Nantes Thèse de Doctorat Spécialité, 2016.
- [36] J. R. Serrano, A. Tiseira, L. M. García-Cuevas, L. B. Inhestern, and H. Tartoussi, "Radial turbine performance measurement under extreme off-design conditions," *Energy*, vol. 125, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.02.118.
- [37] S. Zhu, K. Deng, and S. Liu, "Modeling and extrapolating mass flow characteristics of a radial turbocharger turbine," *Energy*, vol. 87, 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.05.032.
- [38] X. Fang, Q. Dai, Y. Yin, and Y. Xu, "A compact and accurate empirical model for turbine mass flow characteristics," *Energy*, vol. 35, no. 12, 2010, doi: 10.1016/j.energy.2010.09.006.

- [39] F. Payri, J. R. Serrano, P. Fajardo, M. A. Reyes-Belmonte, and R. Gozalbo-Belles, "A physically based methodology to extrapolate performance maps of radial turbines," *Energy Convers Manag*, vol. 55, 2012, doi: 10.1016/j.enconman.2011.11.003.
- [40] F. Payri, J. Benajes, and M. Reyes, "Modelling of supercharger turbines in internal-combustion engines," *Int J Mech Sci*, vol. 38, no. 8–9, 1996, doi: 10.1016/0020-7403(95)00105-0.
- [41] L. Eriksson, "Modeling and control of turbocharged SI and DI engines," in *Oil and Gas Science and Technology*, 2007. doi: 10.2516/ogst:2007042.
- [42] J. R. Serrano, F. J. Arnau, V. Dolz, A. Tiseira, and C. Cervelló, "A model of turbocharger radial turbines appropriate to be used in zero- and one-dimensional gas dynamics codes for internal combustion engines modelling," *Energy Convers Manag*, vol. 49, no. 12, 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2008.06.031.
- [43] V. Macián, J. M. Luján, V. Bermúdez, and C. Guardiola, "Exhaust pressure pulsation observation from turbocharger instantaneous speed measurement," *Meas Sci Technol*, vol. 15, no. 6, 2004, doi: 10.1088/0957-0233/15/6/020.
- [44] K. Konishi and H. Yoshiki, "Characteristics of Radial Inward Turbines for Exhaust Gas Turbochargers under Nonsteady Flow Conditions: Effects of Waveforms on Prediction of Turbine Performance," *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, vol. 35, no. 2, pp. 228–237, 1992, doi: 10.1299/jsmeb1988.35.2\_228.
- [45] C. Couderc, "Caractérisation expérimentale et modélisation de l'incidence des écoulements pulsés sur le comportement d'une turbine de suralimentation automobile," Thèse de Doctorat, Ecole Centrale Nantes, 2012.
- [46] M. S. Chiong, S. Rajoo, R. F. Martinez-Botas, and A. W. Costall, "Engine turbocharger performance prediction: One-dimensional modeling of a twin entry turbine," *Energy Convers Manag*, vol. 57, 2012, doi: 10.1016/j.enconman.2011.12.001.
- [47] H. Mohtar, "Increasing surge margin of turbocharger centrifugal compressor automotive application," Thèse de Doctorat, Ecole Centrale Nantes, 2010.
- [48] M. Deligant, P. Podevin, G. Descombes, L. Thierry, V. Fabrice, and A. Marchal, "Experimental study of turbocharger's performances at low speeds," in *American Society of Mechanical Engineers, Internal Combustion Engine Division (Publication) ICE*, 2010. doi: 10.1115/ICEF2010-35071.
- [49] F. Prévost, Y. Le Moual, A. Maiboom, X. Tauxia, T. Payet-Burin, and O. Davodet, "An analytical user-friendly methodology to transform compressor and turbine supplier characterization maps dedicated to 1D engine simulation: Modelling of turbocharger heat transfer and friction losses," *Appl Therm Eng*, vol. 221, 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119812.
- [50] C. Bannister, "Empirical Lumped-mass Approach to Modelling Heat Transfer in Automotive Turbochargers," in *SAE Technical Papers*, SAE International, Oct. 2014. doi: 10.4271/2014-01-2559.



- [51] F. Prévost, Y. Le Moual, A. Maiboom, T. Payet-Burin, O. Davodet, and F. Fosse, "Improvement of Turbocharger Model in 1D Engine Simulation: Comparison with Experiments under Constant and Pulsating Flows," Global GT Virtual Conference 2020, Oct. 2020. Accessed: Oct. 09, 2023. [Online]. Available: [https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2020/11/136735\\_EC\\_Nantes-Turbine-modelling-improvement\\_9.pdf](https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2020/11/136735_EC_Nantes-Turbine-modelling-improvement_9.pdf)
- [52] Y. Le Moual, F. Prévost, and A. Maiboom, "Methodology for calibrating a fixed geometry turbine under pulsating flow," Rapport confidentiel, Ecole Centrale Nantes, Oct. 2022.
- [53] G. Boccardo *et al.*, "Development of a virtual methodology based on physical and data-driven models to optimize engine calibration," *Transportation Engineering*, vol. 10, 2022, doi: 10.1016/j.treng.2022.100143.
- [54] K. Nikzadfar and A. H. Shamekhi, "Investigating a new model-based calibration procedure for optimizing the emissions and performance of a turbocharged diesel engine," *Fuel*, vol. 242, 2019, doi: 10.1016/j.fuel.2019.01.072.
- [55] F. Millo, A. Zanelli, L. Rolando, and R. Fuso, "Development of a Comprehensive Model for the Concurrent Minimization of CO<sub>2</sub> and NO<sub>x</sub> Emissions of a 48 V Mild-Hybrid Diesel Car," *SAE International Journal of Electrified Vehicles*, vol. 10, no. 2, pp. 177–194, 2021, [Online]. Available: <https://www.jstor.org/stable/27161583>
- [56] K. Nikzadfar and A. H. Shamekhi, "Investigating the relative contribution of operational parameters on performance and emissions of a common-rail diesel engine using neural network," *Fuel*, vol. 125, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2014.02.021.
- [57] J. Guan *et al.*, "Experimental and numerical research on the performance characteristics of OPLVCR engine based on the NSGA II algorithm using digital twins," *Energy Convers Manag*, vol. 236, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.114052.
- [58] L. Zhou, H. Wang, and S. Xu, "Aero-engine gas path system health assessment based on depth digital twin," *Eng Fail Anal*, vol. 142, 2022, doi: 10.1016/j.engfailanal.2022.106790.
- [59] Y. Li, S. Wang, X. Duan, S. Liu, J. Liu, and S. Hu, "Multi-objective energy management for Atkinson cycle engine and series hybrid electric vehicle based on evolutionary NSGA-II algorithm using digital twins," *Energy Convers Manag*, vol. 230, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113788.
- [60] Q. Tan, P. Divekar, Y. Tan, X. Chen, and M. Zheng, "Engine Model Calibration Using Extremum Seeking," in *IFAC-PapersOnLine*, 2016. doi: 10.1016/j.ifacol.2016.08.106.
- [61] L. Denis-Vidal, Z. Cherfi, V. Talon, and E. H. Brahmi, "Parameter Identifiability and Parameter Estimation of a Diesel Engine Combustion Model," *Journal of Applied Mathematics and Physics*, vol. 02, no. 05, 2014, doi: 10.4236/jamp.2014.25017.
- [62] D. W. Marquardt, "An Algorithm for Least-Squares Estimation of Nonlinear Parameters," *Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics*, vol. 11, no. 2, 1963, doi: 10.1137/0111030.

- [63] S. Vajda, K. R. Godfrey, and H. Rabitz, "Similarity transformation approach to identifiability analysis of nonlinear compartmental models," *Math Biosci*, vol. 93, no. 2, 1989, doi: 10.1016/0025-5564(89)90024-2.
- [64] Y. Xie *et al.*, "Microsimulation of electric vehicle energy consumption and driving range," *Appl Energy*, vol. 267, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.115081.
- [65] J. Zhao, M. Xu, M. Li, B. Wang, and S. Liu, "Design and optimization of an Atkinson cycle engine with the Artificial Neural Network Method," *Appl Energy*, vol. 92, 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.11.060.
- [66] F. Millo, G. di Lorenzo, E. Servetto, A. Capra, and M. Pettiti, "Analysis of the performance of a turbocharged s.i. engine under transient operating conditions by means of fast running models," *SAE Int J Engines*, vol. 6, no. 2, 2013, doi: 10.4271/2013-01-1115.
- [67] Y. Li *et al.*, "Multi-objective optimization of the Atkinson cycle gasoline engine using NSGA III coupled with support vector machine and back-propagation algorithm," *Energy*, vol. 262, 2023, doi: 10.1016/j.energy.2022.125262.
- [68] J. Qiao, Y. Li, S. Wang, P. Wang, and J. Liu, "Experimental investigation and numerical assessment the effects of EGR and hydrogen addition strategies on performance, energy and exergy characteristics of a heavy-duty lean-burn NGSi engine," *Fuel*, vol. 275, 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2020.117824.
- [69] AVL, "AVL BOOST v11, user's manual," 2011.
- [70] K. Nikzadfar and A. H. Shamekhi, "An extended mean value model (EMVM) for control-oriented modeling of diesel engines transient performance and emissions," *Fuel*, vol. 154, 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2015.03.070.
- [71] P. Casoli, A. Gambarotta, N. Pompini, U. Caiazzo, E. Lanfranco, and A. Palmisano, "Development and validation of a 'crank-angle' model of an automotive turbocharged engine for HiL applications," in *Energy Procedia*, 2014. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.089.
- [72] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, and A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines," *Appl Energy*, vol. 88, no. 12, 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.06.005.
- [73] J. Zhao and M. Xu, "Fuel economy optimization of an Atkinson cycle engine using genetic algorithm," *Appl Energy*, vol. 105, 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.12.061.
- [74] J. Serrano, H. Climent, R. Navarro, and D. González-Domínguez, "Methodology to Standardize and Improve the Calibration Process of a 1D Model of a GTDI Engine," in *SAE Technical Papers*, 2020. doi: 10.4271/2020-01-1008.
- [75] S. Zaglauer and U. Knoll, "Evolutionary Algorithms for the Automatic Calibration of Simulation Models for the Virtual Engine Application," *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 45, no. 2, 2012, doi: 10.3182/20120215-3-at-3016.00031.

- [76] D. A. Yoder and P. D. Orkwis, "On the use of optimization techniques for turbulence model calibration," *Comput Fluids*, vol. 214, 2021, doi: 10.1016/j.compfluid.2020.104752.
- [77] F. Millo *et al.*, "Numerical Simulation of the Combustion Process of a High EGR, High Injection Pressure, Heavy Duty Diesel Engine," in *SAE Technical Papers*, 2017. doi: 10.4271/2017-24-0009.
- [78] M. Mirzaeian and S. Langridge, "Creating a virtual test bed using a dynamic engine model with integrated controls to support in-the-loop hardware and software optimization and calibration," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 3, 2021, doi: 10.3390/en14030652.
- [79] S. Shahpouri, A. Norouzi, C. Hayduk, R. Rezaei, M. Shahbakhti, and C. R. Koch, "Hybrid machine learning approaches and a systematic model selection process for predicting soot emissions in compression ignition engines," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 23, 2021, doi: 10.3390/en14237865.
- [80] K. Deb and H. Jain, "NSGA III - An Evolutionary Many-Objective Optimization Algorithm Using Reference-point Based Non-dominated Sorting Approach, Part I," *Ieeexplore.Ieee.Org*, vol. 18, no. c, 2013.
- [81] J. Zareei, A. Rohani, and J. R. Nuñez Alvarez, "The effect of EGR and hydrogen addition to natural gas on performance and exhaust emissions in a diesel engine by AVL fire multi-domain simulation, GPR model, and multi-objective genetic algorithm," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 50, 2022, doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.04.294.
- [82] R. F. Turkson, F. Yan, M. K. Ahmed Ali, B. Liu, and J. Hu, "Modeling and multi-objective optimization of engine performance and hydrocarbon emissions via the use of a computer aided engineering code and the NSGA-II genetic algorithm," *Sustainability (Switzerland)*, vol. 8, no. 1, 2016, doi: 10.3390/su8010072.
- [83] D. Dinescu, "Modélisation des moteurs thermiques pour l'évaluation des stratégies de contrôle moteur," Thèse de Doctorat, Ecole polytechnique de l'Université de Nantes, Thèse, 2010.
- [84] A. J. Martyr and M. A. Plint, *Engine Testing: Theory and Practice*. 2007.
- [85] Z. Lu, "Bilans énergétique et exergétique d'un moteur à allumage commandé," 1991.
- [86] V. W. Wong and S. C. Tung, "Overview of automotive engine friction and reduction trends—Effects of surface, material, and lubricant-additive technologies," *Friction*, vol. 4, no. 1. 2016. doi: 10.1007/s40544-016-0107-9.
- [87] X. Margot, P. Quintero, J. Gomez-Soriano, and J. Escalona, "Implementation of 1D–3D integrated model for thermal prediction in internal combustion engines," *Appl Therm Eng*, vol. 194, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117034.
- [88] S. Wang, Y. Li, J. Fu, J. Liu, and H. Dong, "Numerical research on the performance, combustion and energy flow characteristics of gasoline-powered vehicle under WLTC," *Fuel*, vol. 285, 2021, doi: 10.1016/j.fuel.2020.119135.

- [89] L. Prévost, "Etude des effets de paroi sur le vapocraquage d'un hydrocarbure léger," Thèse de Doctorat, CORIA, Rouen, 1986.
- [90] S. Le Guen, "Etude Expérimentale et Modélisation Phénoménologique des Transferts thermiques aux Parois des Chambres de Combustion des Moteurs à Allumage Commandé," Thèse de Doctorat, Ecole Centrale Nantes, 2020.
- [91] F. Millo, S. Caputo, C. Cubito, A. Calamiello, D. Mercuri, and M. Rimondi, "Numerical Simulation of the Warm-Up of a Passenger Car Diesel Engine Equipped with an Advanced Cooling System," in *SAE Technical Papers*, 2016. doi: 10.4271/2016-01-0555.
- [92] R. Isermann and H. Sequenz, "Model-based development of combustion-engine control and optimal calibration for driving cycles: general procedure and application," in *IFAC-PapersOnLine*, 2016. doi: 10.1016/j.ifacol.2016.08.092.
- [93] G. Liu, Z. Zhao, H. Guan, C. Zhang, D. Gao, and Y. Cao, "Benefit of Coolant Control Module for Thermal Management on SUV," in *SAE Technical Papers*, 2017. doi: 10.4271/2017-01-0152.
- [94] Z. Gao, J. C. Conklin, C. S. Daw, and V. K. Chakravarthy, "A proposed methodology for estimating transient engine-out temperature and emissions from steady-state maps," *International Journal of Engine Research*, vol. 11, no. 2, 2010, doi: 10.1243/14680874JER05609.
- [95] F. Cruz-Peragón, E. Torres-Jiménez, L. Lešnik, and O. Armas, "Methodology improvements to simulate performance and emissions of engine transient cycles from stationary operating modes: A case study applied to biofuels," *Fuel*, vol. 312, Mar. 2022, doi: 10.1016/j.fuel.2021.122977.
- [96] D. Net, "SFTP-US06," Emissions Test Cycles.
- [97] S. Liu, Y. Cui, Y. Wang, K. Deng, and S. Liu, "An evaluation method for transient response performance of turbocharged diesel engines," *Energy*, vol. 182, pp. 852–863, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.080.
- [98] Y. Shu and M. Van Nieuwstadt, "Transient turbocharger shaft speed estimation with steady state stabilization in a turbocharged diesel engine," in *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, 2007. doi: 10.3182/20070820-3-us-2918.00055.
- [99] M. V. Casey and M. Schlegel, "Estimation of the performance of turbocharger compressors at extremely low pressure ratios," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 224, no. 2, 2010, doi: 10.1243/09576509JPE810.
- [100] C. D. Bannister, C. J. Brace, J. Taylor, T. Brooks, and N. Fraser, "The use of multi-variate models for the prediction of heat transfer in vehicle exhaust systems," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 224, no. 3, 2010, doi: 10.1243/09544070JAUTO1283.
- [101] Y. Liu, M. Madamedon, R. Burke, and J. Werner, "The experimental study of the inner insulated turbocharger Turbine," in *ASME 2020 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF 2020*, 2021. doi: 10.1115/ICEF2020-3042.

- [102] M. Khaled, M. Ramadan, H. El-Hage, A. Elmarakbi, F. Harambat, and H. Peerhossaini, "Review of underhood aerothermal management: Towards vehicle simplified models," *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, no. 1, 2014. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.037.
- [103] M. Franchetta, K. O. Suen, P. A. Williams, and T. G. Bancroft, "Investigation into natural convection in an underhood model under heat soak condition," in *SAE Technical Papers*, 2005. doi: 10.4271/2005-01-1384.
- [104] Z. Yang, J. Bozeman, and F. Z. Shen, "CFD for flow rate and air re-circulation at vehicle idle conditions," in *SAE Technical Papers*, 2004. doi: 10.4271/2004-01-0053.
- [105] C. Zhang, M. Uddin, A. C. Robinson, and L. Foster, "Full vehicle CFD investigations on the influence of front-end configuration on radiator performance and cooling drag," *Appl Therm Eng*, vol. 130, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.086.
- [106] P. Lu, Q. Gao, and Y. Wang, "The simulation methods based on 1D/3D collaborative computing for the vehicle integrated thermal management," *Appl Therm Eng*, vol. 104, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.047.
- [107] M. Khaled, F. Mangi, H. El Hage, F. Harambat, and H. Peerhossaini, "Fan air flow analysis and heat transfer enhancement of vehicle underhood cooling system - Towards a new control approach for fuel consumption reduction," *Appl Energy*, vol. 91, no. 1, 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.10.017.
- [108] J. Chastain, J. Wagner, and J. Eberth, "Advanced engine cooling - Components, testing and observations," in *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, 2010. doi: 10.3182/20100712-3-DE-2013.00007.
- [109] G. Kaltakkiran, M. Akif Ceviz, and K. Bakirci, "Instantaneous energy balance and performance analysis during warm up period of a spark ignition engine under several thermal energy management strategies," *Energy Convers Manag*, vol. 269, 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2022.116102.
- [110] G. Tesch, R. Demuth, and N. Adams, "A new approach to analyzing cooling and interference drag," in *SAE Technical Papers*, 2010. doi: 10.4271/2010-01-0286.
- [111] M. Khaled, F. Harambat, and H. Peerhossaini, "Underhood thermal management: Temperature and heat flux measurements and physical analysis," *Appl Therm Eng*, vol. 30, no. 6–7, 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.11.003.

## **Annexes**

# 1. Cartographie turbocompresseur

Cette annexe décrit les méthodes de représentation des performances des turbine et compresseur. Les différentes variables et les méthodes de correction associées sont détaillées.

## 1.1. Cartographie turbine

Les caractéristiques de fonctionnement des turbines sont décrites par une cartographie (Figure 175) montrant le rendement de la turbine (courbes rouges) et le débit massique (courbes vertes) à différentes valeurs de vitesse de rotation en fonction du rapport de pression de la turbine.

Ces graphiques nécessitent le calcul des grandeurs suivantes :

- Taux de détente (pression totale à totale) :  $\tau_t$
- Débit massique corrigé :  $\dot{m}_t^*$
- Vitesse de rotation corrigée :  $N_t^*$
- Rendement isentropique total à statique :  $\eta_{t,T-S}$

Pour normaliser les quantités calculées et les rendre comparables malgré la différence de leurs conditions de mesure (température et pression différentes), il est courant d'utiliser des quantités réduites ou corrigées pour le débit massique et la vitesse.

