HAL
archives-ouvertes.fr

EVALUATION DU POTENTIEL DES TURBINES DE RECUPERATION D'ENERGIE A L'ECHAPPEMENT SUR MOTEUR AUTOMOBILE

Y. Ismail

▶ **To cite this version:**

Y. Ismail. EVALUATION DU POTENTIEL DES TURBINES DE RECUPERATION D'ENERGIE A L'ECHAPPEMENT SUR MOTEUR AUTOMOBILE. Milieux fluides et réactifs. Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2014. Français. tel-01207620

HAL Id: tel-01207620
https://hal.archives-ouvertes.fr/tel-01207620

Submitted on 1 Oct 2015

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.

l'université nantes angers le mans

PÔLE DE RECHERCHE ET D'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

Centrale Nantes

Thèse de Doctorat

Youssef ISMAIL

Mémoire présenté en vue de l'obtention du
grade de Docteur de l'Ecole Centrale de Nantes
sous le label de L'Université Nantes Angers Le Mans

École doctorale : Sciences Pour l'Ingénieur, Géosciences, Architecture (SPIGA)

Discipline : *Energétique, thermique, combustion*
Unité de recherche : *Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique (LHEEA) de l'Ecole Centrale de Nantes*

Soutenue le 17 décembre 2014

EVALUATION DU POTENTIEL DES TURBINES DE RECUPERATION D'ENERGIE A L'ECHAPPEMENT SUR MOTEUR AUTOMOBILE

JURY

Président **:**	**M. Gérard BOIS**	Professeur des Universités, ENSAM Lille
Rapporteurs :	**M. Pascal STOUFF** **M. Vincent LEMORT**	Professeur des Universités, Université de Pau Professeur des Université, Université de Liège
Examinateur :	**M. Pascal MENEGAZZI**	Docteur, VALEO Cergy
Invité :	**M. Olivier COPPIN**	Docteur, VALEO Cergy
Directeur de Thèse :	**M. Pascal CHESSE**	Professeur des Universités, Ecole Centrale de Nantes – LHEEA
Co-directeur de Thèse:	**M. David CHALET**	Professeur des Universités, Ecole Centrale de Nantes – LHEEA

Remerciements

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire ont été effectués au sein de l'équipe Thermodynamiques des systèmes Moteurs (TSM) du Laboratoire LHEEA de l'Ecole Centrale de Nantes, en partenariat avec VALEO. La thèse s'est déroulée en majorité à l'entreprise basée à Cergy Pontoise.

Je voudrais remercier toutes les personnes qui ont contribué d'une façon directe ou indirecte à la réalisation de ce travail.

Tout d'abord j'aimerais remercier vivement Pascal CHESSE, professeur, responsable de l'équipe Thermodynamique des systèmes Moteurs (TSM) du Laboratoire LHEEA de l'Ecole Centrale de Nantes, qui a dirigé cette thèse, pour m'avoir accepté dans son équipe pour effectuer ce travail.

Je remercie également Pascal MENEGAZZI, docteur ingénieur chez VALEO, pour avoir été mon encadrant industriel, pour ses conseils pratiques ainsi que l'autonomie qu'il m'a accordée tout au long de la thèse.

Je tiens à remercier David CHALET, Professeur à l'équipe Thermodynamiques des systèmes Moteurs (TSM) du Laboratoire LHEEA de l'Ecole Centrale de Nantes, pour la qualité de son encadrement, sa disponibilité et ses encouragements avec amabilité.

Je souhaite remercier vivement Nicolas PERROT, et Patrick PANIER, Ingénieurs des moyens d'essais à l'équipe Thermodynamiques des systèmes Moteurs (TSM) du Laboratoire LHEEA de l'Ecole Centrale de Nantes, pour m'avoir facilité les démarches des essais expérimentaux.

Je remercie fortement Aline Le-Roch pour sa disponibilité et les nombreux services qu'elle m'a pu me rendre durant ces trois longues années de thèse.

Je remercie vivement, Michel FORESTIER, David DURRIEU et Olivier COPPIN, pour m'avoir accueilli dans l'équipe R&D chez Valeo. Je remercie ainsi tous mes collègues chez Valeo, avec qui j'ai passé des moments très agréables au travail.

A mes parents, je vous remercie de tout mon cœur ! En particulier mon père, ma mère et mon frère qui m'ont toujours supporté et soutenu pour réussir mes études. Je vous remercie pour vos prières et votre confiance en moi. Votre amour chaleureux et votre présence dans ma vie me permettent toujours de bien réussir mes projets. Ce travail est dédié à vous.

Je remercie fortement Elise qui n'a pas cessé de me soutenir avec amour surtout dans les derniers moments les plus difficiles jusqu'au dernier moment de la soutenance. Merci pour être à côté de moi, pour tes aides, ta disponibilité et ta générosité.

Un grand merci à tous mes amis qui étaient aussi à côté de moi pendant les années de thèse, surtout mes amis de sport, en particulier l'équipe de Waterpolo de la Cité Internationale Universitaire de Paris avec qui j'ai nagé, couru, joué… Ces moments étaient très amusants et utiles pour pouvoir continuer le chemin.

Finalement, je remercie surtout Dieu pour sa bienveillance dans ma vie, pour la capacité, la patience qu'il m'a donnée pour réaliser ma thèse.

NOMENCLATURE **7**

INTRODUCTION **9**

CHAPITRE I: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE **13**

I.1 NOTION D'EXERGIE ET ENERGIE **15**
I.1.1 MOTEUR DE CARNOT 15
I.1.2 CYCLE DE CARNOT ET INTRODUCTION A L'EXERGIE 15
I.1.3 DEFINITION DE L'EXERGIE 16
I.1.4 EXERGIE PHYSIQUE OU THERMOMÉCANIQUE 17
I.1.5 BILAN D'ENERGIE ET D'EXERGIE 20
I.1.5.1 Énergie et exergie d'un carburant 21
I.1.5.2 Destruction de l'exergie du carburant 22
I.2 SYSTEMES DE RECUPERATION DE L'ENERGIE A L'ECHAPPEMENT **30**
I.2.1 RECUPERATION PAR DETENTE DES GAZ A L'ECHAPPEMENT 30
I.2.1.1 Turbocompresseur 31
I.2.1.1.1 Historique du turbocompresseur 32
I.2.1.1.2 Turbocompresseur à pression constante 32
I.2.1.1.3 Turbocompresseur pulsé 34
I.2.1.1.4 Turbine à géométrie variable (TGV) 35
I.2.1.1.5 Turbocompresseur à multi-étages 37
I.2.1.1.6 Borg Warner : système R2S (Regulated 2 Stage turbocharger) 38
I.2.1.1.7 Honeywell : système SST (Single Sequential Turbocharger) 38
I.2.1.2 Le turbocompound 40
I.2.1.2.1 Introduction 40
I.2.1.2.2 Historique du Turbocompound 40
I.2.1.2.3 Différentes études de turbocompound 46
I.2.2 RANKINE 53
I.2.2.1 Définition du cycle de Rankine 53
I.2.2.2 Fluides 54
I.2.2.3 Systèmes BMW 55
I.2.2.3.1 Première génération 56
I.2.2.3.2 Deuxième génération 58
I.2.2.4 Système Rankine de Honda 61
I.2.2.5 Différentes études de Rankine 64
I.2.3 MOTEUR A AIR CHAUD 71
I.2.3.1 Moteur Stirling 71
I.2.3.2 Moteur Ericsson 73
I.2.4 THERMOÉLECTRICITÉ 73

CHAPITRE II: ANALYSE ENERGÉTIQUE ET EXERGÉTIQUE 77

II.1 ANALYSE BASEE SUR L'EXERGIE 79
II.2 MOTEUR D4FT 79
II.2.1 HYPOTHESES DE CALCUL 79
II.2.2 RESULTATS EN STATIONNAIRE 80
II.2.3 ETUDE EN TRANSITOIRE 84
II.3 MOTEUR F4RT 85
II.3.1 RESULTATS EN STATIONNAIRE 86
II.3.2 ETUDE EN TRANSITOIRE 87
II.4 MOTEUR DIESEL 2L 92
II.4.1 SIMULATEUR AMESIM 93
II.4.2 RESULTATS EN STATIONNAIRE 93

CHAPITRE III: ANALYSE EXPÉRIMENTALE DE LA RÉCUPÉRATION DE L'ÉNERGIE À L'ÉCHAPPEMENT 99

III.1 ORGANISATION DES ESSAIS 101
III.1.1 SPÉCIFICATIONS DU MOTEUR 101
III.1.2 INSTRUMENTATION ET PILOTAGE DU MOTEUR 101
III.2 ETUDE DU TURBOCOMPOUND SÉRIE 105
III.2.1 ESTIMATION DE LA PUISSANCE RÉCUPÉRABLE 106
III.2.2 ESTIMATION DU GAIN 107
III.2.3 CHOIX DES POINTS D'ÉTUDE 107
III.2.4 HYPOTHÈSES DE CALCUL 108
III.2.5 ÉTUDE DU POINT DE FONCTIONNEMENT C : 3000 TR.MIN^{-1}, 90 N.M 108
III.2.6 INFLUENCE DE L'EGR POUR LE POINT C 112
III.2.7 ETUDE À ISO-TAUX EGR 116
III.2.7.1 Taux d'EGR égal à 4 116
III.2.7.2 Taux EGR 12 122
III.2.8 INFLUENCE DE LA PRESSION DE SURALIMENTATION (POINT C) 125
III.2.9 ETUDE DE PLUSIEURS CONTRE PRESSIONS SANS EGR (POINT C) 131
III.2.10 ETUDE A ISO-CONTRE PRESSION 131
III.2.11 VARIATION DE LA PRESSION DE SURALIMENTATION (PBOOST), DE L'EGR ET DE LA PRESSION D'INJECTION (PRAIL) 133
III.2.12 POINT B : 2000 TR.MIN^{-1}, 145 N.M 135
III.3 TURBOCOMPOUND PARALLELE 136
III.3.1 SCHEMA DE PRINCIPE : 136
III.3.2 PRESENTATION DU SYSTEME 137
III.3.3 CALCUL DU DEBIT DE FUITE ET ANALYSE 139

CHAPITRE IV: ANALYSE PAR SIMULATION DE LA RÉCUPÉRATION DE L'ÉNERGIE PAR TURBOCOMPOUND SUR UN MOTEUR DIESEL 145

IV.1 MODÈLE MOTEUR 147
IV.1.1 MODÉLISATION DU TURBOCOMPRESSEUR 148
IV.1.2 MODÉLISATION DE L'EGR 148
IV.1.3 MODÈLE DE COMBUSTION 148

IV.1.4 MODELE DE TRANSFERTS THERMIQUES DANS LA CHAMBRE 152
IV.1.5 MODELE DE CONDUITS ET PERTES DE CHARGES 152
IV.1.6 MODÉLISATION DU TURBOCOMPOUND 153
IV.1.6.1 Modélisation du turbocompound en série 153
IV.1.6.2 Modélisation du turbocompound en parallèle 154
IV.2 EVALUATION DU TURBOCOMPOUND EN SERIE 154
IV.3 METHODOLOGIE D'EVALUATION DU POTENTIEL DE RECUPERATION DE L'ENERGIE 156
IV.3.1 PRESSION DU RÉPARTITEUR D'ADMISSION 156
IV.3.2 INJECTION DU CARBURANT 157
IV.3.3 INFLUENCE DE LA CPE SUR LA COMBUSTION ET PILOTAGE DE L'EGR 157
IV.3.4 TEMPÉRATURE DE COMBUSTION 161
IV.4 RÉSULTATS 162
IV.4.1 PUISSANCE MOTEUR PERDUE 162
IV.4.2 PUISSANCE ISENTROPIQUE RÉCUPÉRÉE 162
IV.4.3 GAIN GLOBAL 163
IV.4.4 ESTIMATION D'UNE VITESSE DE FONCTIONNEMENT OPTIMALE DE LA ROUE 163
IV.5 AMELIORATION DE LA COMBUSTION DANS LA ZONE SANS EGR 164
IV.5.1 AVANCE À L'INJECTION « AVI » 164
IV.5.2 IMPACT DE LA DISTRIBUTION 168
IV.5.3 ÉVALUATION DES TUYERES DE DIFFERENTS RAPPORTS DE DIAMETRES 170
IV.6 TURBOCOMPOUND EN CONFIGURATION PARALLÈLE 175
IV.6.1 ETUDES DE DIFFERENTS POINTS DE FONCTIONNEMENT 175
IV.6.2 PERTE DE PUISSANCE MOTEUR EFFECTIVE 175
IV.6.3 PUISSANCE ISENTROPIQUE RÉCUPÉRÉE 176
IV.6.4 GAIN GLOBAL 177
IV.6.5 ANALYSE D'UN POINT DE FONCTIONNEMENT DU TURBOCOMPRESSEUR 178
IV.6.6 OPTIMISATION DU TURBOCOMPOUND PARALLELE 179

CHAPITRE V: RÉCUPÉRATION DE L'ÉNERGIE À L'ÉCHAPPEMENT SUR UN MOTEUR À ALLUMAGE COMMANDÉ PAR TURBOCOMPOUND 183

V.1 MODÈLE DU MOTEUR 185
V.1.1 MODÈLE DE COMBUSTION 185
V.2 ETUDE DU TURBOCOMPOUND 186
V.2.1 VARIATION DE DIFFERENTS RAPPORTS DE DIAMETRES ET DIFFERENTES AVANCES A L'ALLUMAGE 187
V.2.2 INFLUENCE VVT 191
V.2.3 INFLUENCE DE L'OUVERTURE DE LA WASTEGATE 192
V.2.4 CLIQUETIS 194

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES 199

BIBLIOGRAPHIE 203

ANNEXE 209

Nomenclature

an	anergie	(J)
AVA / SA	Avance à l'allumage	
AVI	Avance à l'injection	
BP	Basse pression	
CPE	Contre Pression Echappement	(bar)
CSE	Consommation spécifique	(g/kW.h)
CSE_{TC}	Consommation spécifique globale (avec récupération)	(g/kW.h)
CVT	Continuously Variable Transmission	
Cp	Constante spécifique du gaz à pression constante	($J.K^{-1}$/kg)
C_D	Coefficient de pertes de charges	
dm_{fuel}	Débit carburant	(kg/h)
EGR	Récirculation externe des gaz d'échappements	
IGR	Récirculation interne des gaz d'échappements	
e	Energie totale du fluide spécifique	(J/kg)
e_C	Energie cinétique du fluide spécifique	(J/kg)
e_p	Energie potentielle du fluide spécifique	(J/kg)
ex	Exergie thermomécanique spécifique	(J/kg)
ex_{ch}	Exergie chimique spécifique	(J/kg)
ex_{tot}	Exergie totale spécifique	(J/kg)
ex_{ch}	Exergie chimique spécifique	(J/kg)
G	Enthalpie libre « Gibbs »	(J)
h_{t0}	Enthalpie spécifique totale de référence (à T_0)	(J/kg)
h	Enthalpie statique spécifique	(J/kg)
h_{exh}	Enthalpie spécifique des gaz d'échappement	(J/kg)
h_t	Enthalpie totale spécifique	(J/kg)
HP	Haute pression	
$\dot{m}_{échap}$	Débit échappement	kg
η	Rendement de conversion de l'énergie récupérée	
η_{is}	Rendement isentropique	
P_{cyl}	Pression dans le cylindre	(bar)
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	(J)
P_0	Pression référence	(bar)
P_4	Pression aval turbine ou amont tuyère de récupération	(bar)
P_5	Pression aval tuyère de récupération	(bar)
P_{tc}	Puissance totale moteur avec turbocompound	(kW)
P_e	Puissance effective moteur	(kW)
P'_e	Puissance effective moteur après contre pression échappement	(kW)
P_{exh}	Puissance des gaz d'échappement	(kW)
P_{is}	Puissance isentropique	(kW)
PME / BMEP	Pression moyenne effective	(bar)
PMI	Pression moyenne indiquée	(bar)
Q	Chaleur	(J)
q	Chaleur spécifique	(J/kg)
r	Constante des gaz	($J.K^{-1}$/kg)
s_0	Entropie spécifique de référence	($J.K^{-1}$/kg)
s	Entropie spécifique	($J.K^{-1}$/kg)

s_{exh}	Entropie spécifique des gaz d'échappement	($J.K^{-1}/kg$)
Speed	Régime moteur	($tr.min^{-1}$)
T_0	Température de référence (ambiante)	(°K)
T_4	Température en amont du papillon de récupération	(°K)
T_{5is}	Température après détente isentropique	(°K)
TGV	Turbine à géométrie variable	
u	Energie interne spécifique	(J/kg)
V_{cyl}	Volume du cylindre	(m^3)
v	Volume spécifique	(m^3/kg)
v_0	Volume spécifique de référence	(m^3/kg)
W	Travail technique	(J)
w	Travail technique spécifique	(J/kg)
w_c	Travail spécifique fourni par le moteur de Carnot	(J/kg)

Introduction

Le réchauffement climatique dû au rejet massif de gaz à effet de serre dans l'atmosphère a des effets très néfastes sur la planète. La combustion d'énergie fossile est l'un des principaux participants à la formation de CO_2 qui est un gaz à effet de serre L'alerte des scientifiques sur le réchauffement climatique a amené les pouvoirs publics de nombreux pays industrialisés à signer le protocole de Kyoto en 1997 [1]. Ce traité international engage les pays signataires à réduire les émissions de gaz à effet de serre, responsables du réchauffement climatique. En outre, la combustion d'énergie fossile est responsable de la formation d'émissions de polluants qui sont nocifs pour la santé (cancer, problèmes respiratoires…). On rajoute à cela la certitude de l'augmentation du prix du pétrole dans l'avenir. Toutes ces causes font que dans le domaine du transport et notamment de l'automobile, la pression exercée par les pouvoirs publics et les consommateurs sur les constructeurs et les équipementiers pour commercialiser des véhicules qui consomment toujours moins de carburant et émettent toujours moins de substances nocives n'a jamais été aussi forte. Ainsi, les normes deviennent de plus en plus strictes et la limitation de la consommation plus importante. Les voitures vendues en Europe devront émettre en moyenne moins de 130g de CO_2 par kilomètre en 2015, et moins de 95g en 2020 (Figure 1). En 2008, elles émettaient en moyenne 158g/km. Le simple respect de la réglementation exigera donc un effort sans précédent de l'industrie automobile à l'échelle mondiale, pour atteindre les objectifs fixés pour 2020.

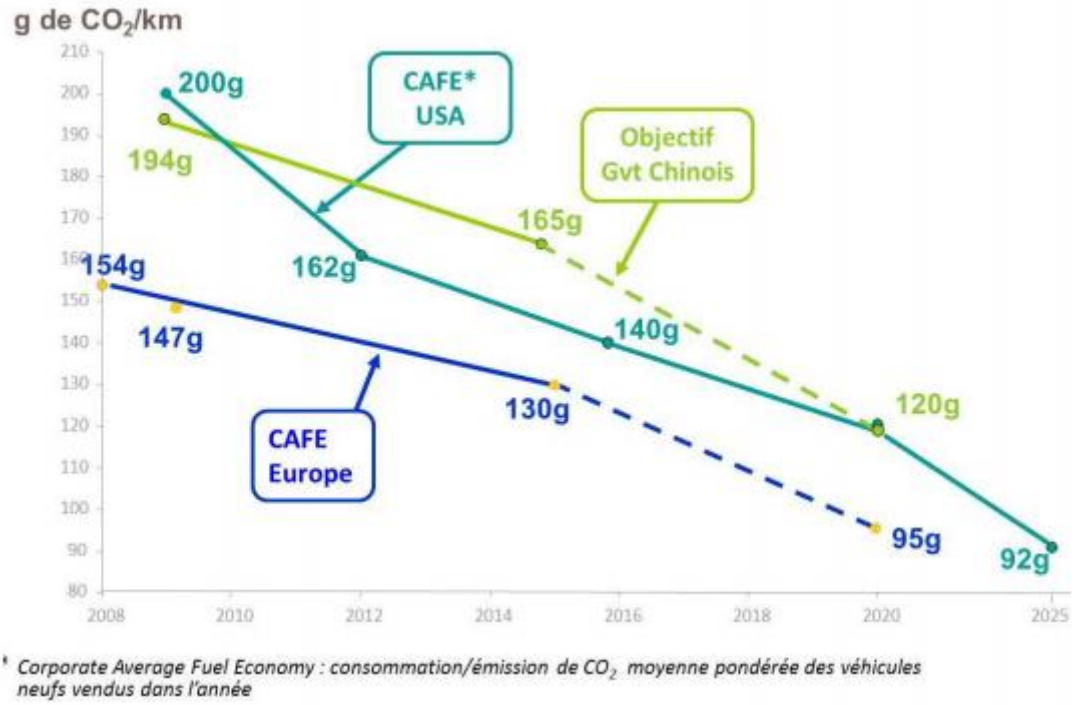


Figure 1: Objectifs de réduction de CO_2

Emissions de polluants

Bien que les réactions chimiques associées à la combustion des énergies fossiles produisent essentiellement du dioxyde de carbone et de l'eau, des réactions secondaires se produisent, entrainant des émissions nocives selon les conditions de déroulement de la combustion. La réaction d'oxydation d'un composé organique n'est pas toujours complète. L'oxydation partielle des éléments organiques induit la formation de gaz nocifs tels que le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC) et des particules, principalement dans le cas du moteur Diesel. En raison de la présence d'azote N2 dans l'air (80%), les conditions thermodynamiques de pression et température de la combustion favorisent parfois la réaction de formation des oxydes d'azote (NO_x) qui sont aussi des gaz nocifs.

Monoxyde de carbone (CO)

C'est un gaz incolore et inodore, il se forme principalement par la combustion incomplète des hydrocarbures (combustion d'un mélange riche). Il cause des problèmes de respiration des êtres vivants. Il se combine avec l'hémoglobine du sang et empêche l'oxygène de se fixer dans le sang et peut de ce fait engendrer la mort.

Hydrocarbures imbrûlés($C_nH_{m)}$

Molécules provenant des carburants, imbrûlés ou brûlés incomplètement (HC ou C_nH_m). Ils résultent d'une combustion top riche ou trop pauvre. Ils se forment essentiellement sur les parois de la chambre de combustion et dans les volumes morts. Ils sont cancérigènes et ont des effets néfastes sur le système nerveux.

Suies (Particules)

Elles se forment principalement dans les moteurs Diesel. En effet, la combustion Diesel est une combustion par diffusion : un jet de carburant liquide est injecté dans un milieu riche en dioxygène, la combustion démarre à la frontière entre le jet liquide et l'air. Les molécules d'hydrocarbures situées au milieu du jet sont soumises à de fortes températures sans pouvoir être oxydées. Elles se transforment alors en molécules de carbone solides. Les petites particules de suies pénètrent facilement dans les alvéoles pulmonaires entrainant une gêne respiratoire et des risques de cancers.

Oxydes d'azote (NOx)

Ils se forment durant la combustion d'un mélange pauvre à des températures suffisamment élevées. Comme le monoxyde de carbone, NO est un gaz incolore et inodore ; le dioxyde de carbone, NO2 est lui de couleur rouge brun et d'odeur piquante. Ces émissions sont nocives et sont post-traités à l'échappement par un système spécifique. Ils provoquent l'irritation des poumons. En réaction avec l'eau ils forment l'acide nitrique ou nitreux, qui causent la pluie acide.

Autres polluants

Certains polluants se forment à cause des additifs dans le carburant. Avec le plomb utilisé autrefois avec l'essence pour réduire le cliquetis, des composés se forment, comme le PbO et le PbO_2, nocifs pour l'environnement et nuisibles pour le pot catalytique et la sonde lambda. De même le soufre qui était présent dans l'essence, causait la formation de dioxyde de soufre qui a une odeur suffocante et cause les pluies acides. Ces composés sont maintenant interdits.

Normes de dépollution

Les normes sont imposées aux constructeurs pour limiter la réjection des émissions de polluants. Les normes antipollution évoluent régulièrement vers plus de sévérité. En europe la norme appliquée s'appelle « Euro » (Tableau 1, Figure 2). Actuellement nous sommes à la cinquième version (Euro 5) depuis septembre 2009. En septembre 2014 la version Euro 6 sera appliquée.

Ainsi les constructeurs ne peuvent pas vendre de véhicules qui ne répondent pas aux normes et rejettent plus de polluants que la limite décrite.

Tableau 1: Normes de dépollution [2]

g/km	Monoxyde de carbone (CO)	Hydrocarbures (HC)	Hydrocarbures non méthaniques (NMHC)	Oxydes d'azote (NOx)	HC + NOx	Particules
Euro 1, essence	2,72	—	—	—	0,97	—
Euro 1, diesel	2,72	—	—	—	0,97	0,14
Euro 2, essence	2,2	—	—	—	0,5	—
Euro 2, diesel	1	—	—	—	0,7	0,08
Euro 3, essence	2,2	0,2	—	0,15		—
Euro 3, diesel	0,64	—	—	0,5	0,56	0,05
Euro 4, essence	1	0,1	—	0,08		—
Euro 4, diesel	0,5	—	—	0,25	0,3	0,025
Euro 5, essence	1	0,1	0,068	0,06		0,005
Euro 5, diesel	0,5	—	—	0,18	0,23	0,005
Euro 6, essence	1	0,1	0,068	0,06		0,005
Euro 6, diesel	0,5	—	—	0,08	0,17	0,005

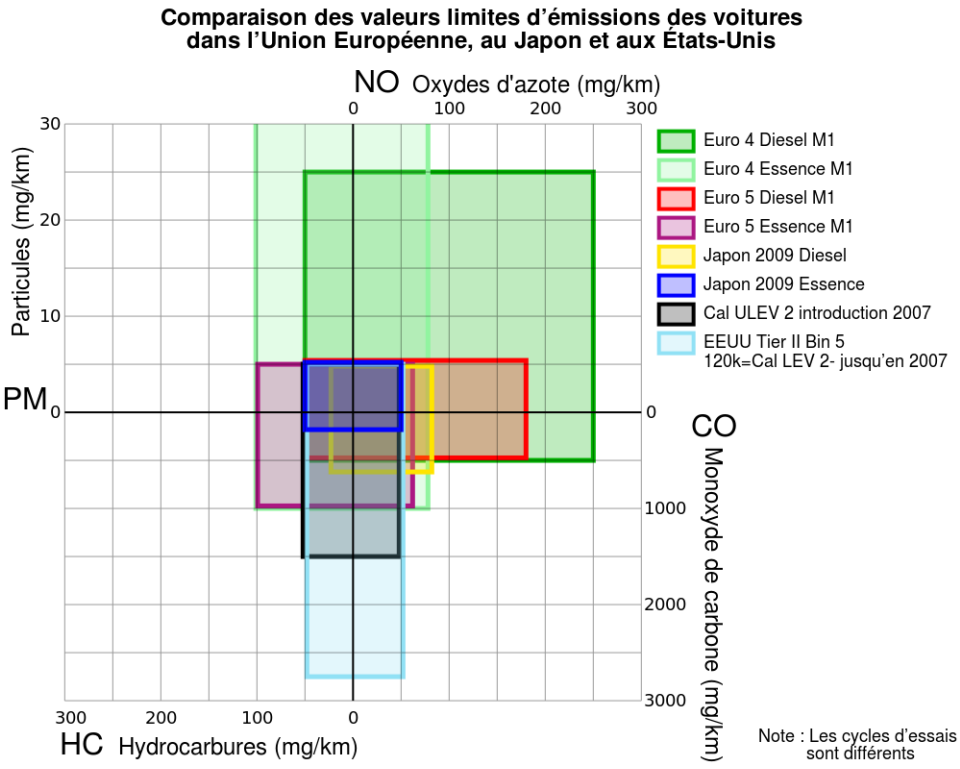


Figure 2: graphique représentant l'évolution des normes de dépollution (source : commission européenne: 2005)

Solutions pour des véhicules plus sobres et moins polluants

Pour réduire la consommation et répondre aux limitations imposées par les normes et respecter les contraintes citées au-dessus, plusieurs solutions ont été envisagées par les constructeurs.

Les motoristes ne peuvent pas éviter de mener des recherches très poussées pour réduire la consommation et les émissions de polluants et en même temps garder les performances requises.

L'objectif étant de permettre la recherche et la commercialisation de nouvelles solutions, lesquelles impliquent l'optimisation du moteur thermique et la recherche d'autres sources d'énergie. Plusieurs efforts ont été faits sur l'allègement des matériaux, la réduction des frottements, l'amélioration de l'aérodynamique du véhicule et l'amélioration de la combustion. Des solutions alternatives comme l'hybride, qui consiste à utiliser deux sources d'énergie comme l'essence et l'électricité par exemple, permettent de mieux utiliser chacune d'elles et donc de réduire au global les émissions. D'autres solutions basées sur la récupération de l'énergie perdue au niveau de véhicules permettent également de réduire la consommation. Ces solutions sont de plus en plus étudiées.

Systèmes de récupération de l'énergie

Le moteur thermique ayant un rendement médiocre (environ 25% en conduite réelle), la majeure partie de l'énergie contenue dans le carburant est dissipée sous forme d'énergie thermique et de chaleur, que l'on peut récupérer et réutiliser. Plusieurs systèmes servent à récupérer cette énergie perdue, comme les turbocompresseurs, les systèmes à vapeur type Rankine ou autre, les moteurs à air chaud et le turbocompound.

L'objectif de cette thèse est d'analyser et comprendre les conditions d'adaptation d'un système de récupération d'énergie à l'échappement par détente directe (turbocompound) sur un moteur à combustion interne automobile. Dans ce cadre, une méthodologie innovante d'évaluation du potentiel de tels systèmes doit être mise en place.

Le travail de recherche proposé s'est donc appuyé sur une analyse bibliographique (chapitre 1)de l'état de l'art dans les domaines de l'analyse exergétique des systèmes moteur, et des systèmes de récupération d'énergie pour les moteurs à combustion interne.

A la suite de cette première étape, le chapitre 2 est consacré à l'évaluation de l'exergie mécanique disponible à l'échappement de plusieurs types de moteurs. La simulation numérique est utilisé de façon intensive pour différentes conditions d'utilisation des moteurs.

Puis le chapitre 3 présente une campagne expérimentale exploratoire, réalisée dans le but de guider les tentatives d'optimisation qui seront réalisées par la suite.

Enfin les chapitre 4 et 5 présentent une analyse par simulation d'un système de récupération d'énergie mécanique par détente directe sur 2 types de moteur automobile: Diesel et à allumage commandé.

Chapitre I: **Etude bibliographique**

Le moteur thermique a un rendement qui, selon les conditions de fonctionnement, ne dépasse pas les 50 % [3]. L'énergie du carburant non transformée en travail est dissipée soit en pertes par transfert thermique aux parois, soit en pertes à l'échappement. Plusieurs méthodes sont utilisées par les auteurs pour évaluer cette dernière forme de dissipation. Les pertes à l'échappement représentent en effet un potentiel élevé comparées aux autres pertes d'énergie, parce que la température des gaz d'échappement est relativement élevée [4].

L'objectif de ce chapitre est de rassembler les éléments bibliographiques liés à la mise en place d'une méthodologie d'évaluation du potentiel des différentes techniques de récupération d'énergie mécanique sur les moteurs à combustion interne automobiles.

Après une première partie centrée sur l'analyse exergétique (paragraphe I-1), différents systèmes de récupérations d'énergie sont détaillés dans le paragraphe I-2:

- ***Le turbocompound***
- ***Les cycles à vapeur condensable***
- ***Les moteurs à air chaud***
- ***La thermo-électricité***

I.1 *Notion d'exergie et énergie*

I.1.1 Moteur de Carnot

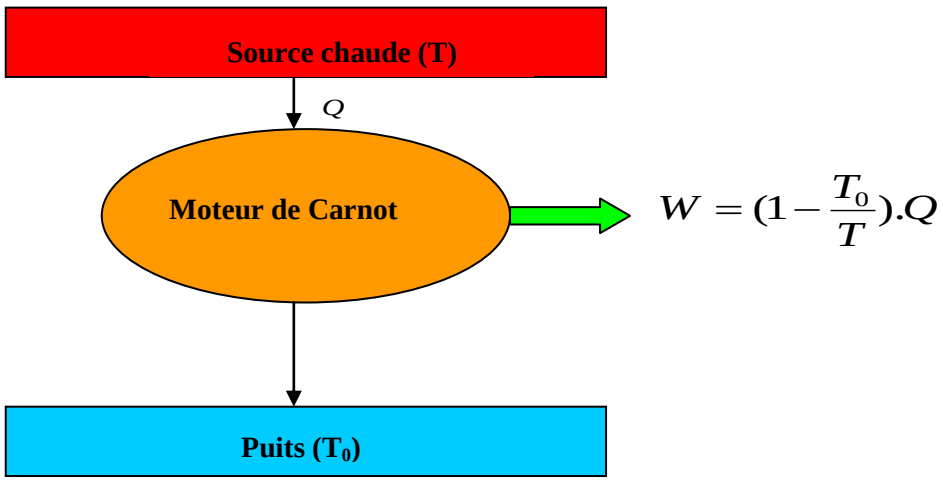


Figure I-1 : Moteur de Carnot

Pour comprendre la notion d'exergie, il faut aborder d'abord le moteur de Carnot. Ce moteur est le meilleur convertisseur d'énergie, en termes de rendement, fonctionnant entre une source chaude à température T et une source froide (Figure I-1) à température T_0 appelée puits [5]. Le travail fourni par ce moteur s'écrit:

$$W = (1 - \frac{T_0}{T}).Q \quad \textbf{(I-1)}$$

Avec Q la quantité de chaleur fournie par la source chaude.

I.1.2 Cycle de Carnot et introduction à l'exergie

Le cycle de Carnot (Figure I-2), est un cycle thermodynamique purement théorique composé de deux transformations isothermes et deux transformations adiabatiques (isentropiques). Il n'a pas d'application dans les transformations réelles qui s'accompagnent inévitablement d'une variation d'entropie résultant de dissipations internes d'énergie et/ou d'échanges thermiques avec l'extérieur.

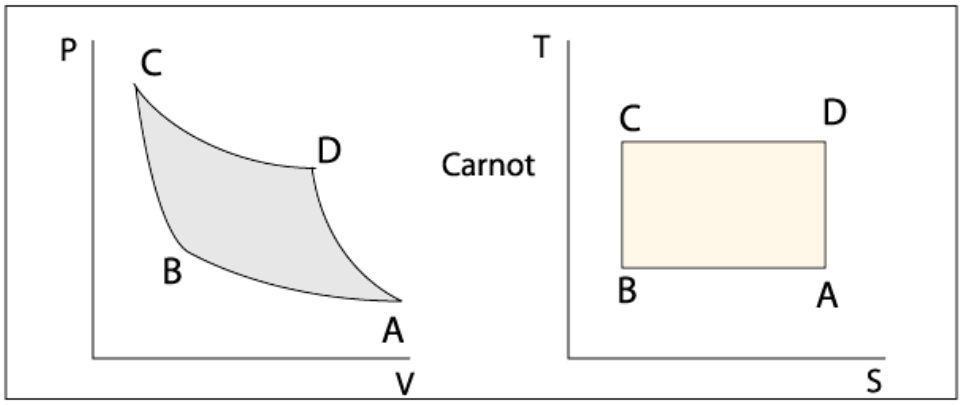


Figure I-2: Cycle thermodynamique de Carnot [6]

La Figure I-2 montre le cycle de Carnot :

- AB : restitution de la chaleur vers une source froide et compression isotherme
- BC : compression isentropique (adiabatique et réversible)
- CD : apport de chaleur d'une source chaude et détente isotherme
- DA : détente isentropique

Le rendement de ce cycle est le majorant de tous les cycles convertisseurs d'énergie. Ce cycle est donc intéressant pour évaluer le potentiel de l'énergie thermique pouvant être convertie en énergie mécanique.
Ce cycle met en jeu des évolutions isentropiques donc réversibles qui n'existent pas dans la réalité car une transformation réversible est une transformation infiniment lente qui suppose que le système est dans un état d'équilibre à chaque instant. Les transformations réelles sont brusques et ne se font pas en état d'équilibre. Pour cela, toute évolution d'un système d'une façon réelle (non réversible) implique une création d'irréversibilité. Ces irréversibilités sont quantifiées par une fonction appelée entropie S qui est introduite par le second principe de la thermodynamique. A chaque évolution réelle d'un système, on peut définir une création d'entropie qui décrit les irréversibilités créées par cette évolution. Une évolution énergétique par exemple peut être suivie d'une création d'entropie plus ou moins faible. On peut alors associer à chaque système un potentiel d'évolution ou une qualité d'énergie, et ce en quantifiant la variation d'entropie de ce système avec l'environnement. On peut aussi associer une variation d'entropie à une évolution énergétique entre deux états différents de l'atmosphère. Cette variation d'entropie définira l'efficacité de la transformation. Pour cela, une combinaison du premier et du second principe appelée exergie, permet de mieux décrire une certaine évolution entre deux états. Le premier principe de la thermodynamique décrit la loi de conservation de l'énergie, alors que le second permet de mesurer la qualité de l'évolution en décrivant la variation d'entropie.

I.1.3 Définition de l'exergie

La théorie de l'exergie selon Ricquek [7] a pour objet de développer une méthode d'analyse intégrée qui englobe les premier et deuxième principes de la thermodynamique**,** et permettre ainsi de tenir compte à la fois des quantités d'énergie mises en jeu et de leur qualité, ce que le premier principe ne permet pas de faire. Son intérêt est qu'elle fournit un cadre rigoureux pour quantifier la qualité thermodynamique d'un système quelconque.

Ainsi, de nombreuses définitions existent dans la littérature. On peut en citer quelques-unes : Lallemand: « l'exergie est la part maximale d'une énergie de type quelconque qui peut être convertie en énergie mécanique » [5]. Heywood [3] propose la définition suivante : «Le premier et le second principe de la thermodynamique ensemble, définissent le travail maximal ou minimal qui est le mieux exprimé en fonction de la propriété de combinaison système-environnement appelée "availability" ou exergie ».

Il existe plusieurs formes et définitions de l'exergie. La plus connue est l'exergie thermomécanique ou physique. Elle est donnée par la forme suivante pour un système fermé [8]:

$$ex = (e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \qquad \textbf{(I-2)}$$

Souvent on néglige les énergies cinétique et potentielle [9]

$p_0(v - v_0)$ représente le travail accompli contre l'atmosphère à pression p_0 et qui n'est pas utile.