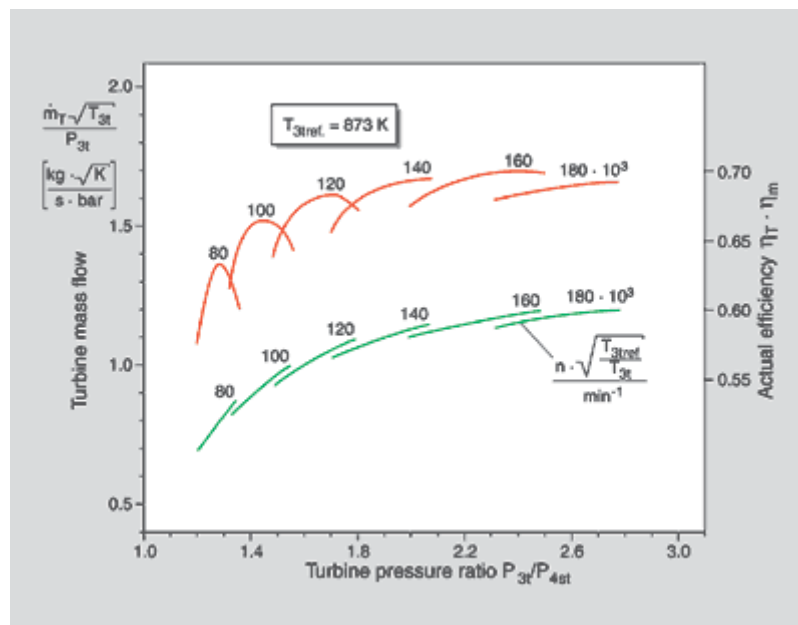


Figure 175 : Cartographie turbine [45]

Les paramètres corrigés sont calculés comme indiqué ci-dessous :

Débit massique corrigé :

$$\dot{m}_t^* = \dot{m}_t \times \sqrt{\frac{T_{t,e,T}}{T_{ref}} \times \frac{P_{ref}}{P_{t,e,T}}}$$

Vitesse de rotation corrigée :

$$N_t^* = N \times \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{t,e,T}}}$$

Vitesses d'entrée et de sortie de la turbine :

$$V_{t,e} = \frac{\dot{m}_t \cdot r \cdot T_{t,e}}{P_{t,e} \cdot S_{t,e}}$$

$$V_{t,s} = \frac{\dot{m}_t \cdot r \cdot T_{t,s}}{P_{t,s} \cdot S_{t,s}}$$

Températures totales à l'entrée et à la sortie de la turbine :

$$T_{t,e,T} = T_{t,e} + \frac{V_{t,e}^2}{2 \cdot C_p}$$

$$T_{t,s,T} = T_{t,s} + \frac{V_{t,s}^2}{2 \cdot C_p}$$

Pressions statiques à l'entrée et à la sortie de la turbine :

$$P_{t,e} = P_{atm} + P_{t,e,rel}$$

$$P_{t,s} = P_{atm} + P_{t,s,rel}$$

Pressions totales à l'entrée et à la sortie de la turbine :

$$P_{t,e,T} = P_{t,e} \left( \frac{T_{t,e,T}}{T_{t,e}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_{t,s,T} = P_{t,s} \left( \frac{T_{t,s,T}}{T_{t,s}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Température isentropique à la sortie de la turbine :

$$T_{t,s,is} = T_{t,e,T} \left( \frac{P_{t,s,T}}{P_{t,e,T}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Taux de détente total à total de la turbine:

$$\tau_t = \frac{P_{t,e,T}}{P_{t,s,T}}$$

Rendement isentropique de la turbine:

Il existe deux façons de déterminer le rendement de la turbine :



- Bien souvent, les fabricants de turbocompresseurs adoptent une méthode consistant à mesurer le débit d'entrée, la pression d'entrée et la pression de sortie de la turbine en ajustant la température d'entrée de la turbine (600°C en général). Le débit d'air à travers le compresseur est également mesuré ainsi que les températures de l'air à l'entrée et à la sortie du compresseur ; l'expression du rendement calculé à l'aide de cette méthode s'écrit :

$$\eta_{t,\text{sup}} = \frac{\dot{m}_c \times C_p \times (T_{c,s,\text{is}} - T_{c,e,T})}{\dot{m}_t \times C_p \times T_{t,e,T} \left(1 - \left(\frac{P_{t,s,T}}{P_{t,e,T}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} = \eta_{t,\text{is}} \times \eta_{\text{mec}}$$

Dans cette méthode, l'efficacité mécanique du turbocompresseur est intégrée dans l'expression de l'efficacité de la turbine, conformément à la procédure définie par la SAE [22].

- La deuxième méthode consiste à mesurer la température du fluide à l'entrée et à la sortie de la turbine. Cette méthode ne tient pas compte du rendement mécanique du turbocompresseur dans le calcul du rendement de la turbine. Cette méthode est beaucoup plus sensible au transfert de chaleur. Le rendement calculé est alors le rendement isentropique de la turbine : c'est le rapport de la variation de l'enthalpie réelle à travers la turbine sur la variation de l'enthalpie isentropique (énergie spécifique maximale qui peut être extraite du fluide lors d'une expansion isentropique). Connaissant la température du fluide, les pressions d'entrée et de sortie, il est possible de calculer le rendement isentropique de la turbine comme suit :

$$\eta_{t,T-T} = \frac{T_{t,e,T} - T_{t,s,T}}{T_{t,e,T} - T_{t,s,\text{is}}}$$

## 1.2. Cartographie compresseur

La cartographie du compresseur est formée par un seul graphique dans le plan débit corrigé / taux de compression, dans lequel sont représentés les iso-vitesses et les iso-rendements. Ces graphiques nécessitent le calcul des grandeurs suivantes :

- Taux de compression (pression totale à totale) :  $\tau_c$
- Débit massique corrigé :  $\dot{m}_c^*$
- Vitesse de rotation corrigée :  $N_c^*$
- Rendement isentropique total à total :  $\eta_c$

Les bornes de la carte sont liées à trois paramètres : le premier est la vitesse de rotation qui est limitée par la résistance mécanique du rotor. Le second est la limite de pompage au-delà de laquelle le fonctionnement du turbocompresseur est instable. Le dernier paramètre est la ligne de blocage ; elle correspond aux points de fonctionnement à débits d'air élevés où l'écoulement devient sonique.

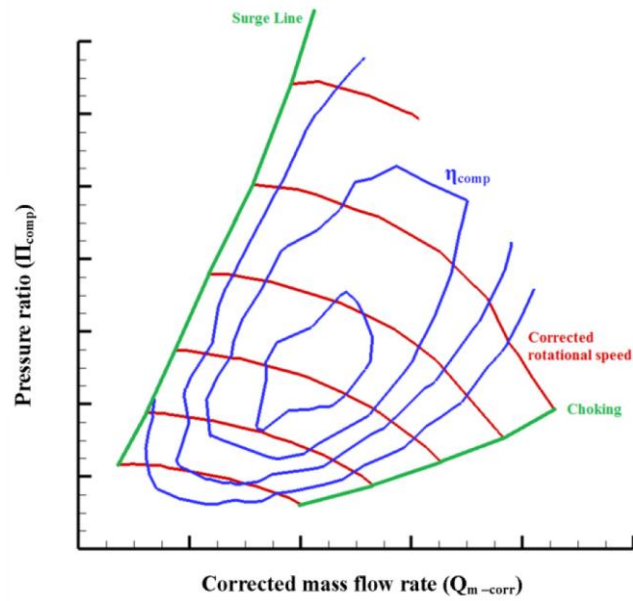


Figure 176 : Cartographie compresseur [4]

Les paramètres corrigés sont calculés comme indiqué ci-dessous :

Débit massique corrigé :

$$\dot{m}_c^* = \dot{m}_c \times \sqrt{\frac{T_{c,e,T}}{T_{ref}} \times \frac{P_{ref}}{P_{c,e,T}}}$$

Vitesse de rotation corrigée :

$$N_c^* = N \times \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{c,e,T}}}$$

Vitesses d'entrée et de sortie du compresseur :

$$V_{c,e} = \frac{\dot{m}_c \cdot r \cdot T_{c,e}}{P_{c,e} \cdot S_{c,e}}$$

$$V_{c,s} = \frac{\dot{m}_c \cdot r \cdot T_{c,s}}{P_{c,s} \cdot S_{c,s}}$$

Températures totales à l'entrée et à la sortie du compresseur :

$$T_{c,e,T} = T_{c,e} + \frac{V_{c,e}^2}{2 \cdot C_p}$$

$$T_{c,s,T} = T_{c,s} + \frac{V_{c,s}^2}{2 \cdot C_p}$$

Pressions statiques à l'entrée et à la sortie du compresseur :

$$P_{c,e} = P_{atm} + P_{c,e,rel}$$

$$P_{c,s} = P_{atm} + P_{c,s,rel}$$

Pressions totales à l'entrée et à la sortie du compresseur :

$$P_{c,e,T} = P_{c,e} \left( \frac{T_{c,e,T}}{T_{c,e}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_{c,s,T} = P_{c,s} \left( \frac{T_{c,s,T}}{T_{c,s}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Température isentropique à la sortie du compresseur :

$$T_{c,s,is} = T_{c,s,T} \left( \frac{P_{c,s,T}}{P_{c,e,T}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Efficacité isentropique du compresseur :

$$\eta_c = \frac{T_{c,s,is} - T_{c,e,T}}{T_{c,s,T} - T_{c,e,T}}$$

Taux de compression :

$$\tau_c = \frac{P_{c,s,T}}{P_{c,e,T}}$$

## **2. Essais de caractérisation de l'impact des températures d'eau et d'huile sur le fonctionnement du turbocompresseur**

Lors des essais de caractérisation des transferts thermiques sur le banc turbocompresseur, différentes conditions au niveau des températures d'huile et d'eau ont été étudiées (voir 2.2.1, Table 8). Cette annexe présente les comparaisons des conditions 1, 3 et 4 (voir 2.2.1, Table 9 pour plus de détails).

## 2.1. Condition 3

La principale caractéristique de la condition 3 est que l'eau et l'huile sont toutes deux froides (35°C). L'huile doit être refroidie pour rester à 35°C pendant toute la durée de l'essai. Les autres paramètres sont les mêmes que ceux de la condition 1.

La Figure 177 montre les cartes d'iso-vitesse et de rendement des compresseurs 1 et 2.

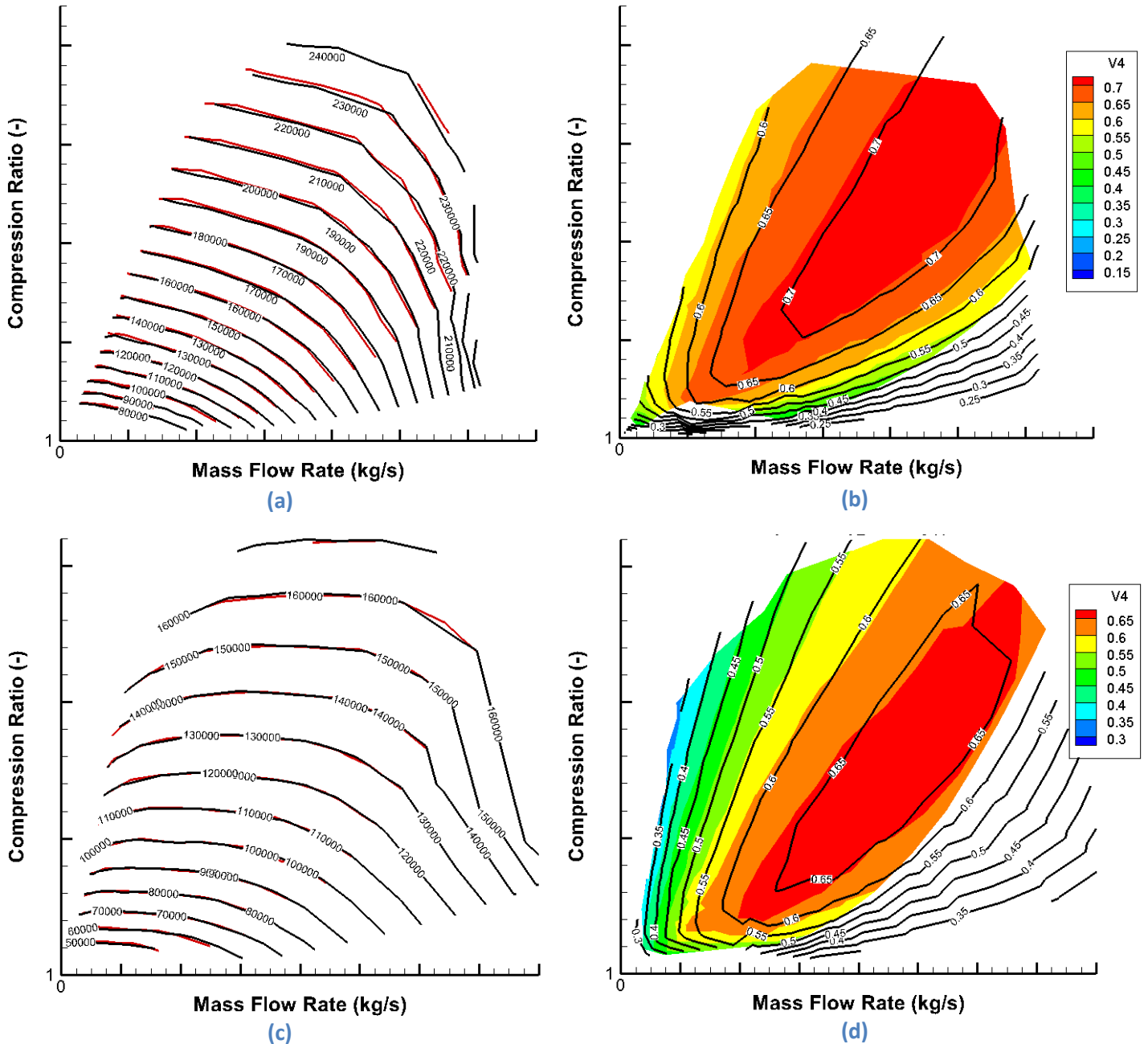


Figure 177 : Superposition des cartographies du compresseur (noir : condition 1, rouge ou isocouleur : condition 3). (a) isovitesse et (b) isorendement Turbocompresseur 1, (c) isovitesse et (d) isorendement Turbocompresseur 2

Au niveau du compresseur, les cartographies d'iso-vitesse sont bien superposées (pour les deux turbocompresseurs).

Nous pouvons remarquer que l'îlot de rendement est similaire à haut débit massique mais que les conditions 3 conduisent à un meilleur rendement pour un faible taux de compression et un faible débit massique. Ce résultat est également observé dans les conditions 2 (essai adiabatique). Ainsi, les fluides froids empêchent les transferts de chaleur du côté de la turbine vers le compresseur et entraînent un flux de chaleur depuis le compresseur vers le corps central et refroidissent ainsi l'air en sortie compresseur. Le rendement est alors augmenté.

La Figure 178 montre la puissance récupérée dans l'huile et l'eau sur les cartographies des compresseurs.

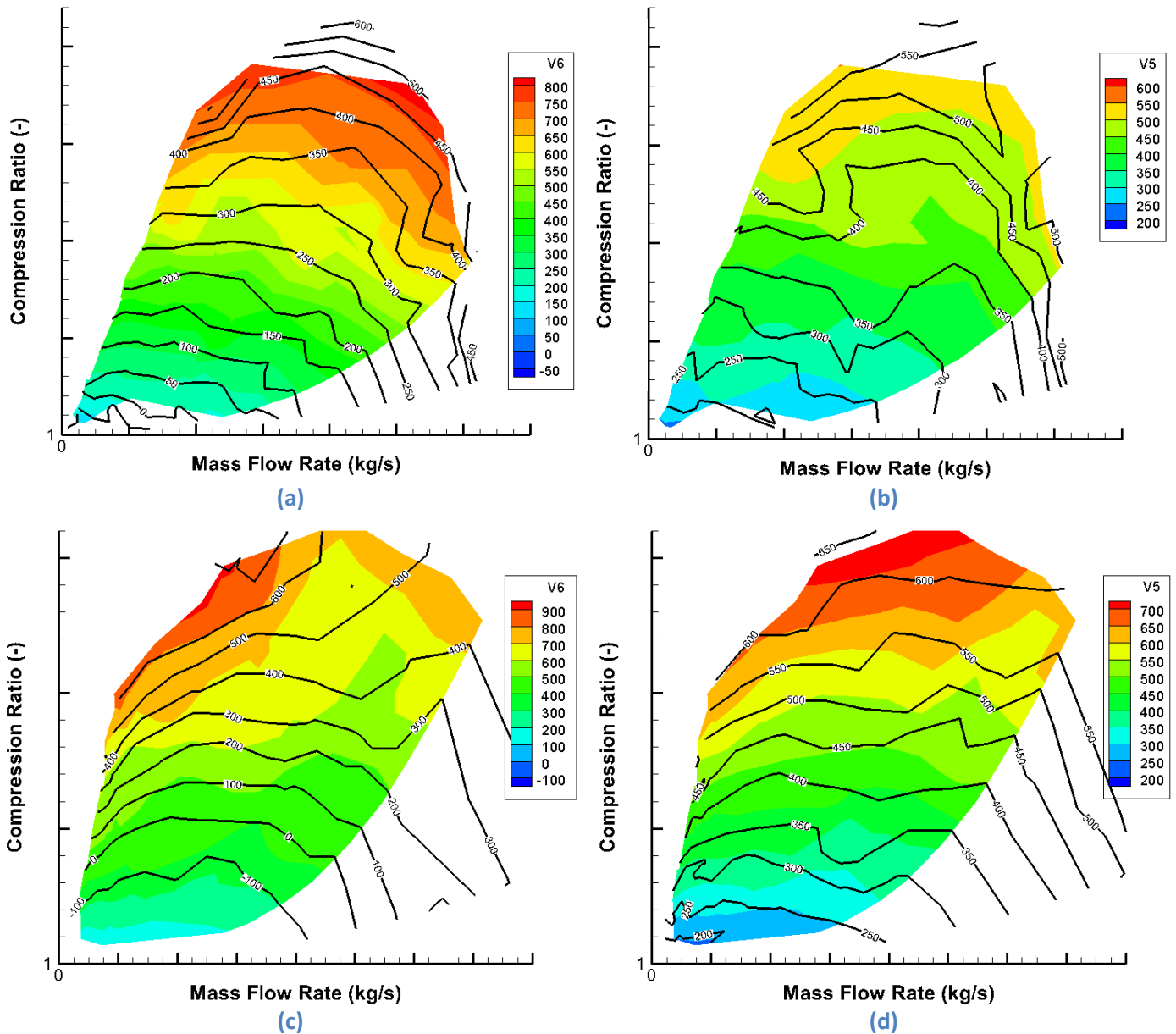


Figure 178 : Cartographie de puissance récupérée dans le fluide (en W) (noir : condition 1, isocouleur : condition 3). (a) huile et (b) eau Turbocompresseur 1, (c) huile et (d) eau Turbocompresseur 2

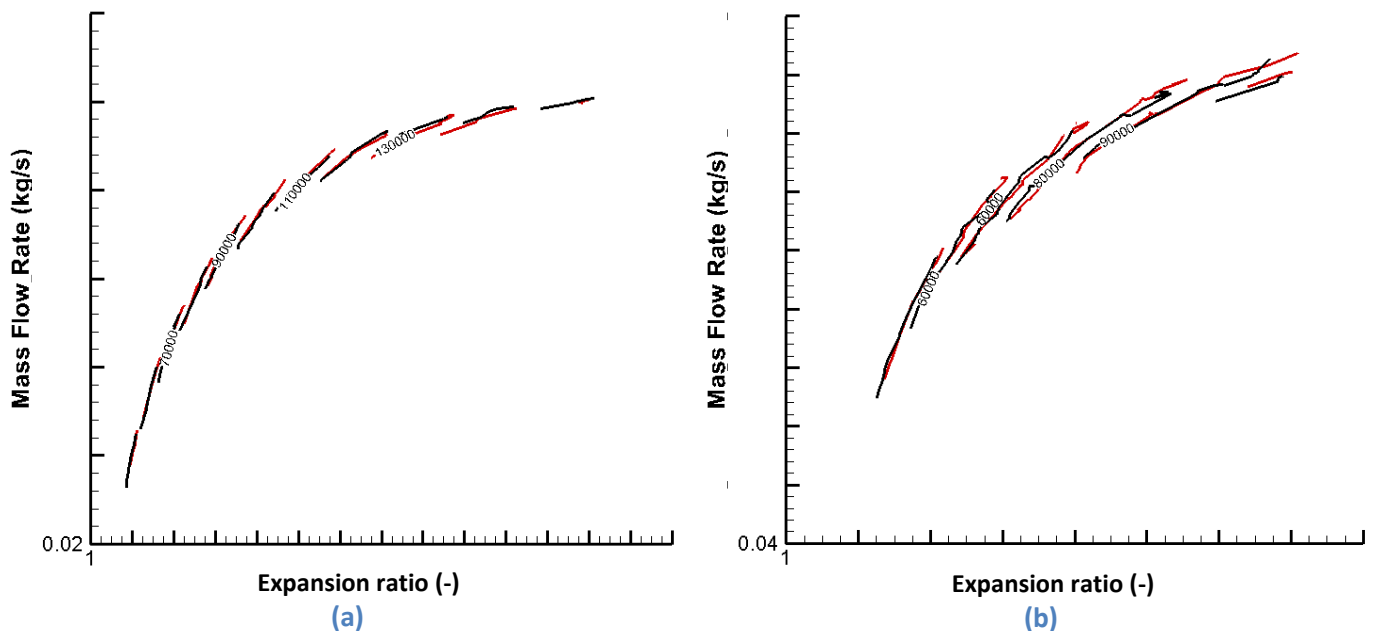
Les figures révèlent un important décalage des courbes de puissance pour les deux turbocompresseurs.

Pour un même débit massique et un même taux de compression, les puissances de l'eau et de l'huile (puissance récupérée par les fluides) sont plus élevées dans les conditions 3 (les fluides sont froids) que dans les conditions 1. Les fluides froids impliquent une plus grande différence de température avec le turbocompresseur, ce qui augmente les transferts de chaleur vers l'eau et l'huile.

Il est important de noter que la différence de puissance récupérée au niveau de l'huile, pour les deux turbocompresseurs, est plus importante que celle de la puissance récupérée au niveau de l'eau. En fait, l'huile est chauffée principalement par friction. En diminuant la température de l'huile, sa viscosité croît, donc la puissance des frottements et finalement la puissance récupérée au niveau de l'huile augmente toutes les deux.

Nous observons également que, sur l'essai en condition 1, la puissance de l'huile est négative à faible vitesse de rotation. En effet, les frottements ne sont pas importants à faible vitesse de rotation et comme l'eau est plus froide (70°C contre 85°C pour l'huile), il y a un transfert de chaleur de l'huile vers l'eau à travers les parois du corps central. Nous n'observons pas ce phénomène sur le test en condition 3 à cause de la puissance des frottements plus élevée due à la viscosité plus élevée de l'huile et à des températures d'eau et huile égales en entrée du corps central. De plus, les fluides sont probablement plus froids que la matière du corps central et récupèrent donc de la chaleur quelles que soient les conditions de fonctionnement du turbocompresseur. En effet, le corps central est chauffé par le côté turbine mais aussi par le côté compresseur lorsque les températures de l'air en sortie de roue compresseur sont supérieures à celle de la matière. Cela arrive d'autant plus facilement que les fluides sont froids et maintiennent des températures parois du corps central basses.

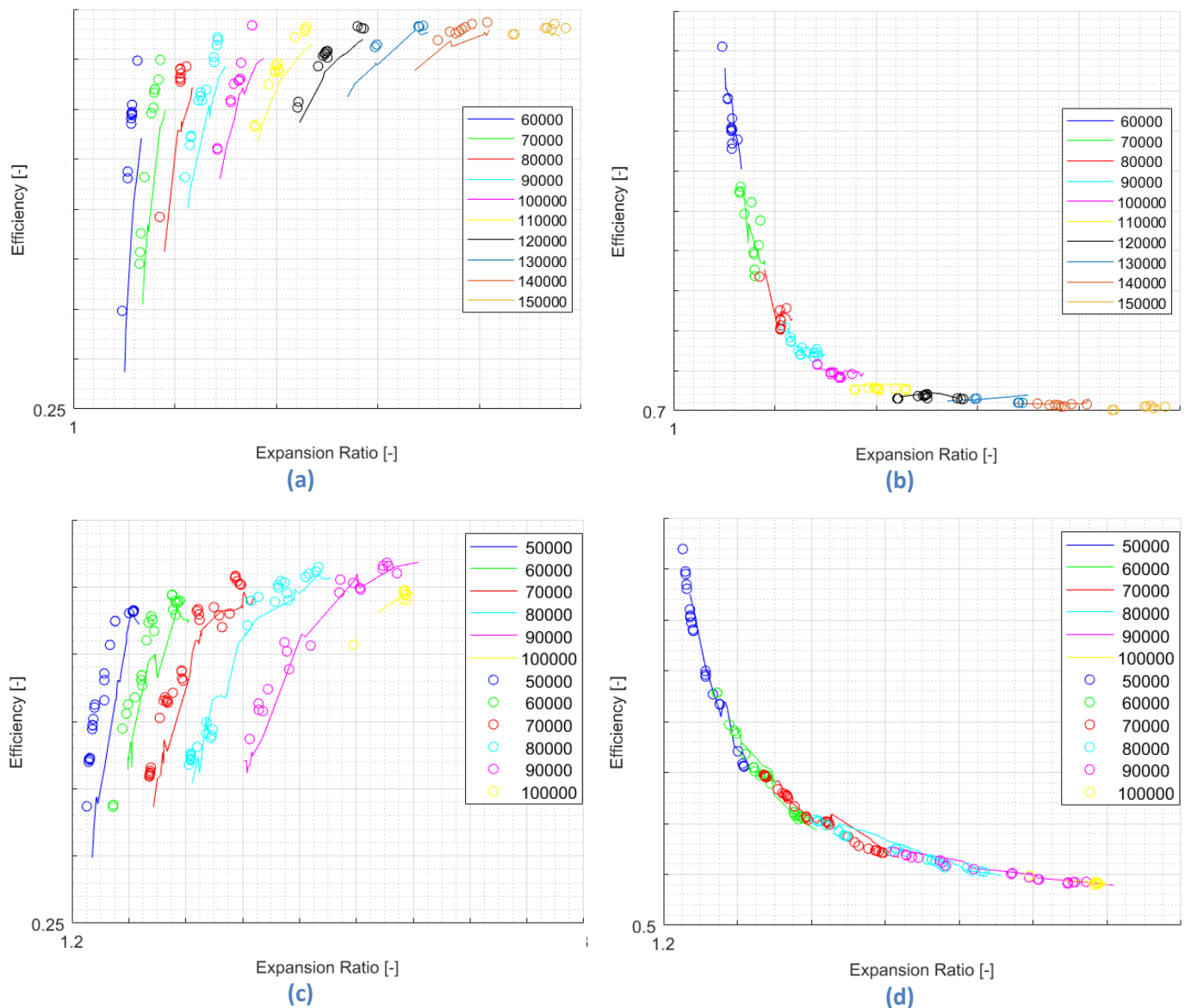
La Figure 179 montre les cartes d'iso-vitesse des turbines.



**Figure 179 : Comparaison des cartographies turbines (noir : condition 1, rouge : condition 3). (a) Turbocompresseur 1, (b) Turbocompresseur 2**

Au niveau de la turbine, les cartes d'iso-vitesse sont bien superposées (pour les deux turbocompresseurs).

La Figure 180 représente les deux types de rendement pour les turbines 1 et 2.



**Figure 180 : Superposition des cartographies d'isorendement turbine (rond : condition 1, ligne : condition 3). (a) rendement fournisseur et (b) rendement isentropique Turbocompresseur 1, (c) rendement fournisseur et (d) rendement isentropique Turbocompresseur 2**

Nous pouvons remarquer que l'efficacité suivant la définition du fournisseur est plus faible dans les conditions 3 alors que l'efficacité isentropique est sensiblement égale en conditions 1 et 3. L'efficacité mécanique doit être plus faible dans les conditions 3 en raison de pertes par frottements plus importantes (viscosité de l'huile plus élevée à une température plus basse).



## 2.2. Condition 4

La principale différence entre les essais en conditions 1 et 4 est la température de l'eau, qui est froide dans les essais en condition 4 (la température de l'huile n'est pas modifiée contrairement aux essais en condition 3).

La Figure 181 montre les cartes d'isovitesse et d'efficacité du compresseur.

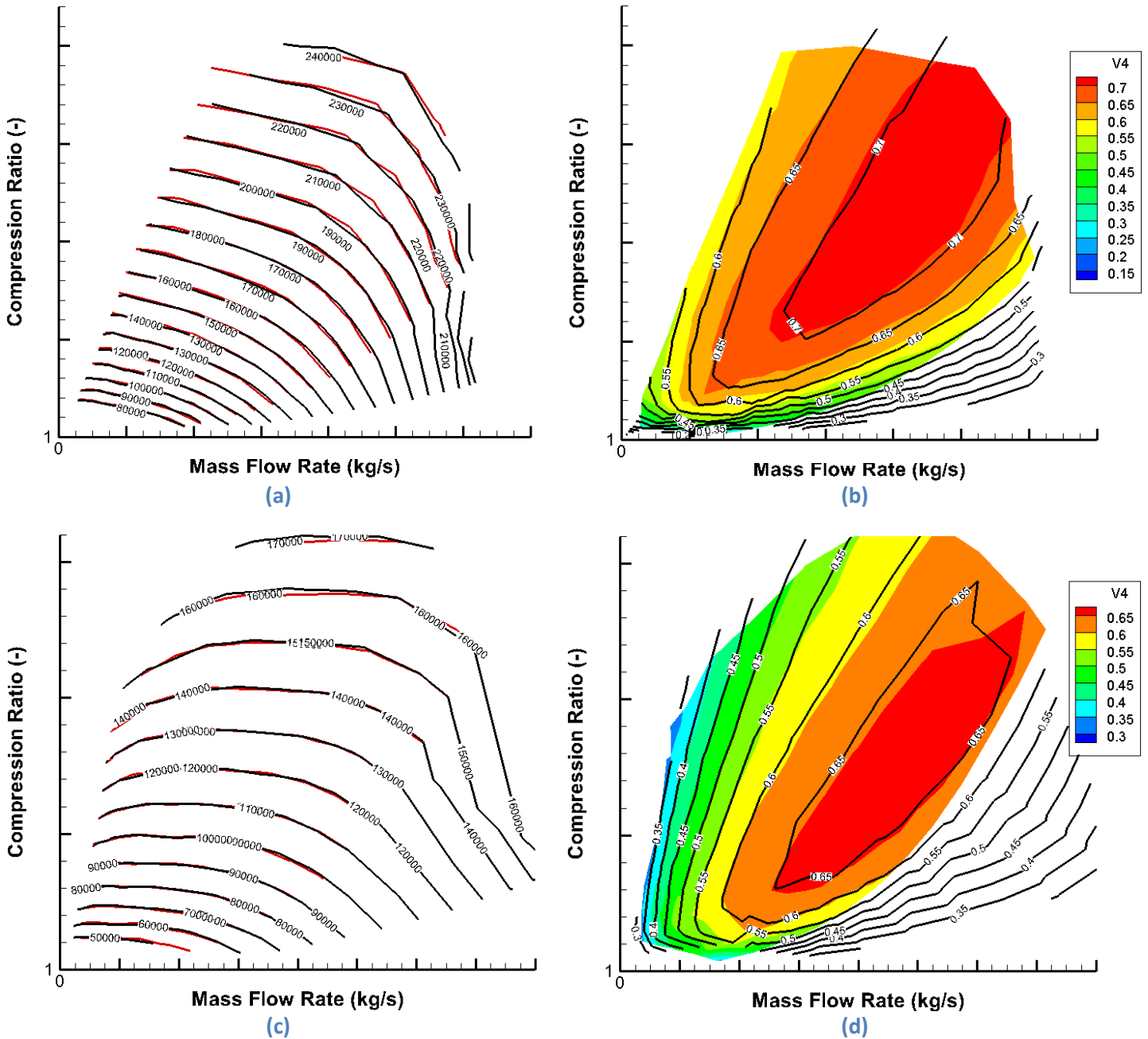


Figure 181 : Comparaison des cartographies du compresseur (noir : condition 1, rouge ou isocouleur : condition 4). (a) isovitesse et (b) isorendement Turbocompresseur 1, (c) isovitesse et (d) isorendement Turbocompresseur 2

Au niveau du compresseur, les cartographies d'iso-vitesse et de rendement sont superposées (pour les deux turbocompresseurs).

Il est étonnant de ne pas observer de décalage de rendement en fonction de la température d'eau comme on l'avait constaté dans le cas eau et huile froides. Le noyau d'eau dans le corps central du turbocompresseur est plutôt situé du côté de la turbine. Il est possible dans ces conditions que la température du corps central côté compresseur ne soit pas fortement impactée par l'eau froide. De plus, en considérant que la température du corps central dépend de la température de l'eau et de l'huile, il semblerait logique que le corps central soit plus chaud dans le cas présent (huile à 85°C et eau à 35°C) qu'avec les deux fluides à 35°C. L'échange avec le compresseur ne serait alors pas très impacté et les rendements resteraient équivalents au cas eau et huile chaudes.

La Figure 182 représente la puissance récupérée dans l'huile et l'eau sur les cartographies du compresseur.

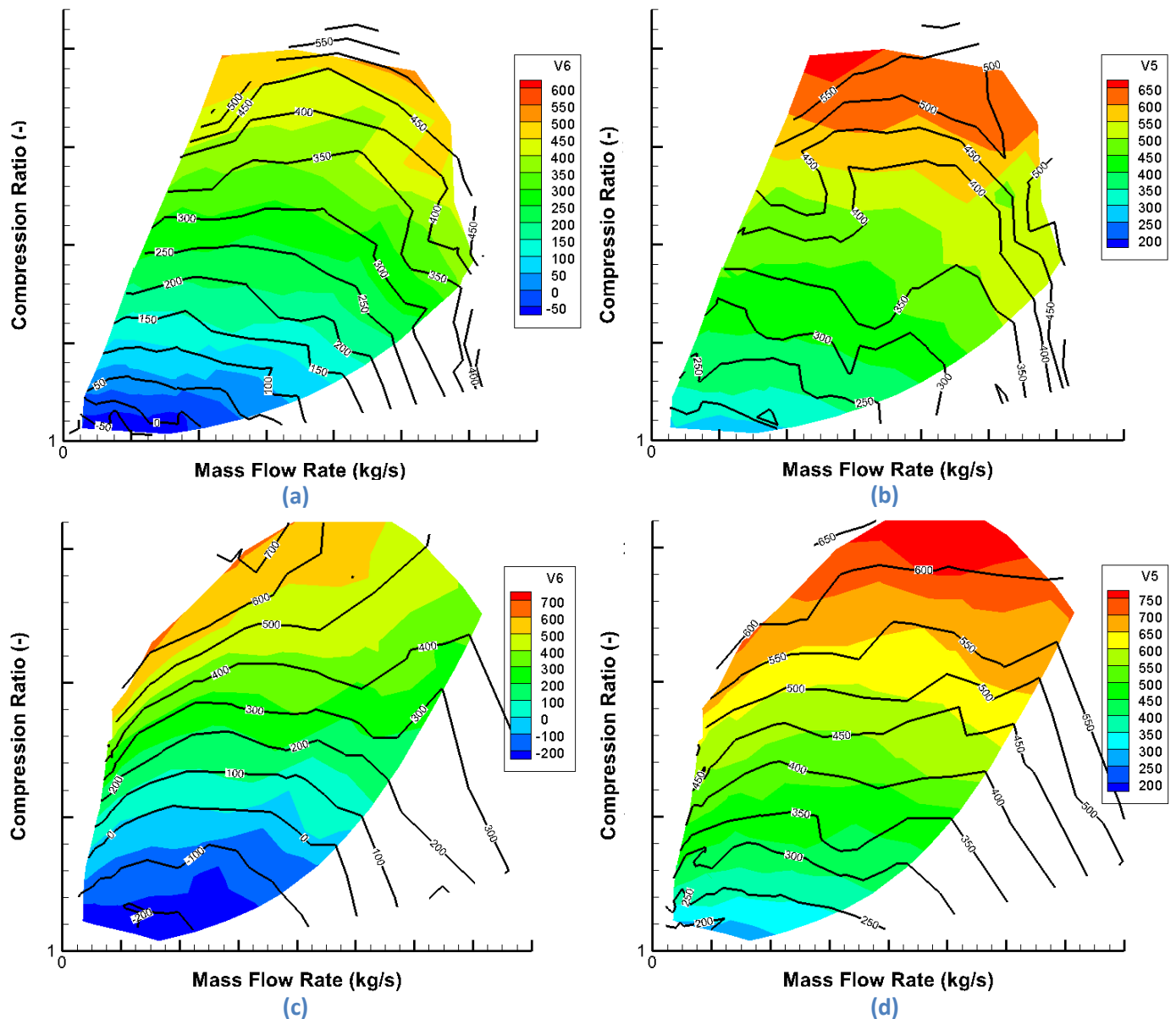
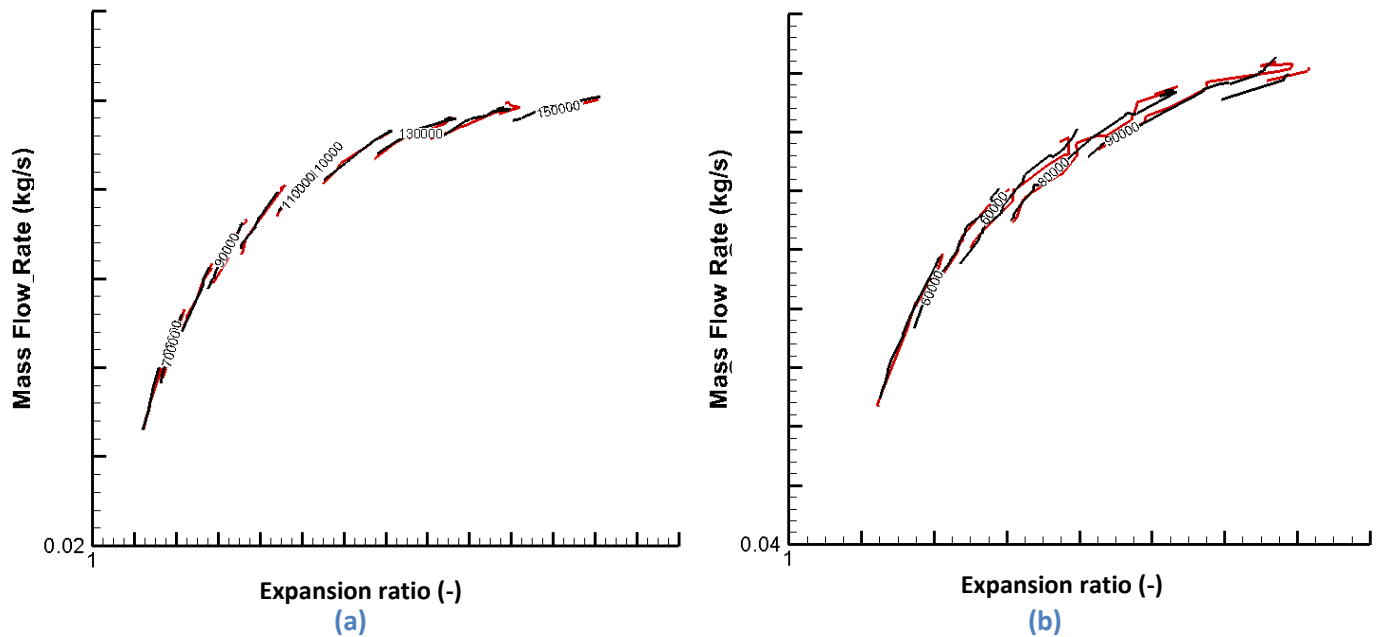


Figure 182 : Cartographie de puissance récupérée dans le fluide (en W) (noir : condition 1, isocouleur : condition 4). (a) huile et (b) eau Turbocompresseur 1, (c) huile et (d) eau Turbocompresseur 2

La comparaison des essais en conditions 1 et 4 souligne un décalage important entre les cartes de puissance d'eau. Le décalage est faible sur les cartes de puissance d'huile puisque la température de l'huile reste la même.

La chaleur du côté de la turbine est davantage transférée dans l'eau en raison du gradient de température plus élevé. Du fait de la différence de température entre l'huile et l'eau, il peut également y avoir un transfert de chaleur de l'huile vers l'eau.

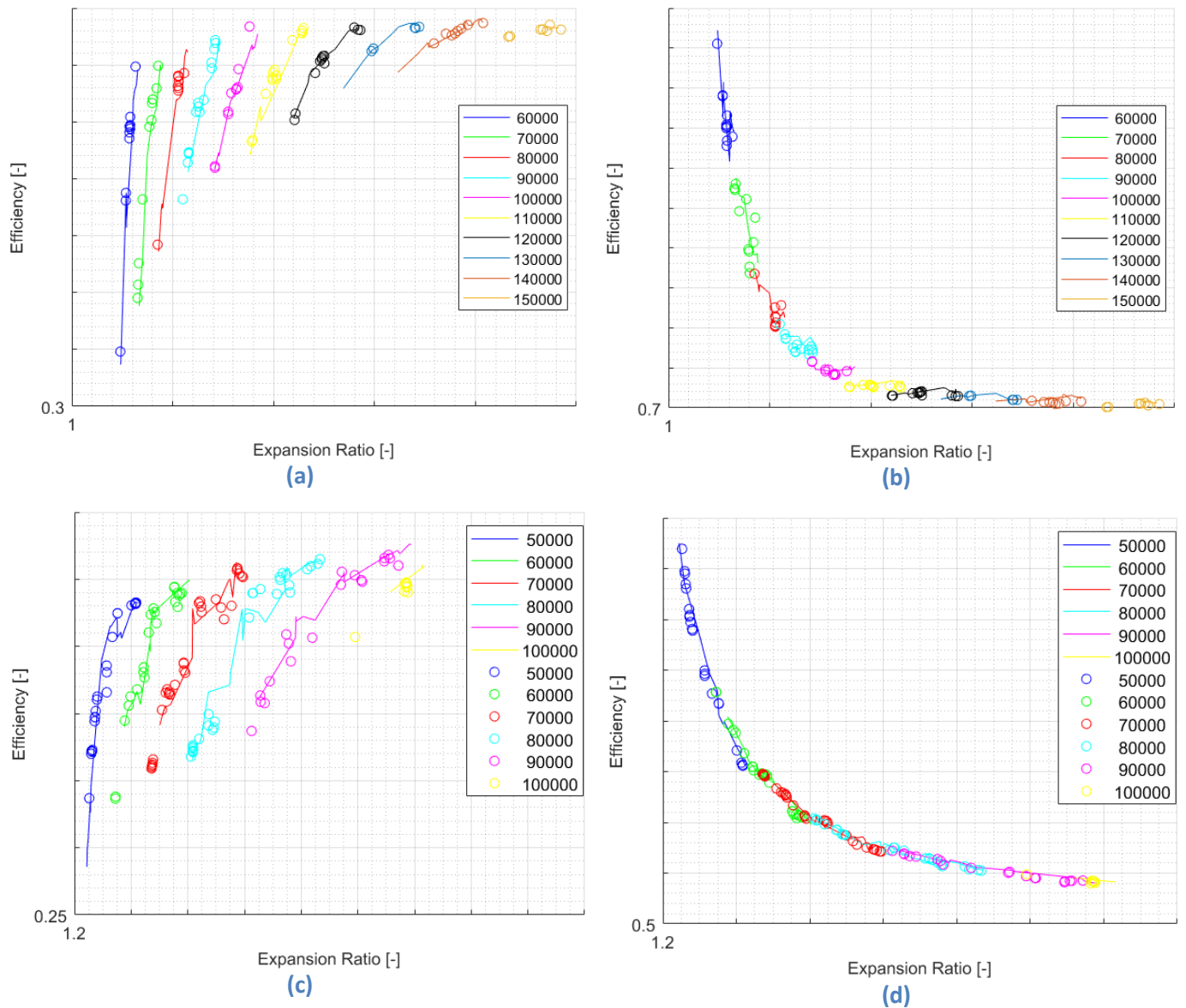
La Figure 183 compare les cartes d'iso-vitesse des turbines.