Pour un système ouvert on pourra écrire alors:

$$ex = h_t - h_0 - T_0.(s - s_0) \qquad \textbf{(I-3)}$$

Pour un système ouvert Rakopoulos et al. [8] définissent l'exergie associée aux flux de masses entrant et sortant du cylindre, par la somme de l'exergie thermomécanique et de l'exergie chimique en négligeant l'énergie cinétique et l'énergie potentielle :

$$ex_{totale} = ex + ex_{ch} = h_t - T_0 s - \sum_i x_i \mu_i^0 \qquad \textbf{(I-4)}$$

Avec μ_i^0 le potentiel chimique de l'espèce chimique *i* du mélange dans le milieu de référence, et x_i les fractions molaires des espèces *i* dans le milieu de référence.

La notion d'exergie est utilisée dans la problématique de récupération d'énergie car elle permet de déterminer la qualité d'une certaine quantité d'énergie et donc de définir un potentiel maximal d'utilisation de cette énergie sous forme mécanique.

I.1.4 Exergie physique ou thermomécanique

Selon Lallemand [10] lorsqu'un fluide traverse un système, il peut échanger du travail et de la chaleur avec son milieu extérieur. L'exergie que le système est capable de fournir est constituée, d'une part de l'énergie mécanique échangée avec les éléments mobiles de la (ou des) machine(s), w_t, (à l'exclusion des effets mécaniques dans les canalisations non récupérables en réalité), d'autre part du travail récupérable par un moteur de Carnot à partir de l'énergie thermique cédée par le fluide. Ainsi la variation d'exergie s'obtient à partir du bilan entropique (2ème principe) et du bilan enthalpique (1er principe).

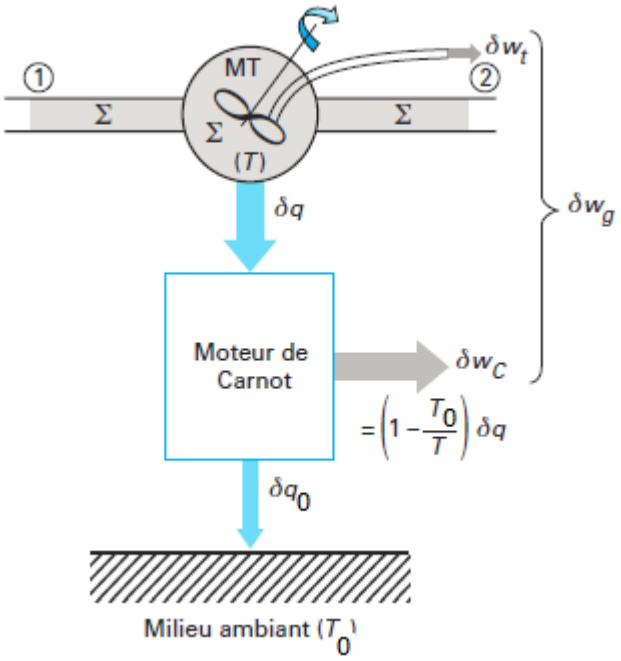


Figure I-3: Concept d'exergie physique ou thermomécanique [10]

Considérons le système représenté sur la Figure I-3. En considérant une évolution élémentaire, le travail maximal peut être déterminé à partir de l'équation suivante :

$$\delta w_{max} = \delta w_t + \delta w_c = \delta w_t + \delta q(1 - \frac{T_0}{T}) \quad \textbf{(I-5)}$$

Le premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$\delta w_t + \delta q = dh_t \quad \textbf{(I-6)}$$

Avec dh_t la variation élémentaire de l'enthalpie totale :

$$dh_t = dh + de_c + de_p \quad \textbf{(I-7)}$$

qui est respectivement la somme des variations élémentaires de l'enthalpie statique (dh), de l'énergie cinétique (de_c) et de l'énergie potentielle (de_p).
Supposons maintenant que l'évolution du système soit réversible. Les frottements internes du fluide sont alors négligeables et le second principe de la thermodynamique s'écrit :

$$ds = \frac{\delta q}{T} \quad \textbf{(I-8)}$$

On obtient à partir de l'équation (I-5):

$$\delta w_{max} = \delta w_t + \delta q - \frac{T_0}{T}\delta q = dh_t - T_0\, ds \quad \textbf{(I-9)}$$

En intégrant cette équation sur une évolution finie entre deux états, où l'état final est celui du milieu ambiant (système en équilibre avec le milieu ambiant) le travail s'écrit donc :

$$w_{max} = h_{t0} - h_t - T_0(s_0 - s) \quad \textbf{(I-10)}$$

Le travail W_{max} est négatif en considérant un système moteur. L'exergie thermomécanique représente un potentiel de travail maximal et donc elle est définie par :

$$ex = -w_{max} = h_t - h_{t0} - T_0(s - s_0) \quad \textbf{(I-11)}$$

En considérant que $h_{t0} = 0$ et $s_0 = 0$ à l'état de référence, l'exergie thermomécanique est égale à :

$$ex = h_t - T_0 s \quad \textbf{(I-12)}$$

L' anergie quant à elle définie par:

$$an = T_0(s - s_0) \quad \textbf{(I-13)}$$

Ainsi si toujours $h_{t0} = 0$ et $s_0 = 0$, alors $ex = h_t - an$ et donc $h_t = ex + an$
La variation d'enthalpie d'un système en équilibre avec son milieu ambiant (souvent l'atmosphère), est la somme de l'exergie et de l'anergie. Pour le cycle de Carnot, qui est un cycle réversible, la variation d'entropie est alors nulle. Comme il reçoit une entropie :

$$ds = \frac{\delta q}{T} \quad \textbf{(I-14)}$$

il doit donc céder :

$$ds = \frac{\delta q_0}{T_0} \quad \textbf{(I-15)}$$

<u>Cas d'une machine idéale</u>

Dans le cas d'une machine idéale, le premier principe s'écrit :

$$\Delta h_{t12} = w_{t12} + q_{12} = \Delta ex_{12} + \Delta an_{12} \quad \textbf{(I-16)}$$

$$\Delta an_{12} = \int_1^2 \frac{T_0}{T}\delta q \quad \textbf{(I-17)}$$

$$\Delta h_{t12} = \Delta ex_{12} + \int_1^2 \frac{T_0}{T}\delta q \quad \textbf{(I-18)}$$

Or, d'après l'équation (I-5), nous pouvons écrire :

$$w_{t12} = \Delta ex_{12} - \int_1^2 (1 - \frac{T_0}{T})\delta q \quad \textbf{(I-19)}$$

Les équations (I-17), (I-18), (I-19) peuvent être présentées sur la Figure I-4.

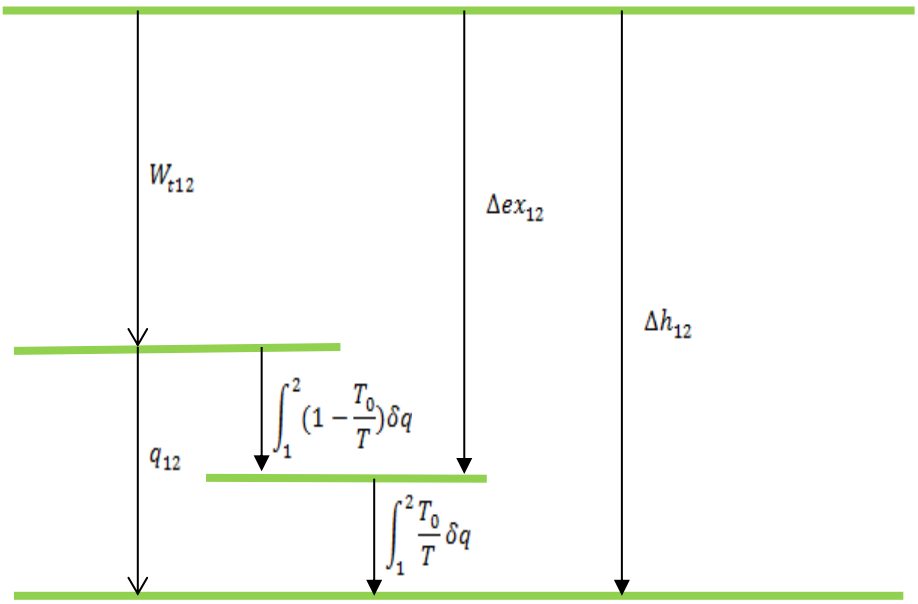


Figure I-4: représentation de la variation d'exergie pour une machine idéale

Les deux lignes des extrémités en haut et en bas de la Figure I-4 représentent des lignes de potentiel du gaz à l'état 1 et l'état 2 respectivement.

Cas d'une machine réelle

Si la machine est réelle, il est possible d'écrire que :

$$ds = \frac{\delta q}{T} + \frac{\delta q_{int}}{T} \quad \textbf{(I-20)}$$

Avec δq_{int} la chaleur interne qui est égale par convention aux frottements internes dus à la viscosité du fluide.

$$\delta w_{max} = \delta w_t + \delta w_c = \delta w_t + \delta q - \frac{T_0}{T}\delta q \quad \textbf{(I-21)}$$

En calculant δq en fonction de ds de l'équation précédente (I-20) on obtient :

$$\delta w_{max} = \mathrm{d}h_t - T_0 ds + \frac{T_0}{T}\delta q_{int} \quad \textbf{(I-22)}$$

$$\delta w_{max} = \mathrm{d}ex + T_0 ds' \quad \textbf{(I-23)}$$

$$\delta w_{max_{\mathrm{reel}}} = \delta w_{max_{\mathrm{idéal}}} + T_0 ds' \quad \textbf{(I-24)}$$

En intégrant entre 1 et 2:

$$w_{max} = \Delta ex_{12} + T_0 \Delta s'_{12} \quad \textbf{(I-25)}$$

Or :

$$w_{t12} = w_{max} - w_c = \Delta ex_{12} + T_0 \Delta s'_{12} - \int_1^2 (1-\frac{T_0}{T})\delta q \quad \textbf{(I-26)}$$

$$w_{t12} = \Delta ex_{12} + T_0 \int_1^2 \frac{\delta q_{int}}{T} - \int_1^2 (1-\frac{T_0}{T})\delta q \quad \textbf{(I-27)}$$

$$\Delta h_{12} = \Delta ex_{12} + T_0 \Delta s \quad \textbf{(I-28)}$$

$$\Delta h_{12} = \Delta ex_{12} + T_0 \int_1^2 \frac{\delta q}{T} + T_0 \int_1^2 \frac{\delta q_{int}}{T} \quad \textbf{(I-29)}$$

$$\Delta h_{12} = \Delta ex_{12} + \Delta an_{12} \quad \textbf{(I-30)}$$

$$\Delta an_{12} = T_0 \int_1^2 \frac{\delta q}{T} + T_0 \int_1^2 \frac{\delta q_{int}}{T} \quad \textbf{(I-31)}$$

Les équations (I-27) à (I-31) sont représentées schématiquement sur la Figure I-5 :

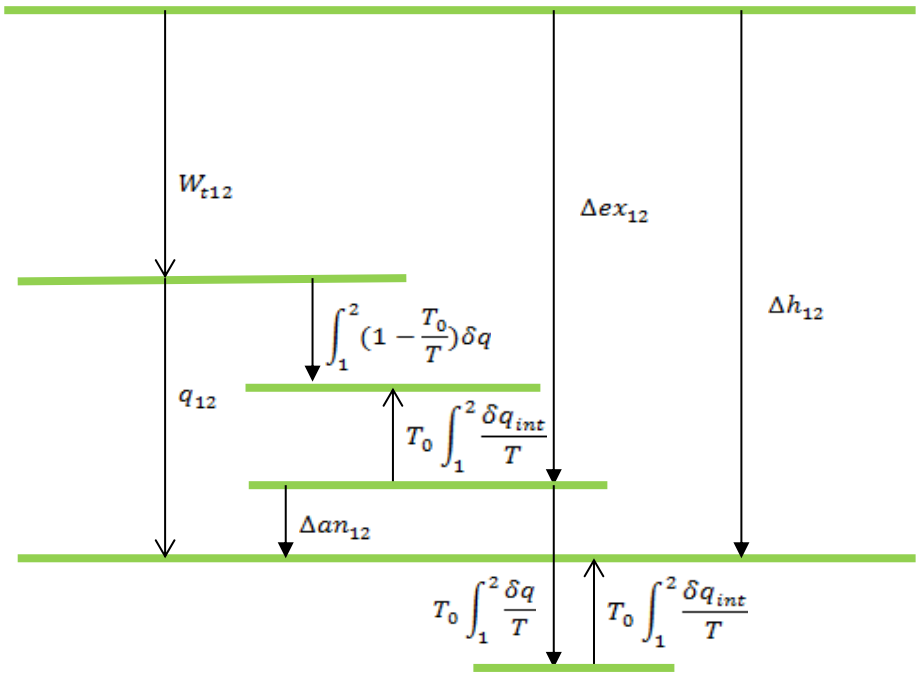


Figure I-5 : représentation de la variation d'exergie pour une machine réelle

Cette forme d'exergie est appelée exergie physique ou thermomécanique.

Exergie thermique

On définit l'exergie de transfert thermique par le travail qu'il est possible de récupérer par un cycle de Carnot à partir d'une source de chaleur [3], [9], [11], [12] soit :

$$ex_{th} = Q.(1 - \frac{T_0}{T}) \quad \textbf{(I-32)}$$

avec Q la quantité de chaleur disponible, et T la température de la source chaude.

I.1.5 Bilan d'énergie et d'exergie

L'application du premier et du second principe de la thermodynamique sur l'étude des différents phénomènes énergétiques dans un moteur à combustion interne a intéressé de nombreux auteurs. Dans cette partie, une synthèse des différents travaux réalisés sur cette thématique est réalisée.

I.1.5.1 **Énergie et exergie d'un carburant**

Par définition l'énergie du carburant, appelée PCI ou Pouvoir Calorifique Inférieur, est égale à la chaleur dégagée par la combustion complète du carburant à pression ou volume constant, à la température de référence (généralement 25°C) [3]. Le PCS ou Pouvoir Calorifique Supérieur est égal au PCI auquel on ajoute la chaleur latente récupérée par la condensation de l'eau. Cette énergie n'est pas prise en compte dans les calculs concernant les moteurs à combustion interne car l'eau est sous forme vapeur dans les conditions thermodynamiques de la chambre à combustion. L'énergie du carburant est donc par convention égale à son PCI. A pression constante le PCI=$-(\Delta H)_{p_0,T_0}$, qui est la variation d'enthalpie entre les réactifs et les produits à la pression et température de référence.

L'exergie du carburant est par définition le travail maximal qui pourra être fourni à partir d'une quantité de carburant. Elle est calculée à partir du premier et du second principe de la thermodynamique et est égale à la variation de Gibbs (l'enthalpie libre) entre les réactifs et les produits pour une combustion complète de carburant [3]:

$$Ex_{fuel} = -(\Delta G)_{p_0,T_0} \quad \textbf{(I-33)}$$

avec G = H - T_0 S l'enthalpie libre.

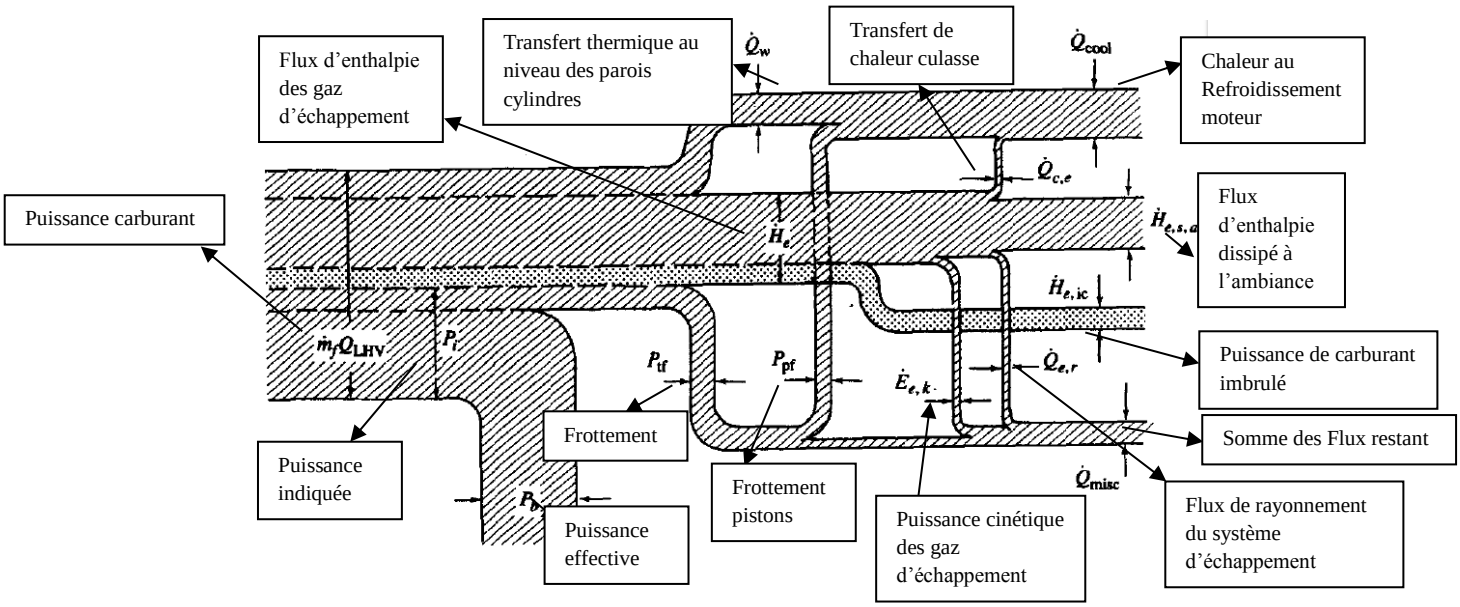


Figure I-6: Flux d'énergie dans un moteur à combustion interne [3]

Le bilan d'énergie dans un moteur à combustion interne d'après Heywood [1] est représenté sur la Figure 9. La puissance indiquée est la somme de la puissance effective et de la puissance perdue dans les frottements. La puissance enthalpique initiale des gaz d'échappement se décompose en : 60% environ d'enthalpie statique (sensible), 7% d'énergie cinétique, 20% de carburant imbrulé venant d'une combustion incomplète, et 12% de transferts thermiques dont une part sera rayonnée et une autre transférée au circuit de refroidissement. Ce bilan varie selon le point de fonctionnement du moteur.

Selon le type de moteur (à allumage commandé ou Diesel), des bilans approximatifs sont présentés dans le Tableau 1.

Tableau I-1: Bilan d'énergie d'un moteur à combustion interne à puissance maximale [1]

	Puissance effective	Puissance évacuée par le refoidissement	Divers flux restant	Puissance imbrulés	Puissance échappement rejetée à l'air
	% du PCI carburant				
Allumage commandé	25-28	17-26	3-10	2-5	34-45
Diesel	34-38	16-35	2-6	1-2	22-35

I.1.5.2 **Destruction de l'exergie du carburant**

L'exergie contenue dans le carburant subit plusieurs transformations et destructions. Pour comprendre, durant le cycle moteur, comment l'exergie est transformée ou détruite, il faut d'abord comprendre le phénomène de destruction d'exergie lors de la combustion. Plusieurs auteurs ont traité ce sujet. Dunbar et al. [13] ont étudié le cas d'une combustion adiabatique à pression constante qui est applicable au cas des turbines à gaz ou des fours mais pas au moteur à combustion interne. Caton [14] a fait l'étude de combustion isochore d'un mélange d'octane et d'air, plus applicable au cas du moteur à combustion interne qui nous intéresse pour notre étude. Pour bien comprendre la destruction d'exergie due à la combustion, l'auteur a pris un cas de combustion isochore et adiabatique (une chambre isolée). Ainsi, tout changement de l'exergie du système sera attribué à la combustion elle-même. Puisque l'évolution est adiabatique, une variation d'exergie due aux transferts thermiques est impossible. Le système est également fermé donc sans transfert d'exergie lié au transfert de masse. Le travail est nul car la transformation est isochore et il n'y a pas de mouvement des frontières limites.

A tout moment l'exergie du système est calculée à partir de :

$$ex = u - u_0 + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad \textbf{(I-34)}$$

Ainsi entre deux états 1 et 2 du système, l'exergie détruite par la combustion est :

$$ex_{détruite} = ex_1 - ex_2 \quad \textbf{(I-35)}$$

Puisque la destruction d'exergie est due à la combustion seule, cette variation peut être calculée à partir de la création d'entropie :

$$ex_{détruite} = \frac{T_0(S_2 - S_1)}{m} \quad \textbf{(I-36)}$$

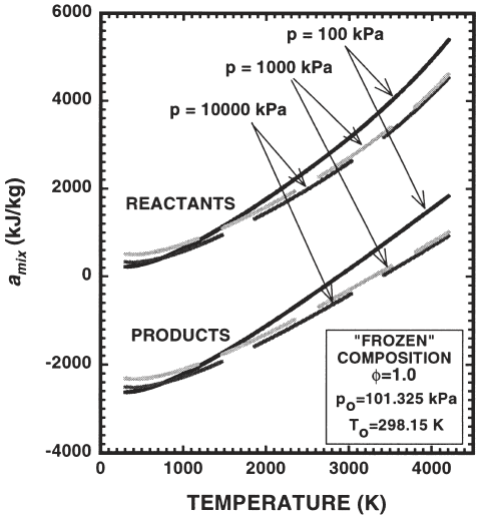


Figure I-7: exergie des réactifs et des produits [14]

Caton [14] dans son étude, montre l'influence des températures de base du mélange et de la pression sur la destruction de l'exergie. La Figure 10 montre que l'exergie des produits est inférieure à l'exergie des réactifs car le potentiel du travail des réactifs est plus faible à cause de la destruction d'exergie du mélange air carburant par la combustion. L'auteur montre aussi que l'effet de la pression est limité sur la destruction de l'exergie. Il montre aussi qu'en diminuant la richesse les irréversibilités de la combustion augmentent. Au final , la combustion est responsable d'une destruction d'exergie entre 5 à 25%. L'auteur met également en relation son étude avec la récupération de l'énergie à l'échappement. En effet, il montre qu'en augmentant la température des produits, les irréversibilités de la combustion diminuent et l'exergie des produits augmente. Mais une température de combustion plus forte entraîne alors un transfert d'exergie plus fort à l'échappement (par transfert de masse) et une augmentation probable des NOx. L'exergie détruite par le transfert thermique augmentera aussi.
Alkidas [15] [16] montre que les transferts thermiques sont les premiers responsables de la partie la plus grande de transfert de l'exergie, et que la destruction de l'exergie par la combustion est le mécanisme qui en suit. Il montre aussi qu'en augmentant la température de la charge fraiche les irréversibilités de la combustion diminuent grâce à une température de combustion plus élevée. Lipkea et al [17] montrent que presque 40 % de l'exergie de carburant est perdue par les irreversibilités comme la combustion, les frottements, le mélange des fluides et les transferts thermiques. Ils montrent que les transferts thermiques et l'échappement sont de l'ordre de 60%, de l'ordre de 20% de cette énergie peut servir potentiellement pour faire du travail.

Bilan d'exergie:
L'exergie du carburant est soit transformée en travail par le piston et en transfert thermique, soit détruite dans la combustion et les transferts thermiques, soit transférée par le flux de masse (Figure I-8).

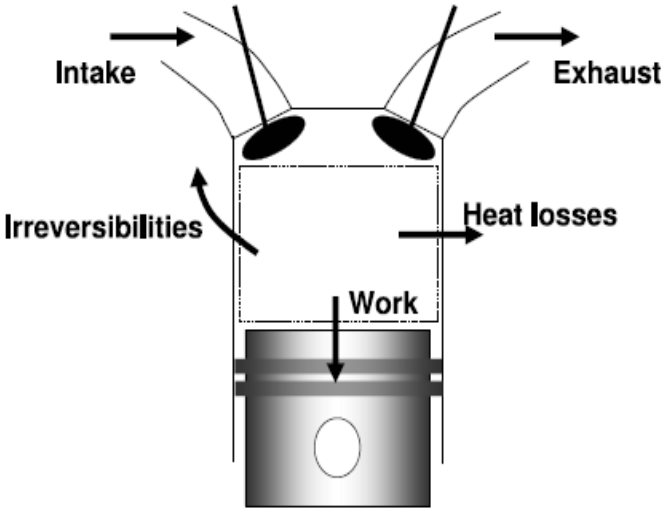


Figure I-8: schéma d'un moteur avec les chemins d'exergie [18]

Le bilan d'exergie s'écrit [8] :

$$Ex_{fuelmixture} = Ex_{travail} + Ex_Q + Ex_{exh} - Ex_{in} + I \quad \textbf{(I-37)}$$

L'exergie du travail sur le piston est donnée par :

$$Ex_{travail} = \int (p - p_0) dV_{cyl} \quad \textbf{(I-38)}$$

L'exergie des transferts thermiques est égale au rendement de Carnot multipliée par la chaleur échangée à une température T des gaz dans le cylindre :

$$Ex_Q = \int (1 - \frac{T_0}{T}) dQ \quad \textbf{I-39)}$$

Le bilan d'exergie associé au bilan de masse à l'échappement et à l'admission est donné par les équations :

$$Ex_{exh} = \int \dot{m}\, dex_{exh} \quad \textbf{(I-40)}$$

$$Ex_{in} = \int \dot{m}\, dex_{in} \quad \textbf{(I-41)}$$

Le terme I regroupe toutes les irréversibilités dans la chambre et peut être calculé par la relation suivante [1] :

$$I = T_0 \int (dS_{cyl} + \dot{m_{exh}} s_{exh} - \dot{m_{in}} s_{in}) + T_0 \sum Q_{cyl} \frac{1}{T_L} \quad \textbf{(I-42)}$$

dS_{cyl} est l'entropie créée par la combustion dans le cylindre
$\dot{m_{exh}} s_{exh}$ est l'entropie des gaz d'échappement
$\dot{m_{in}} s_{in}$ est l'entropie des gaz d'admission
$\sum Q_{cyl} \frac{1}{T_L}$ est la somme de tous les échanges thermiques avec les parois du moteur, qui se font à une température des gaz de la chambre T_L

Caton [4] a réalisé des bilans d'énergie et d'exergie sur un moteur V8 à allumage commandé, de cylindrée 5,7 L.

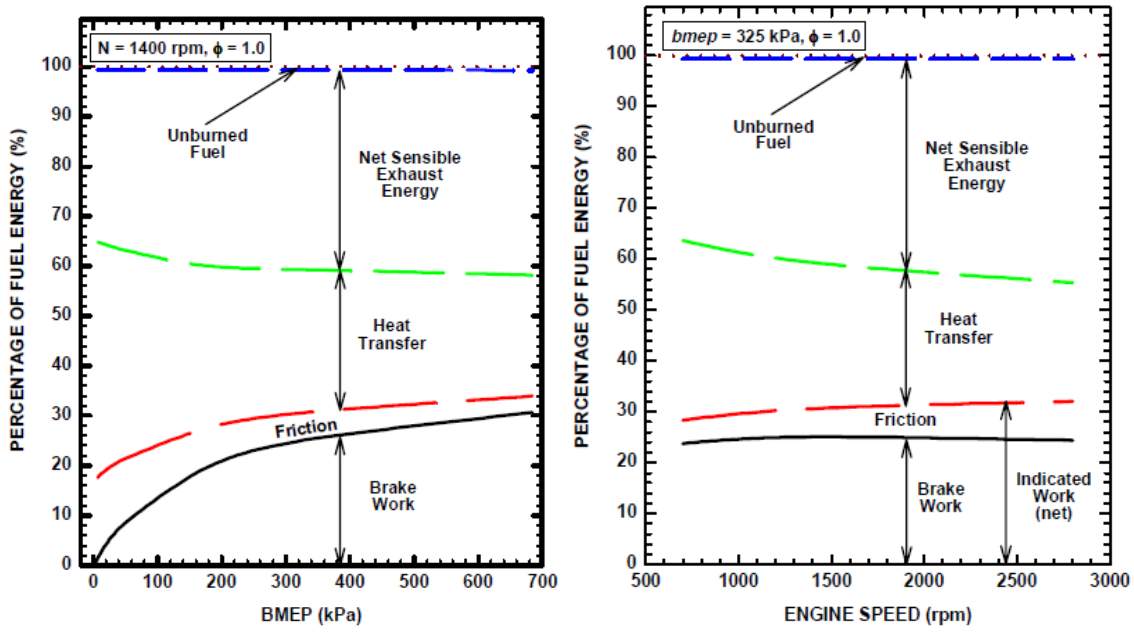


Figure I-9: Pourcentage de l'énergie à 1400 tr.min^{-1} par cylindre et par cycle moteur (richesse 1) en fonction de la charge moteur à gauche et du régime moteur à droite à PME de 3,25 bar [4]

- Bilan d'énergie en fonction de la charge moteur

La Figure I-9 montre un bilan d'énergie par cycle et par cylindre du moteur cité plus haut, en fonction de la charge moteur. Les transferts thermiques augmentent avec la charge à cause de l'augmentation de température des gaz, mais en termes de pourcentage de carburant, les transferts diminuent car l'énergie du carburant augmente plus rapidement en fonction de la charge. L'énergie à l'échappement augmente avec la charge vu que le travail de pompage et les transferts thermiques diminuent. Une part de l'énergie reste dans les gaz du cylindre et est rejetée à l'échappement. La contribution des imbrûlés est de 0,67 % et reste à peu près constante en fonction de la charge.

- Bilan d'énergie en fonction du régime moteur (Figure I-9 droite)

Bien que le taux des transferts thermiques aux parois augmente avec le régime, la quantité d'énergie transférée diminue parce que le temps disponible pour réaliser ces transferts diminue (Figure I-9). La diminution des transferts thermiques augmente la quantité d'énergie retenue dans les gaz et donc la quantité d'énergie rejetée à l'échappement.

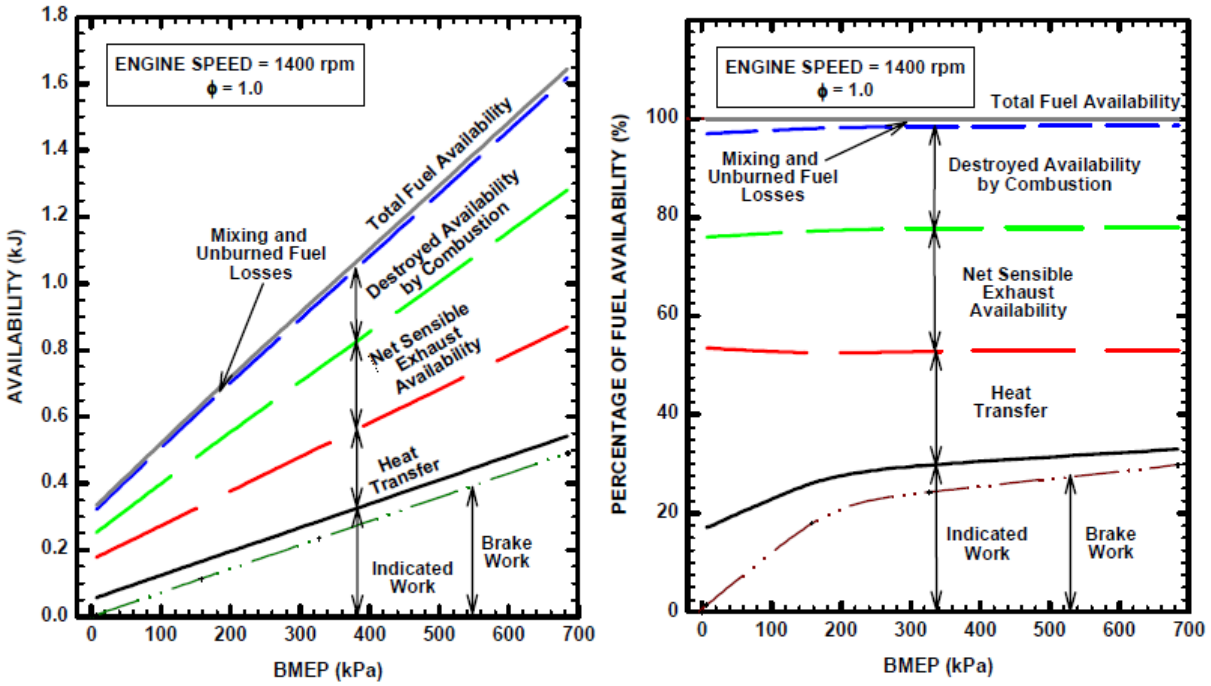


Figure I-10: Bilan d'exergie pour un cycle moteur complet (par cylindre), en fonction de la charge pour un régime de 1400 tr.min^{-1} et richesse 1 et à droite en pourcentage de l'exergie du carburant [4]

Bilan d'exergie en fonction de la charge moteur (Figure I-10)

La Figure I-10 montre que l'exergie des transferts thermiques augmente avec la charge. C'est parce que la température des gaz dans le cylindre augmente. L'exergie à l'échappement augmente également parce que l'exergie globale apportée par le carburant augmente. L'exergie détruite par la combustion (irréversibilités) augmente en fonction de la charge.

En pourcentage de l'exergie du carburant (Figure I-10 droite), l'exergie des transferts thermiques diminue avec la charge parce l'exergie apportée par le carburant augmente plus rapidement. L'exergie des gaz d'échappement augmente car les transferts thermiques et le travail de pompage diminuent. De l'énergie reste donc dans le cylindre et est rejetée à l'échappement, ce qui contribue à cette augmentation d'exergie.

Bilan d'exergie en fonction du régime moteur (Figure I-11)

L'exergie des transferts diminue en valeur absolue à cause du temps disponible pour réaliser le transfert qui diminue. L'exergie rejetée à l'échappement augmente. L'exergie des transferts diminue pour les mêmes raisons décrites avant. L'exergie des gaz d'échappement augmente légèrement, et les irréversibilités de la combustion sont presque constantes. L'énergie et l'exergie présentes à l'échappement ont aussi été étudiées par différents auteurs, dans le but d'évaluer un potentiel de récupération.

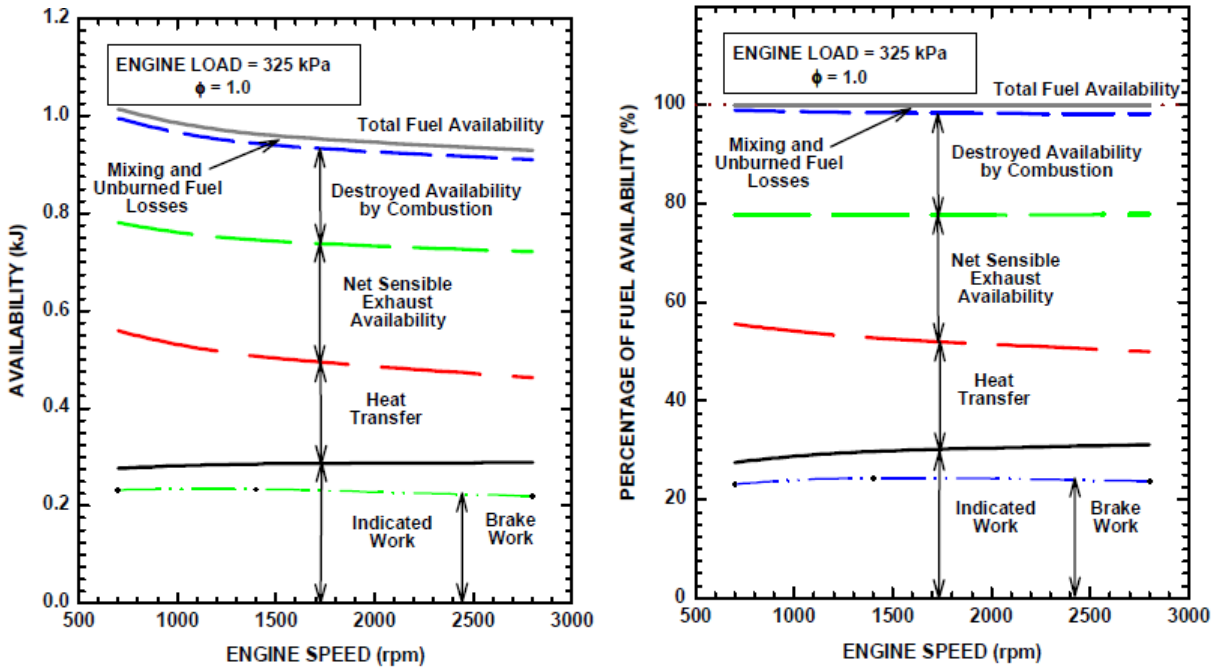


Figure I-11: Bilan d'exergie pour un cycle moteur complet (par cylindre) en fonction du régime pour une PME de 3,25 bar et une richesse de 1 ; Pourcentage de l'exergie carburant à droite [4]

Ces résultats de Caton [4] sont consolidés par ceux présentés en Figure I-12 [19], sur un moteur Diesel suralimenté de 1,9L, de 17,5:1 de rapport de compression, équipé d'un système d'injection par rampe commune, et d'un système EGR haute pression refroidi.