**Figure 183 : Comparaison des cartographies turbines (noir : condition 1, rouge : condition 4). (a) Turbocompresseur 1, (b) Turbocompresseur 2**

Du côté de la turbine, les cartographies d'iso-vitesse sont bien superposées (pour les deux turbocompresseurs).

La Figure 184 compare les cartes d'efficacité de la turbine.



**Figure 184 : Comparaison des cartographies d'isorendement turbine (rond : condition 1, ligne : condition 4). (a) rendement fournisseur et (b) rendement isentropique Turbocompresseur 1, (c) rendement fournisseur et (d) rendement isentropique Turbocompresseur 2**

Comme pour le côté du compresseur, nous ne constatons pas de changement de rendement du côté de la turbine.

### 2.3. Condition 3 vs 4

Une comparaison entre les essais en conditions 3 et 4 est également faite du côté du compresseur pour comprendre les différences.

La Figure 185 compare les cartographies de rendement en conditions 3 et 4 pour les deux turbocompresseurs testés.

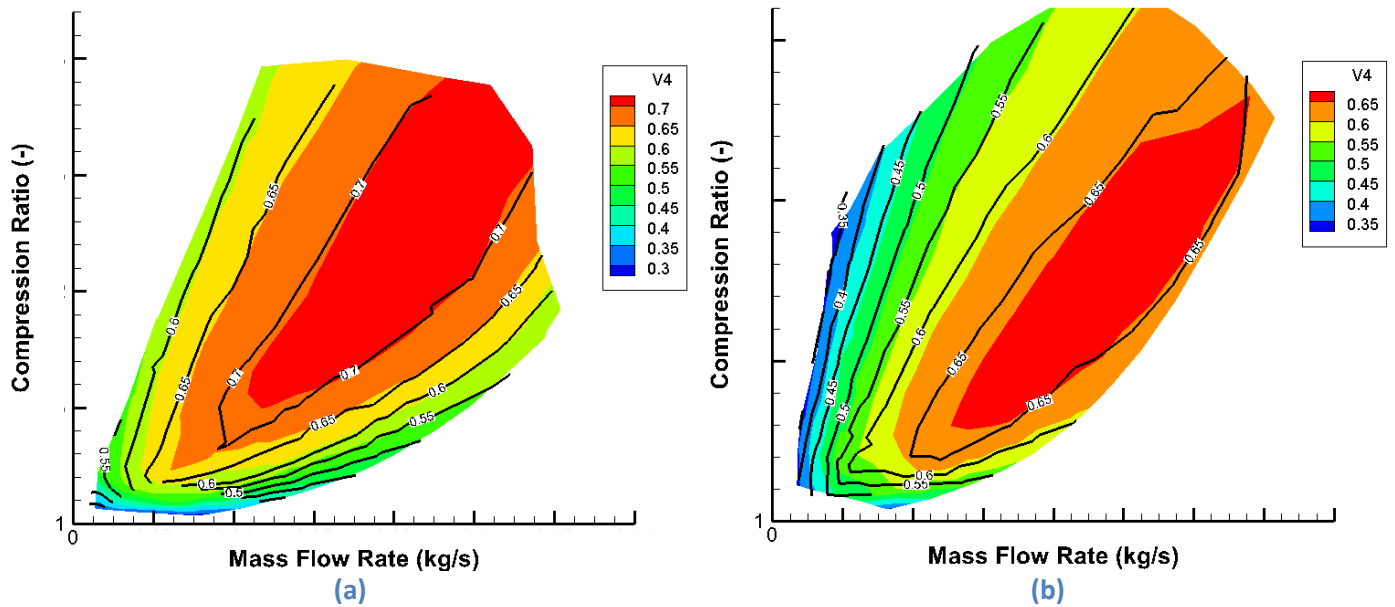
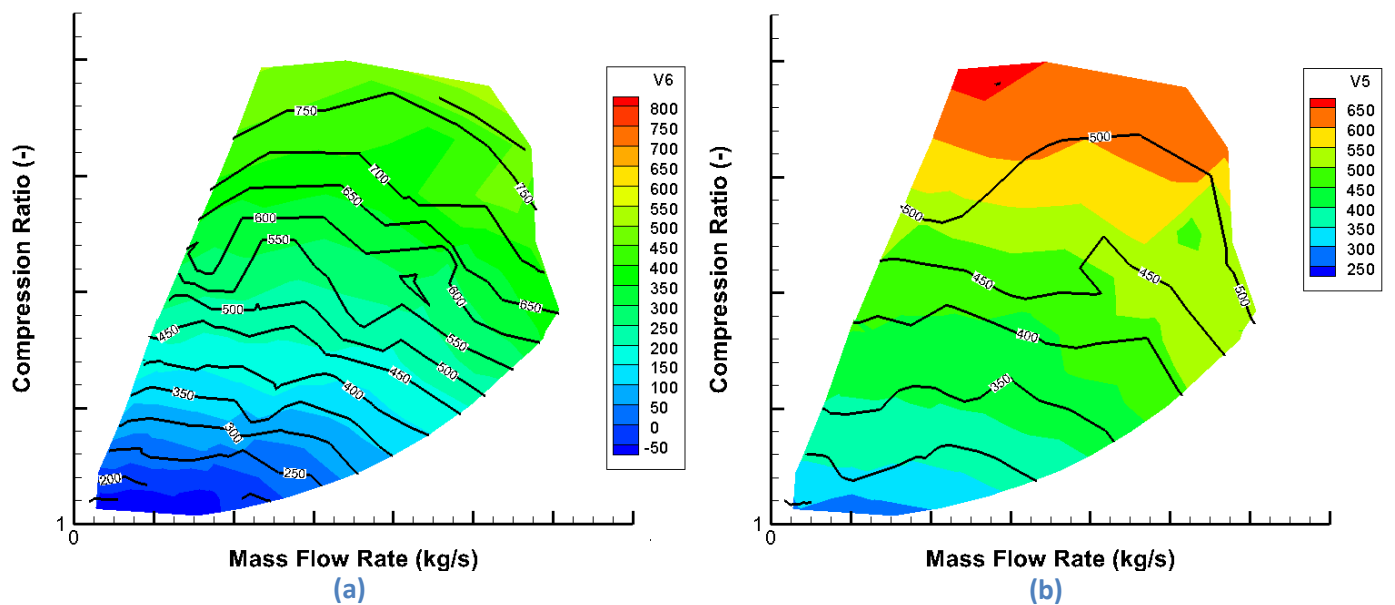


Figure 185 : Comparaison des cartographies isorendement du compresseur (noir : condition 3, isocouleur : condition 4). (a) Turbocompresseur 1 (b) Turbocompresseur 2

La Figure 186 compare les puissances récupérées par l'eau et l'huile dans les conditions 3 et 4 pour les deux turbocompresseurs.



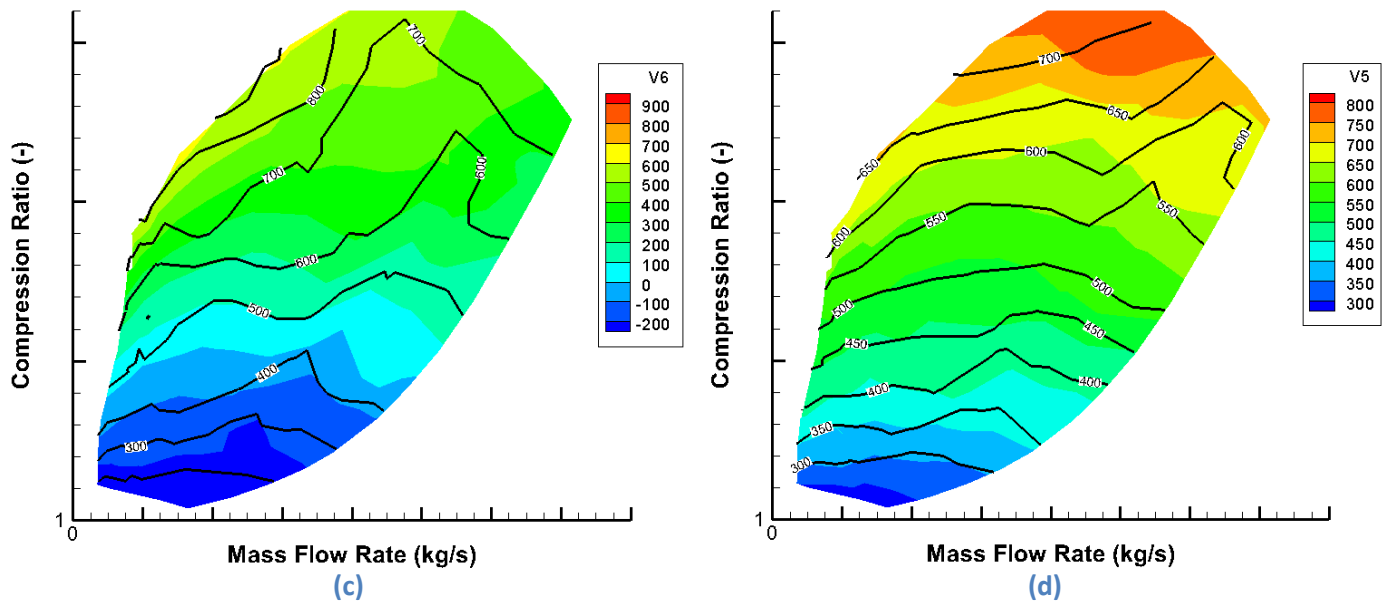


Figure 186 : Cartographie de puissance récupérée dans le fluide (en W) (noir : condition 3, isocouleur : condition 4). (a) huile et (b) eau Turbocompresseur 1, (c) huile et (d) eau Turbocompresseur 2

On peut remarquer sur la Figure 186 (d) que les cartes de puissance de l'eau sont décalées de 50W (l'eau récupère 50W de plus en condition 4 qu'en condition 3). La différence de puissances au niveau de l'huile est plus grande puisque la température de l'huile change entre ces deux cas. La puissance récupérée dans l'eau ne dépend pas seulement de la température de l'eau (comme le montrent les comparaisons des conditions 3 et 1, voir 2.1) mais aussi de la température de l'huile.

On observe un changement de rendement entre les conditions 3 et 4. Les conditions 3 améliorent l'efficacité à faible puissance du turbocompresseur en raison des transferts de chaleur. On pourrait en conclure que la température de l'huile a plus d'influence que celle de l'eau puisque le cas 4 ne montre pas d'augmentation du rendement (l'eau est maintenue à la même température dans les conditions 3 et 4). Le cas complémentaire, eau chaude et huile froide, qui n'a pas été testé et aurait pu aider à confirmer cette hypothèse. Il est aussi raisonnable de penser que la température du corps central est liée à la température des deux fluides. Par conséquent le cas 3 conduit à un corps central plus froid que le cas 4 et impacte donc de façon plus notable les rendements. Il sera intéressant d'étudier la température du corps du turbocompresseur sur les essais effectués au banc moteur (il n'y a pas d'instrumentation température du corps central sur les turbocompresseurs caractérisés sur le banc turbocompresseur) pour confirmer ces hypothèses (voir 3.2.2).

## 2.4. Influence de la pression d'huile sur le turbocompresseur 2

L'impact de la pression d'huile est étudié en effectuant un balayage pour différents points pendant l'acquisition des points en condition 1. Les essais avec balayage de pression d'huile sur le turbocompresseur 1 ont été présentés en 2.2.5.3. Les résultats des essais du turbocompresseur 2 sont présentés ici. Les deux turbocompresseurs ont le même comportement vis-à-vis de la pression d'huile.

La Figure 187 représente le débit massique d'huile en fonction de la pression d'entrée d'huile.

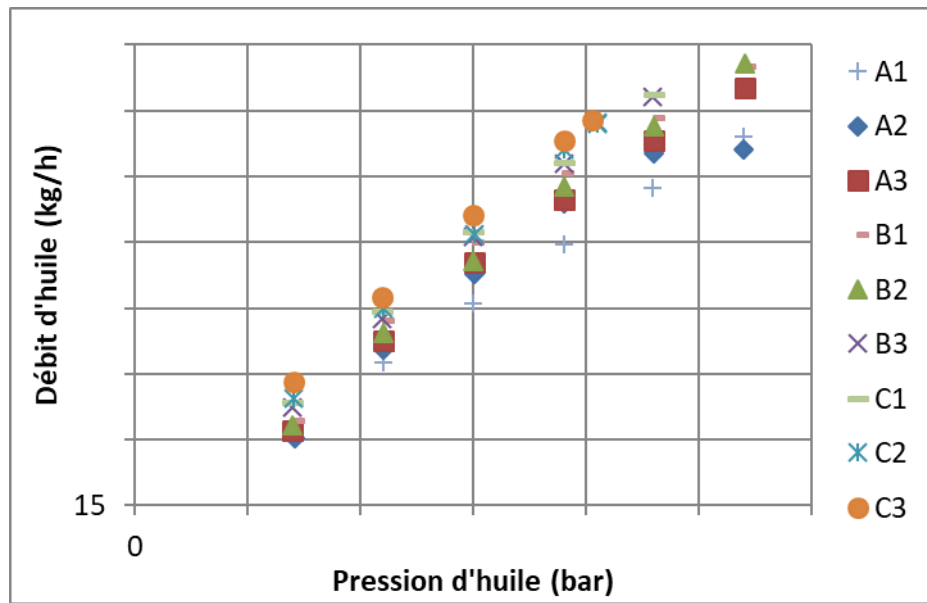


Figure 187 : Débit d'huile en fonction de sa pression, Turbocompresseur 2

Sur les essais du Turbocompresseur 2, la pression varie entre 0,7 et 2,7 bar (par intervalle de 0,4 bar). La pression d'huile ne peut pas dépasser 2,05 bar sur les points C2 et C3 avec le Turbocompresseur 2.

On peut remarquer que, logiquement, le débit massique d'huile dépend de la pression d'huile. En fait, le débit d'huile dépend aussi d'un autre paramètre puisque C3 a un débit plus élevé que A1 à la même pression.

On peut observer sur la Figure 188 que le débit massique d'huile dépend également de la température moyenne de l'huile. Plus la température de l'huile est élevée, plus sa viscosité est faible et donc plus le débit massique est élevé.

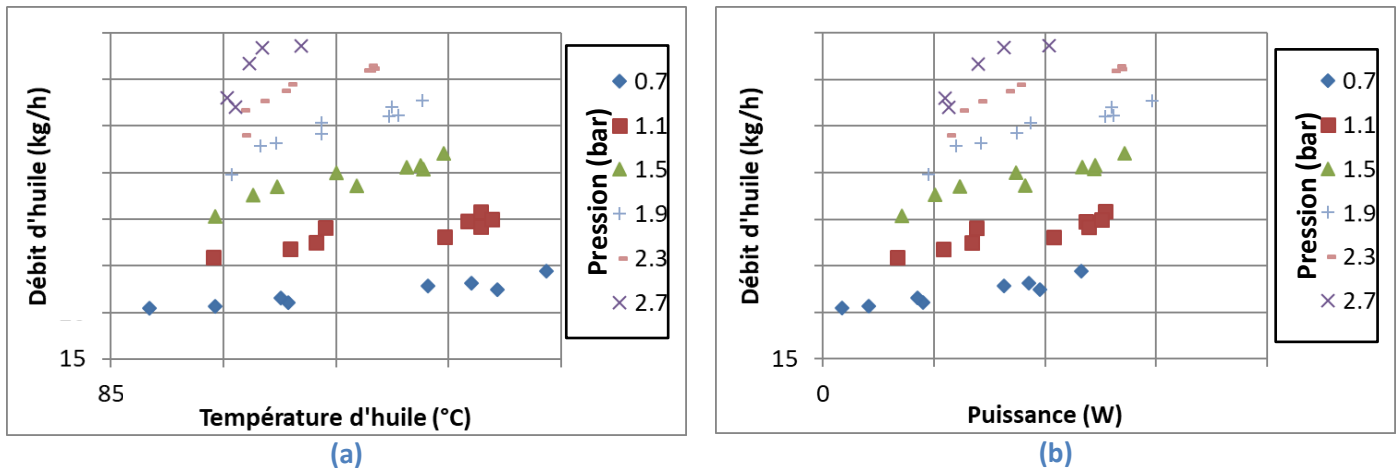


Figure 188 : Débit d'huile en fonction (a) de la température, (b) de la puissance récupérée par l'huile, Turbocompresseur 2

On constate que le débit peut également être associé à la puissance récupérée par l'huile. Ceci est attendu puisque la puissance est calculée par le produit du débit et de la différence de température d'huile entre l'entrée et la sortie du turbocompresseur.

## 2.5. Apport des essais en conditions 3 et 4 sur la corrélation de transfert thermique côté compresseur

La comparaison des essais en conditions fournisseur (1) et adiabatiques (2) a permis de calculer les transferts thermiques et d'en déduire une corrélation pseudo-empirique (voir 2.3.1). Cette modélisation a été établie en prenant également en compte les essais en conditions 3 et 4. La variation des températures d'eau et huile sur ces essais permet d'être plus représentatif des conditions qui sont rencontrées lorsque le turbocompresseur est couplé au moteur.

La puissance thermique est obtenue en faisant la différence entre les essais avec échange thermique (conditions 1, 3 ou 4) et les essais adiabatiques (2). La Figure 189 compare pour les conditions 1, 3 et 4 la puissance thermique calculée (par différence avec les essais adiabatiques) ou évaluée par le modèle. La calibration des coefficients du modèle est obtenue avec ou sans prise en compte des données des conditions 3 et 4.



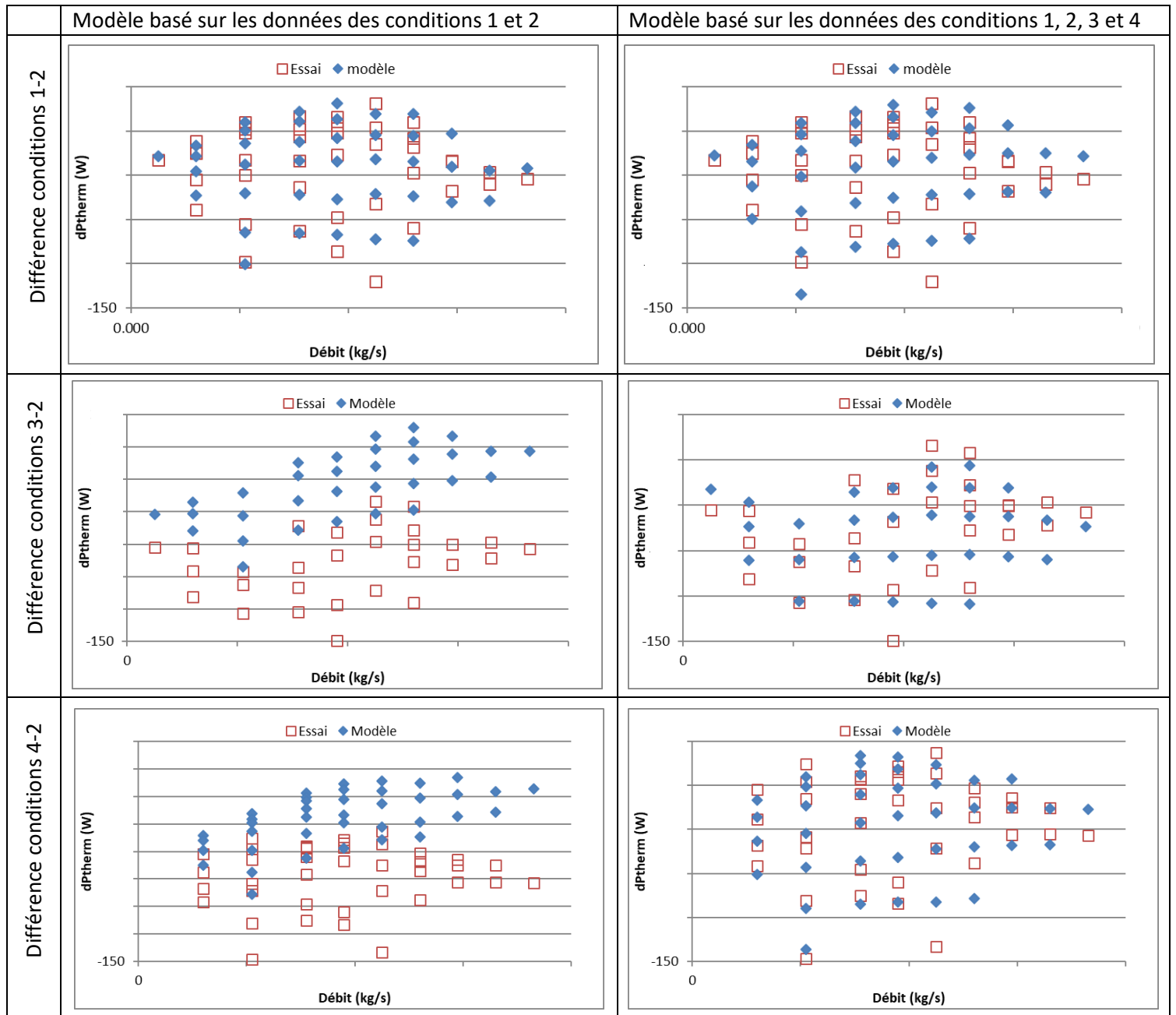


Figure 189 : Résultats de la modélisation de la puissance thermique en fonction des essais utilisés

On remarque que, logiquement, la modélisation est légèrement moins précise sur la condition 1 lorsqu'on considère l'ensemble des données des conditions 1, 2, 3 et 4. Cependant l'amélioration est très nette pour les conditions 3 et 4. La prise en compte des essais en conditions 3 et 4 permet donc capturer l'influence des températures d'entrée de l'huile et de l'eau sur les échanges thermiques au niveau du compresseur.