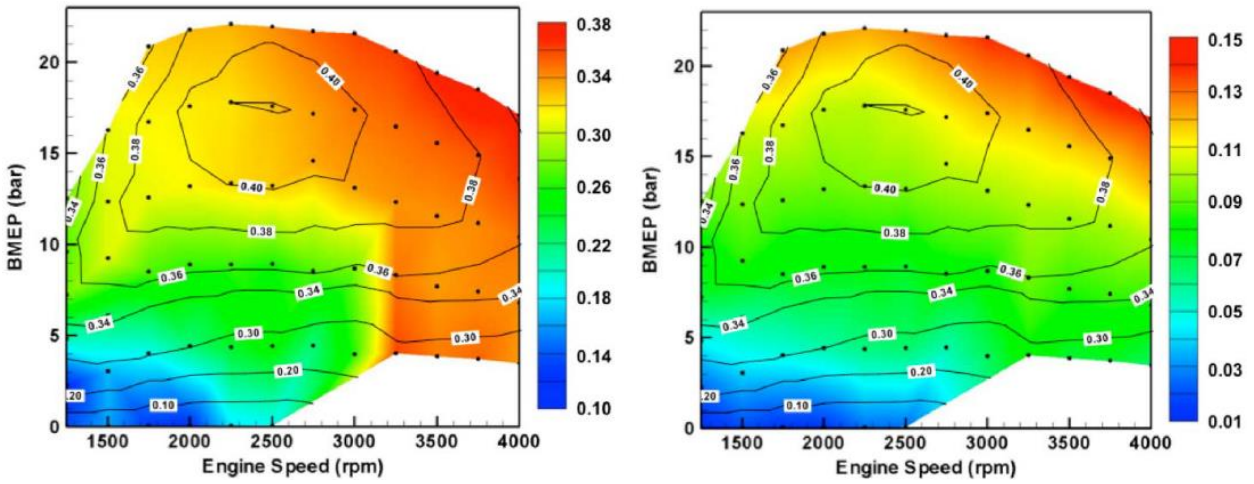


Figure I-12: Cartographies d'énergie (gauche) et d'exergie (droite) des gaz d'échappement en pourcentage d'énergie et d'exergie du carburant respectivement, sur moteur Diesel 1,9 L [19]

On constate que le pourcentage d'énergie et d'exergie des gaz d'échappement augmente avec la charge et le régime. On peut aussi remarquer que la zone de haut pourcentage d'énergie échappement, où l'énergie du carburant se retrouve en grande partie dans les gaz d'échappement, est logiquement éloignée de la zone de meilleur rendement moteur où l'énergie est convertie en travail de manière efficace

Une autre étude réalisée sur le même moteur par Edwards et al. [20] (Figure I-13) montre que dans la zone de dépollution, où l'EGR est actif, l'exergie de l'EGR est faible par rapport à l'exergie des gaz d'échappement avec un maximum de 3% de l'exergie du carburant alors qu'à la sortie de la turbine on peut atteindre 15% sur les très fortes charges, au delà de 16 bar de PME. Sur la Figure I-13 apparaissent des points du cycle EPA UDDS. A noter que la température des gaz d'échappement est au dessous de 250°C en dessous de la ligne en pointillés rouges.

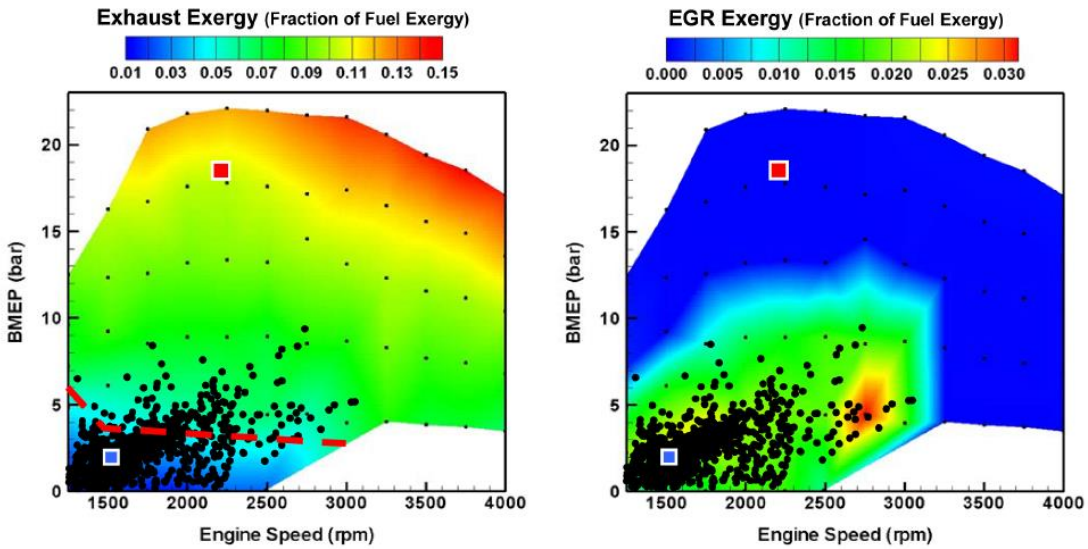


Figure I-13: Exergie en aval de la turbine (gauche) et dans le circuit EGR HP (droite) sur moteur Diesel suralimenté 1,9L, en pourcentage de l'exergie du carburant [20].

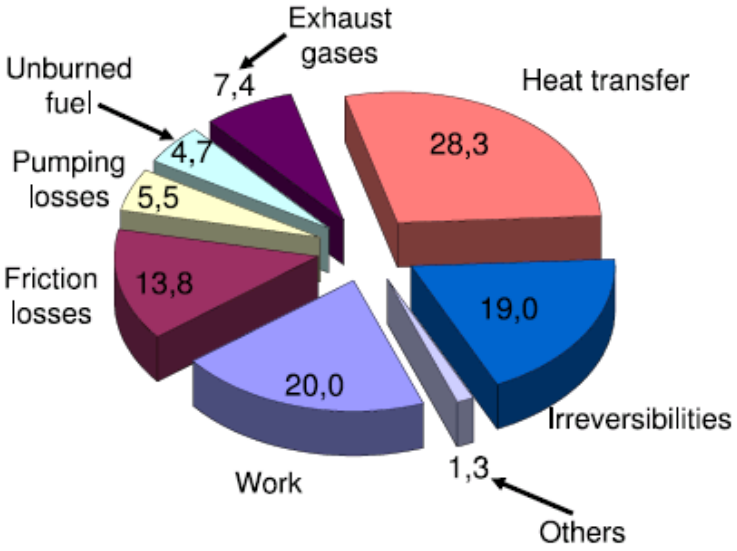


Figure I-14: Bilan d'exergie pour un moteur à allumage commandé de 2L sur cycle ECE[1] [18]

El-habchi et al. [18] ont conduit un bilan exergétique en régime instationnaire sur un cycle de conduite ECE sur un moteur à essence de 2L de cylindrée. Ils montrent (Figure I-14) que l'exergie perdue par les transferts thermiques (à la température des gaz dans le cylindre), est quatre fois plus grande que l'exergie des gaz d'échappement. Cela vient du fait que durant un cycle ECE, le moteur fonctionne sur de faibles charges à l'exception de l'accélération, et le régime moteur est compris entre 1000 et 2000 tr.min-1. Sur ces points de fonctionnement l'exergie à l'échappement est relativement faible.

Duparchy et al. [21] ont étudié le moteur de la Toyota Prius dont les caractéristiques se trouvent dans le Tableau I-2.

[1] ECE est la partie urbaine du cycle de conduite NEDC

Tableau I-2: Caractéristiques du moteur de la Toyota Prius

Type	atmosphérique
Couple maximal	95 N.m
Puissance maximale	54,7 kW
CSE minimale	235 g/(kW.h)

Les cartographies d'énergie et d'exergie présentées Figure I-15 montrent, pour ce moteur à allumage commandé, des allures un peu différentes de celles du moteur Diesel montré par Edwards et al [20]. L'énergie et l'exergie croissent avec le régime et la charge jusqu'à un maximum au-delà duquel elles chutent. Cela est une caractéristique du moteur à allumage commandé, pour lequel on enrichit le mélange d'air et de carburant à haut régime et forte charge, pour refroidir les gaz d'échappement par le carburant imbrulé. L'énergie en pourcentage diminue (température plus faible). De plus, l'énergie à l'échappement diminue en pourcentage car le surplus de carburant n'apporte pas d'énergie.

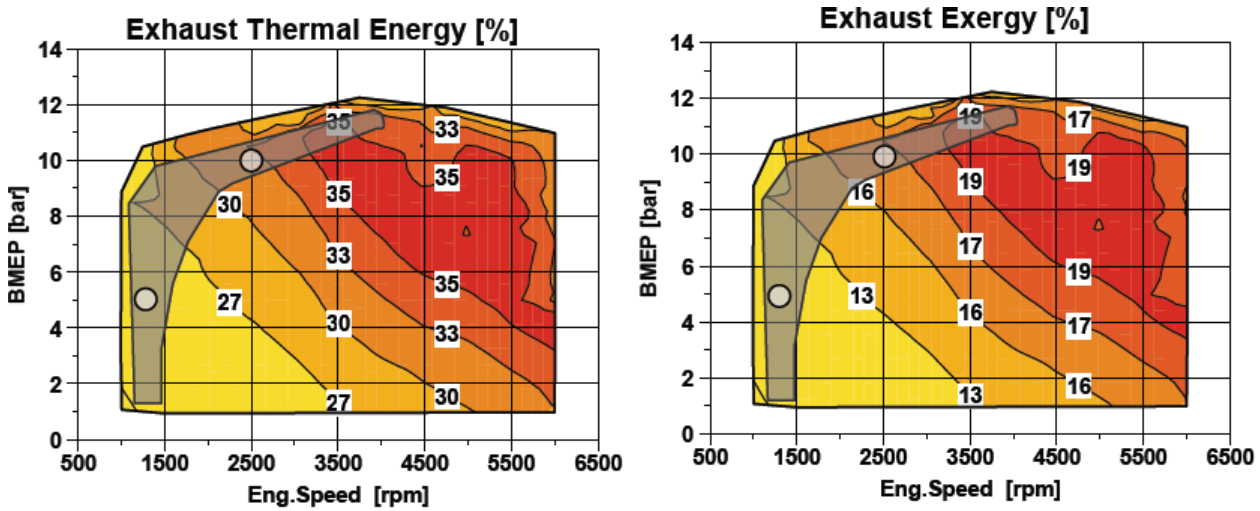


Figure I-15: Pourcentage d'énergie et d'exergie à l'échappement en sortie du catalyseur [21]

Les auteurs ont également examiné le circuit de refroidissement. Ils montrent (Figure I-16) que l'énergie de l'eau est comparable à l'énergie à l'échappement. Par contre en termes d'exergie, l'eau présente un potentiel beaucoup plus faible que les gaz d'échappement. Cette valeur de pourcentage d'exergie de l'eau est beaucoup plus faible que l'exergie des transferts thermique montré par El habchi et al [18] dans la Figure I-14. Cela est dû à une destruction d'exergie qui est directement liée à la chute de température au travers de la paroi qui sépare les gaz de combustion du liquide de refroidissement.

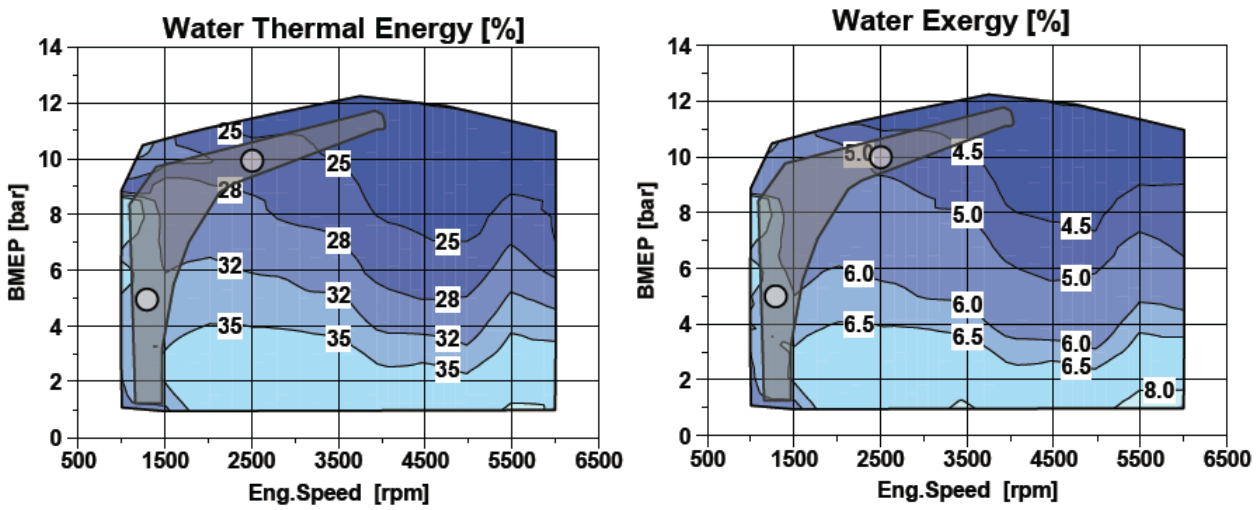


Figure I-16: Pourcentage d'énergie et d'exergie échappement à l'échappement sortie catalyseur[21]

Bourhis et al. [22] travaillent sur deux moteurs différents: un moteur à allumage commandé de 3 cylindres de 1L de cylindrée avec VVT-i et un moteur à 4 cylindres Diesel à injection directe à rampe commune, de cylindrée 1,6L.

Deux bilans d'énergie et d'exergie sont effectués pour deux points de fonctionnement à charge partielle, représentatifs du cycle NEDC. Leurs résultats sur le potentiel échappement sont présentés dans le Tableau I-3.

Tableau I-3: Energie et exergie à l'échappement de moteurs à allumage commandé et Diesel en pourcentage d'énergie et d'exergie du carburant

Diesel		
	Énergie	Exergie
1500rpm, 3 bar PME	15 %	4 %
2300rpm, 8 bar PME	25 %	9 %
Essence		
	Énergie	Exergie
2000rpm, 2 bar PME	22 %	9 %
3500rpm, 5 bar PME	31 %	15 %

On constate que l'exergie du moteur à essence est plus élevée que celle du moteur Diesel à cause d'une combustion stœchiométrique dont la température est sensiblement supérieure à la température de combustion d'un moteur Diesel.

Synthèse sur l'analyse exergétique

- ➔ L'analyse selon le premier principe et le second principe de la thermodynamique permet de quantifier et d'évaluer un potentiel de travail mécanique. L'exergie est une fonction qui combine ces deux principes.
- ➔ L'analyse exergétique montre qu'une partie de l'exergie du carburant est détruite de façon irréversible dans la combustion, dans les échanges thermiques, et dans le transfert de masse à l'échappement.
- ➔ L'exergie des gaz d'échappement est plus élevée que l'exergie du circuit de refroidissement. L'exergie du transfert thermique est détruite par le gradient de température dans la paroi du moteur entre la chambre de combustion et le circuit de refroidissement.
- ➔ L'exergie des gaz d'échappement augmente en valeur absolue avec le régime et la charge du moteur.
- ➔ Des bilans exergétiques sont réalisés par des auteurs dans le but d'évaluer le travail récupérable pour augmenter l'efficacité du moteur à combustion interne et réduire la détérioration d'exergie.

I.2 *Systèmes de récupération de l'énergie à l'échappement*

Durant la phase de détente du cycle moteur, les gaz sont détendus jusqu'à ce que les soupapes d'échappement s'ouvrent. La pression subit alors une chute brusque appelée 'blow down'[23]. Cette phase rapide est suivie de la phase d'échappement pendant laquelle la pression de la chambre est égale à une pression qui dépend de la perméabilité des soupapes et des pertes de charge de la ligne d'échappement complète (perte de charge du collecteur, des conduits, du turbocompresseur, du systèmes de post-traitement, …).

Le travail du piston durant cette phase, pour vaincre la pression d'échappement, va ainsi former avec la phase d'admission ce qu'on appelle le travail de pompage. Ce travail étant en général négatif, on a intérêt à le diminuer pour augmenter le rendement du moteur. Il est cependant indispensable à la respiration du moteur.
Les gaz sortent de l'échappement avec une énergie mécanique (pression), une énergie thermique (température élevée) ainsi qu'une énergie cinétique et potentielle. On vient de voir au moyen des bilans exergétiques, qu'une récupération peut atteindre jusqu'à 20% de l'exergie du carburant selon le point de fonctionnement du moteur. Dans l'idée d'augmenter le rendement du moteur, l'énergie contenue dans ces gaz peut être mécanisée.

Nous allons maintenant donner un panorama des différents systèmes de récupération de l'énergie échappement existant.

I.2.1 Récupération par détente des gaz à l'échappement

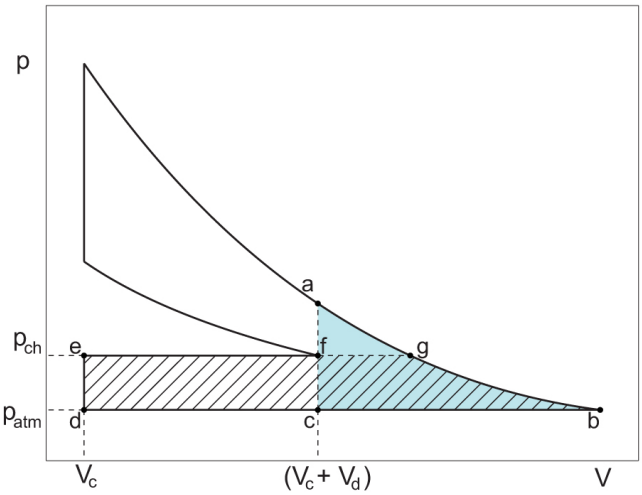


Figure I-17: Travail mécanique disponible pour la récupération par détente dans une turbine [24]

Le cycle de la Figure I-17 montre une évolution de la pression du cylindre en fonction du volume pour un moteur atmosphérique [1, 24]. En (**a)**, les soupapes d'échappement s'ouvrent pour permettre au gaz de s'échapper à l'atmosphère (Figure 20).
A cause de l'ouverture des soupapes, une partie des gaz n'est pas détendue dans la chambre ; cette partie de travail mécanique peut être récupérée via une machine de détente externe. De plus, les gaz d'échappement sont chauds et contiennent de l'enthalpie statique, qui peut être récupérée par un système d'échange thermique. Deux types de collecteurs d'échappement existent : le collecteur à pression constante et le collecteur pulsé.
Le collecteur à pression constante est un volume relativement grand qui permet de tranquilliser les pulsations et maintenir une pression à peu près constante en sortie soupape. Dans ce cas la partie récupérée sur le cycle

moteur sera : b-d-e-g. Dans le cas du collecteur pulsé, l'énergie des gaz d'échappement peut être récupérée directement, via une turbine par exemple, et le travail récupéré est : a-g-b-d-e-f [24].
Cette quantité d'énergie limitée par cette courbe est un majorant de l'énergie mécanique qui peut être récupérée (potentiel mécanique) par détente directe, puisque le potentiel des gaz est toujours élevé dans la chambre car après sa sortie de la chambre il va subir des échanges thermiques dans le collecteur d'échappement et des pertes de charge via les soupapes d'échappement. Le cycle de Miller-Atkinson est un moyen de récupérer cette énergie directement dans la chambre [23]. Ce potentiel diminue quand les gaz sortent de la chambre à cause des échanges thermiques et des pertes de charges dans la ligne d'échappement. Dans cette partie on va s'intéresser aux sytèmes à détente directe des gaz (récupération du potentiel mécanique).

I.2.1.1 **Turbocompresseur**

Le turbocompresseur est un système de récupération de l'énergie mécanique à l'échappement qui permet d'augmenter le rendement du moteur. En effet le turbocompresseur permet d'augmenter la quantité d'air admise dans le moteur en récupérant l'énergie à l'échappement pour comprimer l'air à l'admission. Le turbocompresseur offre donc la possibilité d'avoir une cylindrée plus petite (downsizing) pour une même puissance mais avec une charge plus élevée. Les frottements sont plus faibles dans le cas du petit moteur avec un turbocompresseur et donc le rendement global augmente [24]. Cependant le turbocompresseur présente des inconvénients ; il peut détériorer le rendement du moteur en augmentant le travail de pompage, et aussi augmenter le temps de transitoire due à l'inertie thermique et mécanique de la roue de la turbine [25][26].
En plus de cette augmentation du rendement, le turbocompresseur a plusieurs avantages sur le déroulement de la combustion. En effet une combustion propre (qui émet moins de particules et des imbrulés), est une combustion qui est relativement pauvre (en Diesel) (cf. Figure I-18), qui conduit à une puissance plus faible. Pour compenser cette puissance faible il faut comprimer la charge fraiche et donc c'est la que le turbocompresseur joue son rôle [27].

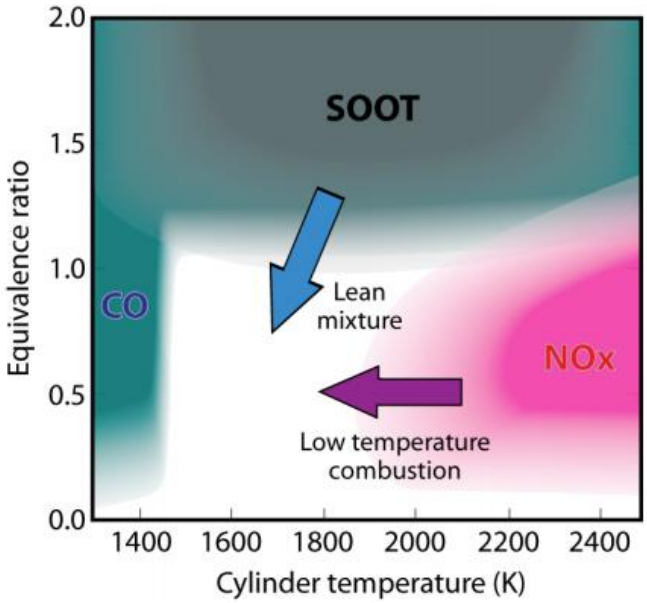


Figure I-18: Emissions de polluants selon la température de combustion et la richesse [28]

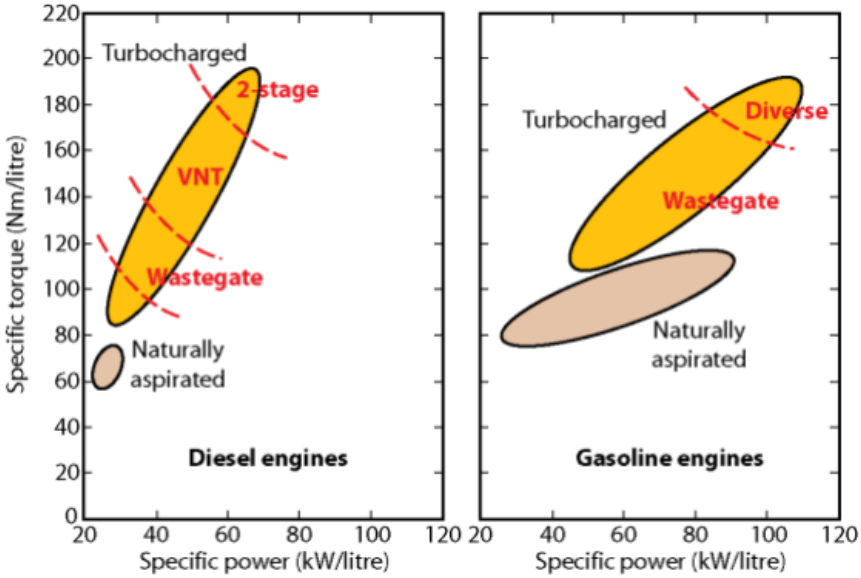


Figure I-19: Densité de puissance pour différentes technologie de suralimentation [27]

L'augmentation de la pression de la charge fraiche permet d'augmenter la densité de puissance et donc permet d'avoir des moteurs plus petits pour une même puissance. La Figure I-19 montre la densité de puissance pour différentes technologie de suralimentation. Cela permet de réduire les transferts thermiques, les frottements, et la masse du moteur, ce qui autorise un meilleur packaging et une meilleure aérodynamique véhicule [27]. Cependant, le turbocompresseur peut nuire au fonctionnement du moteur sur certains points de fonctionnement. La turbine génère une perte de charge à l'échappement qui augmente le travail de pompage.

I.2.1.1.1 Historique du turbocompresseur

Directement après la proposition de la turbine à gaz par le Suisse Alfred J. Buchi en 1912, l'américain Sanford A. Moss développe le concept du turbocompresseur [29]. En 1918, Moss met un turbocompresseur sur le moteur d'un avion LIBERTY V-12, et montre une augmentation de puissance du moteur à 4200 m au dessus de la surface de mer, puissance qui passe de 221 cv à 356 cv [30]. En 1930 apparaît la première application de cette technologie aux gros moteurs Diesel stationnaires et marins. En 1938, le turbocompresseur est utilisé sur un moteur de Boeing B-17 (Wright R1820-51), volant à haute altitude. A partir de 1960, l'utilisation du turbocompresseur dans le domaine automobile se répand : en 1962 la première voiture de tourisme la General Motors Corvair suivie par la voiture Jetfire Turbo-Rocket V8 d'Oldsmobile [31]. Le turbocompresseur devient ainsi indispensable aux moteurs qui doivent offrir des densités de puissance de plus en plus élevées ainsi que de faibles émissions. En outre, le turbocompresseur est vu comme une voie de réduction de la consommation, en accompagnant le downsizing des moteurs et une combustion pauvre pour les moteurs essences à injection directe [29].

I.2.1.1.2 Turbocompresseur à pression constante

Les premières tentatives de Büchi concernaient le turbocompresseur à pression constante sur moteur Diesel multi-cylindres à 4 temps. L'idée était de faire communiquer les 4 cylindres sur une chambre commune à volume relativement grand, ce volume étant connecté à la turbine. Son idée venait du fait que la turbine a un rendement meilleur en stationnaire qu'en régime pulsatoire (sortie moteur) [24]. Dans ce cas, l'admission de la turbine est à température et pression presque constantes [32]. Le turbocompresseur de Büchi n'était pas assez efficace pour maintenir une pression de suralimentation suffisante [24].

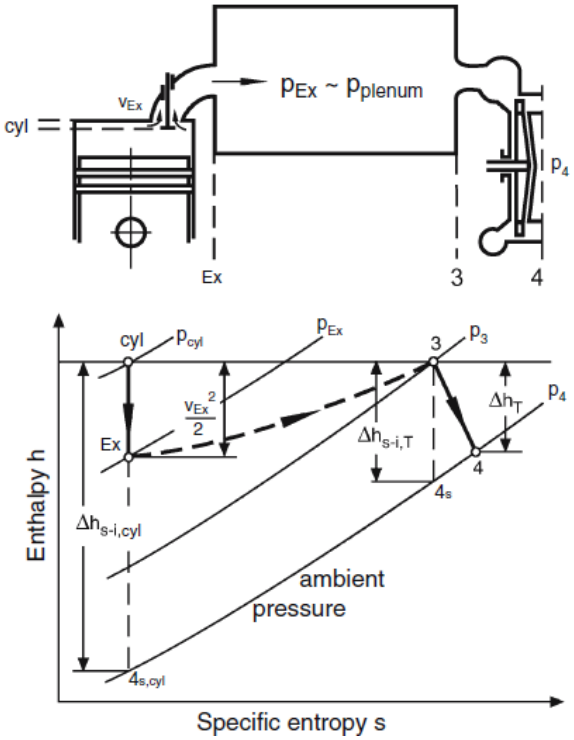


Figure I-20: Diagramme h-s du système turbocompresseur pression constant [32]

On constate sur la Figure I-20, qu'entre la sortie du cylindre et l'entrée de la turbine, outre les pertes de charges, il y a une grande création d'entropie liée au passage des gaz du cylindre au grand volume. Ceci résulte d'un potentiel de récupération $\Delta h_{s-i,T}$ au lieu de $\Delta h_{s-i,cyl}$. L'énergie cinétique $\frac{V_{Ex}^{\ 2}}{2}$ n'est pas utilisée par la turbine.

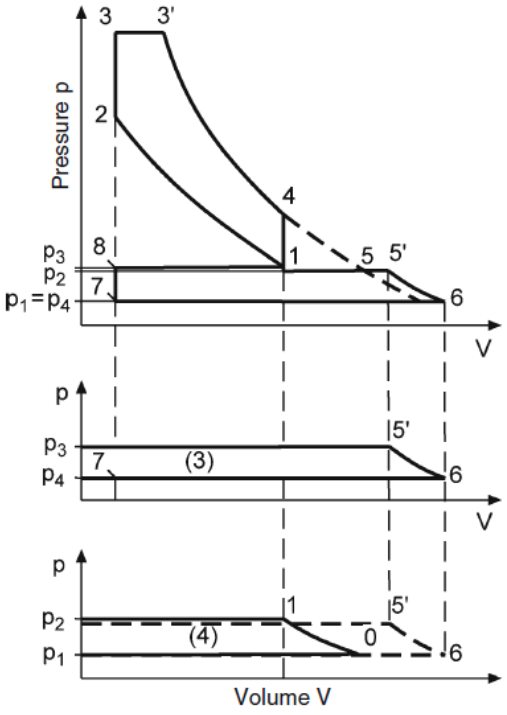


Figure I-21: Diagramme PV du turbocompresseur à pression constante [32]

La Figure I-21 montre le diagramme PV de ce type de turbocompresseur, P1 correspond à la pression en amont du compresseur, P2 à la pression en aval du compresseur, P3 la pression en amont de la turbine et P4 à la pression en aval de la turbine (P4 ~ P1). Le système à pression constante fait un balayage toujours positif,

P2>P3. La phase (3) représente le travail d'échappement négatif, alors que la phase (4) représente le travail d'admission positif.
L'inconvénient de ce système, est le fait qu'il faille ramener le grand volume à une pression et température convenable à chaque point de fonctionnement, ce qui est un problème pour les fonctionnements en transitoire. Ce système est donc principalement adapté aux moteurs stationnaires lents et très chargés [32].

I.2.1.1.3 Turbocompresseur pulsé

Büchi a développé le turbocompresseur pulsé pour améliorer le transfert d'énergie du moteur à la turbine car, comme nous venons de le voir, le turbocompresseur à pression constante ne permettait pas de récupérer l'énergie cinétique des gaz d'échappement. Comme les gaz sont détendus aux soupapes partiellement ouvertes, à partir d'une pression élevée, la vitesse sur la restriction est élevée. Arrivant au grand volume, la vitesse n'est pas complètement transformé en pression, à cause des effets de frottement (perte de charges) lors du mixage avec les gaz à faibles vitesses dans ce grand volume de tranquillisation. Dans ce système pulsé, les gaz d'échappement à la sortie des soupapes sont transportés dans un simple tuyau qui permet de garder l'énergie cinétique des gaz au lieu d'être détendu dans un volume. L'énergie cinétique du gaz est alors transportée à la turbine sous forme d'ondes de pression [24].

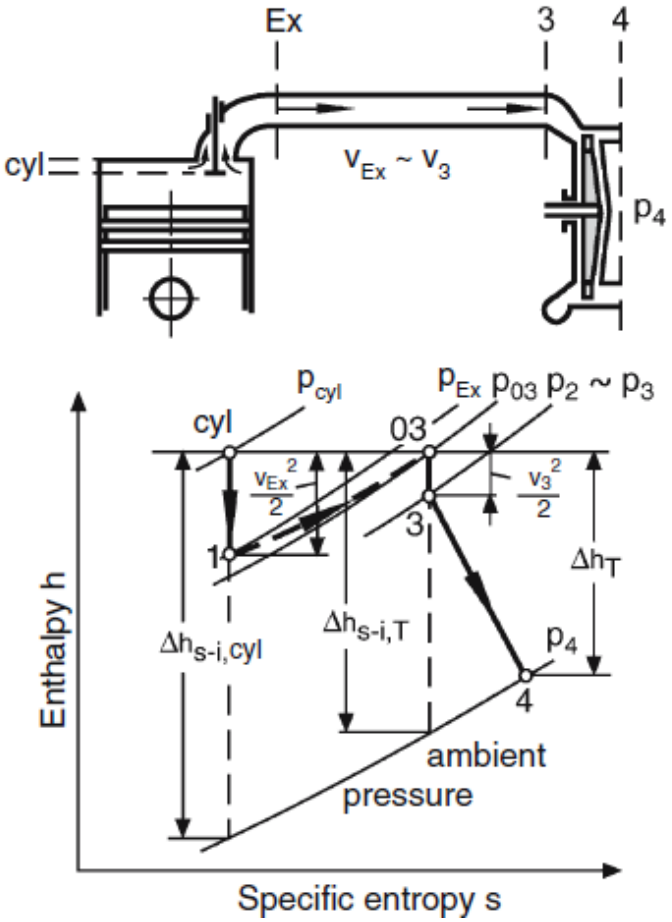


Figure I-22: Diagramme h-s du système turbocompresseur pulsé [32]

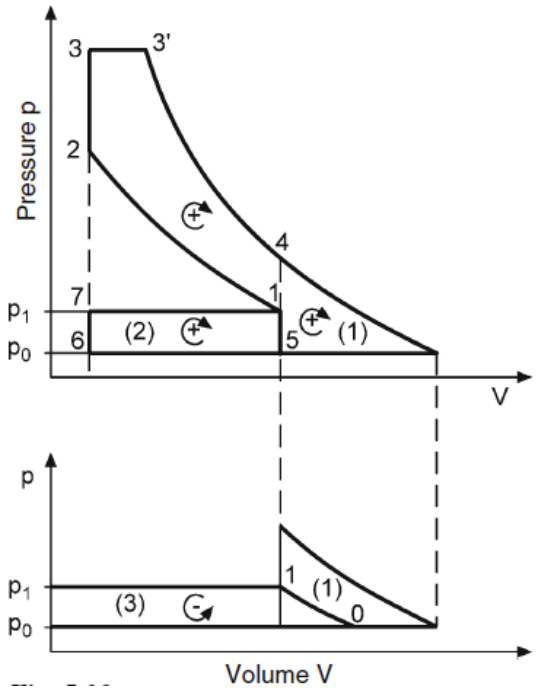


Figure I-23: Diagramme PV du turbocompresseur pulsé [32]

La différence avec le système à pression constante, est qu'on ne crée plus d'irréversibilité entre la sortie du cylindre et le plenum (grand volume), c'est à dire que $P_{Ex} \sim P_{03}$ et ainsi le potentiel de récupération dans la turbine est plus élevé grâce à l'énergie cinétique des gaz au point 3. $\Delta h_{s-i,T}$ est plus élevée dans ce cas (Figure I-22). La Figure I-23 montre la récupération de l'énergie du « blow down » entre 4 et 5. A pression constante cette énergie n'est pas récupérée. Dans ce diagramme, P2 est prise égale à P3 représentée par P1 sur la figure.

Les avantages de cette solution se situent au niveau des transitoires. L'inconvénient provient du rendement plus faible de la turbine en transitoire qu'en stationnaire, ce qui contrebalance le potentiel plus élevé d'énergie.

De ce fait, cette solution est principalement réservée aux applications transitoires telle que l'automobile [32].

I.2.1.1.4 Turbine à géométrie variable (TGV)

Une turbine à géométrie variable, est une turbine associée à un système qui permet de moduler sa perméabilité. Elle fonctionne comme plusieurs turbines fixes avec différentes caractéristiques. Plusieurs types de technologie permettent de faire varier la perméabilité de la turbine : pivotement des aubes du stator, variation de la section de la bride d'entrée…Cette technologie est généralement utilisé en Diesel car la température des gaz d'échappements des moteurs à allumages commandés élevée peut nuire au système de pivotement. Néanmoins les ingénieurs de Borgwarner ont réussi à faire fonctionner un tel système sur la porsche 911 [33].

Ce type de turbine est utilisé pour les raisons suivantes [34] :

- le contrôle de la richesse par modification du débit d'air ; en changeant le fonctionnement de la turbine, on récupère plus ou moins d'énergie pour comprimer l'air à l'admission ;
- l'amélioration de la réponse en transitoire : l'utilisation d'une TGV est similaire à l'utilisation d'une petite turbine sur les faibles charges et bas régimes et une grande turbine sur les fortes charges et hauts régimes. La TGV permet alors de lancer le turbo plus rapidement en faisant le travail d'une petite turbine pour le décollage en modifiant la perméabilité ;
- la réduction de la consommation grâce à la gestion du débit dans le moteur et à la puissance récupérée plus intelligemment à l'échappement ;
- l'amélioration de la réserve de couple grâce à la possibilité d'avoir un débit élevé à bas régime, une réserve de couple supérieure est donc possible ;

- le débit d'air plus fort à haut régime qui permet d'augmenter la puissance ;
- l'augmentation du frein moteur : la TGV permet de contrôler la contre pression, et donc peut assurer un travail de pompage négatif plus élevé qui aide au frein moteur ;
- la réduction de la fumée ; en adaptant sa capacité la TGV permet d'assurer le débit d'air nécessaire à l'augmentation brusque du carburant pendant un transitoire.

Les deux technologies les plus utilisées pour les TGV sont [35]:

- « pivoting nozzle vane » : les aubes de la volute sont pivotantes ;
- « sliding nozzle ring » : les parois, où sont fixées les aubes, se déplacent.

Dans le premier cas, les aubes pivotent pour régler la section d'entrée des gaz (Figure I-24) ainsi que l'angle d'incidence. Dans le cas du « sliding nozzle vane » (Figure I-25), l'angle des aubes est fixe, mais le mouvement axial de la paroi où sont fixées les aubes, assure la modification de la section d'entrée. Les deux mécanismes s'accompagnent de stratégies de contrôle qui permettent un compromis entre un transitoire rapide, une consommation réduite, de faibles émissions de polluants et le bon fonctionnement du moteur.

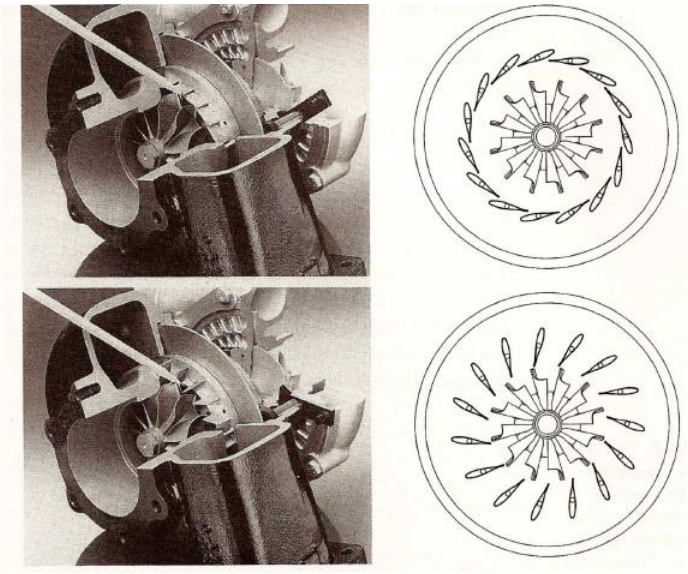


Figure I-24: TGV à technologie "Pivoting nozzle vane" [35]

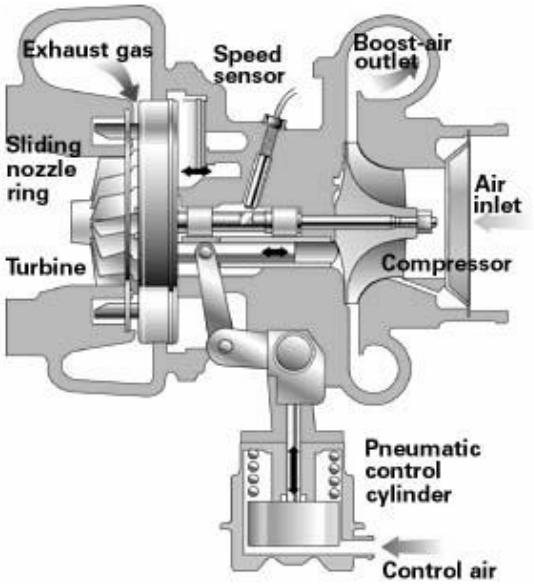


Figure I-25: TGV à technologie "Sliding ring" [36]

I.2.1.1.5 Turbocompresseur à multi-étages

Le turbocompresseur multi-étages et la suralimentation en série, permettent de partager la puissance de compression entre plusieurs étages. Les avantages de ce système par rapport au simple [1],[32], [34] sont:

- un rapport de pression plus élevé permettant une pression d'admission et donc une PME plus élevée ;
- un rendement de compression plus élevé car le rendement d'un compresseur et d'une turbine décroissent avec le rapport de pression (simple étage) ;
- le couple à bas régime ;
- de meilleurs transitoires (réduction du temps de réponse ou « turbolag ») ;
- des champs de compresseurs et de turbines plus larges permettant de les adapter au point de fonctionnement moteur désiré.

Ce dernier point est bien illustré par la Figure I-26 de Baines [27] qui montre le champ de fonctionnement stable du compresseur en pourcentage du rapport de pression. Plus le rapport de pression est élevé, plus le champ de fonctionnement stable du compresseur est étroit en fonction du débit. Cela est dû à la limite de pompage du compresseur ainsi qu'au blocage sonique. Ainsi, si on voulait avoir un rapport de pression de 6, il serait préférable de faire deux compressions en série (multi-étages) de 2,5 environ chacune. C'est l'une des principales motivations de choix de la suralimentation multi-étages [27].

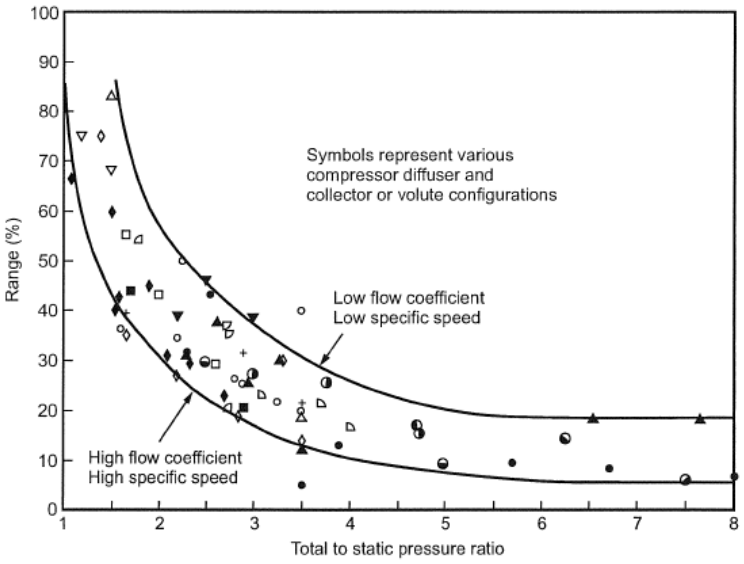


Figure I-26: Champ de fonctionnement du compresseur en fonction du rapport de pression [27]

Les **inconvénients** de ce système sont [32] [34]:

- un plus fort encombrement ;
- un rejet de chaleur sous capot plus important dû à une surface d'échange thermique plus grande.
- un poids et un coût plus élevés qu'un simple turbocompresseur [34]
- une forte capacité thermique qui peut retarder sensiblement l'amorçage du système de post-traitement [34].

Les turbines souvents utilisées dans un turbocompresseur sont radiales ou axiales. Les turbines radiales sont plus utilisées pour des petits turbocompresseur comme dans l'automobile. Alors que les turbines axiales pour des grandes applications telles que les turbocompresseurs des applications marines ou des gros moteurs stationnaires. L'avantage des turbines radiales est qu'il maintienne une efficacité relativement élevée avec des petites tailles. Elles sont simples et pas couteuses pour les fabriquer que les turbines axiales qui sont moins efficaces quand leur taille est réduite à cause des aubes courtes et passages étroits du fluide [24][37] .

I.2.1.1.6 Borg Warner : système R2S (Regulated 2 Stage turbocharger)

Pour avoir la bonne suralimentation sur les points de forte puissance du moteur, on a besoin d'un fort débit c'est-à-dire d'un turbocompresseur relativement grand. Par contre, pour avoir une pression de suralimentation élevée à bas régime, il faut que la turbine et le compresseur soient plus petits. L'idée de R2S (Regulated 2 Stages) de BorgWarner vient d'une combinaison de ces deux aspects : un grand turbocompresseur et un autre petit pour assurer la bonne pression de suralimentation sur les différentes plages de fonctionnement du moteur.
La Figure I-27 montre le système R2S. Sur les faibles régimes du moteur, et quand le débit d'air est faible, le bypass reste fermé et tout le débit est détendu dans la turbine HP. La pression de suralimentation augmente rapidement. Quand le régime moteur augmente, le bypass s'ouvre progressivement et la détente est assurée par la turbine BP [38].
Les avantages et les inconvénients de ce système ont déjà été évoqués dans le paragraphe sur la suralimentation multi-étages.

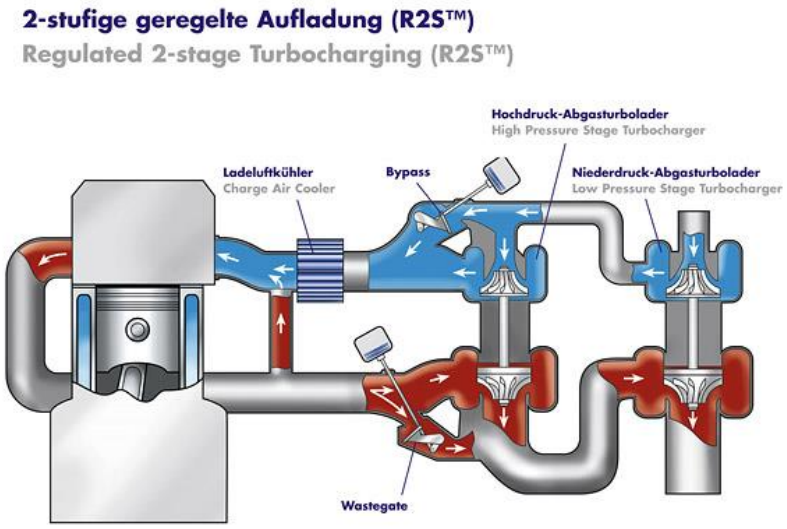


Figure I-27: Schéma du système R2S [38]

I.2.1.1.7 Honeywell : système SST (Single Sequential Turbocharger)

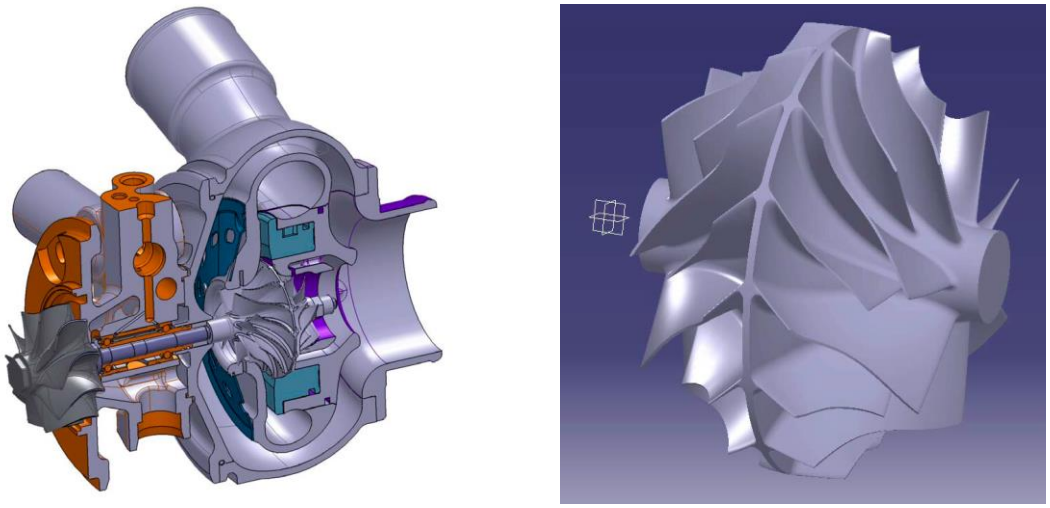


Figure I-28: Système Honeywell SST [34]

Arnold et al [39] ont conçu un turbocompresseur avec un compresseur à deux roues collées dos à dos sur une seule paroi (Figure I-28). L'idée de ce système est d'être capable avec un simple turbocompresseur

d'atteindre un rapport de pression élevé et de faire fonctionner la turbine sur « l'optimum du blade speed ratio »[34].

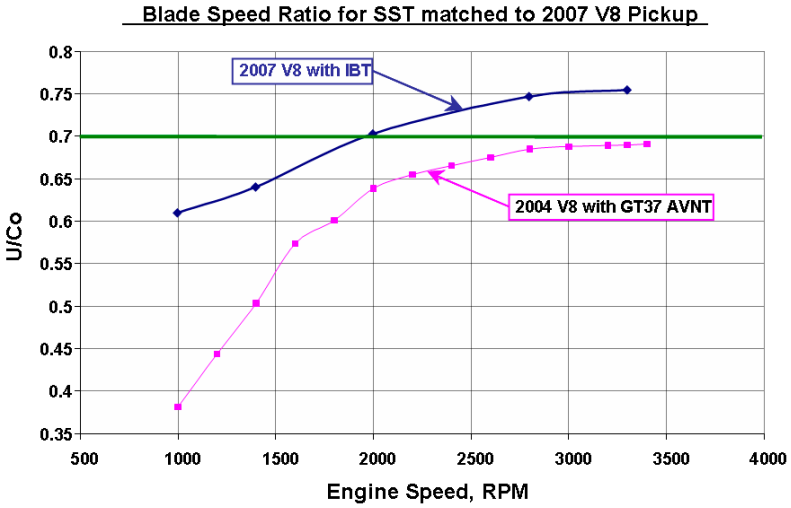


Figure I-29: « Blade Speed Ratio » pour un VNT classique (rose) et pour le SST (bleu) [34]

Le « blade speed ratio » d'après Watson et al. [24] est défini par la relation suivante:

$$\frac{U}{Cs} = \frac{r.\pi.N/30}{\sqrt{2CpT_{0in}[1-(\frac{P_{out}}{P_{0in}})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}]}} \qquad \textbf{(I-43)}$$

Arnold [34] montre que le diamètre de la turbine ne pourrait pas être augmenté sur un Diesel avec un système de post-traitement et un EGR. Il démontre que l'EGR augmente la contre pression en influant sur le point de fonctionnement du turbocompresseur qui se déplace vers un point de plus faible débit corrigé et de plus haut rapport de pression, ce qui implique un plus fort rapport de détente de la turbine et donc un débit corrigé plus faible. Un débit corrigé faible requiert une petite turbine ou une turbine à faible débit. Généralement, la turbine du turbocompresseur a un diamètre relativement plus faible que le diamètre optimal pour assurer le bon comportement en transitoire qui implique un « blade speed ratio » non optimal. La seule possibilité est donc, pour augmenter le « blade speed ratio » (Figure I-29), de modifier le compresseur. Les compresseurs conventionnels étant à la limite de leur optimisation, deux roues ont été associées dos à dos, offrant ainsi la possibilité d'augmenter U. Le compresseur de ce turbo offre un champ large qui peut fonctionner sur de hauts rapports de pression. La turbine associée est relativement petite avec une faible capacité thermique qui assure un bon fonctionnement et amorçage du système de post-traitement. A une ouverture de plus de 30% de la TGV (vane position) le rendement de la turbine devient supérieur à 60% (Figure I-30) ce qui est loin d'être le cas pour une turbine conventionnelle. La turbine offre aussi une large plage de fonctionnement de rendement supérieur à 70%.

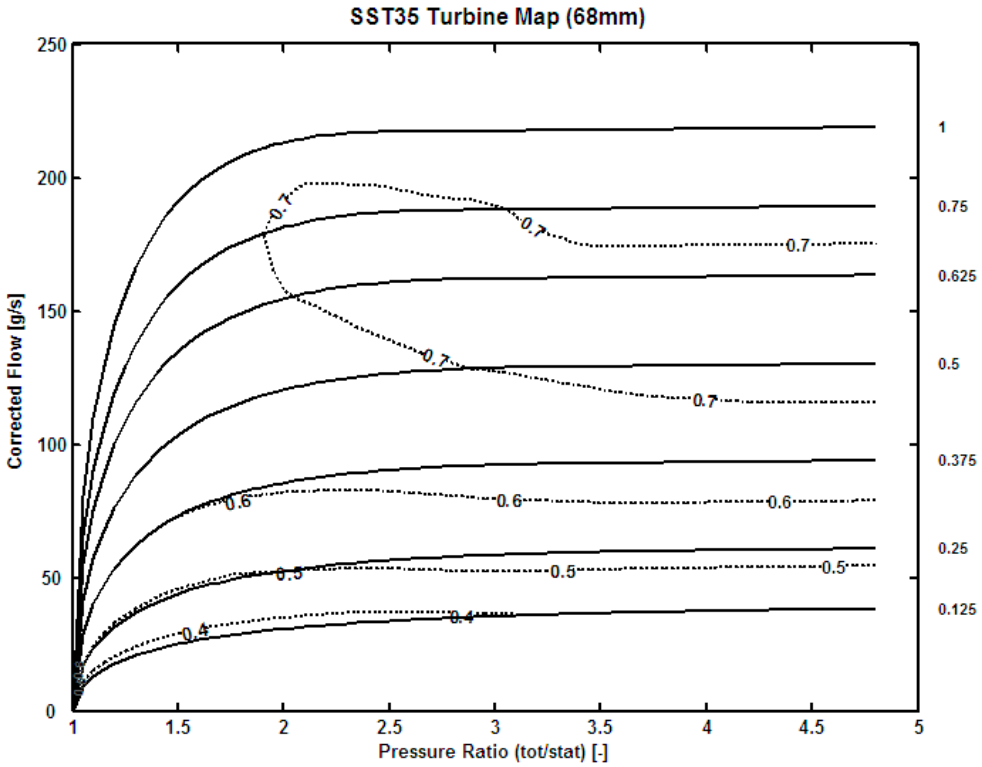


Figure I-30: Cartographie de la turbine du SST [34]

Synthèse sur le turbocompresseur

- Le turbocompresseur est un système de récupération d'énergie à l'échappement. Ce système permet de restituer cette énergie à un compresseur pour augmenter la densité de l'air admis.
- Le turbocompresseur permet de récupérer de l'énergie en régime pulsatoire et dynamique (transitoire). Le rendement de la turbine du turbocompresseur étant dégradé dans de telles conditions, des améliorations ont été faites dans le sens d'un déplacement de la zone de fonctionnement de la turbine vers les zones de hautes efficacités.
- Différentes technologies ont été conçues pour gérer l'énergie récupérée selon le point de fonctionnement du moteur. Ces technologies pourront nous intéresser pour la suite notre projet.
- Sur certains points de fonctionnement du moteur, le turbocompresseur peut nuire son rendement à cause de la chute de pression créé par la turbine à l'échappement.

I.2.1.2 Le turbocompound

I.2.1.2.1 Introduction

On a vu que le turbocompresseur est un système qui permet de récupérer de l'énergie mécanique en détendant les gaz d'échappement d'une pression à une autre plus proche de la pression atmosphérique. Le turbocompound série permet de récupérer l'excès d'énergie des gaz d'échappement par une deuxième détente après la turbine du turbocompresseur.

Plusieurs approches ont été étudiées.

I.2.1.2.2 Historique du Turbocompound

Le turbocompound est un concept permettant de récupérer l'énergie échappement, dans lequel un étage de détente additionnel est réalisé par une turbine de récupération. Ce qui a freiné cette technologie est son influence sur le moteur en augmentant le travail de pompage [40]. La technologie de turbocompound était utilisée dans l'aéronautique durant la deuxième guerre mondiale : la puissance récupérée par la détente des gaz d'échappement est renvoyée au vilebrequin pour entraîner finalement l'hélice [41]. Le premier moteur turbo-

compound était le Curtis Wright R3350 [41] (Figure I-31); c'était un moteur à pistons radiaux de 18 cylindres et de 55L de cylindrée [42]. Il a été produit en 1937.

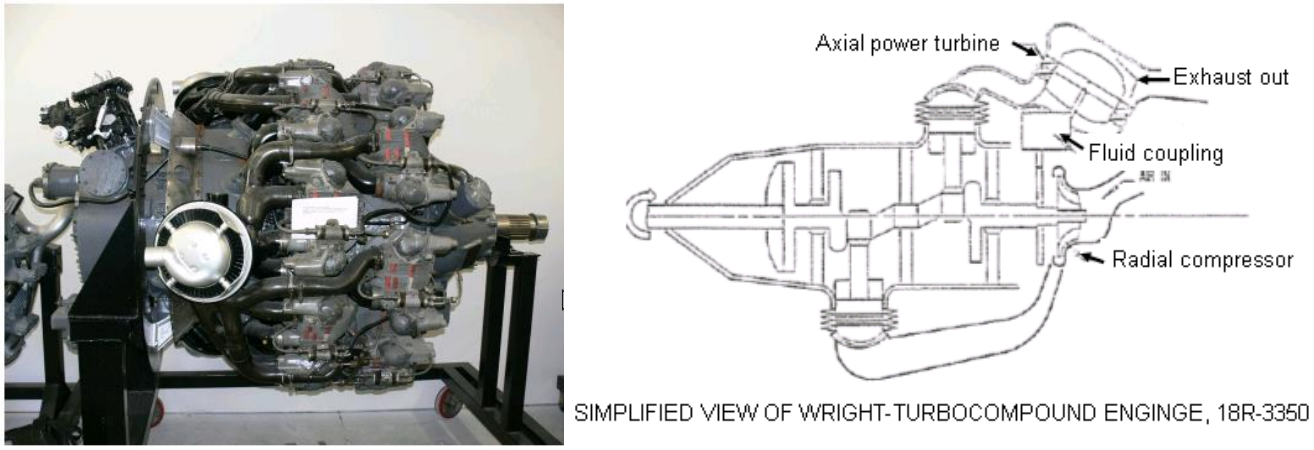


Figure I-31: Moteur Curtis Wright [42]

Le moteur avait trois turbines de récupération, chacune alimentée par 6 cylindres; Ces turbines liées au vilebrequin par un engrenage [41] [42] permettaient de gagner 800 cv par rapport à la version sans turbocompound (3500 cv au lieu de 2700 cv), voir Figure 35 [41].

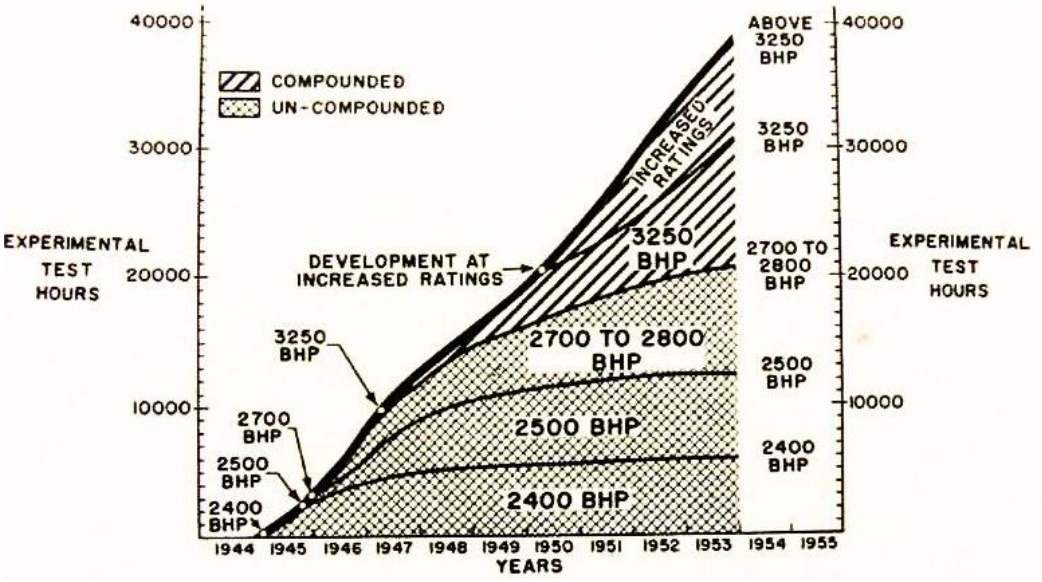


Figure I-32: Courbe du développement du moteur Curtis Wright-heures des essais expérimentaux [40]

En 1944 Allison a développé le V1710-E22 (Figure I-33), un moteur 12-cylindres avec turbocompound [41] [43]. En 1946 Allison arrêta son développement à cause de l'apparition du turboréacteur [41].

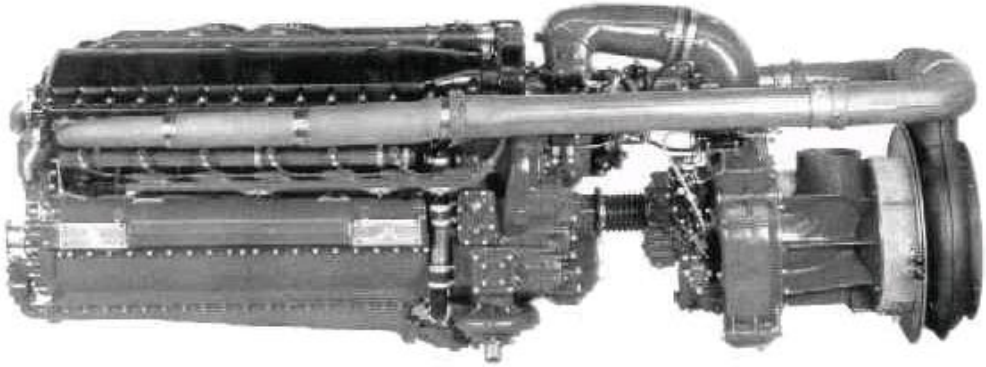


Figure I-33: Moteur Allison à 12 cylindres [41]

En 1949 le moteur Napier Nomad (Figure I-34) fonctionna pour la première fois. C'était un moteur Diesel 2-temps de 12-cylindres horizontalement opposés, 65L de cylindrée, et possédant une turbine à 3-étages [41]. Il faisait 3050 cv et offrait la possibilité de post-combustion entre le moteur et la turbine de récupération [42]. Il fut testé en vol mais ne fut jamais produit [43].

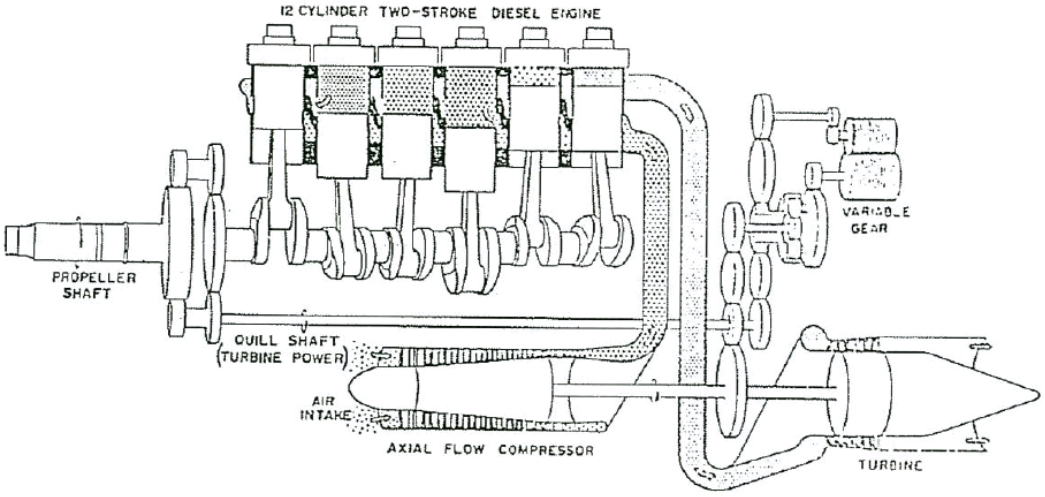


Figure I-34: Moteur Napier Nomad [42]

En 1981, Cummins développe un moteur turbocompound à partir du moteur de poids lourd NTC-400 (Figure I-35), un moteur de 14L et 6-cylindres, produisant 400 cv à 2100 $tr.min^{-1}$. Le moteur développé permet d'atteindre 450 cv à 1900 $tr.min^{-1}$. En plus du turbocompound, plusieurs améliorations sont proposées comme la réduction de l'énergie du Blowdown [44]. Une turbine radiale est placée en aval de la turbine principale. La puissance récupérée est renvoyée au vilebrequin par l'intermédiaire d'un engrenage à trois modules. Le troisième module a un accouplement hydraulique pour séparer l'engrenage à haute vitesse des moments de torsion du vilebrequin. Les essais du moteur turbocompound montrent 15% de gain en consommation dont 4,6% dû au turbocompound. Le moteur présente également un meilleur agrément de conduite grâce à son couple amélioré [44].

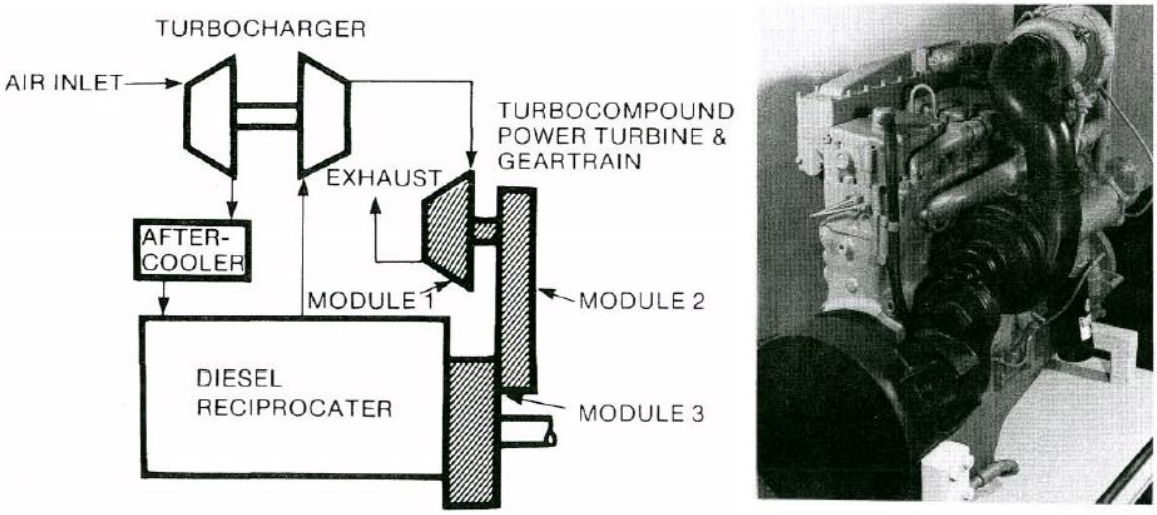


Figure I-35: Moteur Cummins turbocompound [44]

En 1986, Caterpillar (Figure I-36) implante un système turbocompound sur un moteur de poids lourds 11,3 litres à 6-cylindres. Une turbine radiale est choisie pour le turbocompresseur et une turbine axiale pour la récupération. La puissance récupérée est utilisée pour entrainer la pompe à eau et fournir du travail au vile-

brequin. Le système mécanique est composé de trois éléments de bases : un engrènement hélicoïdal à haute vitesse entrainé par la turbine de récupération, un accouplement hydraulique pour isoler la turbine compound et l'engrenage à haute vitesse des vibrations de torsions, et un engrènement à faible vitesse qui accouple la chaîne de traction a l'engrènement de la pompe à eau existante. Le rapport de réduction global est 27,5:1 [45][46]. Le système montre 8,5 % de gain en consommation.

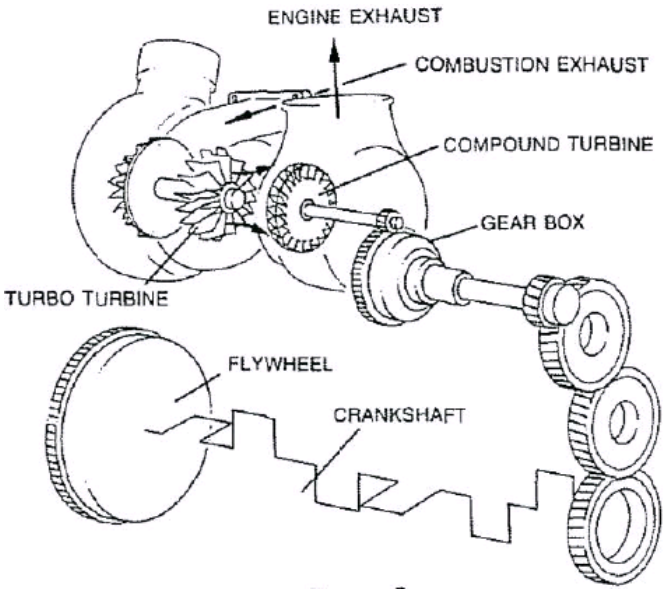


Figure I-36: Système turbocompound de Caterpillar [45]

En 1991, Scania introduit un système turbocompound mécanique [43] (Figure I-37). La puissance récupérée à l'échappement est transmise au vilebrequin par l'intermédiaire d'un accouplement hydraulique et d'engrenages. Le système est similaire à celui de Caterpillar, la différence est que la puissance récupérée est directement transmise au vilebrequin. Le rapport de réduction est de 25:1. Le moteur turbocompound montre un meilleur agrément de conduite [42] et une consommation réduite de 5% [43].

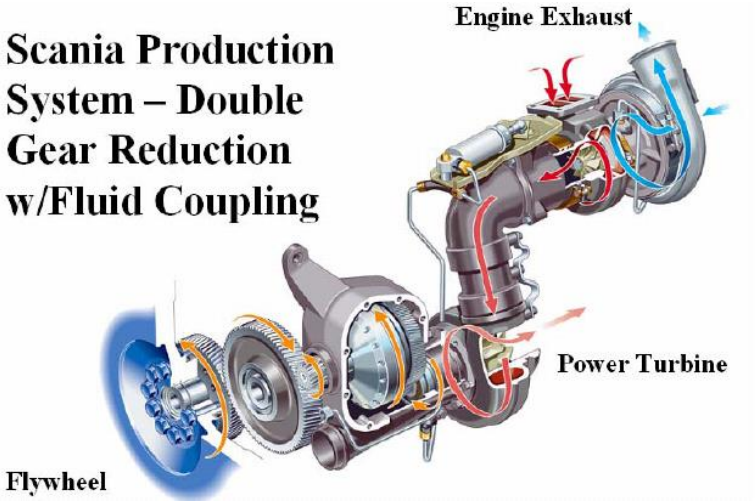


Figure I-37: Système Scania de turbocompound mécanique [47]

En 2002, Volvo conçoit son moteur turbocompound. L'énergie récupérée est transmise au vilebrequin du moteur via une transmission mécanique. 20% de l'énergie échappement est récupérée, réduisant la consommation jusqu'à 5% [48].

En 2003, Caterpillar introduit un concept de turbocompound électrique (Figure I-38). Dans ce système, une machine électrique est installée sur l'axe du turbo; elle permet de récupérer la puissance de la turbine qui excède la puissance nécessaire pour entrainer le compresseur. La machine électrique peut aussi assister le

turbo dans le cas de déficit d'énergie récupérée par la turbine. L'énergie peut aussi être stockée dans des éléments de stockage électrique [49].

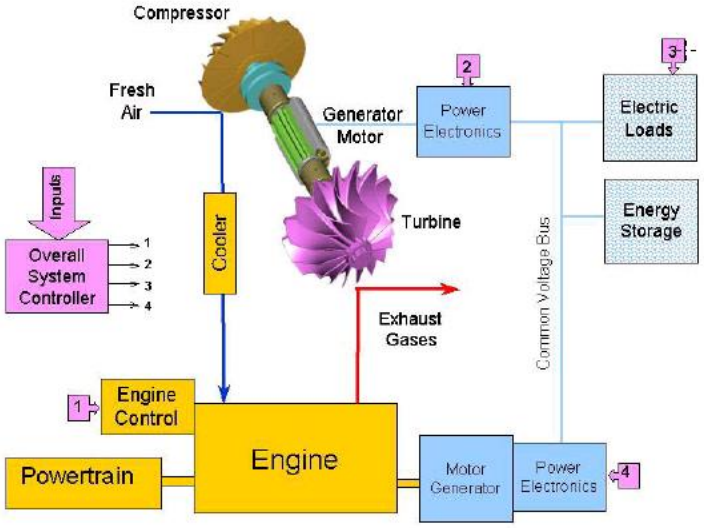


Figure I-38: Caterpillar electrical turbocompound system [49]

En 2009, Bowman communique sur un autre type de turbocompound électrique (Figure I-39) qui démontre jusqu'à 10% de gain en consommation spécifique (BSFC) sur un moteur 9L Tier 3. Le concept est le même que celui du turbocompound mécanique, mais l'énergie récupérée n'est pas directement transférée au vilebrequin. Un alternateur à haute vitesse est couplé à la turbine de récupération, formant un turbogénérateur (TG). Un TG-ECU (Turbo Generator Electronic Control Unit) intègre une électronique de puissance qui transforme la puissance électrique haute fréquence sortie du TG en courant continu. L'énergie est ensuite traitée par le Motor Generator ECU pour alimenter le Motor Generator couplé au volant moteur ou pour être stockée dans des batteries ou ultracapacités. Ce système a plusieurs avantages par rapport au système mécanique. Dans le cas du turbocompound mécanique, on ne peut pas s'affranchir du glissement dans l'accouplement hydraulique, et la turbine ne peut pas tourner sur son régime d'efficacité optimale à cause de sa liaison avec le vilebrequin. Par contre, dans le cas du turbocompound électrique, le régime de la turbine est contrôlé via le couple prélevé par le générateur et positionné dans la zone d'efficacité maximale. Bowman a montré jusqu'à 10% de réduction de la consommation spécifique (BSFC) par rapport au moteur de base [43].

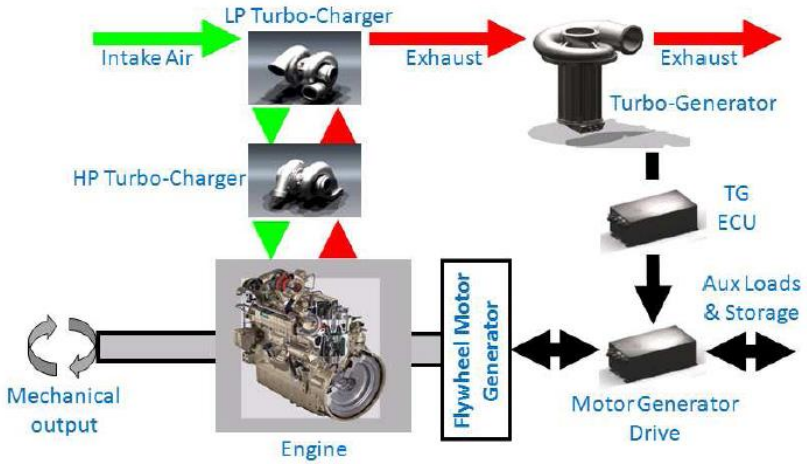


Figure I-39: Système de turbocompound électrique Bowman [43]

Wallace propose une architecture de turbocompound avec une CVT [50] et montre une amélioration du couple à bas régime.

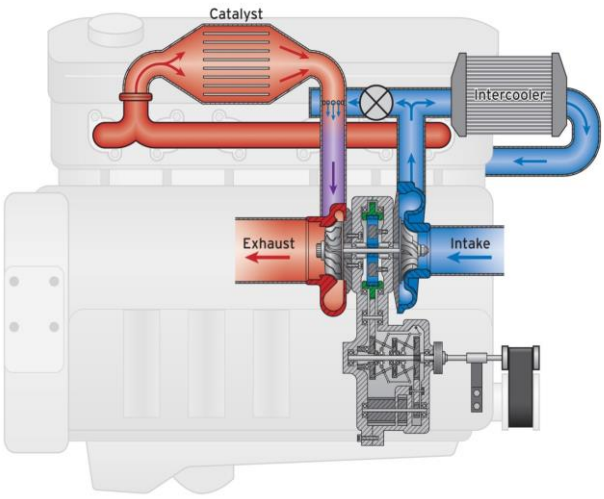


Figure I-40: Superturbo de VanDyne [51]

Le système Superturbo de VanDyne peut être une solution applicable au cas de la Formule 1 [51] dont la dernière génération de moteur a subi un fort downsizing avec tous les problèmes associés : turbolag et surconsommation par enrichissement pour refroidissement de la turbine. …
La suralimentation multi-étage étant coûteuse, complexe et difficile à contrôler, le Superturbo (Figure I-40) peut répondre à ces besoins. C'est un turbocompresseur équipé d'un système mécanique d'entrainement de type CVT (Continuously Variable Transmission). Il peut assurer trois fonctions :

- turbocompresseur ;
- compresseur mécanique : le turbocompresseur peut être entrainé par le vilebrequin via le système mécanique ;
- turbocompound : il récupère l'excès d'énergie du turbocompresseur pour renvoyer au vilebrequin.

Le système comprend une vanne en amont de la turbine qui peut laisser passer du débit d'air frais pour refroidir la turbine et éviter l'enrichissement.