### 3. Analyse de la thermique proche moteur en fonction des températures d'eau et d'huile

Différents essais de variations de température d'eau et d'huile ont été effectués aussi bien sur des points stabilisés que sur des phases transitoires (réponse à un créneau pédale). Cette annexe analyse l'impact des températures d'eau et d'huile sur les températures parois mesurées à plusieurs emplacements : culasse, carter et turbocompresseur.

#### 3.1. Analyse en fonction du point de fonctionnement stabilisé

L'étude de la variation des flux à l'eau et l'huile sur le champ iso est complétée par une étude d'impact des températures d'eau et l'huile sur différents points de fonctionnement. El hajj [7] a réalisé des essais de variations de température des fluides pendant ses travaux de thèse sur le cliquetis. Cette campagne d'essais a été réalisée en parallèle de ce travail de thèse sur le moteur 1 au banc d'essai moteur de l'ECN décrit au chapitre 1.2. Il y étudie l'impact des températures sur la combustion en conservant les paramètres de timing soupape. Deux régimes moteur sont testés : 2000 et 4000 rpm pour différents niveaux de pression d'admission. Les essais à 2000 rpm sont réalisés à iso avance allumage. Ceux à 4000 rpm conservent quant à eux le CA50.

La Figure 190 trace l'évolution de la température culasse pour différents couples de température eau / huile.

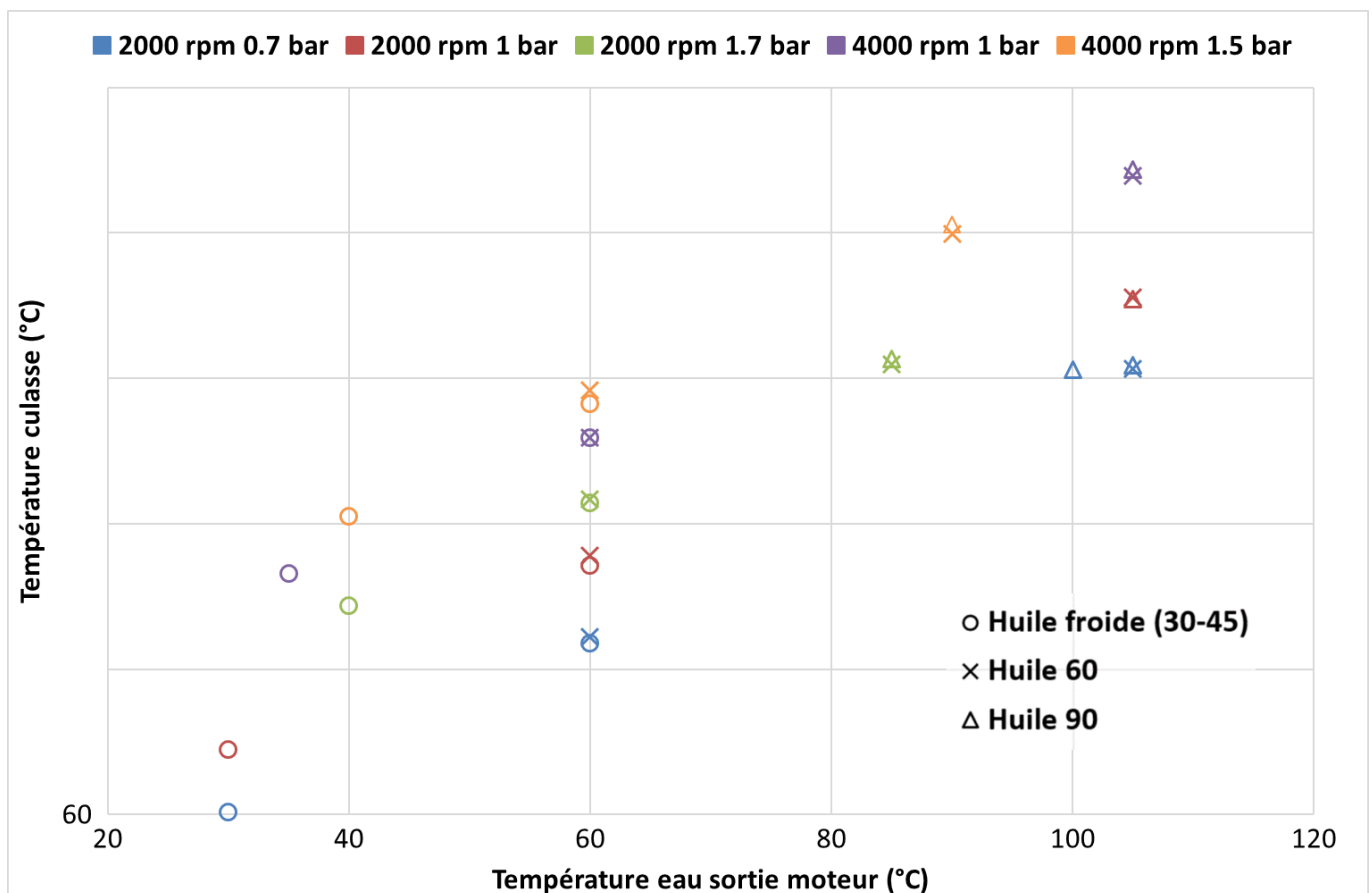


Figure 190 : Evolution de la température culasse en fonction des températures d'eau et d'huile

La température d'eau est tracée en abscisse, celle de l'huile est identifiée en fonction de la forme des marqueurs. Enfin les couleurs servent à différencier les points de fonctionnement. Les figures suivantes dans ce paragraphe reprennent ce type de représentation.

On retrouve logiquement que la température dépend du point de fonctionnement moteur comme déjà observé sur le champ iso. Plus la charge est élevée, plus la température paroi augmente. A iso pression d'admission, l'augmentation du régime moteur entraîne aussi une hausse de température. L'impact de la température d'eau sur la température de la paroi culasse est très clair. Une eau plus froide permet un refroidissement plus important de la culasse.

La température d'huile a un très faible impact. On constate effectivement que pour une eau à 60°C, par exemple, les points avec huile froide et ceux à 60°C sont quasiment superposés. On retrouve le même phénomène avec  $T_{eau}=105^{\circ}\text{C}$  et l'huile à 60 ou 90°C.

La Figure 191 trace les évolutions de rendement volumétrique et de température d'air entrée cylindre 2.

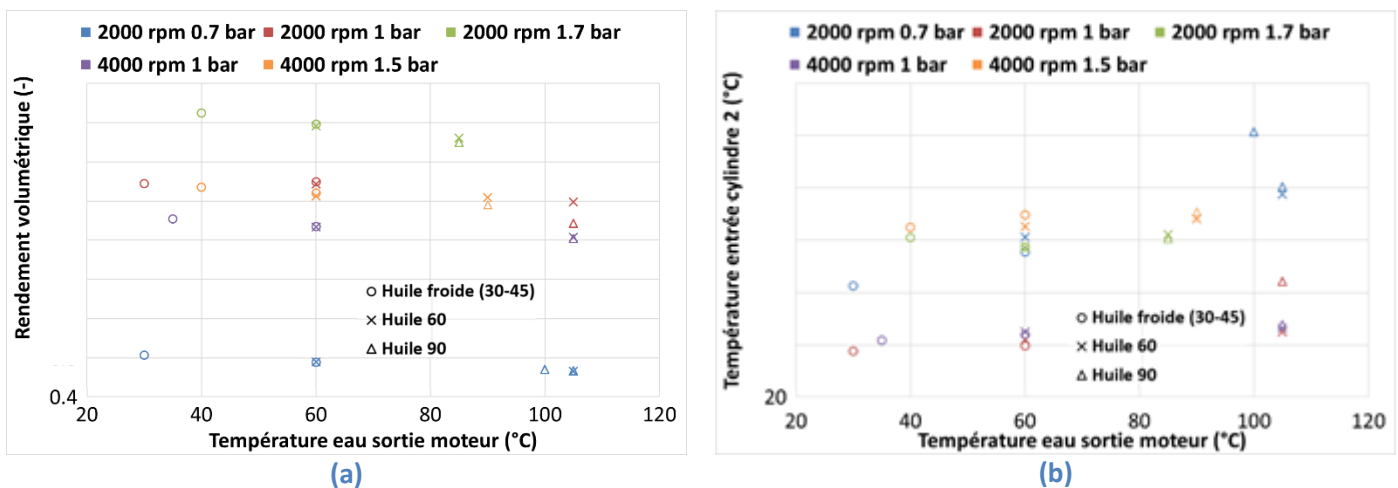
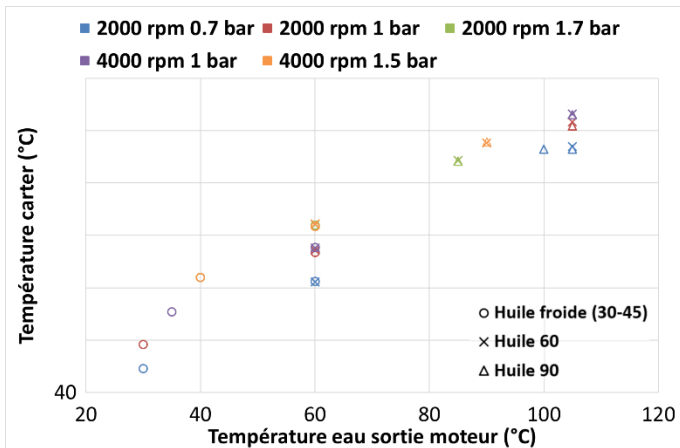


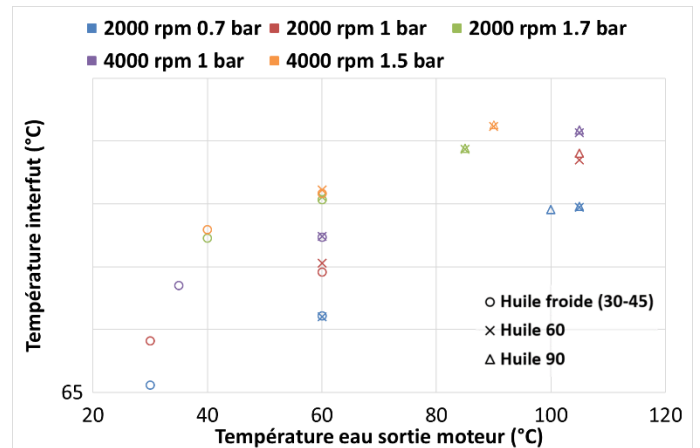
Figure 191 : Evolution du rendement volumétrique et de la température d'air entrée cylindre 2 en fonction des températures d'eau et d'huile

Le rendement volumétrique baisse lorsque la température d'eau augmente. La température de l'huile n'a pas d'effet significatif comme on l'a déjà constaté sur la température paroi culasse (Figure 190). On constate sur la Figure 191 (b) que la température de l'air en entrée du cylindre 2 augmente également avec la température de l'eau et conduit à une diminution du rendement volumétrique calculé en prenant la température entrée papillon pour référence. Le thermocouple n'est pas placé dans la culasse au plus proche du cylindre mais au niveau de la branche du répartiteur alimentant le siamois du cylindre 2 pour des raisons de faisabilité. L'air continue donc d'échanger avec les parois de la culasse avant d'être admis dans les cylindres et sa température évolue certainement dans une plus grande mesure que ce qui est mesuré et tracé en Figure 191 Figure 192 (b).

La Figure 192 trace l'évolution de la température carter et interfûts.



(a)

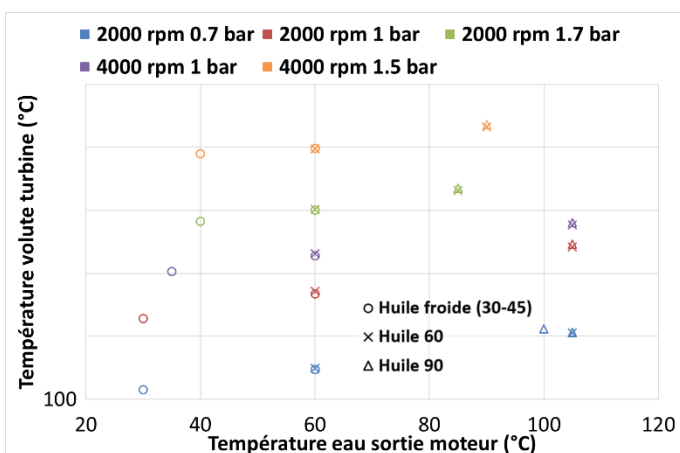


(b)

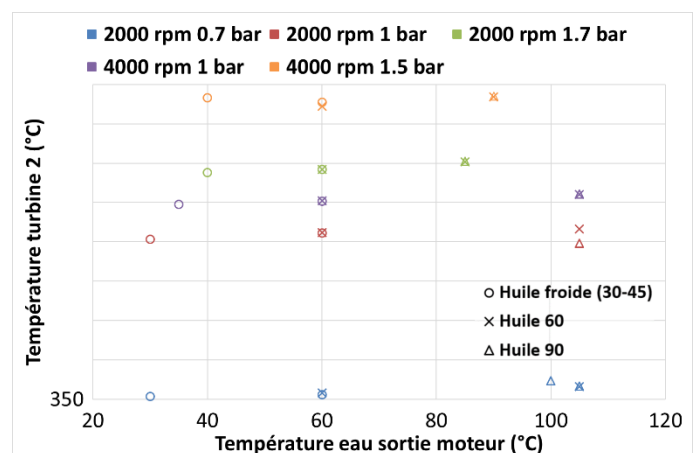
**Figure 192 : Evolution de la température carter et interfûts en fonction des températures d'eau et d'huile**

Les températures carter et interfûts évoluent sensiblement de la même façon que la température de la culasse. On remarque que les gradients de température liés au changement de point de fonctionnement moteur sont beaucoup plus limités pour la température carter. Ainsi la différence avec la température de l'eau est plus faible qu'au niveau de l'interfûts ou de la culasse. Les températures interfûts sont légèrement supérieures aux températures culasse. La proximité au noyau d'eau implique un refroidissement plus important. Il est donc logique que les températures carter soient plus faibles.

La Figure 193 trace l'évolution de différentes températures paroi de la turbine ainsi que la température des gaz d'échappement en entrée turbine.



(a)



(b)

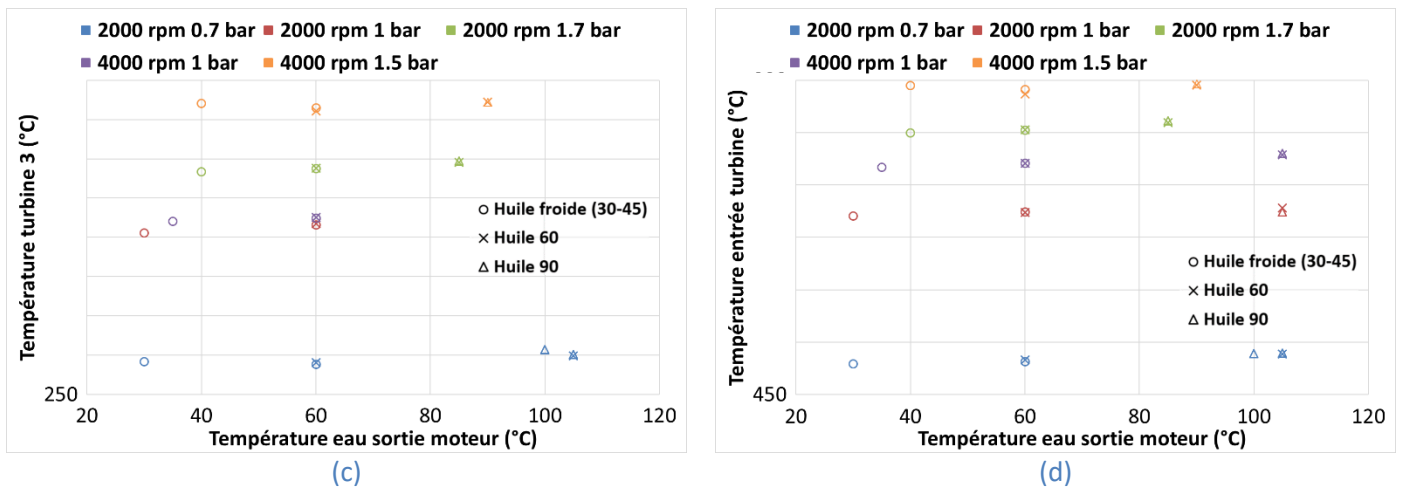


Figure 193 : Evolution des températures de la turbine en fonction des températures d'eau et d'huile

La turbine est soumise à un très grand gradient thermique. La température d'huile ne conduit pas à des différences significatives de température paroi aux trois emplacements de mesure. La température de la volute proche du collecteur est plus froide que les deux autres. La température de l'eau influe sur la température de la paroi volute probablement par conduction depuis la bride sur le collecteur intégré à la culasse dont la température varie avec celle de l'eau (Figure 190). Les températures turbine 2 et 3 sont moins sensibles aux variations de température de l'eau. En revanche, le point de fonctionnement du moteur influence fortement la température de la paroi turbine. Les différences de température des gaz en entrée turbine sont effectivement très importantes en fonction du point de fonctionnement comme le trace la Figure 193 (d).

La Figure 194 trace l'évolution des températures d'eau et d'huile en entrée du corps central du turbocompresseur afin de vérifier qu'elles sont bien proches des température régulées au niveau du moteur (les échanges thermiques et la géométrie complexe des noyaux fluides pourraient conduire à des niveaux de températures différents).

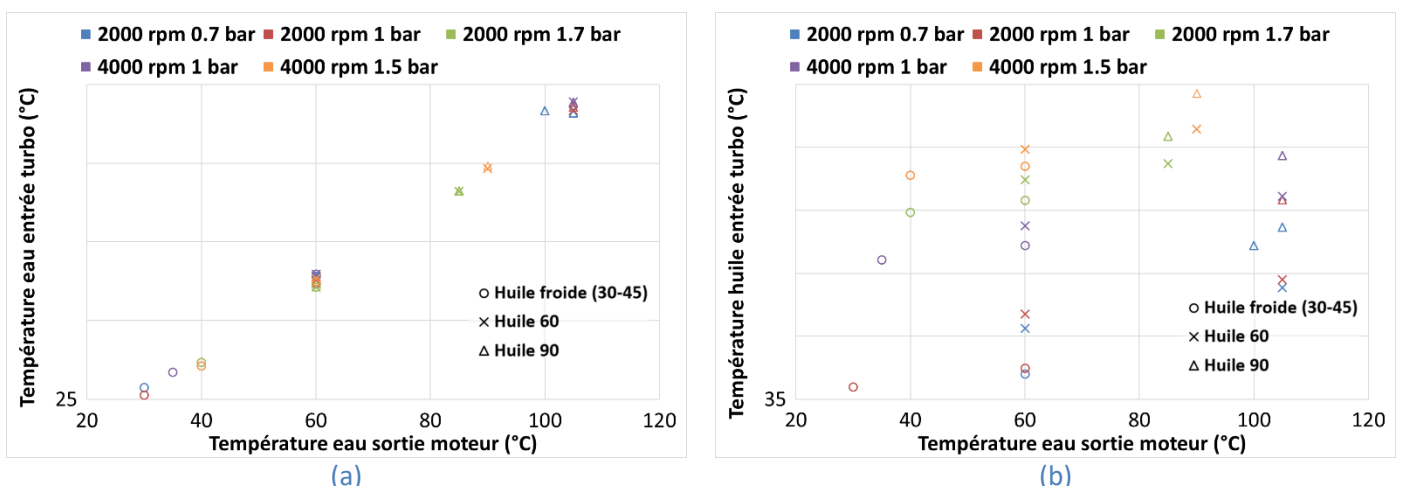
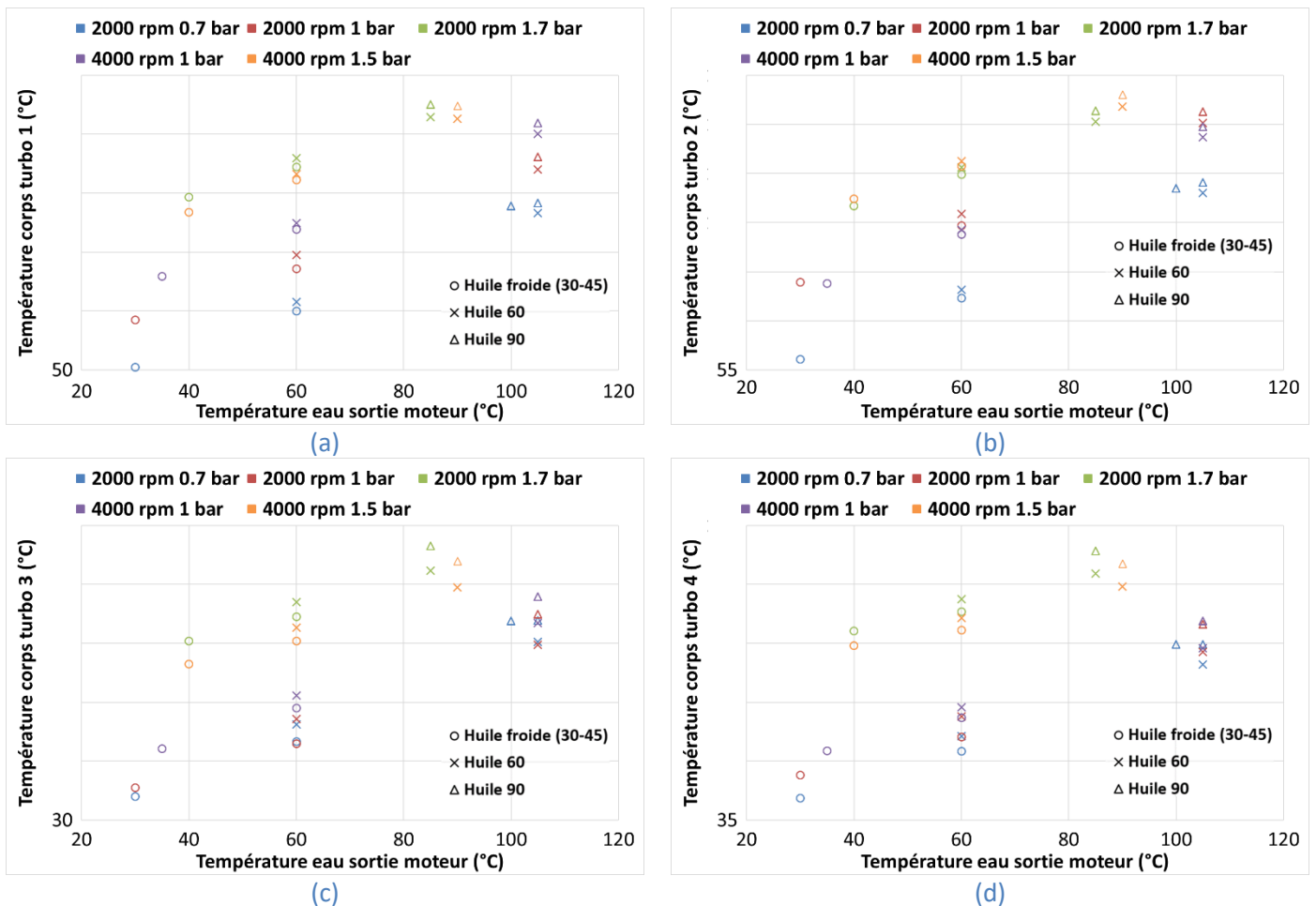


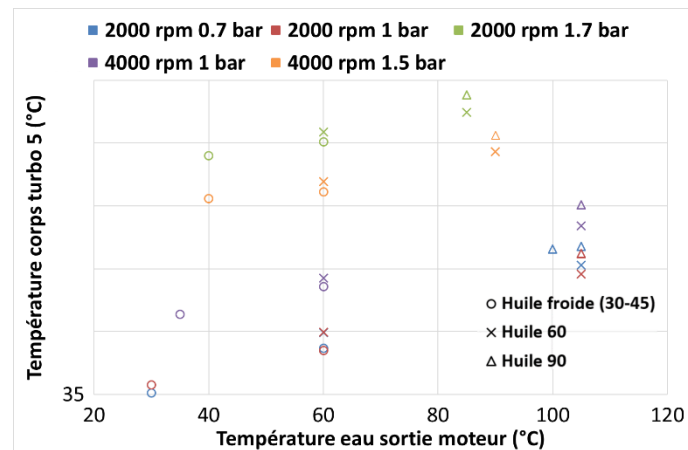
Figure 194 : Evolution de la température d'eau et d'huile en entrée turbocompresseur en fonction des températures d'eau et d'huile

La température d'eau en entrée du turbocompresseur est cohérente avec la température d'eau régulée en sortie moteur. On constate a contrario des écarts importants entre la température d'huile en entrée du turbocompresseur et celle en entrée moteur. Le point de fonctionnement moteur joue

clairement un rôle sur le niveau de température de l'huile en entrée du turbocompresseur. La température en entrée du moteur a également un impact sur la température de l'huile en entrée du turbocompresseur. On observe effectivement que pour un même point de fonctionnement les cas « huile 60°C » sont bien au-dessus des cas huile froide (les croix sont au-dessus des ronds de même couleur). Il en va de même pour les cas « huile 90°C » par rapport aux cas « huile 60°C ». Il est aussi possible de remarquer l'influence de la température d'eau en sortie moteur sur celle de l'huile en entrée turbo. En effet, on constate pour un même point de fonctionnement moteur, une augmentation de la température d'huile en entrée turbocompresseur avec l'augmentation de celle de l'eau sortie moteur. Le circuit d'huile moteur est assez complexe. L'huile lubrifie différents systèmes et peut échanger avec le bloc moteur avant son passage dans le corps central du turbo. Les températures observées en entrée turbocompresseur semblent donc cohérentes avec le fonctionnement du moteur.

La Figure 195 illustre l'évolution des différentes températures du corps central du turbocompresseur.





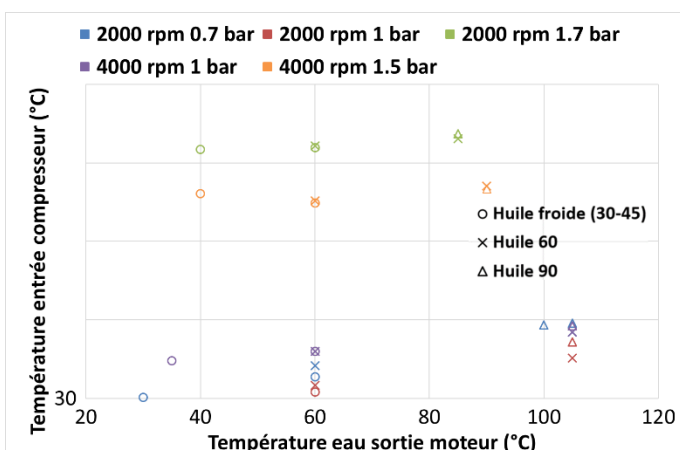
(e)

**Figure 195 : Evolution des températures du corps central du turbocompresseur en fonction des températures d'eau et d'huile**

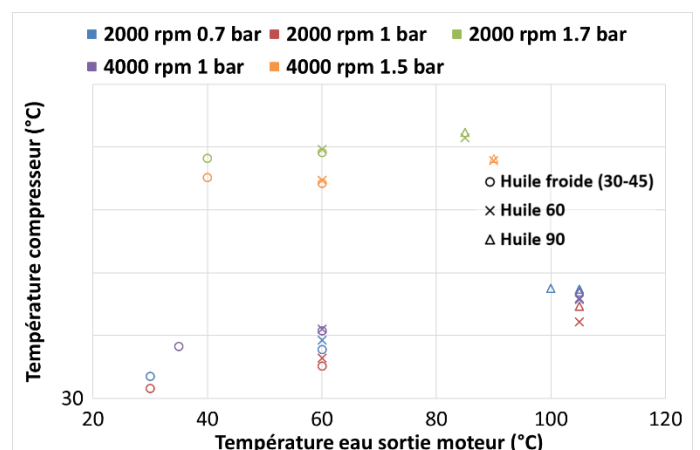
Les températures du corps du turbocompresseur sont plus importantes côté turbine que côté compresseur (TTURBC1 et 2 en Figure 195 (a) et (b)) sont supérieures à TTURBC3, 4 et 5 en Figure 195 (c), (d) et (e)). La variation de température d'eau et d'huile impacte les températures parois. Le côté turbine du corps central est plus sensible aux variations de température de l'eau (TTURBC1 et 2 en Figure 195 (a) et (b)). Ceci est cohérent avec la géométrie du corps central : comme illustré par la Figure 13, le noyau d'eau est concentré du côté de la turbine. Les températures paroi côté compresseur évoluent, elles, de façon similaire en cas de variation de température de l'eau ou de l'huile.

Il est intéressant de constater que pour les températures du corps central, c'est le point de fonctionnement « 2000 rpm 1.7 bar » qui conduit aux plus fortes températures (sauf pour TTURBC2 Figure 195 (b)). Pour les températures étudiées précédemment, c'était toujours le point « 4000 rpm 1.5 bar » qui conduisait aux températures les plus élevées. Ce constat est particulièrement marqué sur TTURBC5 (Figure 195 (e)) qui est le thermocouple situé proche de la sortie roue du compresseur.

La Figure 196 trace l'évolution des différentes températures paroi du compresseur.



(a)



(b)

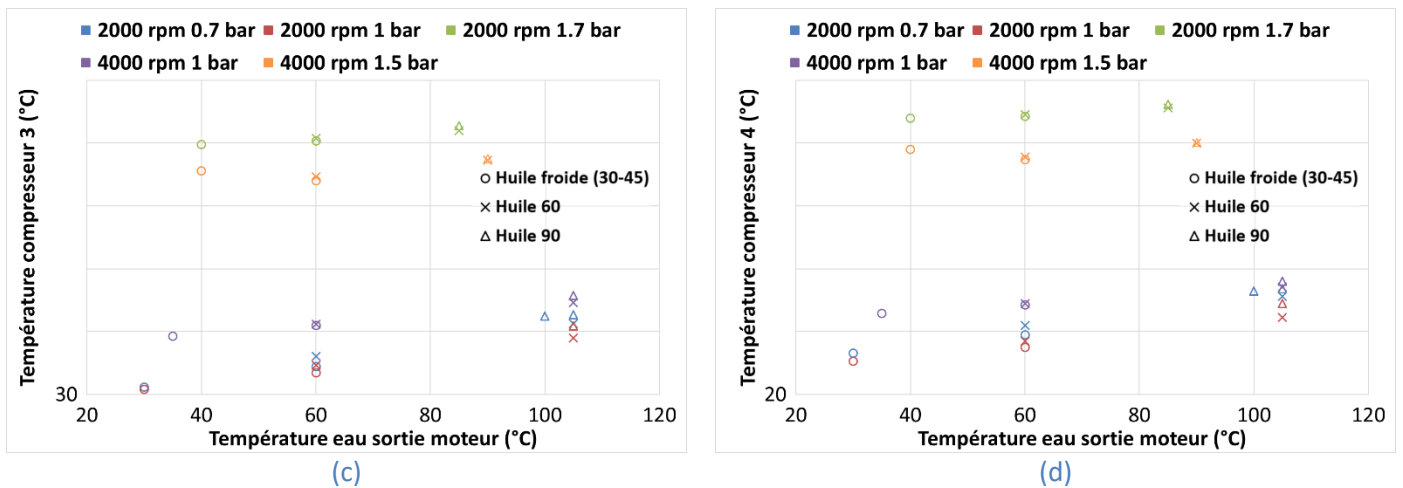
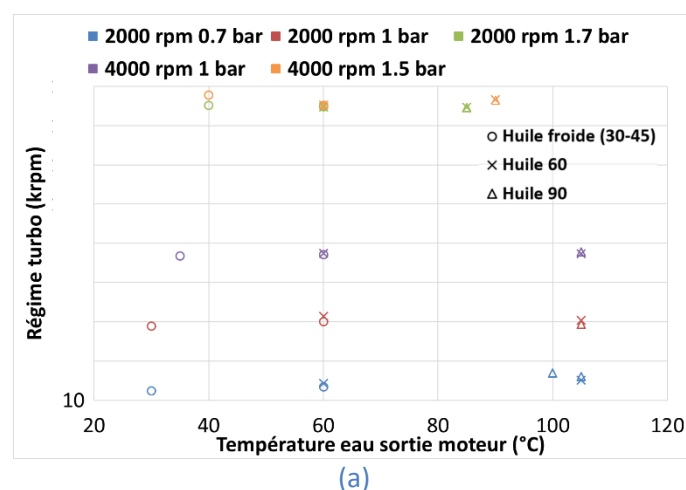


Figure 196 : Evolution des températures paroi du compresseur en fonction des températures d'eau et d'huile

La température paroi en entrée compresseur (TTURBP1, Figure 196 (a)) est plus faible que les autres températures parois du compresseur. Cette partie du compresseur est en contact avec l'air à basse pression (avant qu'il ne passe dans la roue) qui est proche de la température ambiante et permet donc de refroidir la paroi. Les gradients de température entre les différentes localisations de mesure sont bien moins importants que côté turbine. On retrouve la même inversion de températures entre les points « 2000 rpm 1.7 bar » et « 4000 rpm 1.5 bar » que sur les températures du corps central.

La Figure 196 met en évidence un comportement différent de l'évolution des températures des parois du compresseur en fonction des points de fonctionnement moteur. Pour les points sous 1.5 bar de pression d'admission, les températures d'eau et d'huile ont une influence sur les températures parois. Sur les deux autres points de fonctionnement (en vert et jaune), les températures parois restent sensiblement égales quel que soit le couple de températures eau / huile utilisé.

La Figure 197 montre l'évolution du régime du turbocompresseur ainsi que la température et la pression de l'air en sortie compresseur.





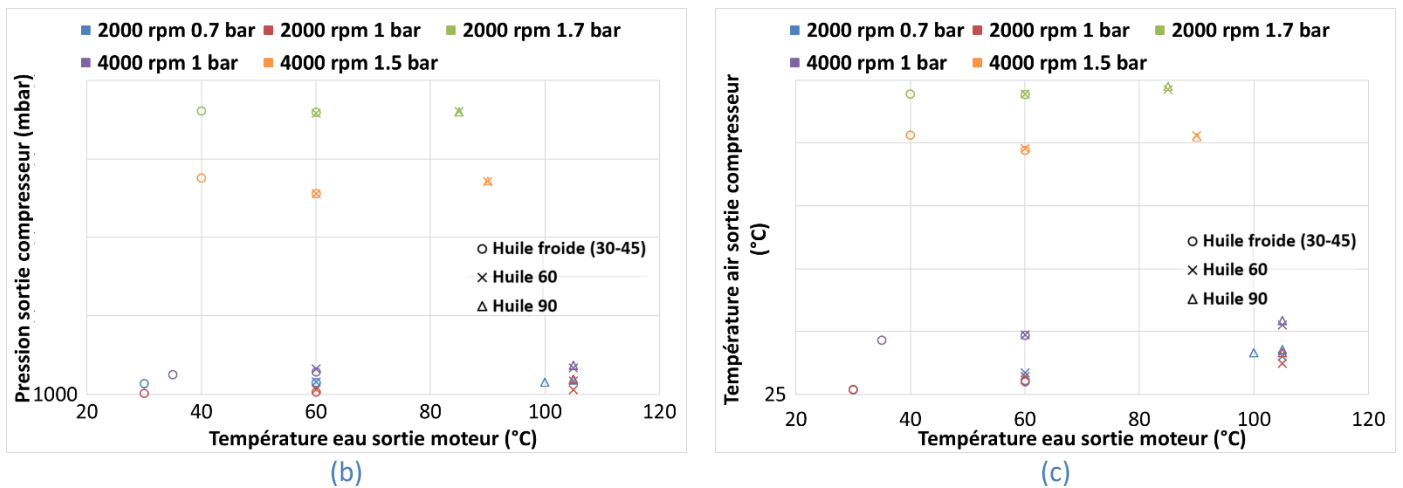


Figure 197 : Evolution du régime, de la pression et de la température en sortie compresseur

La Figure 197 montre que malgré un régime turbocompresseur équivalent, les points de fonctionnement « 2000 rpm 1.7 bar » et « 4000 rpm 1.5 bar » ne conduisent pas à la même pression sortie compresseur et mènent donc à des températures différentes. La température plus importante à 2000 rpm explique les inversions d'ordre notées sur les températures parois du compresseur et du corps central entre les points « 2000 rpm 1.7 bar » et « 4000 rpm 1.5 bar ». En effet, sur ces points à forte puissance du compresseur, c'est l'air en sortie compresseur qui chauffe les parois du compresseur et par conduction, une partie du corps central. Pour les points à faible puissance, c'est au contraire le corps central plus chaud qui transmet de la chaleur aux parois du compresseur puis à l'air en sortie compresseur. Ce phénomène de transferts thermiques est étudié au chapitre 2.3.1.

La Figure 198 illustre l'évolution de la puissance cédée par l'eau et l'huile au niveau de leur radiateur respectif.

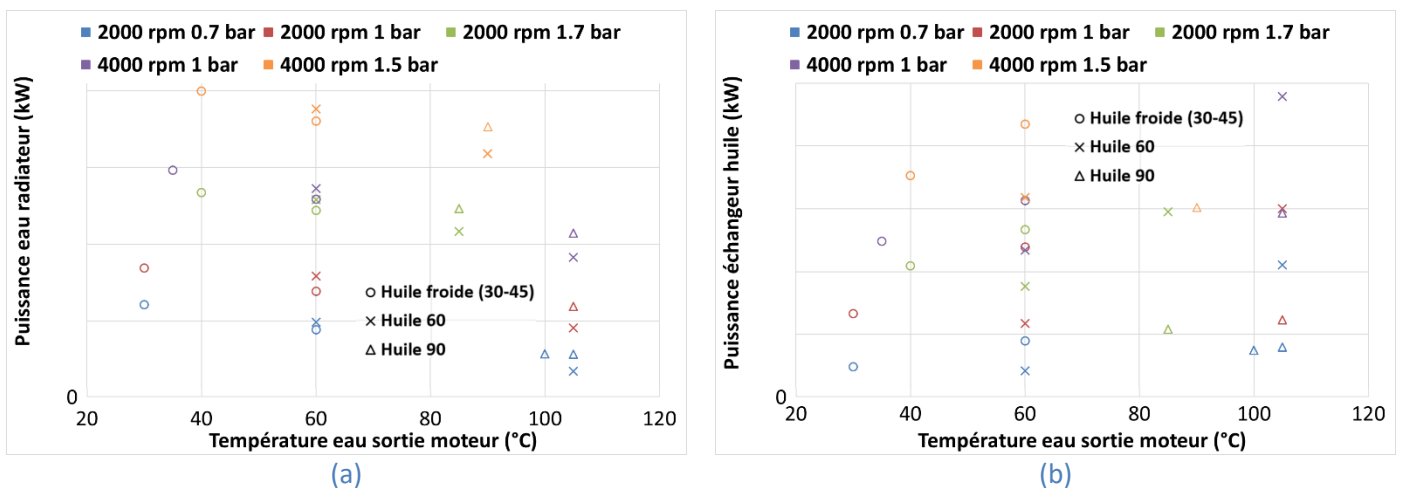
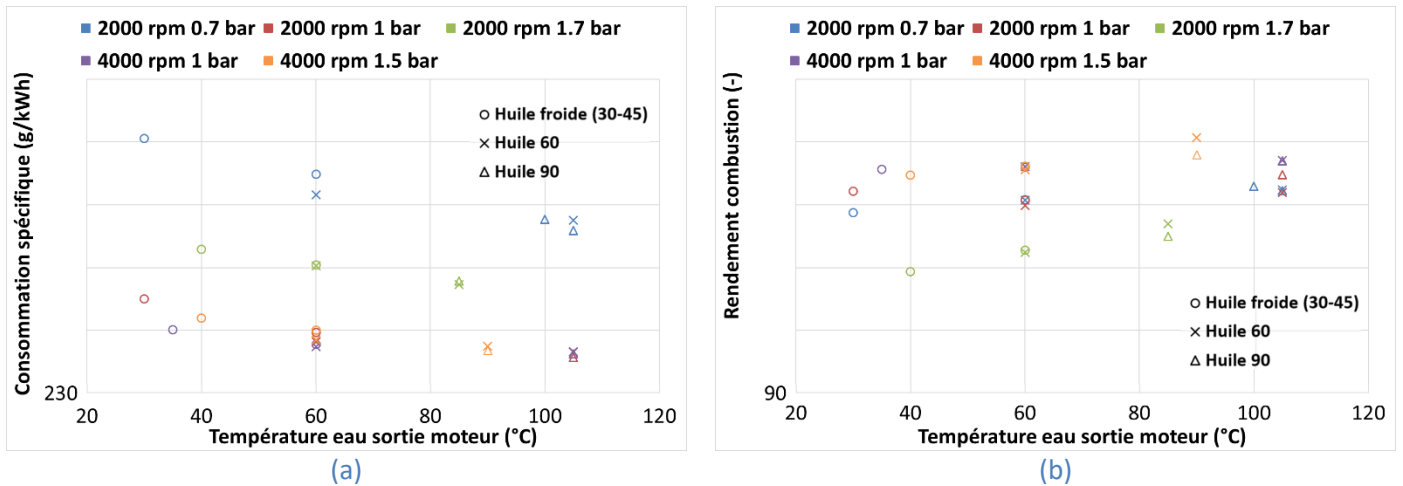


Figure 198 : Evolution de la puissance récupéré par l'eau et l'huile en fonction des températures d'eau et d'huile

La puissance cédée au niveau des radiateurs dépend logiquement du point de fonctionnement. On constate également que pour un même point de fonctionnement, plus l'eau est chaude moins elle récupère de chaleur du moteur (et ne cède donc pas de chaleur ensuite au niveau du radiateur). L'eau et l'huile sont en concurrence pour récupérer la chaleur du moteur, ainsi à iso température d'eau si la température de l'huile augmente, elle récupère moins de chaleur et le flux à l'eau augmente. De même

à iso température d'huile, l'augmentation de la température d'eau conduit à une augmentation du flux à l'huile.