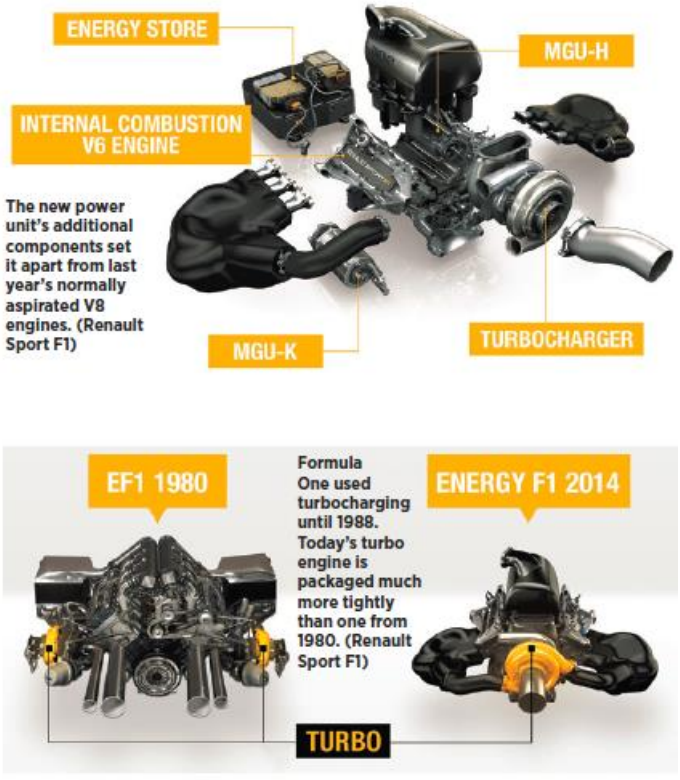


Figure I-41: Le nouveau moteur de F1 2014 avec turbogénérateur [52]

L'application du turbogénérateur la plus récente est celle réalisée en Formule 1 en 2014. Le moteur atmosphérique V8 2,4L employé depuis 2006 ayant été remplacé par un moteur suralimenté V6 (90°) de 1.6L (Figure I-41), un turbocompresseur est de nouveau utilisé comme dans les années 1980 à 1988. Le régime maximal du moteur est de 15000 $tr.min^{-1}$ au lieu de 18000 $tr.min^{-1}$ avec l'ancien. Le régime du turbocompresseur est quant à lui limité à 125000 $tr.min^{-1}$. Pour la première fois en Formule 1 la consommation est limitée à 100 kg/h et la voiture peut embarquer seulement 100 kg de carburant mettant l'accent sur la réduction de la consommation plutôt que sur la puissance. Avant il n'y avait pas de limite de consommation et la voiture pouvait embarquer 160 kg de carburant. Pour compenser la puissance perdue par ce petit moteur relativement lent, le moteur est équipé d'un système de récupération ERS « Energy Recovery System » qui complète le système KERS « Kinetic Energy Recovery System ». Le nouveau système d'assistance hybride-électrique rajoute 119 kW de puissance, soit le double de l'ancien (60kW). En plus il peut être utilisée sur une durée de 33,33 secondes par tour, au lieu de seulement 6s l'année dernière. Par contre le système consommant plus d'énergie électrique (4MJ) par tour que les 2 MJ qui peuvent être récupérés, il ne peut pas être utilisé à pleine puissance à chaque tour. Le conducteur doit garder la puissance accumulée pour l'utiliser en attaque. L'énergie est récupérée par un moteur générateur MGU-K (Motor Generator Unit-kinetic) en convertissant l'énergie cinétique en énergie électrique stockée dans une batterie lithium-ion de 20-25 kWh. Une puissance additionnelle vient du turbogénérateur MGU-H (Motor Generator Unit-Heat). Il fonctionne en convertissant l'énergie de la turbine en énergie électrique pour recharger la batterie. Il sert aussi à limiter le régime maximal du turbo et aussi éviter qu'il ralentisse. En accélérant la turbine avec le moteur électrique, le problème du turbolag est résolu. Le MGU-H (turbogénérateur) peut également fournir de la puissance électrique directement au MGU-K pour aider à la propulsion de la voiture. A noter que le poids du système de récupération passe de 90 kg en 2013 à 145 kg et le poids minimal de la voiture passe de 642 kg en 2013 à 690 kg avec le conducteur [52]. Finalement, ce système est dimensionné par rapport au cadre de la compétition, mais est difficilement adaptable à des cycles de roulage conventionnel.

I.2.1.2.3 Différentes études de turbocompound

Weershing et al [53] ont fait une étude exergétique pour comparer le potentiel de travail d'un turbocompound et d'un échangeur de chaleur à l'échappement (Rankine).

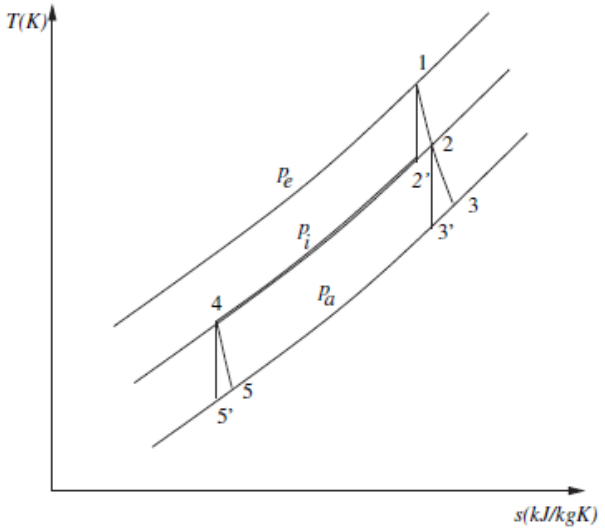


Figure I-42 : Turbocompound vs Rankine sur un diagramme T-S [53]

La Figure I-42 présente le diagramme (T,S) de cette étude. L'état (1) représente l'état des gaz en entrée de la turbine du turbocompresseur. Après détente dans le turbocompresseur (2), le fluide a deux possiblités : soit de passer à l'état (3) après s'être détendu une deuxième fois dans un turbocompound, soit de passer en (4) via un échangeur puis en (5) après détente dans une turbine. Le calcul montre que le parcours (1)-(2)-(4)-(5) a un potentiel supérieur à (1)-(2)-(3). Par contre, dans son approche l'auteur considère que le fluide garde une pression constante dans l'échangeur, c'est à dire une énergie mécanique (pression) de détente après l'échange thermique, ce qui reste théorique pour une application de Rankine.

Hountalas et al [54] comparent le turbocompound au cycle de Rankine par simulation. Il considère un débit de carburant constant pour la comparaison. Pour le moteur turbocompound il considère une puissance globale définie par :

$$P_{e,tot} = P_E + P_{e,Tnet.\eta gt}$$

avec P_E la puissance effective du moteur et $P_{e,Tnet.\eta gt}$ la puissance récupérée sur la turbine avec un rendement mécanique (global) de 92% s'il s'agit d'un turbocompound mécanique ou un rendement électrique de 96% (global) dans le cas d'un turbocompound électrique. Les auteurs considèrent la machine électrique directement sur l'axe du turbocompresseur. Ils choisissent l'efficacité de la turbine du turbocompresseur comme paramètre pour montrer le potentiel de ce système. Les pertes du moteur sont considérées linéaires en fonction du rapport de pression de la turbine compound.
Les résultats montrent une réduction de consommation spécifique de 1% à faible charge avec le turbocompound mécanique et de 4,8 % à pleine charge. Pour le turbocompound électrique le gain va de 3% à 6% avec les efficacités standards du turbocompresseur et de 6% à 9% avec une efficacité de la turbine de 65%. Le Rankine à eau montre quant à lui une réduction de consommation de 6 à 9 % et le Rankine à fluide organique de 9 à 11%.
Les auteurs concluent à des gains plus favorables avec le système de Rankine qu'avec le turbocompound. Pour eux le turbocompound n'a d'intérêt que dans le cas où le poids et la taille du système Rankine est un sérieux problème.

Zhuge et al [55] ont fait une étude du turbocompound électrique (ETC) sur un moteur essence suralimenté, de cylindrée 1,8L, 4 cylindres. Les auteurs utilisent un modèle GT-POWER 1D pour le moteur et un modèle « through-flow » 1D pour les turbomachines. Ce dernier modèle permet de prendre en compte l'influence de la géométrie de la turbine de récupération sur les performances du moteur, ce que les cartographies statiques ne peuvent pas donner.
Ils définissent un rendement effectif global qui est la somme de la puissance effective du moteur et de la puissance électrique du turbogénérateur sur la puissance du carburant. Deux architectures différentes, une à géométrie fixe et une autre à géométrie variable, sont étudiées (Figure I-43).

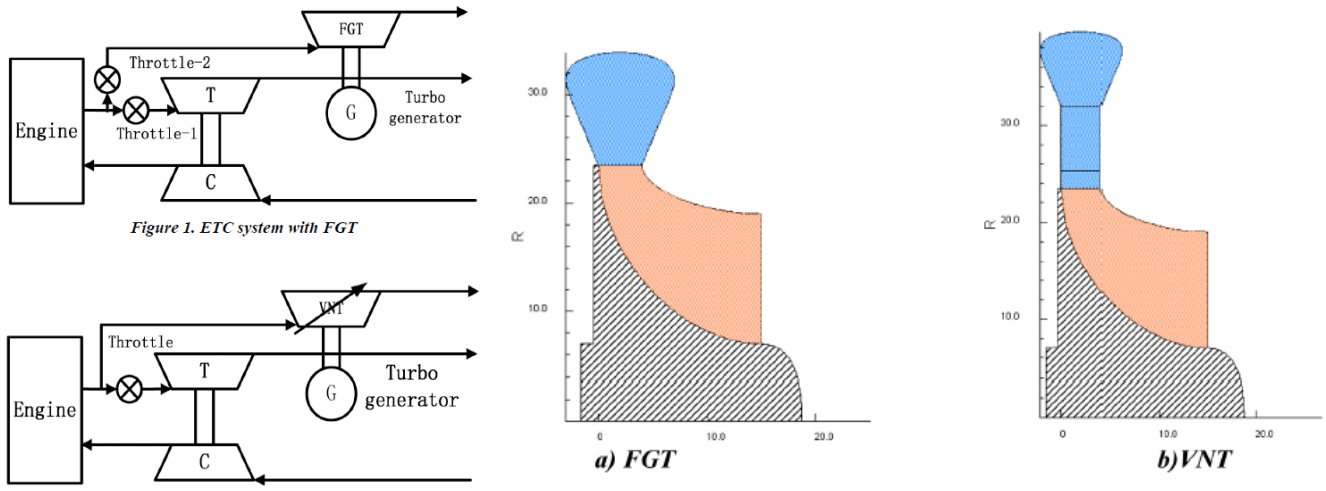


Figure I-43: Système ETC et profil 2D de la turbine de récupération [55]

Les auteurs montrent l'intérêt de contrôler la vitesse de la turbine de récupération afin de garder les points de fonctionnement dans la zone de forte efficacité (Figure I-44).

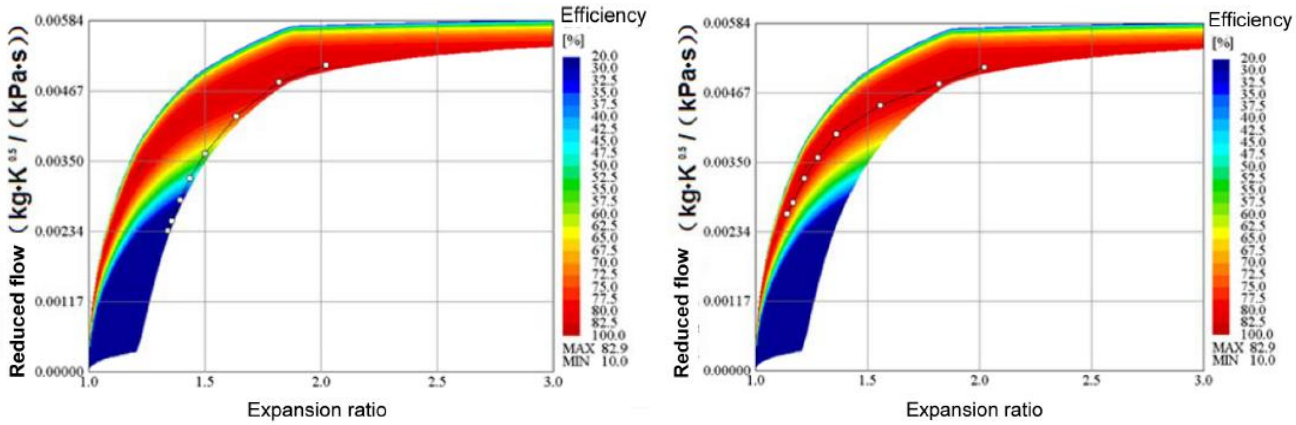


Figure I-44: Distribution des points de fonctionnement de la turbine sur la cartographie de rendement, à gauche sans contrôle de la vitesse et à droite avec contrôle [55]

Cette stratégie se traduit par une augmentation du rendement effectif global reporté sur la Figure I-45.

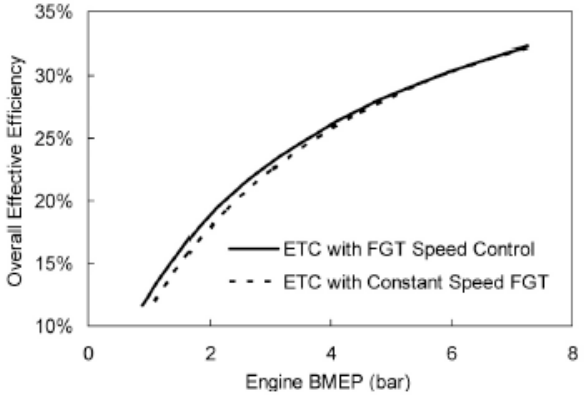


Figure I-45: Effet du contrôle de la vitesse de la turbine de récupération (charge partielle, 2500 tr.min^{-1}) [55]

Kruiswyk [56] fait son étude sur un moteur Diesel poids lourd de 15,2L avec EGR et système de post traitement. L'auteur simule le turbocompound par une cartographie de turbine axiale. Il prend un rendement de conversion de l'énergie récupérée vers le vilebrequin de 93%. Contrairement aux autres méthodologies, l'auteur considère la puissance totale du moteur avec turbocompound comme similaire à la puissance du moteur d'origine.

L'auteur utilise une méthode d'optimisation pour trouver la meilleure combinaison de taille de la turbine du turbo, la taille de la turbine de récupération, le temps d'injection, la position de la vanne EGR, … permettant de minimiser la CSE. avec des limites de pression cylindre, de richesse, d'émission de NOx et de température des gaz d'échappement.

Il compare la position de la turbine en amont ou en aval du système de post traitement, et conclut que la position en aval réduit davantage la CSE. Il montre aussi un gain accru du turbocompound en supprimant l'EGR mais sans prendre en considération les polluants. L'auteur propose enfin plusieurs solutions pour augmenter le rendement du moteur avec turbocompound :

- l'utilisation d'une turbine à haute efficacité : ainsi il utilise une cartographie de turbine de récupération axiale à haute efficacité, entre 76 et 78% sur les charges élevées, alors que sur les faibles charges et quand le rapport de pression de la turbine de récupération décroit, l'efficacité de la turbine chute jusqu'à 60% ou moins. Il conclut que l'application d'une turbine à design avancé (high efficiency) apporte 1 à 3% de gain supplémentaire de CSE sur les faibles charges (25% environ).
- l'utilisation d'une turbine à géométrie variable (TGV) : il conclut que l'utilisation d'une TGV pour la turbine de récupération apporte un gain minimal de 0 à 1% sur la CSE, alors que l'utilisation d'une TGV sur le turbocompresseur apporte un gain entre 1 et 2% à des régimes et charges nominales ainsi qu'à couple maximal.

- l'utilisation d'une CVT (Figure I-46): la turbine de récupération est supprimée et une transmission variable (CVT) est utilisée pour relier la turbine du turbocompresseur au vilebrequin. La turbine du turbocompresseur peut jouer deux rôles : un rôle de suralimentation et un autre de récupération de l'excès d'énergie. Cette configuration avec CVT peut apporter 0 à 1% de gain de CSE par rapport au turbocompound en série sur les fortes charges. Sur les faibles charges (25% environ) ce gain peut aller de 1 à 3%.

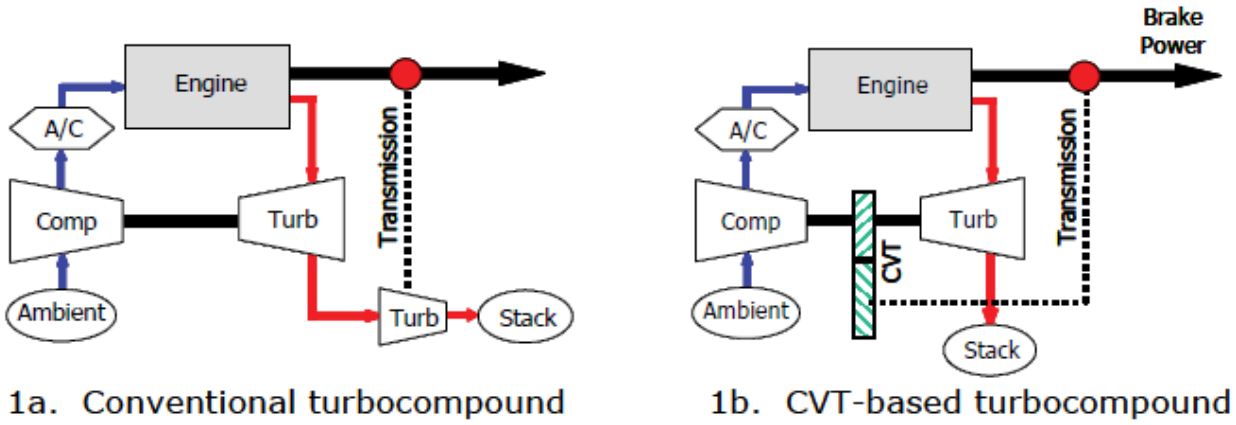


Figure I-46: Architectures du turbocompound [56]

Hindi et al [57] ont travaillé sur un moteur de 12 litres suralimenté qui fonctionne à l'éthanol. Ils ont étudié le turbocompound en utilisant une fonction qu'ils appellent « turbine work function » se basant sur le travail de Winterborne [58], [59]. Dans leur analyse par simulation, Hindi et al [57] considèrent des efficacités de turbomachines constantes à 80 %. La fonction « turbine work function » est la suivante :

$$W_{is} = \dot{m}.(h - h_{0is}) \quad \textbf{(I-44)}$$

Avec h l'enthalpie totale des gaz d'échappement à leur état réel et h_{0is} l'enthalpie totale à l'état ambiant. Leur étude se focalise sur la richesse. Ils font varier la richesse du moteur de 0,6 à 1 (lambda de 1 à 1,67). Pour atteindre les performances demandées en augmentant la richesse, ils font varier la position de la wastegate pour le moteur de base avec turbocompresseur, alors que pour le moteur avec turbocompound, ils agrandissent la taille de la turbine du turbocompresseur en appliquant un facteur multiplicatif sur la cartographie de débit massique pour ne pas perdre d'énergie à l'ambiant. A chaque valeur de richesse, la taille de la turbine de récupération est réduite, pour récupérer le maximum d'énergie au détriment de la contre pression échappement.
Ils montrent qu'il existe une richesse optimale pour la récupération d'énergie.

Ils considèrent dans le rendement effectif de la Figure I-47 la contribution de la récupération en ajoutant la « turbine work function ». Plus le mélange est pauvre, plus le turbocompresseur prend de l'énergie pour assurer un boost élevé, laissant moins d'énergie à la turbine de récupération. Par contre, plus le mélange est riche (tend vers la stœchiométrie), plus la turbine de récupération contribue au couple effectif.

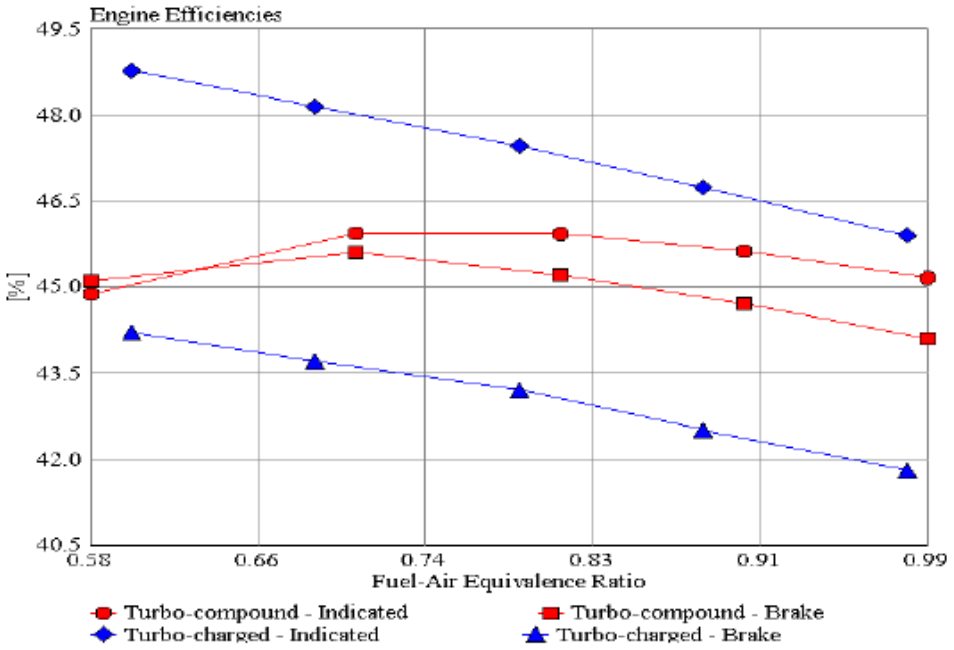


Figure I-47: Rendement du moteur avec et sans turbocompound [57]

Edwards et al. [20] ont testé différentes stratégies pour augmenter l'efficacité du système global. Leurs travaux sont effectués par simulation sur un moteur Diesel 1,9L. Dans leur démarche ils partent d'une consommation constante et d'une pression constante dans le collecteur d'admission. Les stratégies évaluées sont :
- la désactivation du cylindre 2 par coupure d'injection tout en laissant les soupapes fermées, et en augmentant le taux d'injection dans les autres cylindres ;
- la réduction des pertes par transferts thermiques, par l'utilisation de matériaux avancés avec de faibles conductivités thermiques et par isolation ; les transferts thermiques dans les cylindres et dans les ports d'échappement sont réduits à 25% (par rapport à l'énergie du carburant)
- l'utilisation d'un turbocompound via une turbine découplée du compresseur. L'impact du rendement de cette turbine sur le rendement global est étudié par simulation.

Les résultats de cette étude se trouvent dans les Figure I-48 et Figure I-49:

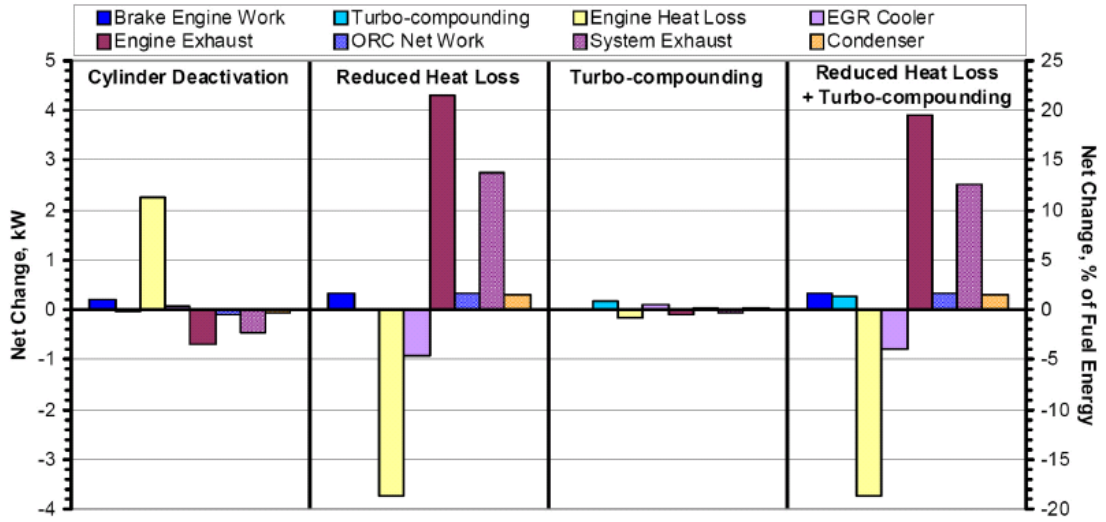


Figure I-48: Analyse selon le premier principe des différentes stratégies à 1500 tr.min^{-1}, 2bar [14]

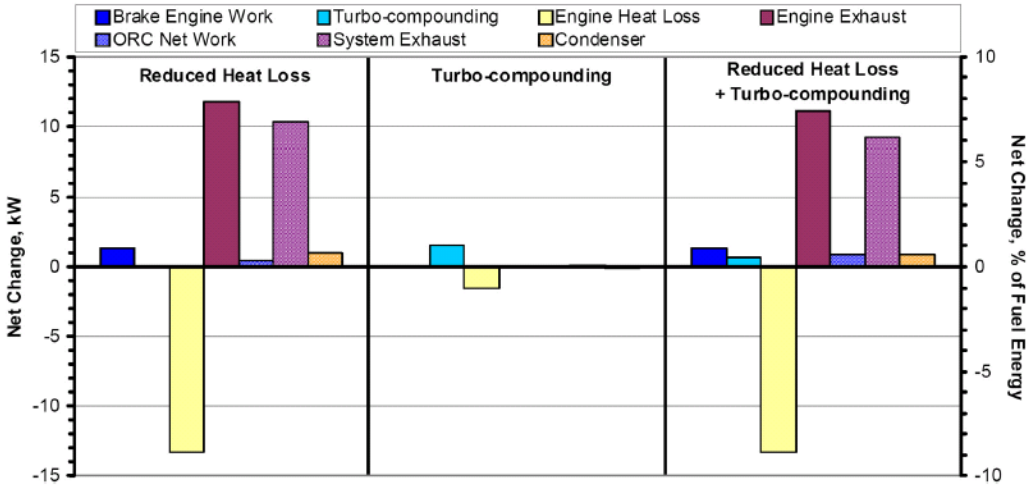


Figure I-49: Analyse selon le premier principe des différentes stratégies à 2250 tr.min^{-1}, 18bar [20]

Sur le point 2250 tr.min^{-1} et 18 bar, le turbocompound est simulé de la manière suivante : l'efficacité de la turbine est augmentée de 62,5% à 75% entrainant une augmentation de puissance de 1,5 kW et une augmentation de 1% du rendement du système global. A 1500 tr.min^{-1}, 2 bar, l'efficacité de la turbine est de 27%. Si l'efficacité de la turbine peut passer à 75 %, la simulation prédit 160 W de plus soit 0,8 % de rendement global .

Ishii [60] a fait une étude d'impact des rapports de pression de la turbine et du compresseur (Figure I-50), par simulation sur un modèle de moteur Diesel 4 cylindres en ligne, de 2 litres de cylindrée et d'un taux de compression de 22.

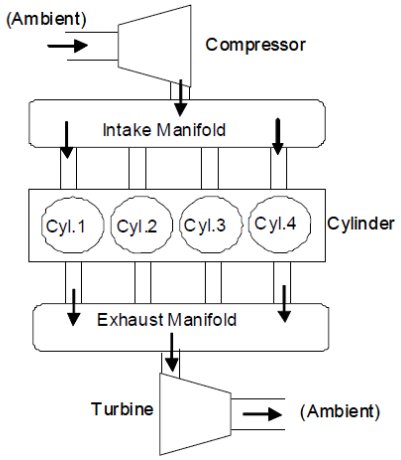


Figure I-50: Schéma du moteur utilisé pour l'étude paramétrique [60]

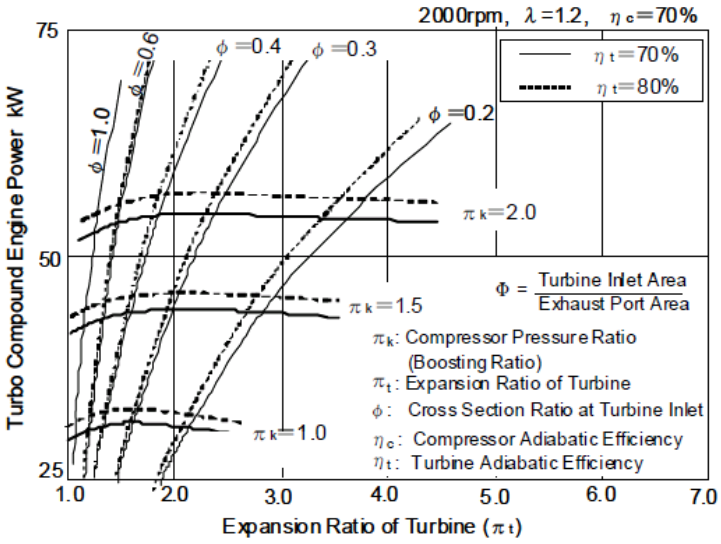


Figure I-51 : Puissance effective du moteur turbocompound à pleine charge [60]

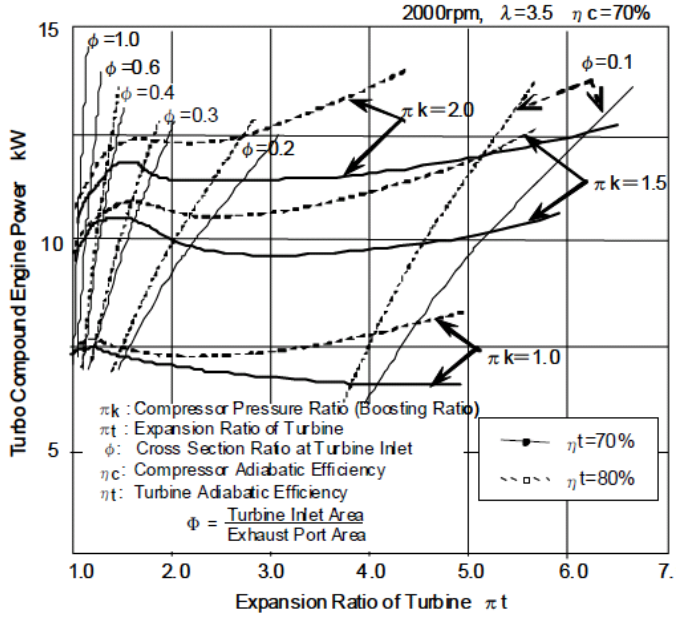


Figure I-52: Puissance effective du moteur turbocompound à charge partielle [60]

Les deux figures (Figure I-51 et Figure I-52), montrent l'évolution des puissances effectives du moteur avec turbocompound en fonction des rapports de pression de la turbine et du compresseur et du rapport de section de la turbine. L'auteur montre qu'il existe un certain rapport de section φ optimal, commun à tous les rapports de pression du compresseur, pour lequel la puissance effective du moteur est maximale. Si on continue à diminuer le rapport de section, et au-delà d'une certaine valeur on voit qu'on dégrade la puissance sortie moteur à cause de l'effet de la contre pression.

Effet sur le bilan global moteur : l'auteur montre qu'au-delà d'un certain rapport de section le rendement volumétrique diminue, à cause de la résistance à l'écoulement du gaz et que le volume du gaz entrant diminue. Les pertes thermiques aux parois augmentent aussi compte tenu de l'augmentation des températures dans les cylindres.

Synthèse sur le turbocompound:

- Le turbocompound est un système de récupération de l'énergie à l'échappement qui permet de faire une détente supplémentaire souvent après la détente initiale dans la turbine du turbocompresseur.
- Le turbocompound était connu pour des applications aéronautiques et pour des poids lourds. Il n'y a pas eu d'application connue sur véhicule léger pour des raisons de fonctionnement du moteur différent. Les chiffres communiqués indiquent environ 5% de réduction de consommation sur les camions.

I.2.2 Rankine

Le système de Rankine a commencé à être utilisé pour la récupération de l'énergie à l'échappement des véhicules lourds pendant la crise de l'énergie en 1970 [61], [62]. Larjola [63] et Hung et al. [64] ont montré que jusqu'à 50 % de l'exergie des gaz d'échappement peut être récupérée par un système de Rankine qui peut augmenter le rendement global de 10 %.

I.2.2.1 Définition du cycle de Rankine

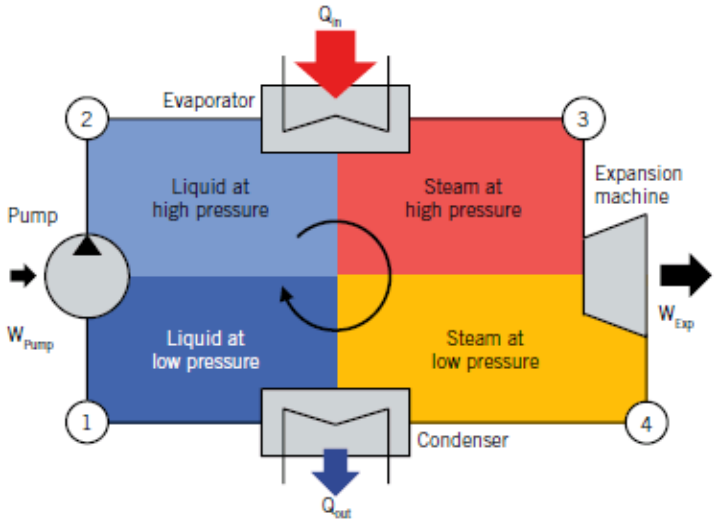


Figure I-53: Vue schématique du cycle de Rankine source [65]

La Figure I-53 montre le schéma d'un système de Rankine. Un fluide liquide est comprimé par une pompe entre 1 et 2 (La pompe sert à remettre le fluide à une haute pression pour s'évaporer à une haute température), il récupère une chaleur Q_{in} entre 2 et 3 par l'intermédiaire d'un échangeur (évaporateur) pour se transformer en vapeur (Figure I-54). La vapeur est ensuite détendue dans une machine (turbine, piston…), pour créer de l'énergie mécanique. Le fluide est alors ramené à ses caractéristiques initiales par un condenseur. Le cycle thermodynamique est présenté sur la Figure I-54.

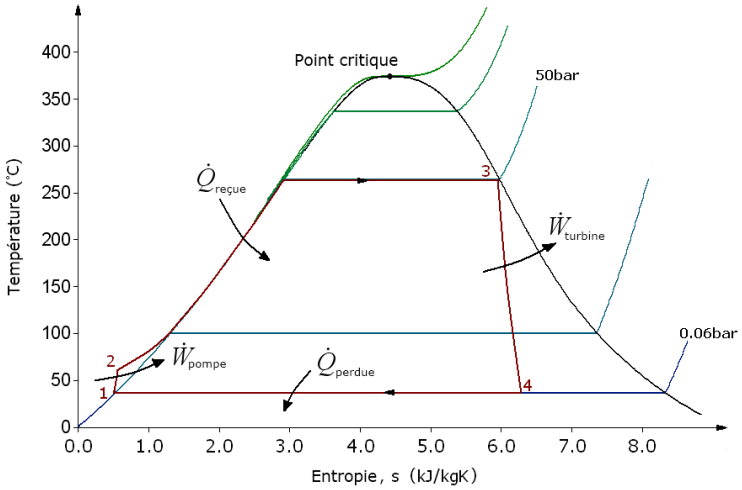


Figure I-54: Cycle thermodynamique de Rankine (source: Wikipedia)

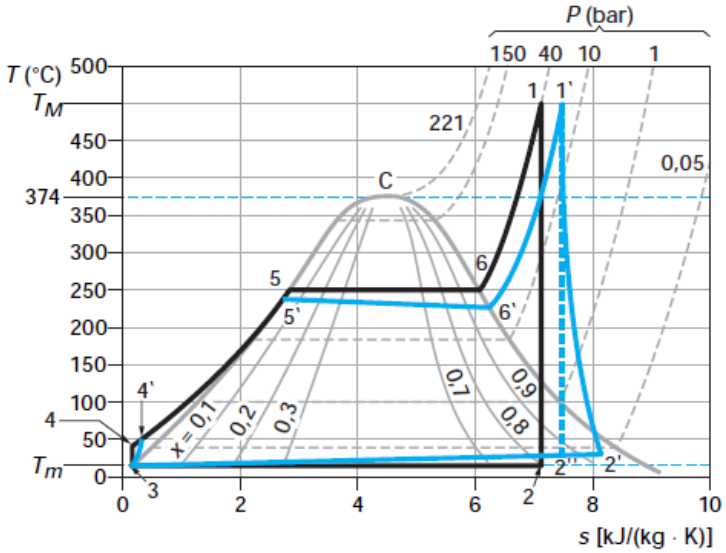


Figure I-55: Cycle thermodynamique de Hirn [66]

Une variante du cycle de Rankine est le cycle de Hirn (Figure I-55) qui se caractérise par une surchauffe de la vapeur saturée, avant la phase de la détente.

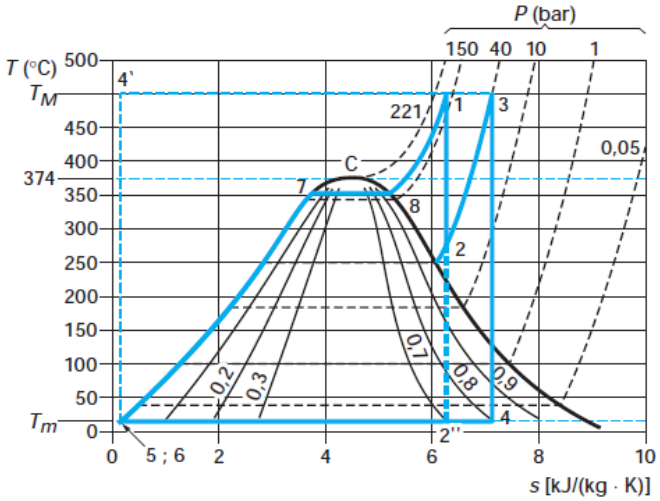


Figure I-56: Cycle de Hirn avec resurchauffe [66]

Le cycle de Hirn avec resurchauffe (Figure I-56), permet d'augmenter l'efficacité du cycle et éviter l'apparition d'humidité à la fin de la détente.

I.2.2.2 **Fluides**

Les fluides sont classés en trois catégories [67],[68],[69], [70] :

- **Les fluides secs** à pente dT/ds positive. La vapeur saturée devient surchauffée après une détente isentropique (Figure I-57). Ce sont généralement des fluides organiques. Ils sont appropriés aux turbines car il n'y a pas de risque de corrosion, le fluide étant surchauffé après détente.
- **Les fluides humides** à pente négative. Ce sont généralement des fluides à masse molaire faible (eau, ammoniaque). La détente est réalisée dans la zone diphasique. Un soin spécial doit être apporté à la turbine de détente pour qu'elle supporte les gouttelettes qui se forment à la fin de la détente. Parfois une surchauffe du fluide à l'entrée de la turbine est nécessaire pour empêcher une humidité trop élevée à la sortie de la turbine.
- **Fluide isentropique :** La vapeur se détend sur une ligne verticale dans le diagramme T-S. La vapeur saturée reste saturée à la sortie de la turbine sans condensation.

L'efficacité du cycle de Rankine dépend du fluide utilisé. El Chammas et al [71] ont étudié différents fluides, et montre que l'eau présente de meilleures efficacités théoriques, mais avec les technologies existantes d'échangeurs et de machines de détente, les fluides organiques sont de mieux en mieux adaptés et montrent des réductions de consommation plus élevés.
Ringler et al [70] ont choisi l'eau et le méthanol pour la première génération de ces systèmes de récupération et seulement l'eau dans la deuxième [65].
La ligne de saturation de plusieurs substances organiques montre un gradient positif dans le diagramme T-S (voir Figure 60), de sorte qu'une surchauffe n'est pas nécessaire pour empêcher d'entrer dans la zone diphasique durant la détente. La plupart des fluides organiques ont un point triple relativement faible et donc pas de risque de solidification [71]. De plus, les fluides organiques secs et isentropiques ont généralement de plus faibles chutes d'enthalpies durant la détente, ce qui permet l'utilisation d'une turbine à un seul étage et le rendement total de la turbine peut être amélioré par rapport à un système de Rankine à eau [71].
Par contre, contrairement à l'eau, la plupart des fluides organiques ont un problème de décomposition chimique et de détérioration à haute température et pression. Pour cela un cycle de Rankine à fluide organique doit fonctionner bien en dessous des températures et pressions pour lesquelles le fluide est chimiquement instable [71].

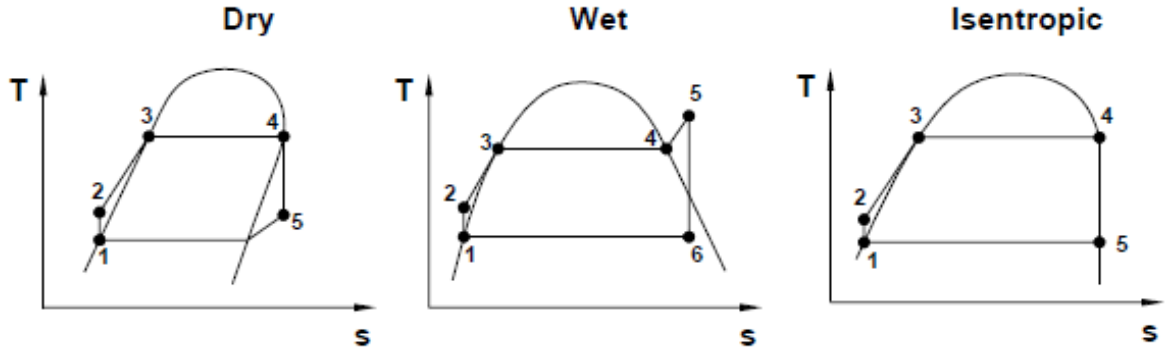


Figure I-57: Diagramme T-S pour fluides sèche, humide et isentropique [71]

I.2.2.3 **Systèmes BMW**

Figure I-58: Turbosteamer intégré sur la BMW série 5 [65]

BMW a été très actif ces dernières années dans le domaine de la récupération d'énergie à l'échappement. BMW a principalement travaillé sur le turbosteamer (Rankine à eau) avec deux générations : la première

dévoilée en 2009 [70] et la deuxième en 2012[61]. Le système est intégré sur un véhicule type série 5 (Figure I-58).

I.2.2.3.1 Première génération

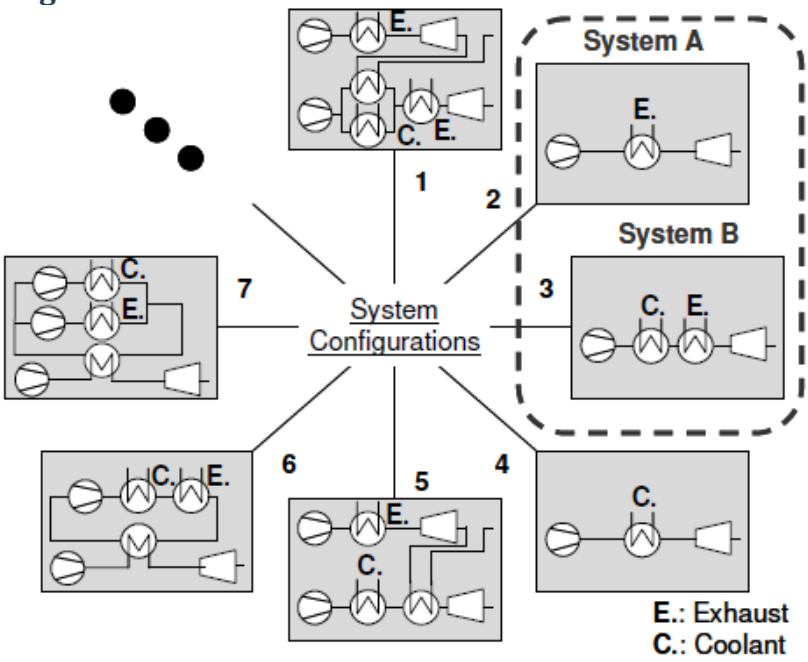


Figure I-59: Différentes architectures pour le cycle de Rankine [70]

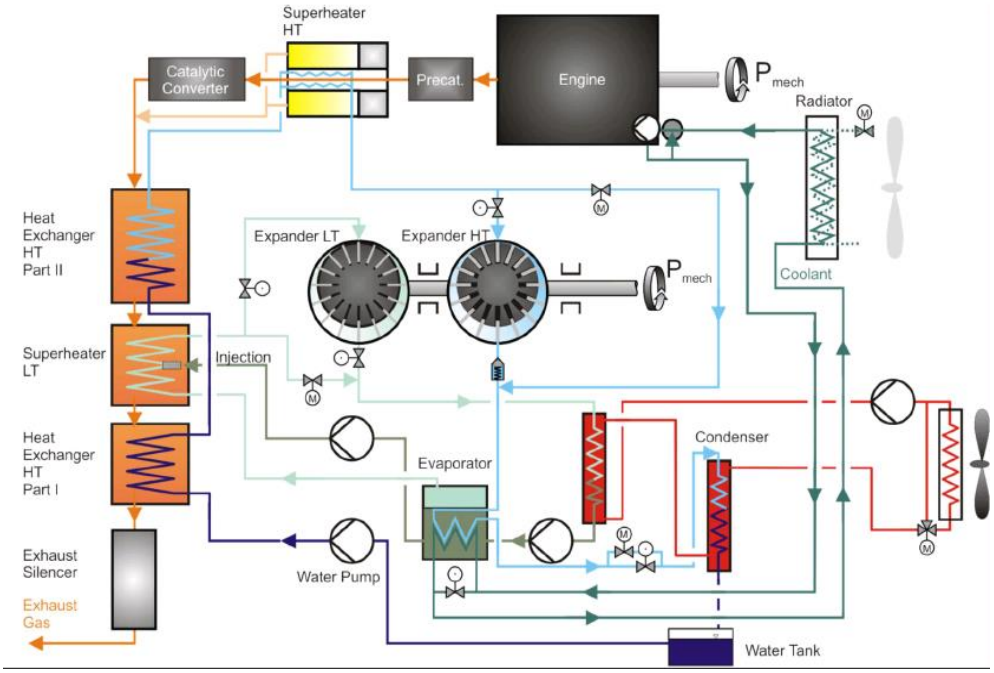


Figure I-60: Turbosteamer dual loop [72]

L'eau donne le rendement le plus élevé pour le système A. Pour le système B c'est le méthanol. Le système à deux boucles « dual loop », est une combinaison des systèmes A et B. Parmi tous les systèmes présentés (Figure I-59), seuls A & B sont étudiés. Le système A récupère l'énergie des gaz d'échappement, alors que B récupère l'énergie de l'échappement et du circuit de refroidissement. Le système « dual loop » (Figure I-60) comporte deux boucles avec deux machines de détente. La boucle HT (haute température) fonctionne avec du méthanol qui récupère de l'énergie du circuit de refroidissement via un évaporateur, et un autre échangeur « surperheater » qui sert à surchauffer la vapeur avant de la détendre dans une machine. La boucle BT (basse

température) fonctionne à l'eau. Deux évaporateurs sont mis sur la ligne d'échappement et un échangeur entre le catalyseur et le précatalyseur pour réchauffer la vapeur saturée. Les deux détendeurs HT et BT sont coaxiaux. Les deux condenseurs de la boucle HT et BT sont reliés à un radiateur refroidi par un ventilateur, différent du radiateur principal du véhicule [70].
Le cycle comporte des limitations : la température de condensation minimale est de 70°C et la température d'évaporation maximale de 300°C. Les pressions minimales et maximales sont de 0.7 et 10 bars. La température d'évaporation du système B est fixée à 110°c pour assurer le refroidissement du moteur.

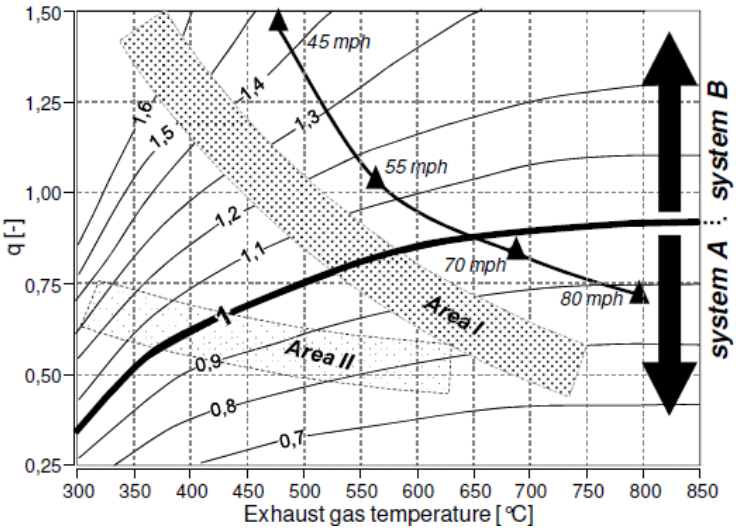


Figure I-61: rapport des puissances des deux systèmes[70]

La Figure I-61 présente le rapport de puissance de B sur A. Pour une vitesse de voiture entre 45 et 55 mph (72,4 et 88,5 km/h), le système B est préféré. Pour une vitesse de voiture entre 70 et 80 mph (112,6 et 128,7 km/h), le système A fournit une plus grande puissance.
Sur la Figure I-61 «Area I » et « Area II » représentent le déplacement de la courbe de résistance vers des températures échappement moins élevées respectivement dans le cas d'un moteur turbocompressé et dans le cas des moteurs diesel ou essence à combustion stratifiée.

Essais moteur

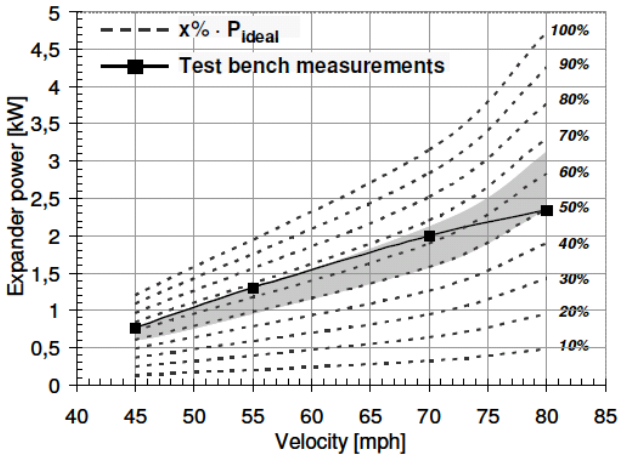


Figure I-62: Puissance réelle net du système en comparaison avec le cycle idéal [70]

Le système B sur moteur à essence augmente la puissance de 0,7 kW à 2 kW avec les mêmes conditions de simulation (Figure I-62): température d'évaporation de 110°C, température de surchauffe de 300°C et température de condensation de 70°C.

I.2.2.3.2 Deuxième génération

La deuxième génération est une simplification de la première, elle a été dévoilée en 2012[65].

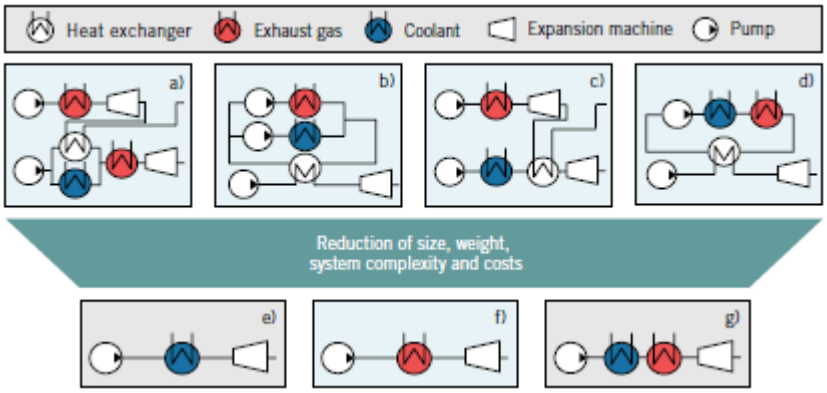
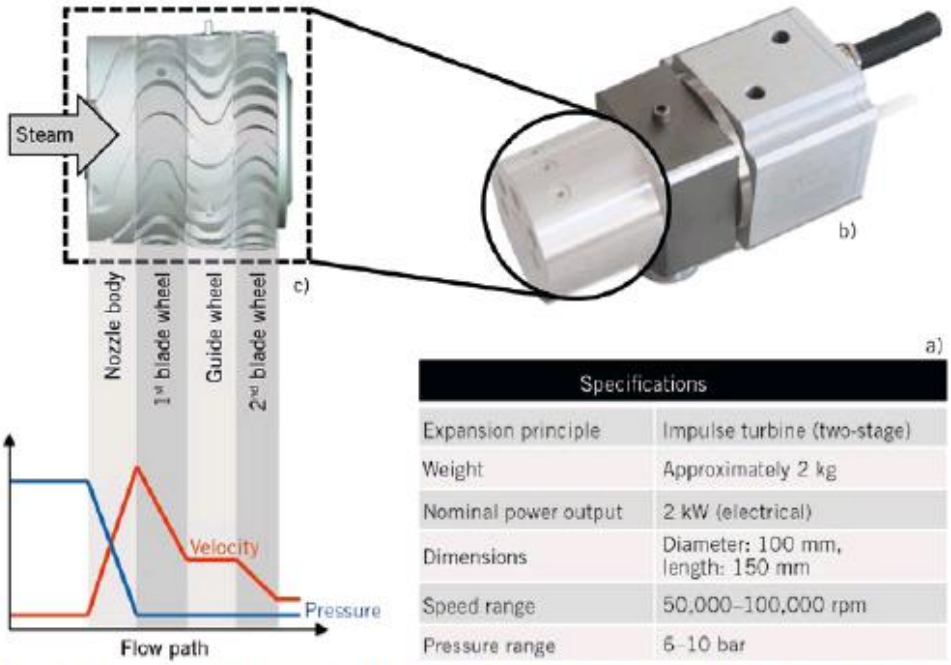


Figure I-63: Simplification de la première génération du turbosteamer [65]

Les systèmes simplifiés (e-f-g), sont simplifiés à partir des différents systèmes (a-b-c-d) (Figure I-63). La récupération de l'énergie du circuit de refroidissement est abandonnée, parce qu'il s'avère qu'il faut une température d'eau élevée pour avoir une récupération efficace. L'architecture choisie pour la deuxième génération est (f).

Le turbogénérateur

Une turbine combinée à un générateur est choisie comme machine de détente (Figure I-64). Ce choix est basé sur la densité de puissance élevée que représente une telle machine. La vapeur surchauffée à haute pression rentre dans un « stator » à section variable « nozzle body » qui sert à guider le fluide et transformer son énergie de pression en énergie cinétique. Le fluide est ensuite dévié dans les aubes de la roue en créant un moment de torsion sur l'axe de la machine. Ensuite le fluide est guidé dans un « guide wheel » pour passer dans un deuxième étage de détente pour libérer son énergie cinétique restante.



❹ Specifications (a), construction (b) and functional principle (c) of the newly developed turbine-generator unit

Figure I-64: Turbogénérateur du turbosteamer de BMW [65]

Intégration véhicule

Le système pèse de 10 à 15 kg, et son volume est réduit par rapport à la première génération. L'intégration au niveau du soubassement véhicule est donc réalisable (Figure I-65).

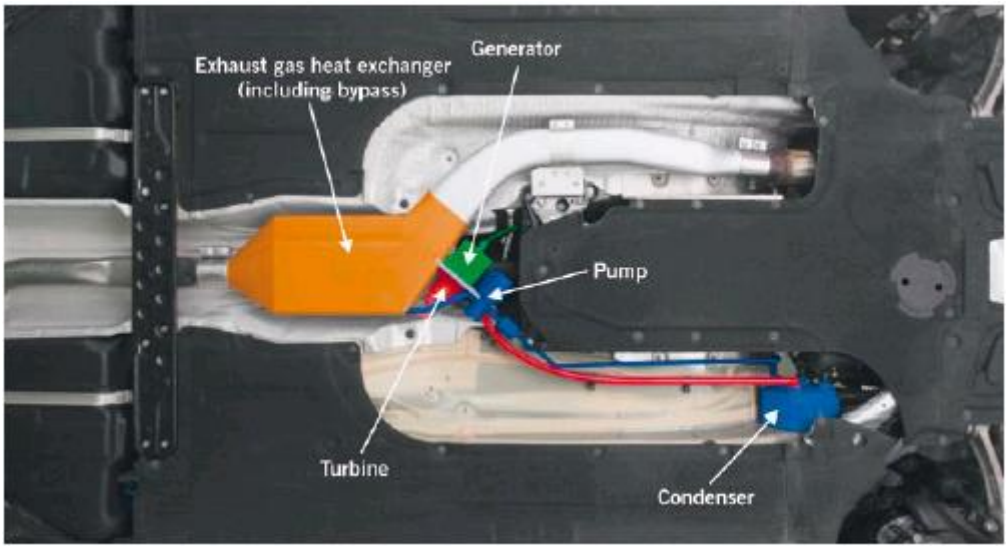


Figure I-65: Maquette du Turbosteamer intégré au soubassement sur la BMW série 5 [65]

L'échangeur, la pompe et le turbogénérateur sont dans le même emplacement du soubassement. Seul le condenseur est à coté du moteur, parce qu'il est intégré au circuit de refroidissement. Cette intégration ne pose pas de problème à condition que la capacité du circuit de refroidissement soit suffisante. La puissance fournie par le turbogénérateur est variable et dépend strictement des conditions ambiantes et de la vitesse du véhicule. Cela doit être pris en compte car la demande de puissance de bord est assez variable. Les résultats de simulation et d'essais moteurs conduisent à la conclusion que la puissance nominale électrique à la vitesse de 150 km/h donne le meilleur rapport coût/profit.

Etudes expérimentales

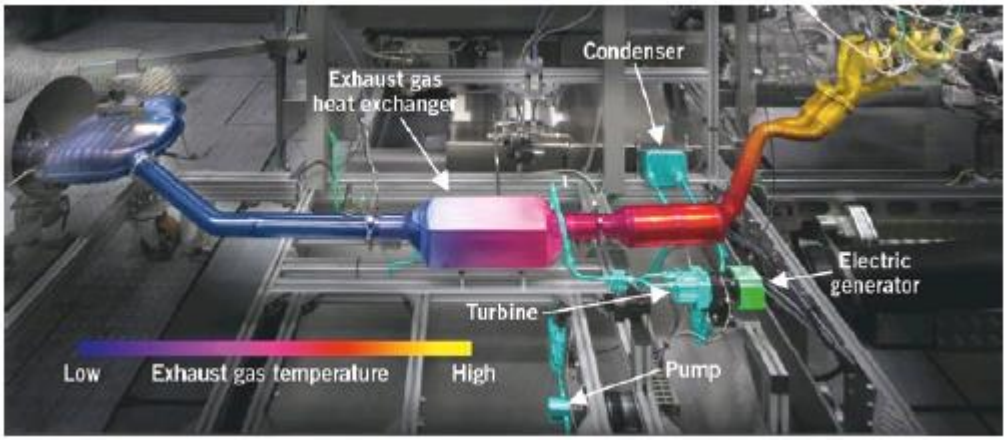


Figure I-66: Montage du turbosteamer au banc d'essai moteur [65]

La source chaude du banc d'essai est un moteur à essence à injection directe à mélange pauvre. La Figure I-66 présente le banc d'essai.

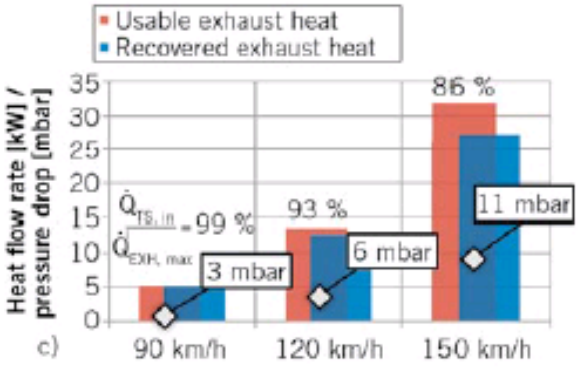


Figure I-67 : Contre pression échappement de l'échangeur utilisé [65]

La Figure I-67 compare la puissance maximale qui peut être récupérée théoriquement des gaz d'échappement, à celle transférée au fluide de travail à différentes vitesses véhicules. La contre pression échappement, également présentée, est relativement faible. A 150 km/h l'échangeur récupère 86% de la quantité maximale récupérable avec une contre pression échappement de 11 mbar. Ce point représente le fonctionnement nominal du système où on récupère 2kW. A 120 km/h, 600 W électrique sont produits. Au final, l'efficacité de la turbine est inférieure aux estimations basées sur une turbine optimisée. La nouvelle génération l'amélioration de ce composant est le point d'intérêt pour le prochain développement.

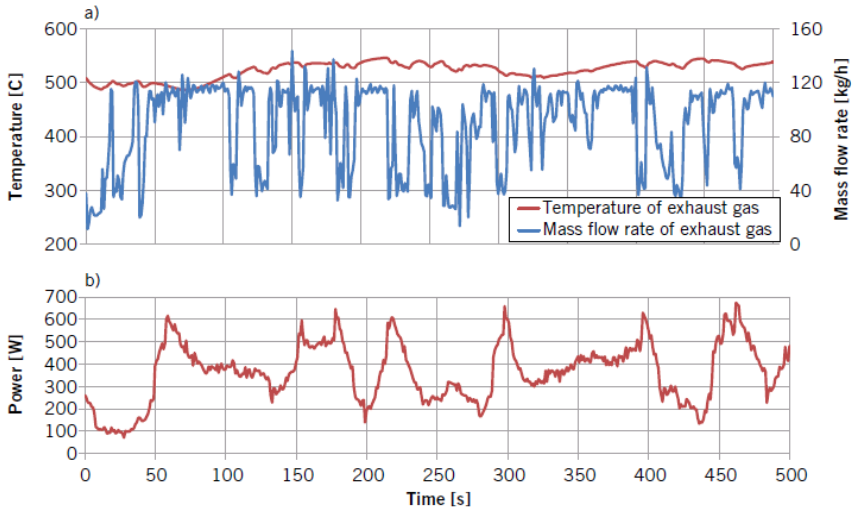


Figure I-68 : (a) Température et débit massique des gaz d'échappement (b) Puissance en sortie de la turbine, durant un essai dynamique (jusqu'à 130 km/h) [65]

La Figure I-68 (a) montre la variation instantanée du débit de gaz d'échappement, alors que la température réagit lentement avec la charge moteur. Dans ce contexte, la non linéarité entre l'échangeur thermique et les caractéristiques de fonctionnement de la turbine présente un challenge majeur.
La Figure I-68 (b) montre que le système est capable de fonctionner en dynamique, avec une puissance récupérée maximale de 700 W, qui pourra réduire significativement la charge de l'alternateur.

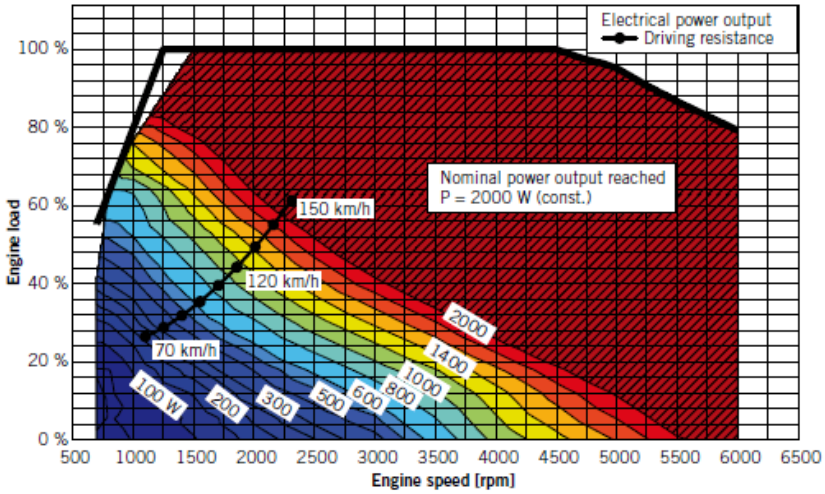


Figure I-69: Champ de récupération d'énergie par le turbosteamer sur le véhicule BMW série 5, moteur à essence suralimenté à 4 cylindres [65]

La Figure I-69 montre le champ de récupération du système avec les points à vitesse stabilisé du véhicule BMW série 5. Au-delà de 150 km/h, le fonctionnement est nominal et 2 kW sont produits. L'échangeur est alors bypassé pour conserver la valeur nominale de 2 kW. Entre 70 et 150 km/h, le système récupère de 3 à 5% de la puissance moteur effective. En considérant l'efficacité de l'alternateur, le turbosteamer réduit approximativement de 6% la charge moteur. Une réduction similaire de la consommation peut être attendue.

I.2.2.4 **Système Rankine de Honda**

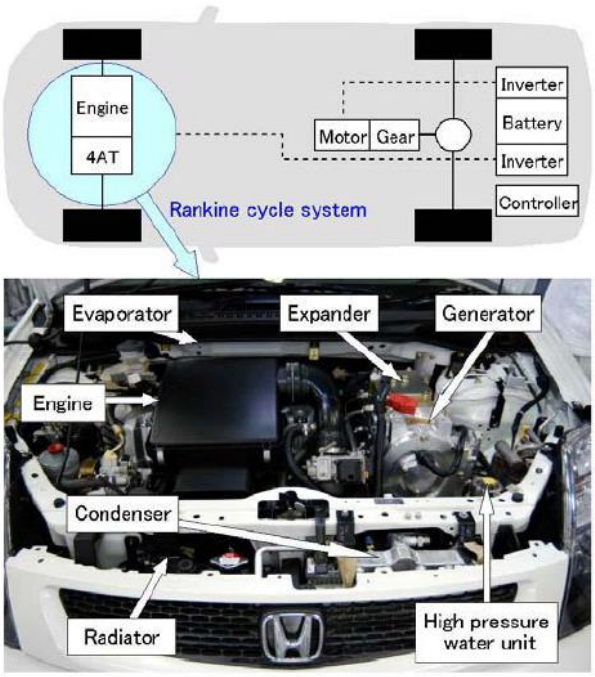
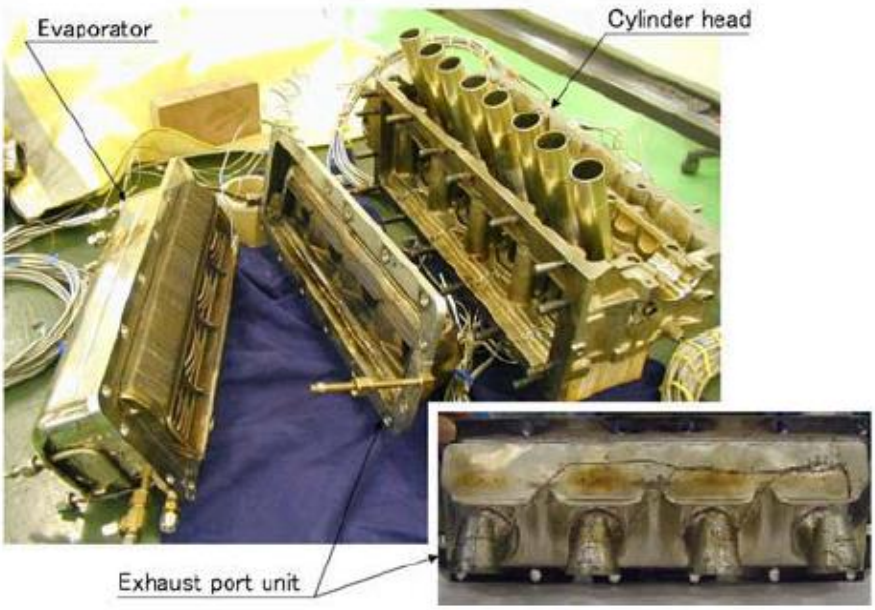


Figure I-70: Rankine intégré sur véhicule Honda [73]

Honda a également proposé un système de Rankine sur véhicule (Figure I-70). Sa principale originalité repose sur une intégration intime de l'évaporateur au circuit de refroidissement de la culasse et au collecteur d'échappement (Figure I-71) [73].



.

Figure I-71: Évaporateur intégré dans la culasse [73]

Un circuit d'eau à trois couches est développé comme le montre la Figure I-72. A condition de conserver la température du support de la bougie à 140°C, il est possible de réduire le débit du liquide de refroidissement à 0,5 $l.min^{-1}$ (3 $l.min^{-1}$ pour un moteur conventionnel). Une température d'eau de 189°C à une pression de 12,2 bar est obtenue.

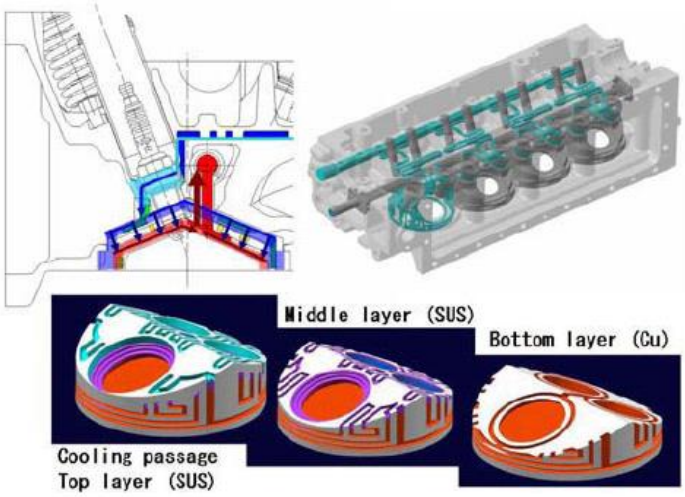


Figure I-72: Circuit d'eau à trois couches [73]

La Figure I-73 montre la température d'eau en sortie culasse et la consommation spécifique indiquée (CSI) pour différents débits volumiques, du moteur conventionnel et du moteur modifié (avec récupération d'énergie). La CSI est peu impactée par la diminution du débit, ce qui indique qu'il n'y a pas un effet nuisible à la combustion.

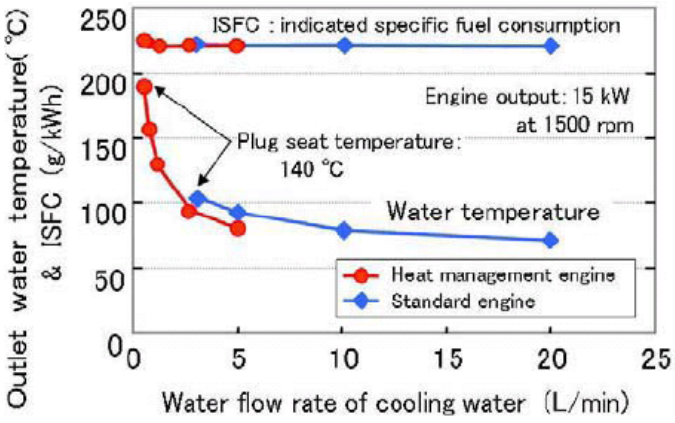


Figure I-73: Température d'eau et consommation spécifique indiquée, en fonction du débit d'eau [73]

Bilan d'énergie

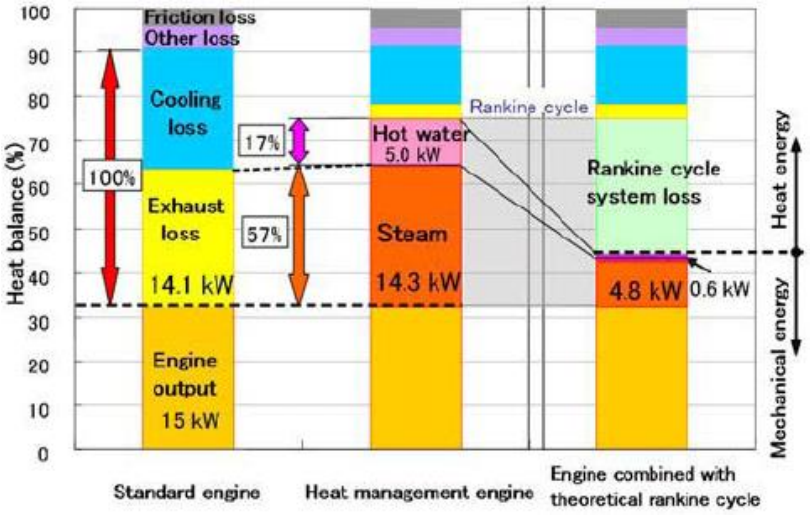


Figure I-74: Comparaison des bilans d'énergie (15 kW at 1500 tr/min) [73]

La Figure I-74 montre le bilan d'énergie sur le point d'essai 15 kW / 1500tr/min en sortie moteur. 57 % de l'énergie échappement sont récupérés sous forme de vapeur à haute pression et 17% de l'énergie du circuit de refroidissement sous forme d'eau chaude. Sur la Figure I-74 à droite, des calculs théoriques montrent que 4,8kW de cette énergie peuvent être convertis en énergie mécanique par l'intermédiaire d'un cycle Rankine.

Configuration du système

Le système de Rankine a été installé sur un véhicule de démonstration à moteur 2,0L (Figure I-70). Comme indiqué précédemment, l'évaporateur est intégré au catalyseur et installé directement sous le collecteur d'échappement. Une machine de détente à piston axial est utilisée pour des raisons de dimensions. Un moteur générateur est couplé à l'essieu arrière. L'énergie électrique récupérée par le système Rankine et générée durant la décélération du véhicule est stockée dans une batterie. Une assistance par le moteur électrique est fournie durant la phase d'accélération.

Résultats

Les auteurs donnent des bilans d'énergie avec le système Rankine en fonction de la vitesse véhicule.

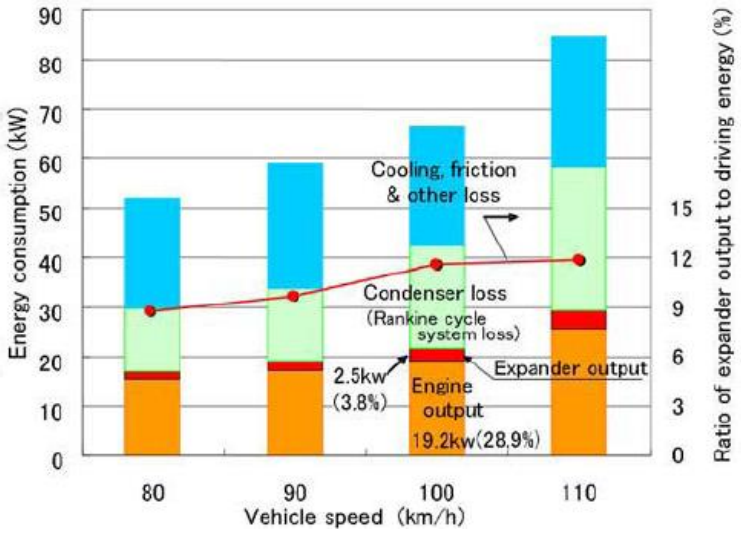


Figure I-75: Bilan d'énergie en fonction de la vitesse véhicule [73]

La Figure I-75 montre qu'à 100 km/h un rendement de 32,7% est atteint dont 3,8 % développés par le cycle Rankine, ce qui fait 13,2 % d'augmentation relative.

I.2.2.5 **Différentes études de Rankine**

Arias et al. [74] ont testé différentes architectures du système de Rankine couplé à un moteur thermique.