La Figure 199 présente l'évolution de la consommation spécifique et du rendement de combustion en fonction de la température des fluides.



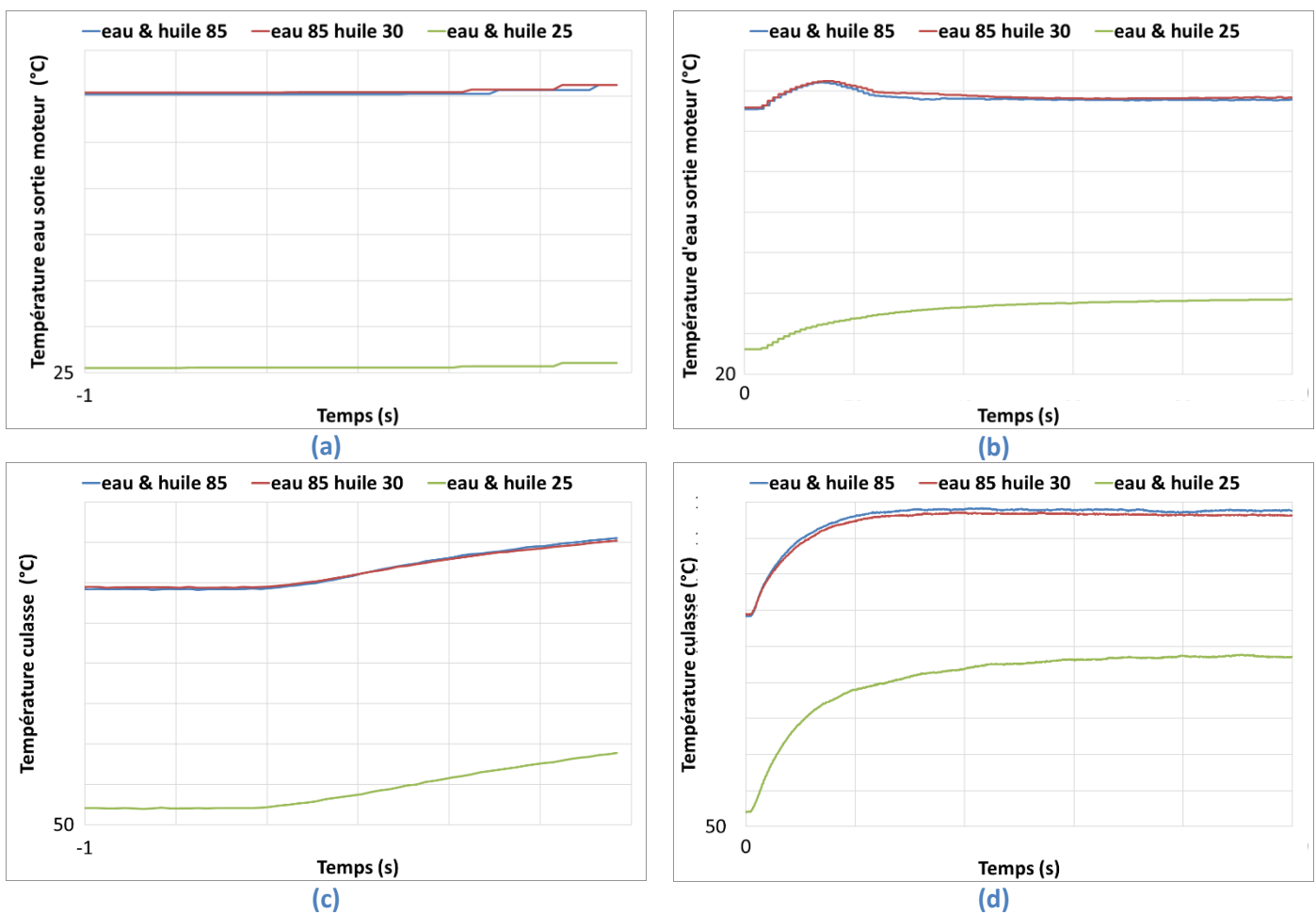
**Figure 199 : Evolution de la consommation spécifique et du rendement de combustion en fonction des températures d'eau et d'huile**

La consommation spécifique diminue lorsque la température d'eau augmente. Les pertes aux parois dépendent de la température de l'eau mais on remarque également que le rendement de combustion augmente avec la température de l'eau. Les parois plus chaudes diminuent les pertes thermiques et permettent également une meilleure combustion (moins d'imbrulés au voisinage de la paroi).

### 3.2. Analyse de l'évolution des températures parois en phase transitoire

Lors de la campagne d'essais transitoires caractérisant la réponse à un créneau pédale, des essais avec différentes températures d'eau et d'huile sont également effectués. Trois couples de températures eau / huile sont étudiés. Le premier transitoire est réalisé avec une température d'eau entrée moteur et huile entrée moteur à 85°C, le second conserve l'eau à 85°C et la température d'huile passe à 30°C. Le dernier transitoire est réalisé avec des températures d'eau et d'huile à 25°C. Ces différents transitoires sont tous réalisés à un régime moteur de 3000 rpm et des températures entrée compresseur et entrée papillon de 22 et 53°C respectivement.

La Figure 200 trace l'évolution de la température d'eau sortie moteur ainsi que la température paroi de la culasse (thermocouple C18 voir chapitre 1.2.2) pendant les transitoires sur 5 ou 100 secondes.

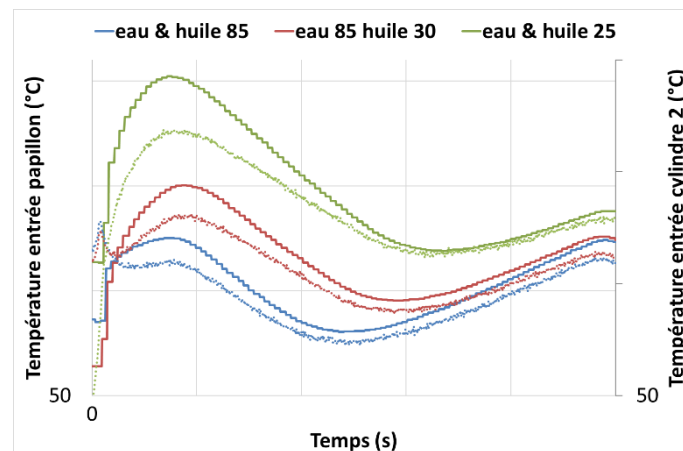


**Figure 200 : Evolution de la température d'eau sortie moteur (a et b) et de la température paroi culasse (c et d) pour différentes températures d'eau et d'huile**

La Figure 200 (a) montre que la température d'eau moteur n'évolue quasiment pas pendant les cinq premières secondes du transitoire. Bien que régulée, la température varie ensuite (Figure 200 (b)). Dans les cas où elle est à 85°C, on constate une bosse de température liée au temps de réponse de la régulation qui doit s'adapter au niveau de puissance du moteur et donc à la variation du flux à l'eau. Dans le cas de l'eau à 25°C, on constate que l'échangeur ne permet pas d'évacuer suffisamment de chaleur pour conserver ce niveau de 25°C. La température minimale pouvant être atteinte sur le stabilisé pleine charge est légèrement inférieure à 40°C.

La stabilisation de la température culasse (tracée sur les Figure 200 (c) et (d)) nécessite un certain temps et montre tout l'intérêt de considérer une analyse sur 100s. L'augmentation de température commence après environ 1s. Comme déjà constaté en stabilisé (voir 3.2.2), la température culasse n'est pas influencée par la température d'huile puisqu'équivalente sur les transitoires eau à 85°C et huile à 85 ou 30°C. Elle est en revanche dépendante de la température d'eau. On constate en effet une différence de 55°C sur la température initiale paroi pour une différence de 60°C sur la température d'eau entre les essais eau à 85 et 25°C. Le temps de réponse de la température culasse est similaire dans tous les cas. L'évolution de la température d'eau du cas à 25°C conduit à une comparaison rigoureuse difficile.

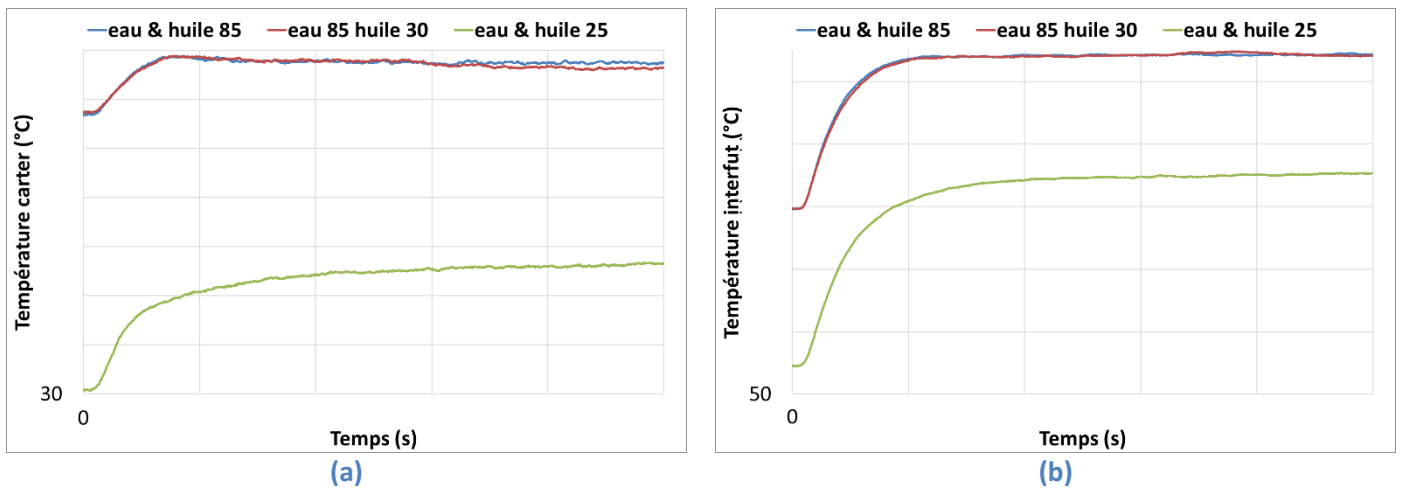
La Figure 201 trace l'évolution de la température entrée papillon (en trait plein) et de la température entrée cylindre 2 (en pointillé).



**Figure 201 : Evolution des températures entrée papillon et entrée cylindre 2 pour différentes températures d'eau et d'huile**

Les températures entrée papillon ( $T2'$ ) ne sont pas exactement égales en début de transitoire. Une certaine tolérance sur le niveau de régulation est effectivement acceptée afin de ne pas trop contraindre les essais. Pour une  $T2'$  proche, en début de transitoire, on constate un impact de la température d'eau sur la température entrée cylindre 2. Les parois de la culasse étant plus froides, l'air est refroidi entre la sortie papillon et l'entrée du cylindre dans le cas eau à 25°C. Dans le cas où l'eau est à 85°C, on constate que le phénomène est inversé et que la température entrée cylindre est plus élevée que la  $T2'$ . Une fois la montée en couple effectuée, les températures entrée papillon et entrée cylindre suivent la même évolution. On constate une nouvelle fois que les régulations de températures ne peuvent pas être aussi rapides que l'évolution des conditions entraînées par le transitoire. Le régime turbocompresseur augmentant très rapidement, l'air en sortie compresseur chauffe donc aussi très vite et le RAS ne permet pas d'évacuer suffisamment de chaleur. On remarque que l'inertie du RAS et de l'eau qui sert à la régulation de température en sortie de cet échangeur conduit à un temps de réponse non négligeable. Le régime turbocompresseur évolue en 1 à 2s alors que le pic de température  $T2'$  est atteint après 15 à 20s.

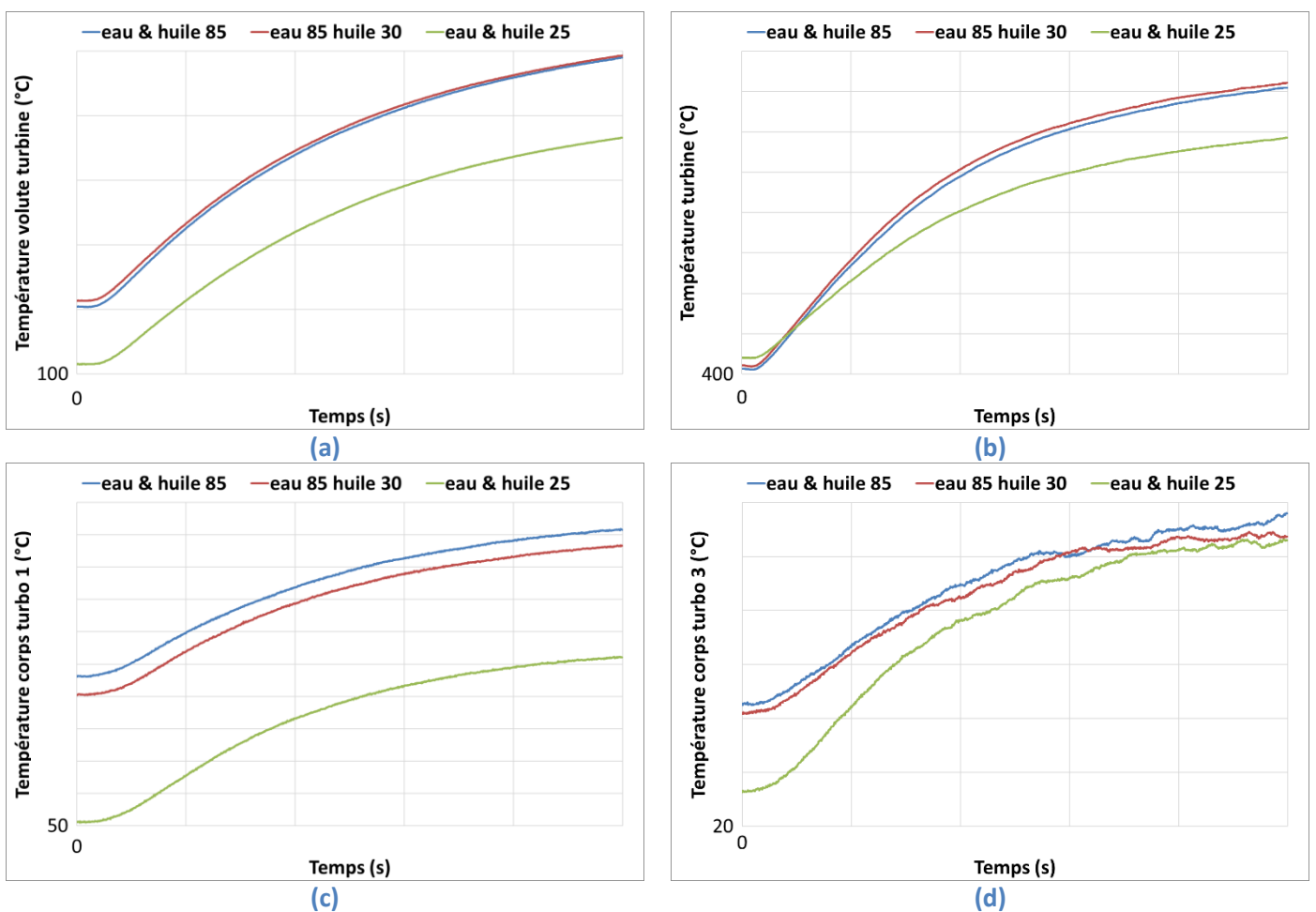
La Figure 202 trace l'évolution des températures paroi carter et interfûts (respectivement thermocouples 14 et 6).

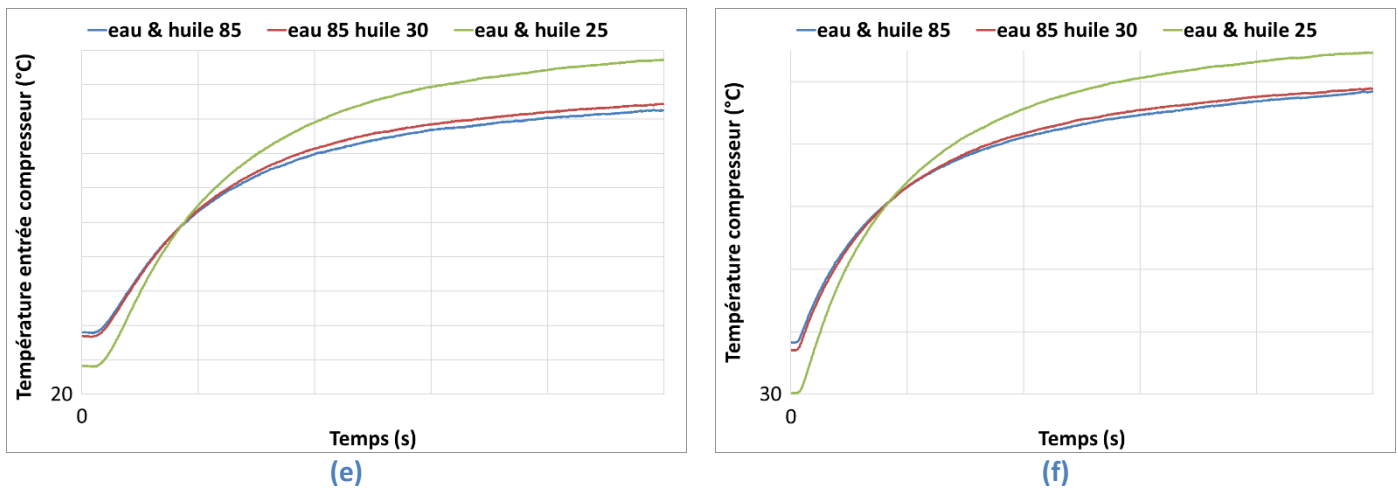


**Figure 202 : Evolution des températures carter et interfûts pour différentes températures d'eau et d'huile**

L'évolutions des températures carter et interfûts tracées en Figure 202 (a, b) est très similaire à celle de la température culasse (Figure 200 (d)). La température d'eau a un impact significatif contrairement à celle de l'huile. La température de l'interfûts est logiquement plus élevée que celle du carter au droit du cylindre puisqu'il n'y a pas de noyau d'eau à proximité directe.

La Figure 203 trace l'évolution de différentes températures paroi du turbocompresseur. Les mêmes thermocouples sont représentés que sur la Figure 122 (voir Table 33).





**Figure 203 : Evolution des températures paroi du turbocompresseur pour différentes températures d'eau et d'huile**

Il est intéressant de noter que l'évolution des températures parois du turbocompresseur tracées en Figure 203 est plus lente que celle des températures parois carter ou culasse tracées précédemment. En effet après 100s, les températures ne sont pas encore stabilisées alors que les autres températures parois avaient un temps de réponse d'environ 20s. Les températures de la turbine et du compresseur sont liées à un équilibre entre les flux provenant des échanges avec les gaz internes et ceux du milieu ambiant. Ils échangent également avec le corps central et son circuit d'eau et d'huile. Il apparaît qu'en l'absence de circuit de refroidissement proche des sources de chaleur, le temps de stabilisation est important. Dans le cas de la culasse ou du carter, les noyaux d'eau proches de la chambre de combustion permettent d'évacuer une grande quantité de chaleur et imposent de fait une condition de température limite qui permet une stabilisation assez rapide des températures parois.

Les Figures 203 (a) et (b) montrent que les températures de la volute et de la turbine sont assez différentes. Celle de la volute, plus faible, est liée à celle de la culasse du fait des échanges par conduction entre ces deux éléments. La température turbine est, elle, plutôt liée à la température des gaz d'échappement (voir l'évolution de T3 en Figure 113 (b)). La température du corps central du turbocompresseur est impactée par la température de l'eau mais aussi dans une moindre mesure par celle de l'huile. On constate effectivement que le cas eau et huile à 25°C conduit à des températures corps turbocompresseur 1 et 3 plus faibles que le transitoire réalisé avec eau et huile à 85°C. Ces températures sont légèrement plus faibles dans le cas eau à 85°C et huile à 30°C. Ce constat a déjà été établi sur les essais stabilisés (3.2.2) et s'explique par la géométrie des circuits d'eau et d'huile dans le corps central du turbocompresseur. La température du corps central côté turbine (Figure 203 (c)) est plus importante que côté compresseur (Figure 203 (d)). On constate que l'entrée du compresseur est réchauffée par conduction. Il est aussi intéressant de noter que la température du compresseur peut également réchauffer le corps central à forte charge. On observe effectivement que la température corps central 3 (Figure 203 (d)) du cas huile froide se rapproche de plus en plus des cas huile chaude sous l'influence de la température de l'air plus fortement comprimé (voir Figure 113 (a)) (et donc plus chaud dans ce cas).