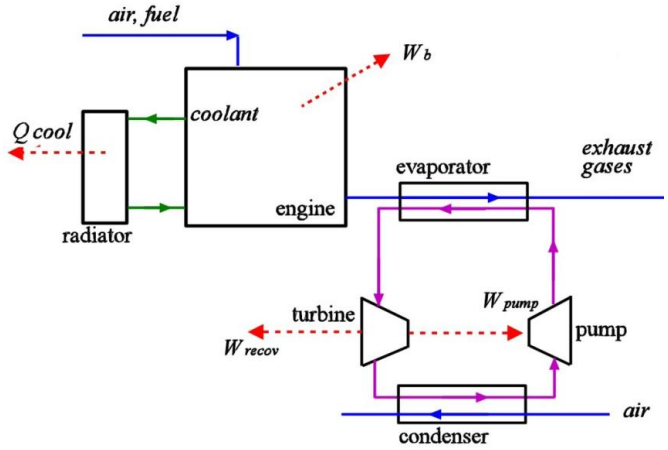


Figure I-76: Configuration de récupération de l'énergie échappement uniquement [74]

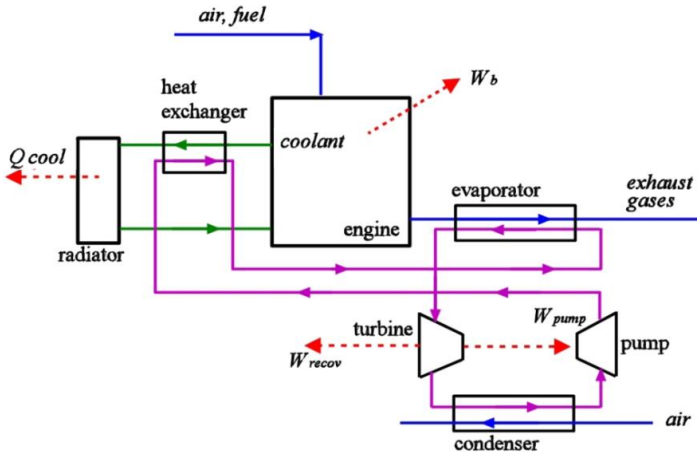


Figure I-77: Configuration avec préchauffage par le circuit d'eau [74]

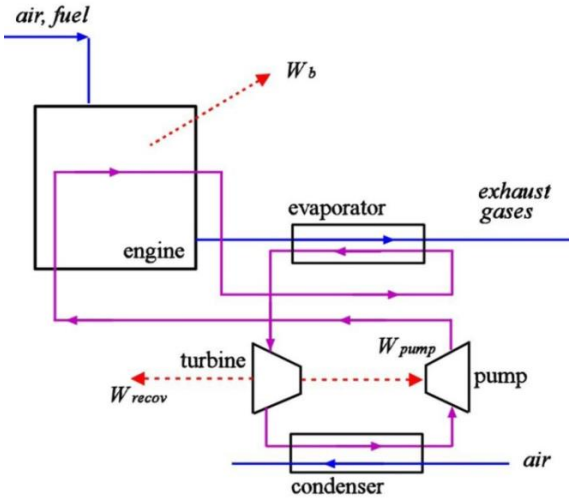


Figure I-78: Configuration en considérant un seul fluide passant par le moteur et servant comme fluide de travail pour le cycle de Rankine [74]

Les trois architectures consistent à combiner la récupération au niveau de l'échappement (Figure I-76), au niveau du circuit de refroidissement (Figure I-77) et dans le bloc moteur en éliminant le circuit de refroidissement (Figure I-78).
La deuxième architecture (Figure I-77) montre des résultats similaires à ceux obtenus en récupérant seulement l'énergie à l'échappement : seulement 20W sont récupérés du circuit de refroidissement sur un total de 2140 W à cause de la faible température du circuit de refroidissement.
La troisième architecture (Figure I-78) utilise le bloc moteur pour échauffer progressivement le fluide sans s'évaporer complètement. Il passe par un état intermédiaire comme le montre la Figure I-78 puis s'évapore complètement dans l'échangeur des gaz d'échappement. Cette architecture s'avère la plus efficace avec une récupération jusqu'à 6,8 kW sur un total de 84 kW, (8,1 %), cela fait 32% de l'énergie aux roues.

Briggs et al. [19] étudient un système de Rankine monté sur un moteur Diesel de 1,9 litre de cylindrée. 4 kW sont produits par le système de Rankine, ce qui donne un rendement global moteur plus Rankine de 45% au lieu de 42,4%. Le système n'est pas conçu pour être intégré dans une voiture car trop encombrant.

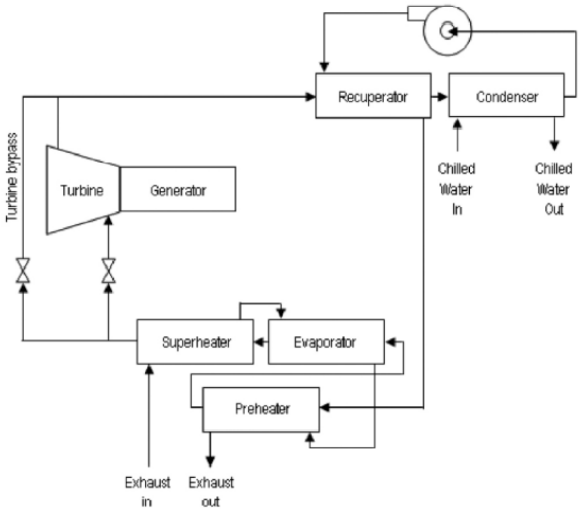


Figure I-79: Schéma du système Rankine étudié [19]

La Figure I-79 montre le schéma du système étudié. Il est installé sur un moteur diesel 1.9 litre à rampe commune d'injection, avec TGV et EGR HP refroidi. Son taux de compression est de 17,5. Le fluide utilisé est un fluide organique, le R245fa (1,1,1,3,3-pentafluoropropane). Il est mis en action par une pompe à dia-

phragme. Une vanne à solénoïde permet de bypasser la turbine. Le condenseur est refroidi par de l'eau à 10°C. Le surchauffeur et l'évaporateur sont construits à partir d'échangeurs à tubes calandre de refroidisseurs EGR d'un moteur de poids lourds. Le préchauffeur et le récupérateur sont des échangeurs à plaques industriels. Le condenseur est un échangeur à tubes calandre. Le moteur utilisé a un rendement maximal de 42.6%. Le cycle thermodynamique est présenté dans la Figure I-80.

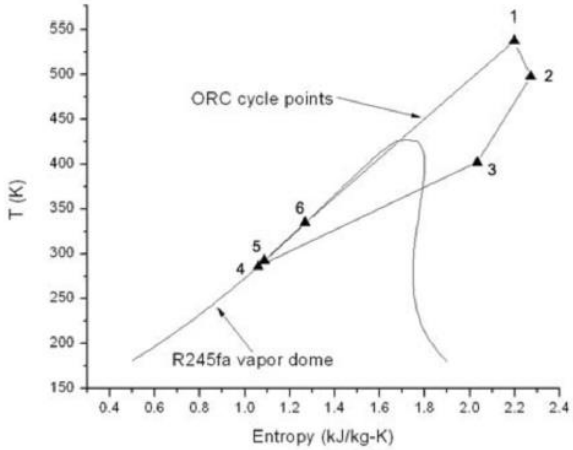


Figure I-80: Diagramme T-S du cycle de Rankine organique [19]

Le point sur lequel les essais sont faits se trouve au centre de la cartographie, dans la zone de rendement maximal 42,6%. Dans cette zone, 32% de l'énergie du carburant et 11% de l'exergie du carburant se retrouve à l'échappement. La chaleur récupérée est de 31,4 kW avec une efficacité de cycle de 12,7%. La puissance effective passe de 65,9 kW à 69,9 kW.

Edwards et al. [20] simulent un moteur couplé à un système de Rankine sur GT-Suite. Le moteur est un moteur Diesel suralimenté de 1,9L de cylindrée, 17,5 :1 de rapport de compression, avec injection par rampe commune et EGR HP refroidi. Le fluide est le R245fa. Un évaporateur à deux étages est utilisé en aval de la turbine et de l'EGR, où il est surchauffé. La Figure I-81 montre l'architecture du système à gauche et le diagramme (T,S) du cycle thermodynamique à droite.

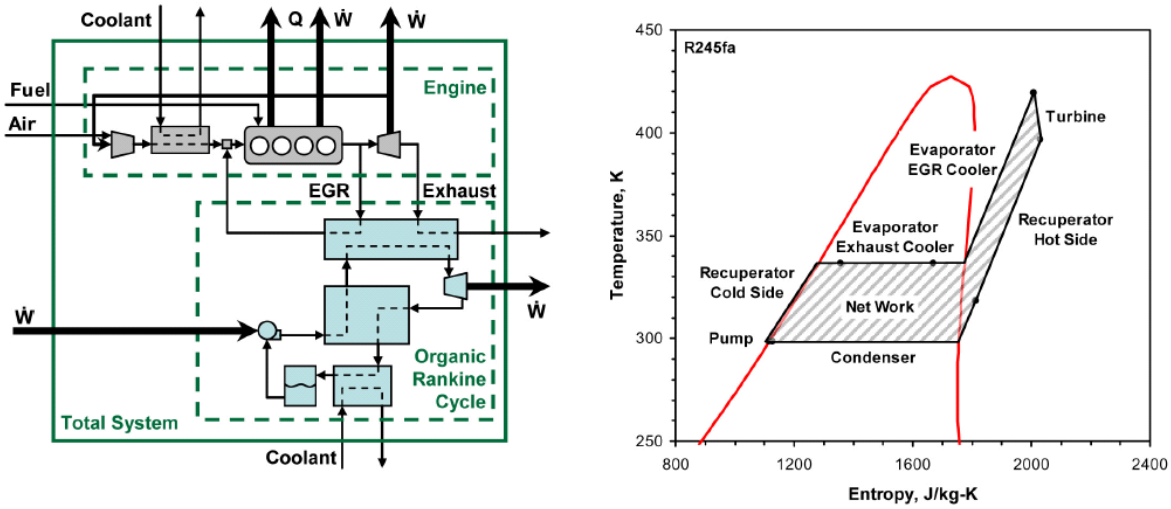


Figure I-81 : Schéma du système et diagramme (T,S) [20]

Les résultats montrent que 400W de puissance nette sont produits sur le point 1500 tr.min^{-1} et 2 bar (4,7 kW puissance effective moteur) et 5 kW sur le point 2250 tr/min et 18 bar (69 kW engine effect power).

El-Chammas et al [71] étudient l'adaptation d'un système de Rankine à un véhicule hybride (Figure I-82).

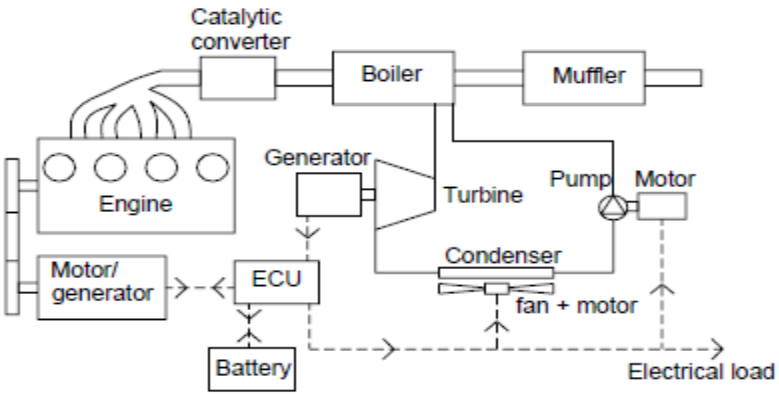


Figure I-82: Architecture du système de Rankine sur véhicule hybride [71]

La puissance du moteur thermique varie entre 50 et 200 kW. L'évaporateur est monté dans la ligne d'échappement en aval du catalyseur. Le système turbine / générateur transforme la chaleur perdue à l'échappement en puissance électrique. La puissance électrique est délivrée sur le réseau électrique existant, qui selon les conditions de fonctionnement et l'état de charge de la batterie, peut être utilisée pour assister le moteur thermique, charger la batterie ou couvrir la demande d'électricité à bord.
Selon le type d'hybridation (micro-hybrid, mild-hybrid ou full hybrid), la puissance électrique du système de Rankine peut varier entre 2 à 10 kW. Pour un véhicule conventionnel, le système de Rankine est capable de couvrir la demande d'électricité à bord de la voiture qui atteint 1,2 kW.
Le moteur thermique des véhicules hybrides est souvent arrêté. Ces périodes d'arrêt sont suffisamment courtes pour que le catalyseur ne refroidisse pas et perde son efficacité de conversion. Lors de ces courts arrêts, la pompe du système Rankine est arrêtée et il reste une quantité suffisante d'énergie dans l'évaporateur pour permettre un redémarrage rapide du système Rankine.

L'eau est un fluide caloporteur très efficace, mais loin d'être idéal, vu sa haute pression d'ébullition, sa basse pression de condensation et une température de point triple élevée. A cause de ces défauts, un système Rankine à eau pour des petites applications, en particulier pour récupérer l'énergie des moteurs de voitures, peut conduire à un système complexe demandant des équipements volumineux et couteux. El-Chammas et al [71] comparent d'autres fluides à l'eau pour définir le fluide le mieux adapté à un cycle de Rankine utilisé à l'échappement d'un moteur de voiture. Les fluides évalués sont : l'eau, le mélange ammoniaque-eau, et les fluides organiques. Ces fluides sont adaptés à la récupération d'énergie respectivement à température élevée, température moyenne et température moyenne à faible.
L'ammoniaque-eau s'avère plus efficace que l'eau quand la source d'énergie est une chaleur sensible de température entre 400 et 600°C. Sauf qu'un système à ammoniaque-eau utilise un regénérateur, une pompe supplémentaire, un condenseur, et des vannes de mélange, qui ne sont pas nécessaires pour un Rankine à eau. De plus, des matériaux résistant à la corrosion doivent être utilisés. Enfin un des inconvénients majeurs est la toxicité de ce fluide. Au final, le mélange ammoniaque-eau s'avère peu adapté au cas automobile au vu du poids, de la complexité, du coût, et de la sûreté du système.

Les fluides possibles [71]

Les critères de sélection d'un fluide sont : sûreté, fiabilité, coût, impact sur l'environnement, équipement, poids et dimension et la performance dynamique du système. Les fluides possibles sont : l'eau, l'isopentane, le R-123, le R-245ca, le R-245fa, le butane, l'isobutane et le R-152a.

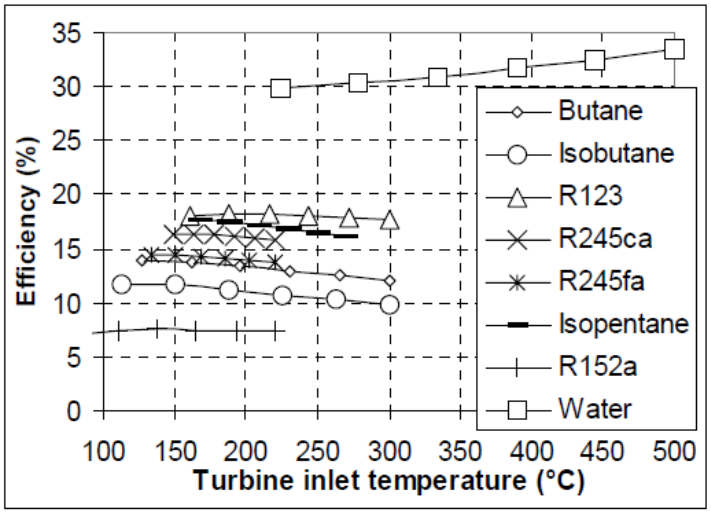


Figure I-83: Rendement du cycle Rankine [71]

La Figure I-83 présente le rendement d'un cycle de Rankine idéal pour les différents fluides cités et pour différentes températures en entrée de la turbine, pour une pression d'ébullition constante de 25 bar et pour une température de condensation minimale de 55°C.

L'eau montre le meilleur rendement, suivie respectivement par le R-123, l'isopentane, le R-245ca, le R-245fa, le butane, l'isobutane et le R-152a. Pour les fluides secs et isentropiques : R-123, isopentane, R-245ca, R-245fa, butane et isobutane, le rendement dépend peu de la température en entrée de la turbine et une surchauffe n'entraîne pas une augmentation significative du rendement et peut même le diminuer comme le cas de l'isopentane et de l'isobutane. Le rendement optimal d'un cycle de Rankine fonctionnant avec un fluide sec est atteint quand le fluide fonctionne sur la courbe de saturation sans être surchauffé. Par contre pour l'eau (fluide humide), l'efficacité du cycle augmente avec la surchauffe.

Les Figure I-84, Figure I-85 et Figure I-86 présentent le rendement théorique en fonction des températures en entrée de la turbine, pour différentes pressions d'ébullition. La température de condensation est de 100°C pour l'eau et de 55°C pour l'isopentane et le R-245ca. Ces fluides sont les plus appropriés étant donné que les autres fluides présentent une efficacité modeste, à l'exception du R-123 qui est un HCFC, et dont l'utilisation est limitée depuis le protocole de Montréal.

Le rendement du cycle augmente quand la pression dans l'évaporateur augmente. On peut atteindre théoriquement plus de 40% d'efficacité avec de l'eau et une pression maximale du cycle 200 bars. Cependant, l'augmentation de la pression du système n'est pas toujours faisable à cause des coûts induits de l'évaporateur, des tubes et du détendeur, ainsi que de l'accroissement de la complexité du système.

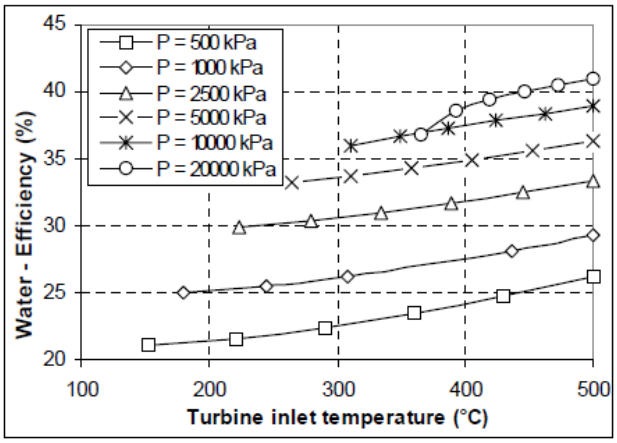


Figure I-84: Rendement du système de Rankine à eau[71]

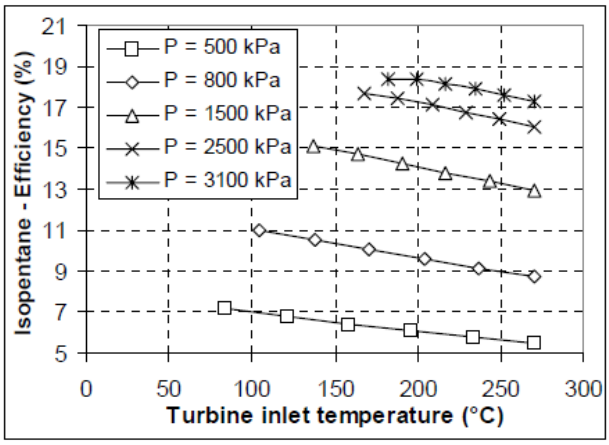


Figure I-85: Rendement du système de Rankine à isopentane[71]

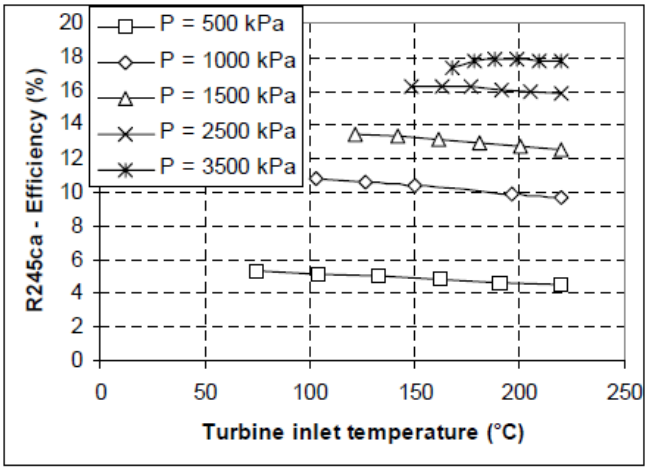


Figure I-86: Rendement du système de Rankine à R-245ca[71]

Achievable Carnot Factor

Un nouveau facteur « Achievable Carnot Factor » ACF est défini pour comparer les performances réalisables avec les différents fluides [71]. ACF est le rapport du rendement de cycle de Rankine standard sur le rendement maximal du cycle de Carnot. Dans ce travail le rendement de Carnot dans les conditions utilisées est 30%.

Pour le R-245ca et l'isopentane, la température de condensation est fixée à 55°C en considérant la température ambiante de 25°C. Pour ces fluides secs le calcul de l'ACF est fait en considérant le fluide à l'entrée de la turbine sur la courbe de saturation.

Pour l'eau la condensation est faite à 1 bar et 100°C, parce qu'à 55°C la saturation se fait à une pression proche de 0,15 bar et la chute de pression n'est pas envisagée par une turbine simple étage.

Pour l'eau l'ACF est calculé en fonction de la température en entrée de la turbine (Figure I-87).

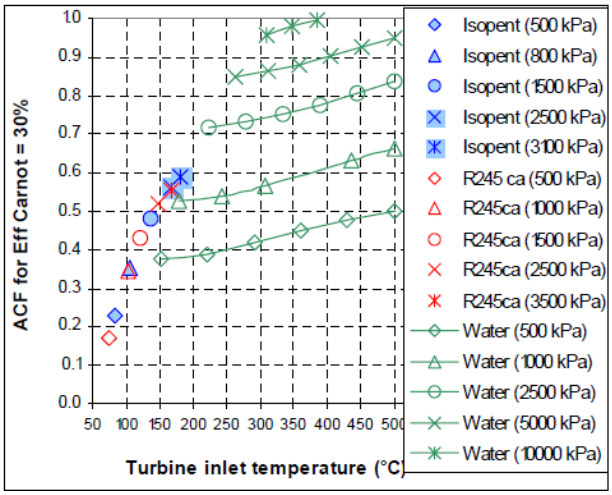


Figure I-87: Achievable Carnot Factor[71]

Un cycle de Rankine à eau avec une pression d'évaporateur de 100 bar et une température en entrée de la turbine de 390°C est capable de fournir un ACF de 100%. Pour les fluides organiques, l'ACF est de 59% pour l'isopentane pour pression d'évaporateur de 31 bar et une température entrée de la turbine de 182°C, et 55% pour le R-245ca pour pression d'évaporateur de 35 bar et température entrée de la turbine de 168°C.

Katsanos et al [75] parlent de la récupération de l'énergie échappement par l'intermédiaire d'un cycle de Rankine à eau pour un moteur Diesel de poids lourds. L'énergie est aussi récupérée sur le circuit EGR pour surchauffer le fluide.
Le moteur considéré est un moteur à six cylindres, avec une suralimentation à deux étages, de rapport de compression de 16,5 :1.

Les auteurs simulent un cycle de Rankine.

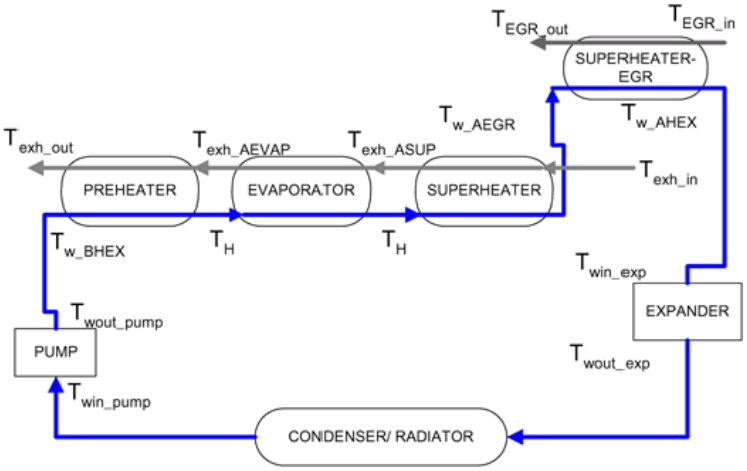


Figure I-88: Cycle de Rankine simulé [75]

Comme le montre la Figure I-88, le système comprend 3 échangeurs à l'échappement : un pour préchauffer le fluide, un pour l'évaporation et un pour surchauffer. Le fluide passe ensuite par un échangeur EGR dans lequel il est surchauffé encore. La température de condensation est choisie de manière à avoir un titre supérieur à 90%. Les échangeurs utilisés sont de types tubes calandres. L'analyse des échangeurs est faite par la méthode LMTD qui consiste à calculer les puissances des échanges thermiques avec des différences de température logarithmiques moyennes en entrée et sortie.

Les auteurs ont fait varier la haute pression entre 5 et 50 bars. La basse pression PL est choisie constante à 0,60 bar correspondant à une température de saturation de 85,9 °C. La variation de la consommation spécifique effective en fonction de la charge moteur est représentée sur la Figure I-89.

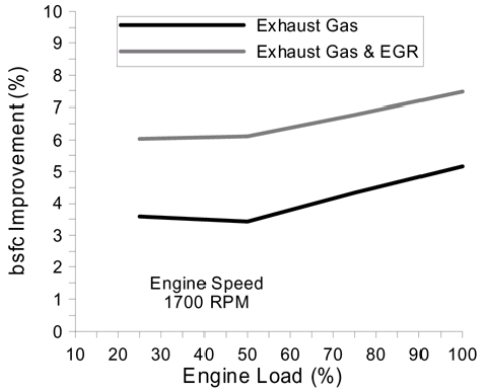


Figure I-89: Variation de la consommation spécifique en fonction de la charge moteur, en récupérant l'énergie de l'échappement et de l'EGR à 1700 tr.min[75]

On constate une réduction de la consommation entre 6 et 7,5 % avec EGR et entre 3,6 à 5,15 sans EGR (Figure I-89). D'autres études sur des poids lourds montrent des effecacités globales allant jusqu'à 50% avec un système de Rankine [76][77].

Synthèse Rankine

- Le système de Rankine est un système qui permet de récupérer de l'énergie à l'échappement par échange thermique ;
- L'étude bibliographique montre l'existence d'applications automobiles ce qui n'est pas le cas du turbocompound ;
- Le système de Rankine qui comportent différents composants est un système plutôt complexe coûteux et encombrant. Les problèmes d'intégration dans un véhicule particulier est une des contraintes qui freine son développement.

I.2.3 Moteur à air chaud

I.2.3.1 Moteur Stirling

Ce moteur est inventé en 1816 par Robert Stirling. Il était bien répandu dans l'industrie jusqu'à la fin des années 1920, par exemple pour pomper l'eau ou entrainer des machines, mais il a été remplacé par les moteurs à combustion interne plus performants [78].

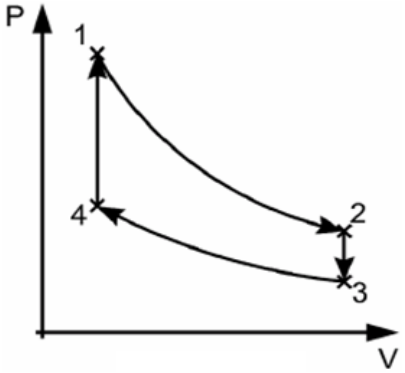


Figure I-90: diagramme PV d'un cycle stirling [79]

La Figure I-90 montre le cycle thermodynamique théorique d'un moteur stirling.

1-2 : Détente isotherme.
2-3 : Refroidissement isochore.
3-4 : Compression isotherme.
4-1 : Chauffage isochore

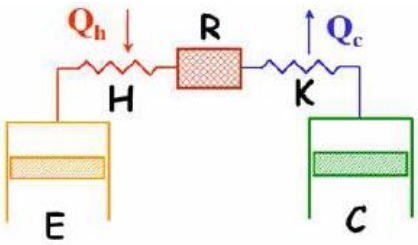


Figure I-91: shéma de fonctionnement du moteur Stirling [79]

La Figure I-91 montre un schéma de fonctionnement d'un moteur Stirling. Il existe trois configurations de ce moteur, Alpha, Beta et Gamma. Ces configurations sont présentées sur la Figure I-92. Le cycle de Stirling a un rendement théorique maximal équivalent à celui du cycle de Carnot [78]. Des rendements de conversion élévés ont été atteints par certains prototypes : le moteur SOLO 161 utilisé pour la conversion de l'énergie solaire a un rendement de conversion de 32,5%. Le moteur USAB 4-25 utilisé pour des applications maritimes a un rendement global de conversion de 42%. Les avantages de ce moteur sont [79]:

- le silence de fonctionnement ;
- la régularité du couple produit ;
- la maintenance réduite ;
- la longue durée de vie

En termes de densité de puissance, les meilleurs moteurs Stirling ont des densités de puissance de l'ordre de 296 W/kg.

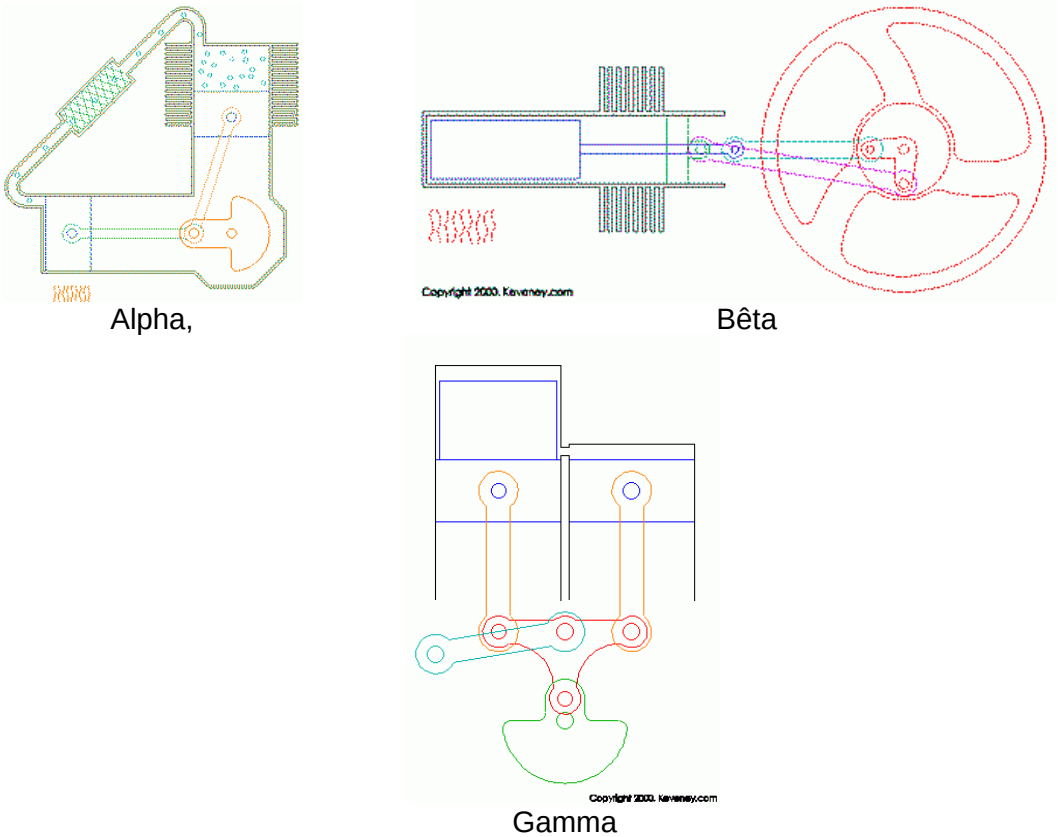


Figure I-92: Architectures Alpha, Bêta et Gamma du moteur Stirling [79]

I.2.3.2 **Moteur Ericsson**

Le moteur Ericsson fut inventé par John Ericsson en 1853. Il fonctionne selon le cycle de Joule composé de deux isobares et deux isentropiques : la compression et la détente sont isentropiques, tandis que le chauffage et le refroidissement sont isobares. Un moteur Ericsson fonctionne en boucle ouverte et utilise des soupapes pour le contrôle de l'admission et de l'échappement. Il est équivalent au cycle de Stirling du point de vue du rendement, avec un rendement théorique maximal égal à celui de Carnot [78].

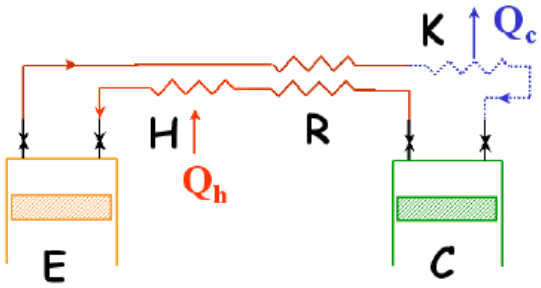


Figure I-93: Schéma d'un moteur Ericsson [78]

La Figure I-93 montre un schéma de fonctionnement du moteur Ericsson. Très peu de ces moteurs sont disponibles commercialement. Les prototypes utilisés pour la conversion de l'énergie solaire par couplage à un miroir parabolique ont des rendements de conversion nets allant de 27,8% à 38,4% [79].
En pratique, à cause de la présence de soupapes, la perte de charge dans un moteur Ericsson est beaucoup plus importante que dans le cas du Stirling, et le fonctionnement est moins silencieux puisque l'air circule en boucle ouverte [79].

I.2.4 Thermoélectricité

Les modules thermoélectriques utilisent l'effet Seebeck pour générer de l'électricité. Thomas Seebeck montre qu'un apport thermique à la jonction de deux matériaux différents a et b, conducteurs de l'électricité, crée une différence de potentiel [80]. Ce phénomène est appelé effet Seebeck. Un module thermoélectrique est un groupement de plusieurs thermocouples en série ou en parallèle, et qui, dès qu'il est soumis à une différence de température, génère de l'électricité [79].

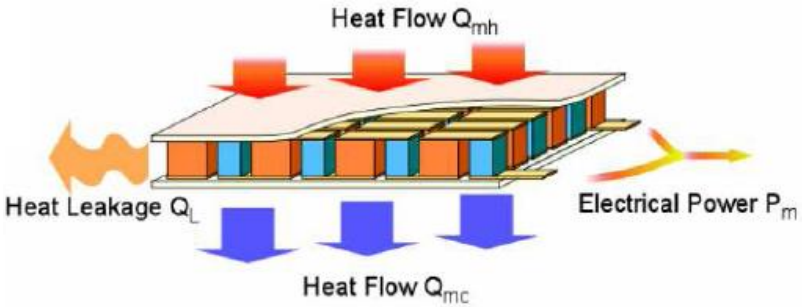


Figure I-94: module thermoélectrique [79]

Un couple est composé de deux jonctions P et N liées en deux points (Figure I-95), et le passage d'un flux de chaleur à travers ces jonctions provoque une différence de potentiel aux bornes de celles- ci.

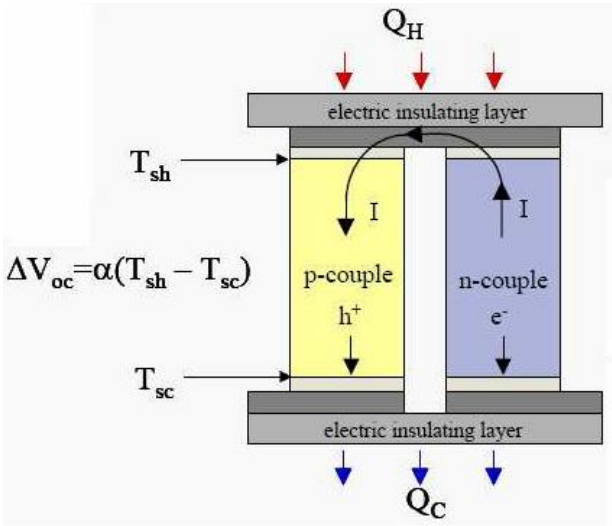


Figure I-95: Fonctionnement d'un module thermoélectrique [79]

Le rendement thermoélectrique de ces modules dépend du facteur de mérite ZT et de la différence de température à laquelle est soumis le module. Le facteur de mérite est à son tour lié à la nature des matériaux utilisés. Un des meilleurs matériaux utilisés dans les applications thermoélectriques est le Tellure de Bismuth [60].

Les modules électriques peuvent être utilisés pour la récupération de l'énergie échappement. Le concept est décrit dans [81], comme le montre la Figure I-96.

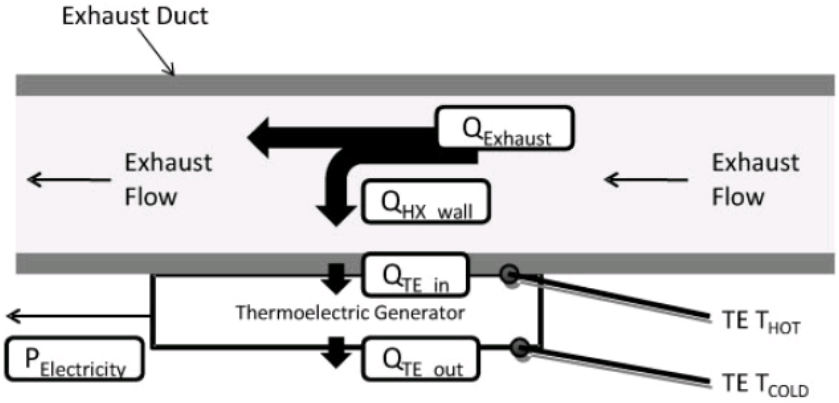


Figure I-96: flux de chaleur à l'échappement pour la récupération par thermoélectricité [61]

Le Tableau I-4 montre une synthèse des résultats de récupération d'énergie par thermoélectricité :

Tableau I-4: Synthèse des résultats de récupération d'énergie par thermoélectricité [81]

Engine type and size	Driving conditions	Maximum TE power output (W)	Power/engine capacity (W/l)
Gasoline car, 944 Porsche, 2.7l	Maximum engine power	58	21.5
Gasoline car, 2.0l	Idling	1	0.5
Gasoline car, 2.0l	40–66 km/h, zero grade	10–20	7.5
Gasoline car, 2.0l	60–65 km/h, hill climb	100–130	57.5
Gasoline, 3.0l	60 km/h, hill climb	35.6	11.9
Gasoline, 2.0–3.0l	60 km/h, 3–5% hill climb	193	77.2
Diesel heavy-duty truck, 14.0l, Cummins NTC 350	300 hp, 1700 r/min	1068	76.3
Diesel, Ruston 3YDA, 1.23l	600 °C exhaust	42.3	34.4
Gasoline light pickup truck (1999 GMC Sierra), 5.3 l, V-8	112.6 km/h, zero grade	177	33.4

Comme le montre le Tableau I-4, les applications réelles révèlent des rendements très faibles avec des puissances inférieures à 1 kW. Le grand défit de ce système demeure dans le rendement faible de conversion

avec les technologies existantes [82], et le cout relativement élevé des matériaux semiconducteurs [82],[83], [84].