La Figure 204 trace l'évolution des températures d'eau et d'huile en entrée du corps central du turbocompresseur afin de les comparer par rapport aux température régulées au niveau du moteur (sur les essais stabilisés, la température de l'eau était très proche en entrée turbocompresseur et sortie moteur contrairement aux températures d'huile qui étaient plus élevées en entrée turbocompresseur qu'en entrée moteur).

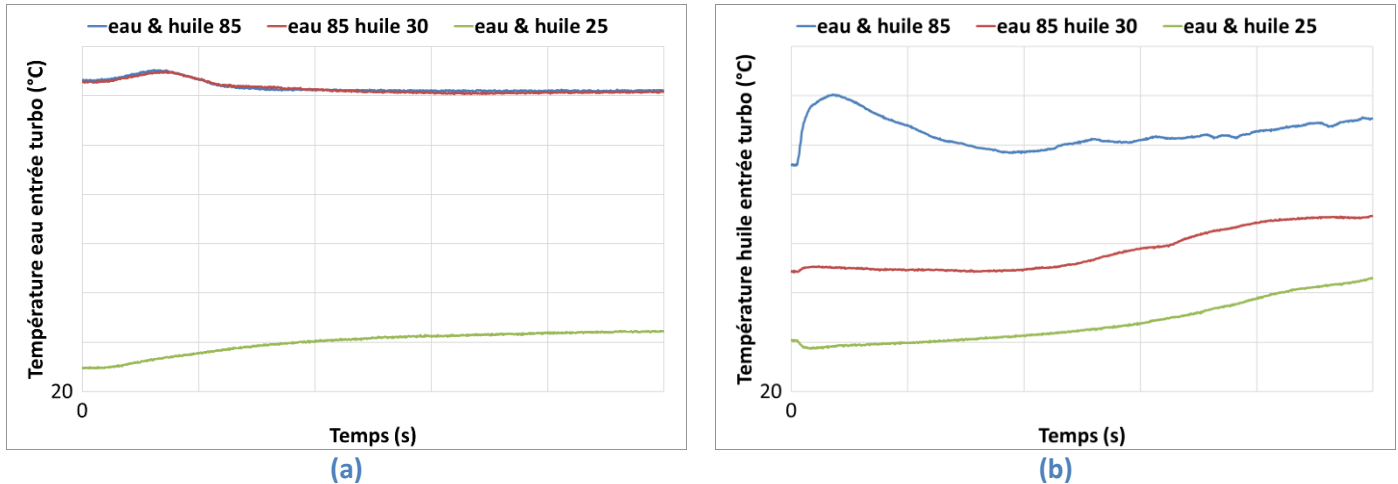


Figure 204 : Evolution des températures d'eau et d'huile en entrée du turbocompresseur

On constate que la température d'eau en entrée turbocompresseur (Figure 204 (a)) est très proche de celle régulée en sortie moteur (voir Figure 200 (b)). La température d'huile en entrée turbocompresseur est également similaire à celle régulée en entrée moteur à 25, 30 ou 85°C. On remarque cependant un certain offset et une tendance à la hausse non stabilisée après 100s. L'évolution assez lente de la température explique les différences observées avec le cas stabilisé (voir Figure 194).

L'analyse des essais transitoires ne montre pas de différences notables par rapport aux essais stabilisés. L'étude permet de mettre en évidence les temps de stabilisation thermiques des parois. L'inertie de la culasse et du carter est de l'ordre de 20s. Les températures au niveau du turbocompresseur mettent plus de temps à se stabiliser et évoluent toujours légèrement après 100s.

## 4. Base théorique de l'optimisation

Le but d'une optimisation est de minimiser ou de maximiser une fonction objectif. Cette fonction peut être une sortie unique du modèle ou être composée de plusieurs sorties (optimisation multi-objectifs). Un optimiseur est un outil permettant d'automatiser le processus : une méthode de recherche ou un algorithme est utilisé pour itérer sur le(s) paramètre(s) d'entrée (également connu(s) sous le nom de facteur(s)), exécuter le modèle, évaluer la fonction objectif et ainsi de suite, jusqu'à ce qu'un critère de convergence soit respecté (comme présenté sur la Figure 205). En plus de trouver une conception optimale, l'optimiseur détermine intelligemment l'ensemble des facteurs pour minimiser le nombre d'itérations et donc le temps de calcul.

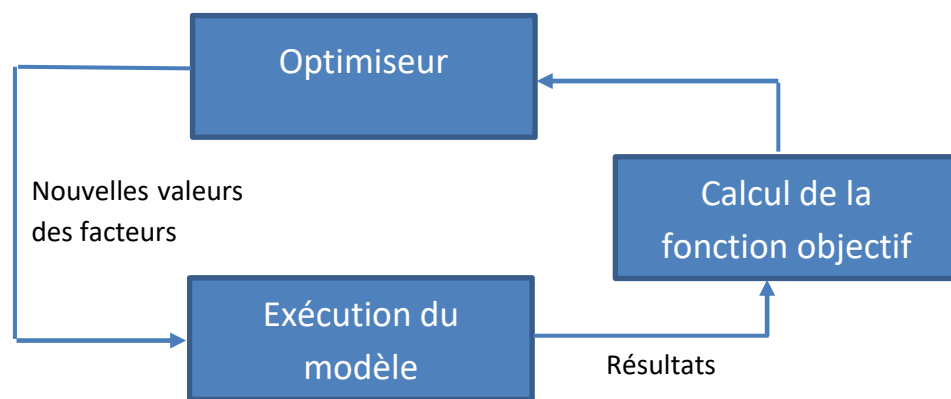


Figure 205 : Processus itératif d'optimisation

Une fois les facteurs déterminés, l'utilisateur doit définir un intervalle de variation pour chaque facteur. Un espace de recherche est ainsi défini.

Une fonction objectif peut présenter différents minima si elle n'est pas monotone dans l'espace de recherche (fonction multimodale). Selon la méthode utilisée, l'optimisation est plus susceptible de trouver un minimum local ou un minimum global. Les algorithmes basés sur la méthode du gradient trouvent un optimum local dépendant des valeurs initiales des paramètres d'entrée. Les algorithmes utilisant des méthodes stochastiques telles que les algorithmes génétiques permettent une meilleure étude de l'espace de recherche et ont de meilleures chances d'aboutir à un minimum global. Il est cependant pratiquement impossible d'être certain que l'optimum trouvé est le véritable optimum global pour un système complexe comportant de multiples facteurs.

Dans le cas d'une optimisation multi-objectifs, deux approches peuvent être utilisées : la somme pondérée ou le front de Pareto.

Un front de Pareto consiste à représenter les différentes configurations sur un espace à  $n$  dimensions (chaque objectif correspond à une dimension). Il est alors possible de faire un compromis entre ces objectifs pour choisir le meilleur modèle. Cette méthode est pratique pour  $n=2$  ou  $3$  avec des objectifs compétitifs.

Dans le cas de la calibration d'un modèle, il est probable que les différents objectifs soient corrélés entre eux : lorsqu'une sortie se rapproche des données expérimentales, la précision du modèle augmente et les autres sorties devraient également s'améliorer. C'est pourquoi l'approche de la



somme pondérée est la plus conseillée. Cette méthode consiste à construire une fonction basée sur l'addition des différentes réponses :

$$f = \frac{R_1}{R_{norm,1}} + \frac{R_2}{R_{norm,2}} - \frac{R_3}{R_{norm,3}} \quad (67)$$

Dans cet exemple, une fonction objectif est construite sur trois réponses. L'optimiseur minimisera R1 et R2 et maximisera R3 s'il est défini pour minimiser la fonction f. Il est important de normaliser les différentes réponses afin qu'elles aient toutes le même poids dans la fonction. Sinon, c'est la réponse de plus grande amplitude qui aura le plus gros impact sur la fonction objectif.

Il est également possible de viser une valeur cible pour une réponse. Ceci est particulièrement intéressant dans le cas de la calibration qui vise à reproduire les valeurs mesurées en essai. La fonction objectif utilise alors la somme des moindres carrés afin de ne pas compenser les écarts positif et négatif :

$$f = \sum \frac{(R_i - R_{target,i})^2}{R_{norm,i}} \quad (68)$$

Il est également possible d'attribuer des poids ( $p_i$ ) aux différentes réponses et ainsi privilégier la réalisation d'un objectif prioritaire du recalage:

$$f = \sum \frac{p_i (R_i - R_{target,i})^2}{R_{norm,i}} \quad (69)$$

En utilisant la fonction objectif (69), l'optimiseur est en mesure de trouver la meilleure configuration pour un cas spécifique. Néanmoins, le processus de calibration vise à trouver un jeu de facteurs fonctionnant pour l'ensemble des points de fonctionnement du modèle, c'est-à-dire l'ensemble de la cartographie du moteur dans la présente méthodologie.

Pour ce faire, il faut réaliser un balayage sur plusieurs points de fonctionnement (un poids différent pouvant être attribué selon les cas). La fonction objectif est alors :

$$f = \sum \frac{p_i g_i}{g_{norm,i}} \quad (70)$$

$$g = \frac{\sum p_n R_n}{\sum p_n} \quad (71)$$

L'indice i désigne la réponse et n le numéro du cas. Ainsi,  $p_i$  est le poids de la  $i^{\text{ème}}$  réponse et  $p_n$  est le poids attribué au  $n^{\text{ème}}$  cas d'une réponse. Pour les objectifs cibles,  $R_n$  est remplacé par  $(R_n - R_{target,n})^2$ .

Les algorithmes génétiques sont recommandés pour résoudre les optimisations multi-objectifs de problèmes complexes (utilisant quatre facteurs ou plus, avec une réponse non linéaire, multimodale, etc.). Le processus d'étalonnage d'un modèle de MCI est généralement un problème complexe.

Les algorithmes génétiques sont basés sur les principes de la sélection naturelle et de la génétique. Contrairement à d'autres algorithmes, ils utilisent la recherche aléatoire guidée, c'est-à-dire qu'ils trouvent la solution optimale en commençant par une configuration initiale aléatoire et en cherchant ensuite uniquement dans l'espace avec une sélection évolutive. L'algorithme de GT est basé sur la méthode « Non-dominated Sorting Genetic Algorithm » [80].

La population d'individus est maintenue dans l'espace de recherche. Chaque individu représente une solution dans cet espace pour un problème donné. Un individu est le résultat d'une combinaison de différents facteurs qui sont analogues aux gènes. Ainsi, un chromosome (individu) est composé de plusieurs gènes. L'aptitude des individus est évaluée par la fonction objectif. Les individus les plus aptes sont alors sélectionnés et ont plus de chances de se reproduire que les autres. En combinant les chromosomes des parents adaptés, les descendants sont susceptibles d'améliorer la solution. Trois opérateurs principaux sont utilisés :

- Sélection : la manière dont les parents aptes sont choisis
- Croisement : comment la reproduction mélange les gènes des parents.
- Mutation : comment un processus aléatoire affecte la reproduction ; la descendance n'est pas simplement le résultat parfait de l'opération de croisement.

Selon l'algorithme, ces opérateurs peuvent différer, mais le fondement théorique est le même.

Dans GT, l'algorithme génétique comporte six paramètres : la taille de la population, le nombre de générations, le taux de croisement, l'indice de distribution du taux de croisement, le taux de mutation et l'indice de distribution du taux de mutation.

Les paramètres clés sont la taille de la population et le nombre de générations. Le nombre total de configurations est égal au produit de ces deux paramètres. La taille de la population dépend du nombre de facteurs. Les problèmes comportant de nombreux facteurs nécessitent une taille de population plus importante. Il n'existe pas de loi stricte pour calculer la taille de la population. Elle dépend des caractéristiques du problème étudié, néanmoins GT conseille d'utiliser la taille décrite dans la Table 43.

Nombre de facteurs	Taille de la population
3	10
4	16
5	20
6	26
7	30
8	40
9+	50

**Table 43 : Taille de la population conseillée en fonction du nombre de facteurs selon GT [2]**

Le nombre de générations nécessaires pour converger dépend également du problème étudié. GT a fixé une valeur par défaut de 20. Cela signifie que le processus d'optimisation peut rapidement atteindre 1000 configurations lorsque plusieurs facteurs sont pris en compte.

Le temps de calcul pourrait devenir problématique avec un si grand nombre de configurations. C'est pourquoi, au lieu d'exécuter le modèle, on peut utiliser un modèle basé sur une surface de réponse

(Response Surface Model RSM). Une surface de réponse est une fonction de transfert mathématique qui évalue la réponse en fonction des valeurs des facteurs. Ainsi, au lieu d'exécuter le modèle, l'optimiseur peut directement calculer une évaluation des différentes réponses. Par conséquent, le temps de calcul est considérablement réduit.

La RSM est un métamodèle : un modèle mathématique d'un autre modèle. Elle peut s'appuyer sur différentes fonctions mathématiques : une fonction polynomiale, un réseau neuronal ou un processus de régression gaussienne tel que l'IDW (Inverse Distance Weighting) ou le Krigeage. La vitesse à laquelle la RSM est construit augmente généralement comme suit : IDW (le plus rapide) > Polynômes > Krigeage > réseau neuronal. Chaque réponse est évaluée à l'aide d'une fonction de transfert spécifique. Il existe une sous-fonction pour chaque cas. Cela signifie que les coefficients mathématiques sont calculés indépendamment et diffèrent d'un cas à l'autre pour chaque réponse.

Les modèles polynomiaux sont les plus populaires. Le nombre de coefficients à déterminer dépend de l'ordre du polynôme et du nombre de paramètres. L'exemple suivant présente le cas d'un modèle quadratique à deux paramètres :

$$Y = a_0 + a_1X_1 + a_2X_2 + a_3X_1X_2 + a_4X_1^2 + a_5X_2^2 + \varepsilon \quad (72)$$

Avec :

Y	Réponse
$X_1$ et $X_2$	Paramètres
$a_0$	Constante définissant l'ordonnée à l'origine
$a_i$	Différents coefficients liés aux paramètres et leurs interactions
$\varepsilon$	Erreur du modèle

En plus de l'optimiseur, GT [2] fournit des outils pour réaliser des plans d'expériences, identifier les facteurs les plus importants, construire des surfaces de réponse et évaluer leur qualité. Il est ainsi possible d'effectuer l'ensemble du processus d'optimisation sous GT.

## 5. Modèle CPOA

GT fournit un outil d'analyse permettant de déterminer le dégagement de chaleur expérimental à partir de la pression cylindre mesurée en essai. Cet outil est le Cylinder Pressure Only Analysis (CPOA). Il est inclus dans le composant cylindre et permet en quelque sorte d'inverser le fonctionnement du modèle de combustion qui calcule alors un dégagement de chaleur à partir de la pression cylindre. En réalité, il s'agit d'un processus itératif qui modifie le profil du dégagement de chaleur ou taux de combustion jusqu'à obtenir une pression cylindre en accord avec celle de l'essai en mettant en œuvre la méthode suivante :

- Un calcul approximatif du dégagement de chaleur est effectué en faisant quelques hypothèses sur le transfert de chaleur (pertes aux parois).
- Le dégagement de chaleur résultant est appliqué au cours du cycle de simulation suivant et le transfert de chaleur réel est stocké.
- Un calcul final du dégagement de chaleur est effectué avec le transfert de chaleur stocké et tous les résultats sont stockés.
- Le dégagement de chaleur final est appliqué pendant un cycle afin de fournir une comparaison de la simulation par rapport à la mesure.

Les données expérimentales suivantes sont nécessaires :

- Pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin
- Débit d'air et de carburant
- Avance allumage
- Composition des gaz d'échappement

L'outil permet de calculer les différents paramètres nécessaires au modèle de Wiebe pour caractériser la combustion :

- Le phasage de la combustion CA50
- La durée de combustion CA10-90
- L'exposant de Wiebe
- La fraction de carburant brûlé FFB

L'outil CPOA s'utilise sur un modèle ne comprenant que les composants cylindre et vilebrequin. Cela est possible puisqu'il ne s'intéresse qu'à la partie fermée du cycle. L'exécution est donc très rapide mais nécessite de définir correctement l'état initial du cylindre. Certaines grandeurs, telles que la masse enfermée et le taux de résiduels, ne sont pas facilement mesurables. Elles sont donc imposées à partir des résultats du modèle complet sur des simulations préalables. Une solution alternative consiste à utiliser l'autre outil d'analyse de la pression cylindre fourni par GT : le Three Pressure Analysis (TPA).

Cet outil qui repose sur la même philosophie est utilisé sur un modèle qui comporte a minima, en plus du cylindre, l'admission et l'échappement. Les conditions initiales dans le cylindre sont alors calculées à partir de l'écoulement résultant des pressions admission et échappement. L'analyse se base donc sur trois pressions d'où le nom de l'outil. Les pressions admissions et échappement peuvent, soit être

des conditions limites imposées à partir des données expérimentales soit être issues du modèle lui-même en déportant les bornes du modèle (le modèle complet peut tout à fait être utilisé). L'exécution du modèle sera donc plus lente que celle du CPOA.

La détermination du dégagement de chaleur à partir de la pression cylindre est soumise à différentes sources d'erreur. La mesure des pressions cylindre est délicate et peut être à l'origine des premières erreurs. Les pertes aux parois et la modélisation qui en est faite sont d'autres sources d'erreur. Enfin, certaines hypothèses nécessaires pour effectuer le calcul sont simplificatrices. Toutes ces sources d'erreur potentielles s'ajoutent et finalement, l'énergie chimique contenue dans la masse totale de carburant disponible dans le cylindre ne correspond pas exactement à l'énergie permettant d'avoir une bonne concordance des pressions expérimentale et modélisée. Pour ne pas avoir de problème de conservation de masse, GT ajuste le PCI du carburant de façon à avoir un équilibre des puissances. Un test vérifie que le gain sur le PCI reste dans un intervalle raisonnable (+/-5% de la valeur réelle du carburant).

**Titre :** Caractérisation expérimentale et modélisation 1D des transferts thermiques de la boucle d'air d'un moteur à allumage commandé suralimenté : de l'échelle du composant à l'échelle du véhicule

**Mots clés :** Transferts thermiques, Modélisation 1D, Moteur à allumage commandé, Turbocompresseur, Calibration, Caractérisation expérimentale

**Résumé :** Les chaînes de traction automobile sont de plus en plus complexes afin de répondre aux exigences de réduction des émissions polluantes tout en garantissant un bon niveau de performance. La modélisation intervient désormais lors des différentes phases du développement des moteurs et se substitue avantageusement aux essais onéreux. Il est donc indispensable de disposer de modèles fiables et de méthodologies de calibration associées robustes.

Les nombreuses interactions entre les transferts thermiques, la suralimentation et le rendement volumétrique impactent sensiblement le fonctionnement des moteurs à allumage commandé. Dans cette thèse, des campagnes expérimentales ont été menées pour caractériser les phénomènes thermiques sur différents bancs d'essais (turbocompresseur, moteur et véhicule) sur des points stabilisés ou en phase transitoire.

En s'appuyant sur ces essais, plusieurs méthodologies permettant une meilleure prise en compte des transferts thermiques ont été développées. Ainsi, une méthode de correction des cartographies de performances des turbocompresseurs a été proposée en utilisant des corrélations semi-empiriques de transferts de chaleur. Une procédure de calibration d'un modèle moteur complet a également été développée en mettant en œuvre un processus d'optimisation génétique. Les méthodologies développées ont été appliquées à différents moteurs avec succès démontrant ainsi leur transposabilité.

La précision du modèle moteur obtenu a finalement permis de reproduire fidèlement l'impact des conditions thermiques de la ligne d'air et des stratégies de contrôle du moteur lors de phases transitoires.

**Title :** Experimental characterisation and 1D modelling of heat transfer in the air loop of a turbocharged spark ignition engine: from component to vehicle scale

**Keywords :** Heat transfer, 1D Modelling, Spark ignition engine, Turbocharger, Calibration, Experimental characterisation

**Abstract :** Automotive powertrains are becoming more and more complex in order to meet the requirements of reducing pollutant emissions while guaranteeing a good level of performance. Modelling now occurs during the various phases of engine development and is a useful substitute for costly testing. It is therefore essential to have reliable models and robust associated calibration methodologies.

The numerous interactions between heat transfer, turbocharging and volumetric efficiency significantly impact on the operation of spark-ignition engines. In this thesis, experimental campaigns were carried out to characterise thermal phenomena on different test benches (turbocharger, engine and vehicle) on stabilised points or in transient phases.

Based on these tests, several methodologies have been developed to take better account of heat transfer. Thus, a method for correcting turbocharger performance maps was proposed, using semi-empirical heat transfer correlations. A procedure for calibrating a complete engine model was also elaborated using a genetic optimisation process. The methodologies developed have been successfully applied to different engines, thus demonstrating their good predictability.

The accuracy of the obtained engine model was then used to faithfully reproduce the impact of air loop thermal conditions or engine control strategies during transient phases.