L'étude bibliographique commence par une introduction à l'analyse énergétique et exergétique du moteur à combustion interne. L'exergie est un indicateur du potentiel de mécanisation d'une quantité d'énergie. Les études présentées montrent que l'énergie disponible à l'échappement est celle qui représente le plus fort potentiel de récupération ce qui nous oriente naturellement vers cette source.

Différents systèmes de récupération de l'énergie à l'échappement sont ensuite présentés :

- ***le turbocompresseur ;***
- ***le turbocompound ;***
- ***le système de Rankine ;***
- ***les moteurs à air chaud type Stirling et Ericsson ;***
- ***et enfin, la thermoélectricité.***

Ce panorama nous permet d'avoir une vision comparée de ces systèmes mais aussi des différentes méthodes appliquées par les auteurs pour évaluer ces systèmes.

Sur le plan technologique, il apparait que le système turbocompound est un système globalement plus simple et moins encombrant que les autres systèmes ce qui en fait un bon candidat à une intégration dans un véhicule. La littérature s'est surtout focalisée jusqu'à présent, sur les applications aéronautiques et les poids lourds. L'application au véhicule particulier reste largement à évaluer.

Sur le plan méthodologique, ces travaux proposent différentes approches qui alimentent utilement nos travaux et nous permettront de proposer une méthodologie globale d'évaluation du potentiel de récupération de l'énergie à l'échappement, appliquée aux véhicules particuliers.

Chapitre II: **Analyse Energétique et Exergétique**

Ce chapitre présente une analyse préliminaire sur la récupération de l'énergie basée sur une analyse thermodynamique énergétique et exergétique du moteur à combustion interne.

Une application des notions d'énergie et d'exergie est effectuée par la suite sur 3 moteurs à combustion interne, avec des données issues de résultats expérimentaux obtenus sur banc d'essais moteur.

Cette étude permet d'évaluer le potentiel théorique de récupération de l'énergie à l'échappement, ainsi que sur les différents fluides du moteur. La variation de ce potentiel avant et après la turbine du turbocompresseur est aussi étudiée. Nous montrons aussi la variation de ce potentiel pour les deux types de moteur à allumage commandé et Diesel sur les différentes zones du champ de fonctionnement du moteur.

La méthodologie de calcul est présentée, et les différentes formules utilisées sont explicitées.

L'analyse en stationnaire est directement basée sur les résultats d'essais moteur alors que l'analyse transitoire sur cycles de conduite, est basée sur la simulation.

II.1 *Analyse basée sur l'exergie*

Dans le premier chapitre nous avons défini l'exergie et son utilisation comme indicateur de potentiel de récupération de l'énergie. Dans cette partie nous allons utiliser cette notion et l'appliquer sur plusieurs types de moteurs.
Dans cette étude, l'exergie thermomécanique est utilisée pour le potentiel de récupération dans les gaz d'échappement. Les énergies potentielles des gaz ainsi que l'aspect chimique de l'exergie ont été négligées. L'exergie est alors donnée par la relation suivante:

$$ex = h_{exh} - h_0 - T_0.(s_{exh} - s_0) \quad \textbf{(II-1)}$$

II.2 *Moteur D4FT*

Le moteur D4FT est un moteur à essence de 1.2L de cylindrée, suralimenté, d'une puissance effective maximale de 74 kW comme le montre la **Figure II-1**. Des résultats d'essais obtenus sur ce moteur sont utilisés pour alimenter cette étude.

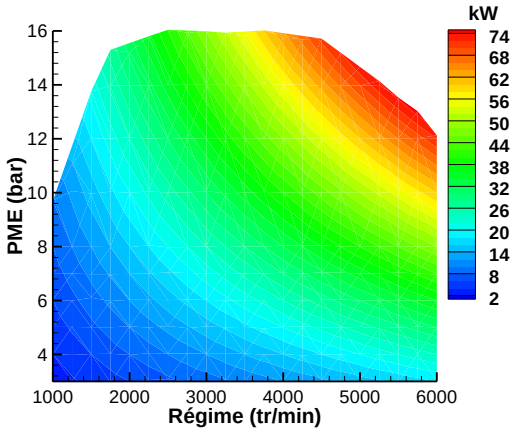


Figure II-1 : Puissance effective moteur D4FT

II.2.1 Hypothèses de calcul

Les calculs sur le moteur D4FT, sont réalisés à partir des mesures de température, débit et pression des gaz d'échappement. Les hypothèses suivantes sont utilisées :
-Le gaz est considéré comme parfait ;
-Le calcul des propriétés des gaz est basé sur le modèle THPN (THermal PNeumatic) d'AMESim (explicité en annexe)
La puissance du fluide est calculée à partir de la relation suivante :

$$P_{exh} = \dot{m_{exh}}.(h_{exh}(T) - h_{exh}(T_0)) \quad \textbf{(II-2)}$$

avec [85] :

$$h(T) = cpc.cp_0.T_0 + cp_0.\Delta T.(cpc + cpt.\frac{\Delta T}{2} + cpt_2.\frac{\Delta T^2}{3}) \quad \textbf{(II-3)}$$

avec $\Delta T = T - T_0$ et les constantes Cp sont définies dans le modèle de gaz

Soit donc :

$$h(T_0) = cpc.cp_0 T_0 \quad \textbf{(II-4)}$$

A partir de l'équation **(II-1)** l'exergie est alors [86] :

$$ex_{exh} = h_{exh} - h_0 - T_0\left(\int_{T_0}^{T_{exh}} \frac{Cp(T)}{T} dT - r.\int_{P_0}^{P_{ex}} \frac{dP}{P}\right) \quad \textbf{(II-5)}$$

h_{exh} est l'enthalpie totale des gaz d'échappements, h_0 l'enthalpie des gaz d'échappements à la température de référence T_0

Cp la constante spécifique des gaz d'échappement

T_{exh}, P_{ex} respectivement la température et la pression des gaz d'échappement

et T_0, P_0 la température et pression ambiantes de référence, respectivement 293,15K et 1,013 bar.

Ainsi la puissance exergétique sera calculée par :

$$P_{ex} = \dot{m}_{exh}.ex \quad \textbf{(II-6)}$$

La puissance du carburant est calculée par :

$$P_{carb} = \dot{m}_{carb}.PCI \quad \textbf{(II-7)}$$

L'exergie du carburant (comme présenté dans le premier chapitre), est définie par l'enthalpie libre du carburant. La corrélation donnée par Rakopoulos et al. [8] est utilisée pour un carburant de formule C_xH_y :

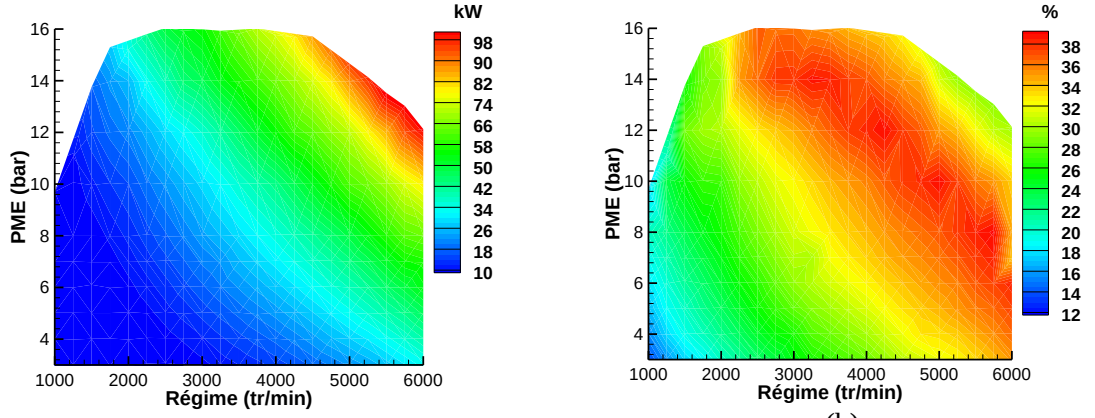
$$ex_{fuel} = PCI.(1{,}04224 + 0{,}011925\frac{x}{y} - \frac{0.042}{y}) \quad \textbf{(II-8)}$$

Dans notre cas le carburant est l'octane C_8H_{18} et l'application de l'équation **(II-8)** donne une valeur d'exergie du carburant 1.0638.*PCI*

La puissance exergétique du carburant est alors :

$$P_{carb-gibbs} = \dot{m}_{carb}.1{,}0638.PCI \quad \textbf{(II-9)}$$

II.2.2 Résultats en stationnaire



(a) (b)

Figure II-2: (a) Flux d'énergie à l'échappement en amont de la turbine du D4FT, (b) Flux d'énergie en pourcentage de la puissance du carburant.

La **Figure II-2**(a) montre la puissance des gaz à l'échappement. La puissance énergétique est calculée à partir de l'équation **(II-2)**. La puissance à l'échappement augmente avec le régime et la charge. A iso-charge moteur (PME constante), lorsque le moteur tourne à plus grande vitesse, le nombre de cycles par seconde augmente ce qui fait une énergie refoulée moyenne plus élevée. A iso-régime, en augmentant la charge, le moteur admet plus d'air ainsi qu'une plus grande masse de carburant ce qui a pour conséquence une énergie plus élevée à l'échappement.

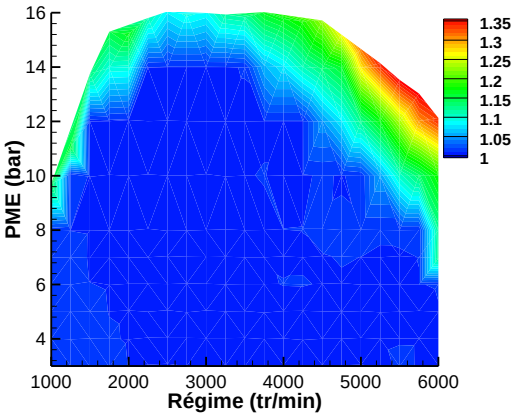
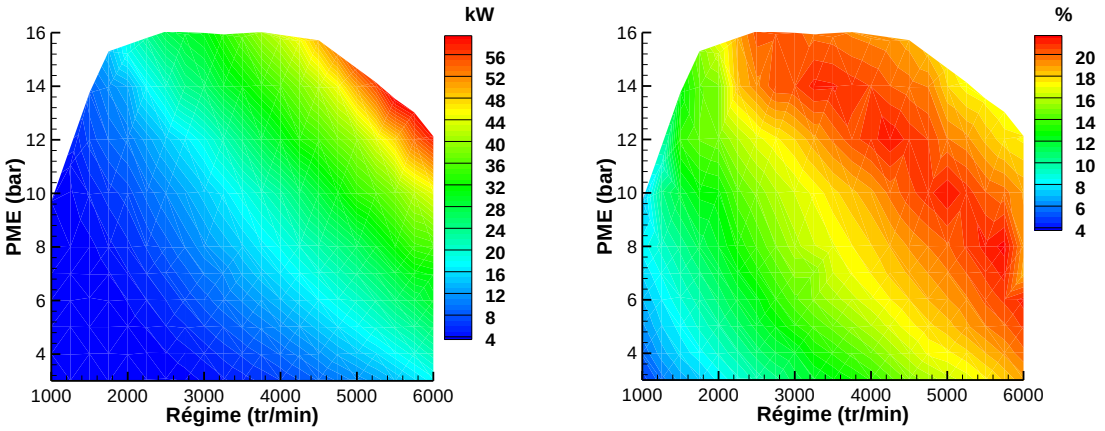


Figure II-3: richesse du moteur D4FT

La zone de fonctionnement urbain conduit à une puissance à l'échappement relativement faible. Dans cette zone le moteur est faiblement chargé et le régime moteur reste également faible. Dans la partie extra urbaine les points sont plus chargés et la puissance est relativement élevée.

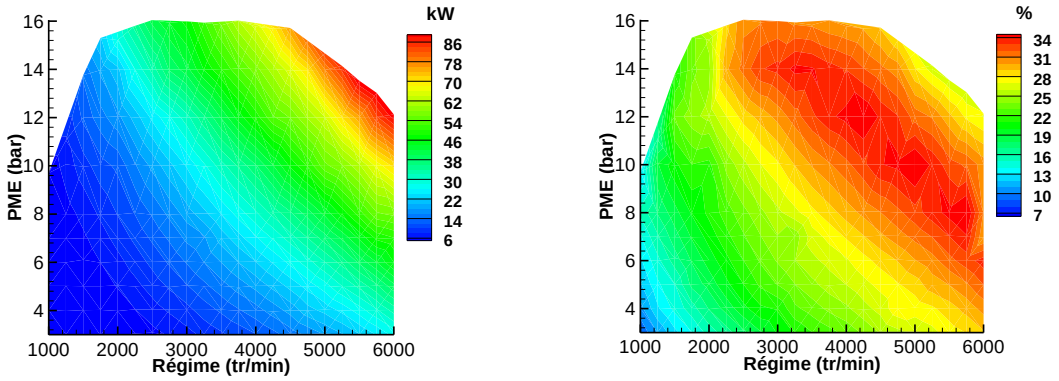
En pourcentage par rapport à la puissance du carburant, la puissance des gaz d'échappement augmente avec la charge et le régime jusqu'à une certaine limite où elle se met à décroitre (**Figure II-2** b). En augmentant en charge, le pompage diminue dans un moteur essence car le papillon est plus ouvert et les pertes de charge est réduite au niveau de ce dernier, ainsi les frottements en pourcentage diminuent car les frottements dépendent principalement du régime. Les transferts thermiques augmentent en quantité mais en pourcentage de puissance carburant ils diminuent comme nous avons vu dans le premier chapitre. Ce qui fait que la proportion d'énergie refoulée à l'échappement augmente avec la charge. Au-delà d'une certaine zone, le mélange air carburant est fortement enrichi (Figure II-3) pour refroidir les gaz d'échappement. Le débit de carburant augmentant plus rapidement que l'énergie échappement, le pourcentage d'énergie du carburant à l'échappement diminue.



(a) (b)

Figure II-4: (a) Flux d'exergie à l'échappement amont turbine du D4FT, (b) en pourcentage de la puissance exergétique du carburant

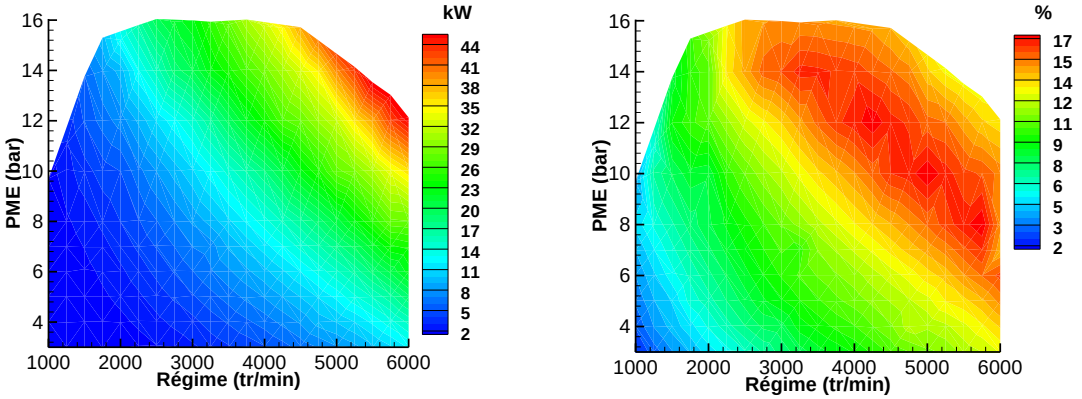
La **Figure II-4** montre les puissances exergétiques des gaz d'échappement. Cette puissance est calculée à partir de l'équation **(II-6)**. Les formes des figures sont similaires aux flux d'énergie de la **Figure II-2.** La différence est la partie anergie qui est la forme d'énergie non récupérable en travail mécanique. L'exergie représente la valeur du travail théorique maximal pouvant être atteinte. L'exergie croit aussi avec la charge et le régime. En termes de pourcentage par rapport à la puissance exergétique du carburant, les valeurs augmentent avec le régime et la charge, jusqu'à atteindre la zone où la richesse dépasse 1 et le mélange devient riche. Comme indiqué précédemment, dans ce cas on refroidit le gaz d'échappement par excès du carburant, ce qui fait que le potentiel de travail mécanique décroit en pourcentage de la puissance mécanisable de carburant.



(a) (b)

Figure II-5: (a) Flux d'énergie échappement en aval de la turbine du D4FT, (b) flux d'énergie en pourcentage par rapport au PCI carburant

La **Figure II-5** montre les puissances énergétiques en aval de la turbine. Cette figure est similaire à la **Figure II-2** mais la puissance prélevée par le turbocompresseur pour suralimenter le moteur en comprimant l'air à l'admission, est retranchée. Une partie de l'énergie est également dissipée sous forme de transferts thermiques entre la turbine et le compresseur et le milieu ambiant. Ce point sera par la suite étudié.



(a) (b)

Figure II-6: (a) Flux d'exergie en aval de la turbine du D4FT, (b) Flux d'exergie en aval de la turbine en pourcentage par rapport à l'exergie du carburant

La **Figure II-6** montre les puissances d'exergie en aval de la turbine. La différence avec la **Figure II-4** est que le turbocompresseur a utilisé une partie de l'exergie des gaz d'échappement, pour la transformer en travail de compression, et une autre partie de l'exergie des gaz est dégradée en transferts thermiques ou en pertes internes résultant du frottement du fluide (représenté par le rendement de turbine) pour contribuer à la formation d'anergie.

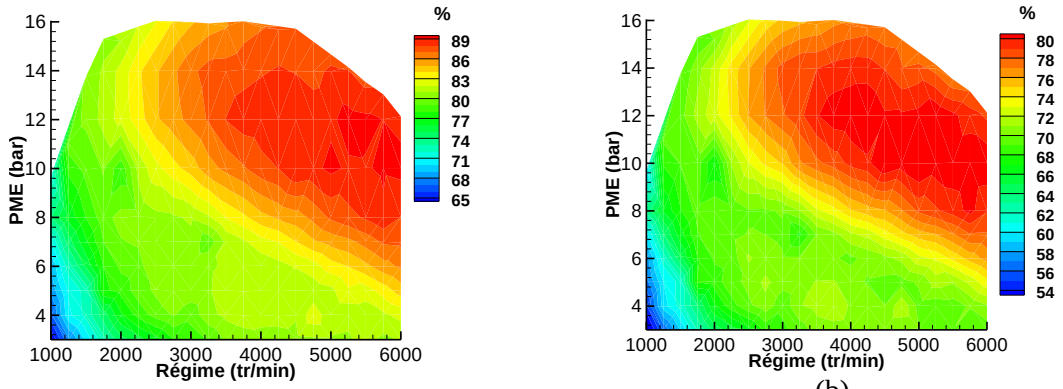


Figure II-7: (a) Pourcentage d'énergie en aval sur énergie en amont turbine. (b) Pourcentage d'exergie en aval sur exergie en amont

La **Figure II-7** montre le pourcentage d'énergie en aval de la turbine par rapport à l'amont. Sur les zones de haut régime et forte charge, la part d'énergie récupérée par la turbine est faible (jusqu'à 90% d'énergie restante). Cela est dû à l'ouverture de la waste gate. A bas régime et faible charge, ce pourcentage est sensiblement plus élevé. Pour mieux comprendre ce phénomène, la puissance du compresseur relativement à la puissance récupérée par la turbine est représentée sur la **Figure II-8.**

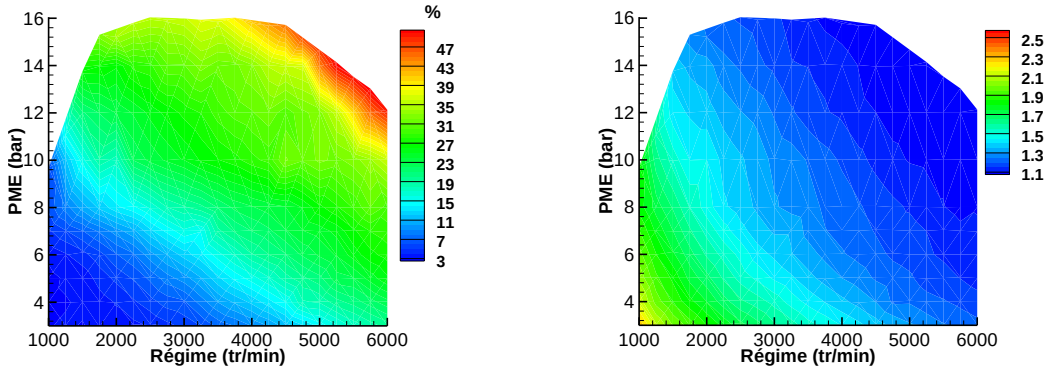


Figure II-8: (a) Pourcentage de la puissance du compresseur par rapport à la puissance récupérée par la turbine, (b) Différentiel d'énergie sur différentiel d'exergie en amont et en aval de la turbine

Ainsi, entre 0 et 48% de la puissance prélevée à la turbine est récupérée au niveau du compresseur. Sur les bas régimes et faibles charges, la puissance récupérée par le compresseur est faible car la demande en suralimentation est faible. La puissance consommée par la turbine est alors essentiellement due aux transferts thermiques avec le compresseur ou le milieu ambiant. Sur ces zones du champ moteur, les transferts thermiques à la turbine sont en effet élevés et on s'éloigne de l'hypothèse d'adiabaticité comme montré par des essais réalisés sur banc d'essais turbocompresseur par Chessé et al. [87]. Notons que ces résultats dépendent aussi de l'emplacement des thermocouples qui influe sensiblement sur l'évaluation des échanges thermiques. Ceci peut également être observé à partir du rapport entre le différentiel d'énergie et d'exergie en amont et en aval de la turbine (**Figure II-8** b) qui confirme d'une autre manière la contribution élevée des échanges thermiques sur la chute d'enthalpie dans la turbine. Le rapport énergie/exergie comme le montre la Figure 8 est supérieur à 1 en cas de non adiabaticité, et donc si on revient à la **Figure II-8** b on voit bien que ce rapport est élevé sur la zone où les transferts thermiques sont importants. L'enthalpie est transformée en chaleur. Puis ce rapport diminue lorsque les échanges sont relativement faibles et que le travail mécanique au niveau du compresseur est plus important.

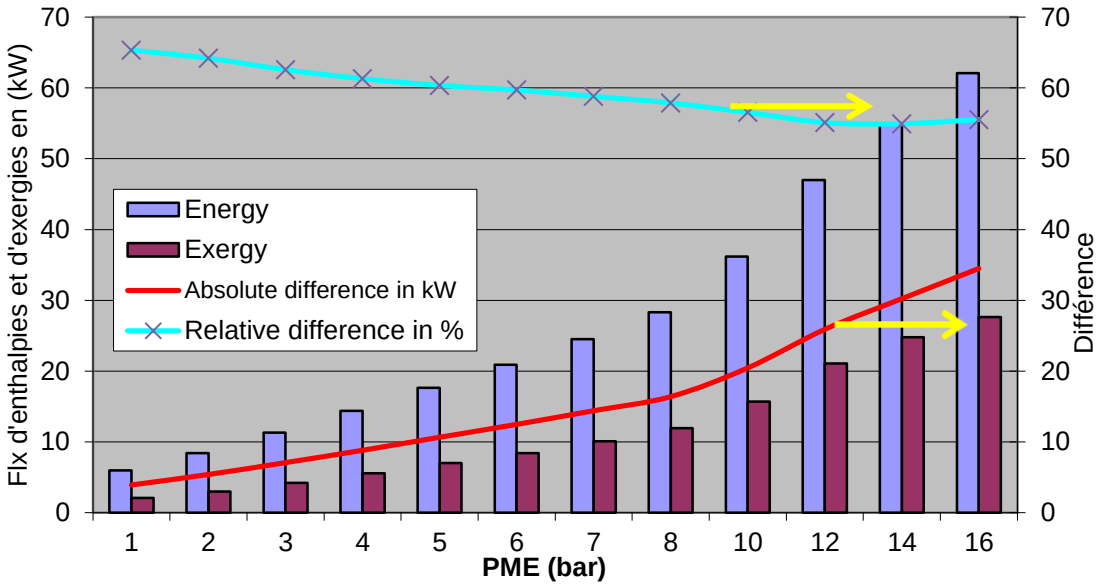


Figure II-9: Flux d'énergie et d'exergie en sortie de turbine à 4000 tr.min^{-1} et pour différentes charges (PME) du moteur D4FT

La **Figure II-9** montre la différence des flux d'enthalpie et d'exergie en sortie de turbine en fonction de la charge moteur à un régime fixe de 4000 tr.min^{-1}. Plus la charge augmente, plus le potentiel de récupération d'énergie augmente. Ces résultats sont cohérents avec des valeurs présentés par Teng et al. [88]. Les irréversibilités ou partie non récupérable de l'énergie (anergie) augmentent en valeur absolue à cause de l'accentuation des pertes internes dues à la viscosité du fluide et des échanges thermiques qui causent la création d'entropie. Mais relativement à l'énergie existante à l'échappement, ces irréversibilités chutent légèrement (courbe en bleue).

II.2.3 Etude en transitoire

Pour l'analyse en transitoire, on s'est servi d'un modèle de véhicule Renault Clio-Estate déjà calibré sur le cycle NEDC.

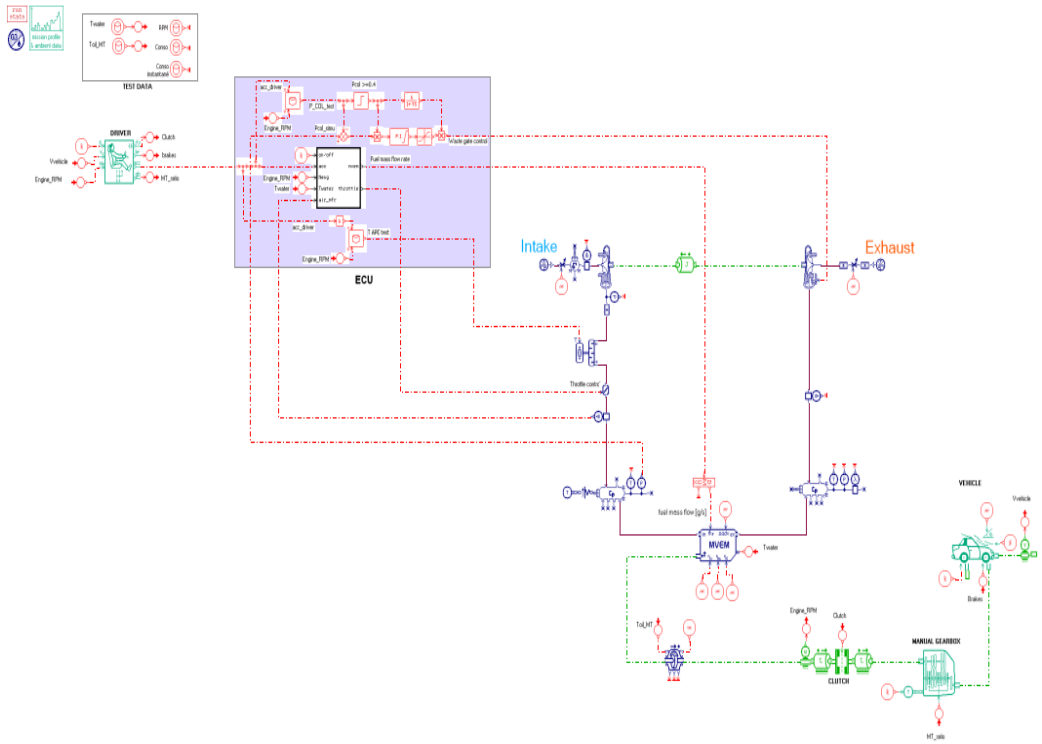


Figure II-10: Modèle de véhicule Clio Estate avec modèle de moteur moyen D4FT

La **Figure II-10** montre le modèle AMESim du véhicule. Ce modèle comporte, un modèle de véhicule, un modèle moyen du moteur D4FT, un contrôle simple pour suivre le cycle, la boîte de vitesses et un modèle de conducteur. Dans le modèle moyen du moteur (expliciter en annexe) sont renseignées les cartographies de rendement volumétrique, rendement indiqué et rendement d'échappement (pourcentage d'énergie passant à l'échappement). Ce modèle de véhicule permet de faire fonctionner le moteur sur des cycles de roulage et par suite identifier le potentiel d'énergie récupérable à l'échappement sur ces mêmes cycles. Les calculs sont effectués à moteur chaud car le modèle ne prend pas en compte le réchauffement du moteur. Le potentiel de récupération d'énergie à l'échappement est calculé à chaque instant du cycle. Les résultats obtenus sur cycle NEDC sont présentés **Figure II-11**.

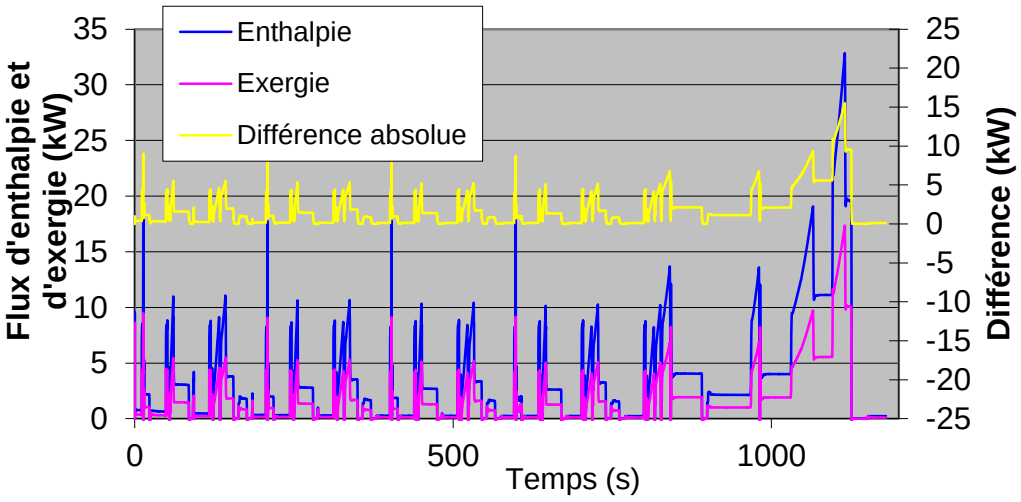


Figure II-11: Flux d'enthalpie et d'exergie en aval turbine sur le cycle NEDC pour le D4FT

Comme le montre la **Figure II-11**, le potentiel de récupération est relativement faible sur les parties urbaines du cycle (ECE) à cause des faibles régime et charge du moteur sur ces zones. Le potentiel est meilleur sur la zone extra-urbaine (EUDC) où le moteur fonctionne sur des régimes et charges plus élevées. La courbe en jaune montre la différence entre les deux flux, qui représente le flux d'anergie. Comme déjà discuté, cette anergie augmente en valeur absolue sur les fortes charges et hauts régimes. Ces résultats sont cohérents avec l'étude précédente (**Figure II-5, Figure II-6**) où l'on situe les points du cycle sur le champ moteur.

II.3 *Moteur F4RT*

Le moteur F4RT est un moteur essence de 2L de cylindrée, avec suralimentation et refroidissement de l'air de suralimentation. La puissance maximale de ce moteur est de 120 kW (**Figure II-12**).

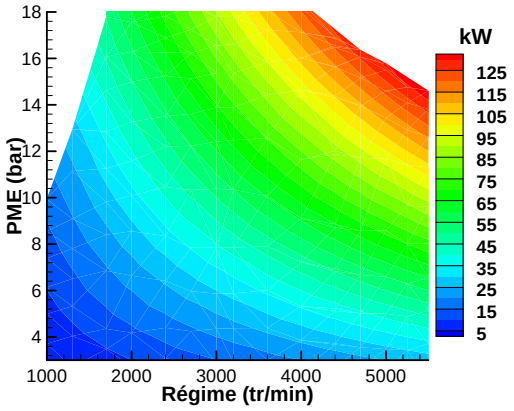
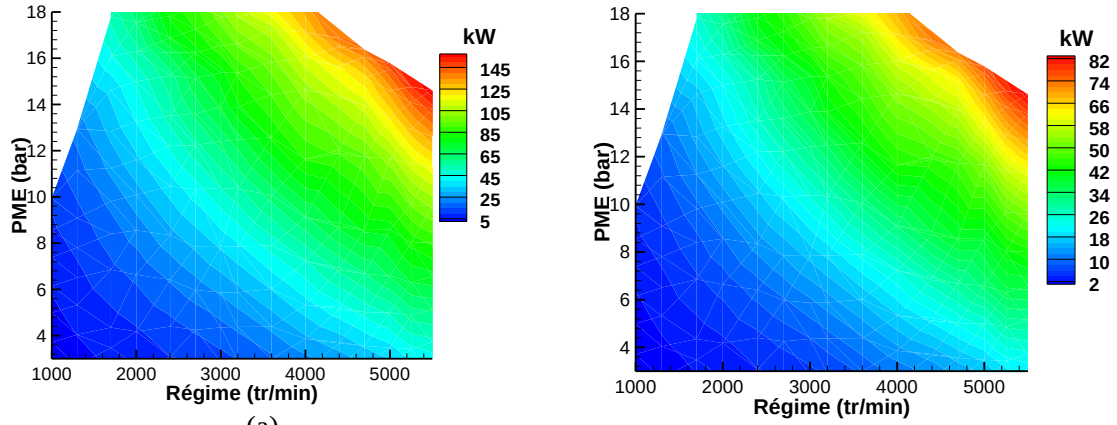


Figure II-12: Puissance effective du moteur F4RT

II.3.1 Résultats en stationnaire

En stationnaire, les calculs sont réalisés sur les valeurs issues des essais moteur. Les enthalpies et exergies échappement sont calculées de la même façon que pour le moteur D4FT avec les hypothèses du paragraphe 1. Seule l'étude des conditions en aval de la turbine est présentée ici compte tenu du manque de mesures en amont de la turbine.



(a) (b)

Figure II-13: Flux d'énergie (a) et flux d'exergie (b) à l'échappement du moteur F4RT

La **Figure II-13** montre que les flux d'énergie (a) à l'échappement du moteur F4RT sont faibles dans la zone de bas régime et faible charge où se situent les points du cycle NEDC.

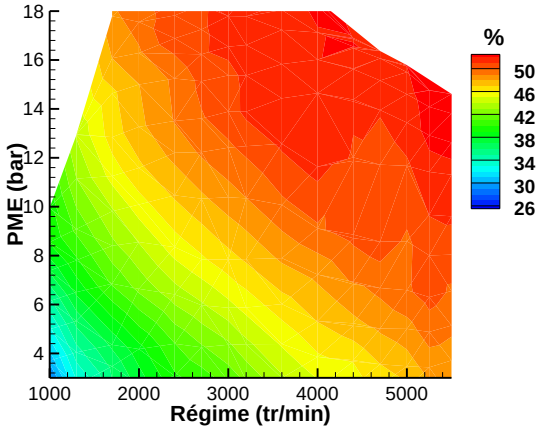


Figure II-14: Pourcentage d'exergie / énergie échappement

Comme pour le moteur D4FT, l'exergie à l'échappement augmente avec l'augmentation de la charge et du régime, entre 26 et 52% de l'énergie existante sur le champ moteur (**Figure II-14**).
Le pourcentage d'exergie échappement varie entre 14% et 30% de l'énergie fournie par le carburant (**Figure II-15**). En comparant ce moteur au moteur D4FT, on constate que ce dernier semble fonctionner sur des points de meilleur rendement (ces points charges et régimes viennent du simulateur de la **Figure II-10**), parce que relativement plus chargés compte tenu de la plus faible cylindrée (1,2L au lieu de 2L). L'allure est cependant la même pour les deux moteurs et en accord avec les résultats présentés par Duparchy et al[21] pour un moteur essence. L'évolution de ces allures pour un moteur Diesel seront présentées ultérieurement.

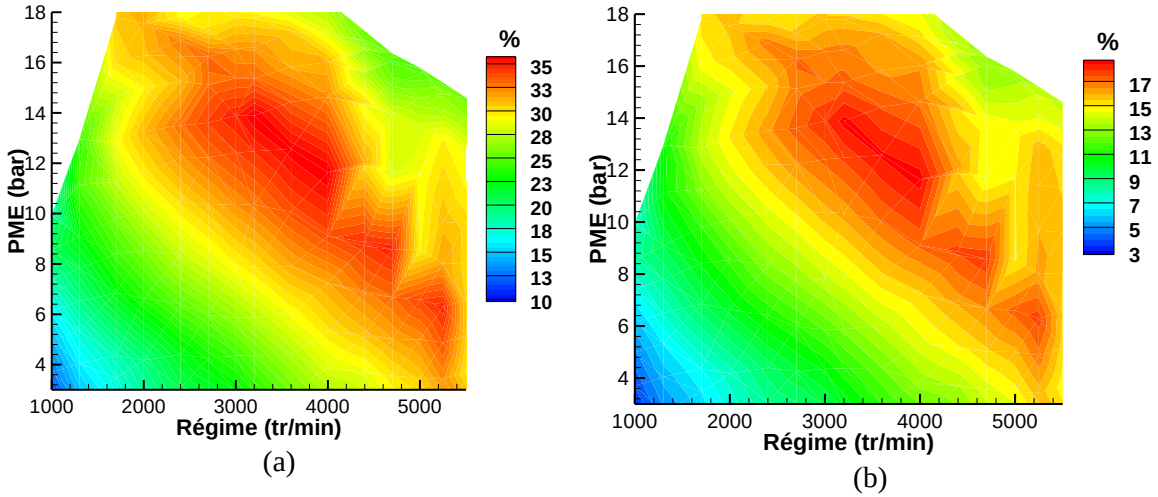


Figure II-15: (a) Pourcentage de flux d'énergie échappement réduit au PCI carburant, (b) Pourcentage de flux d'exergie échappement réduit à l'exergie du carburant

II.3.2 Etude en transitoire

La **Figure II-16** montre la répartition ou le chemin des flux d'énergie du modèle du véhicule laguna III GT à moteur F4RT. Ce modèle intègre un modèle de moteur moyen similaire à celui utilisé pour le modèle de Clio Estate cité précédemment, un modèle de véhicule, la masse moteur, le circuit électrique (batterie, alternateur…), le circuit de lubrification (huile moteur), ainsi que le circuit de refroidissement. Précédemment, les bilans d'énergie et d'exergie à partir de l'énergie du carburant ont été présentés.

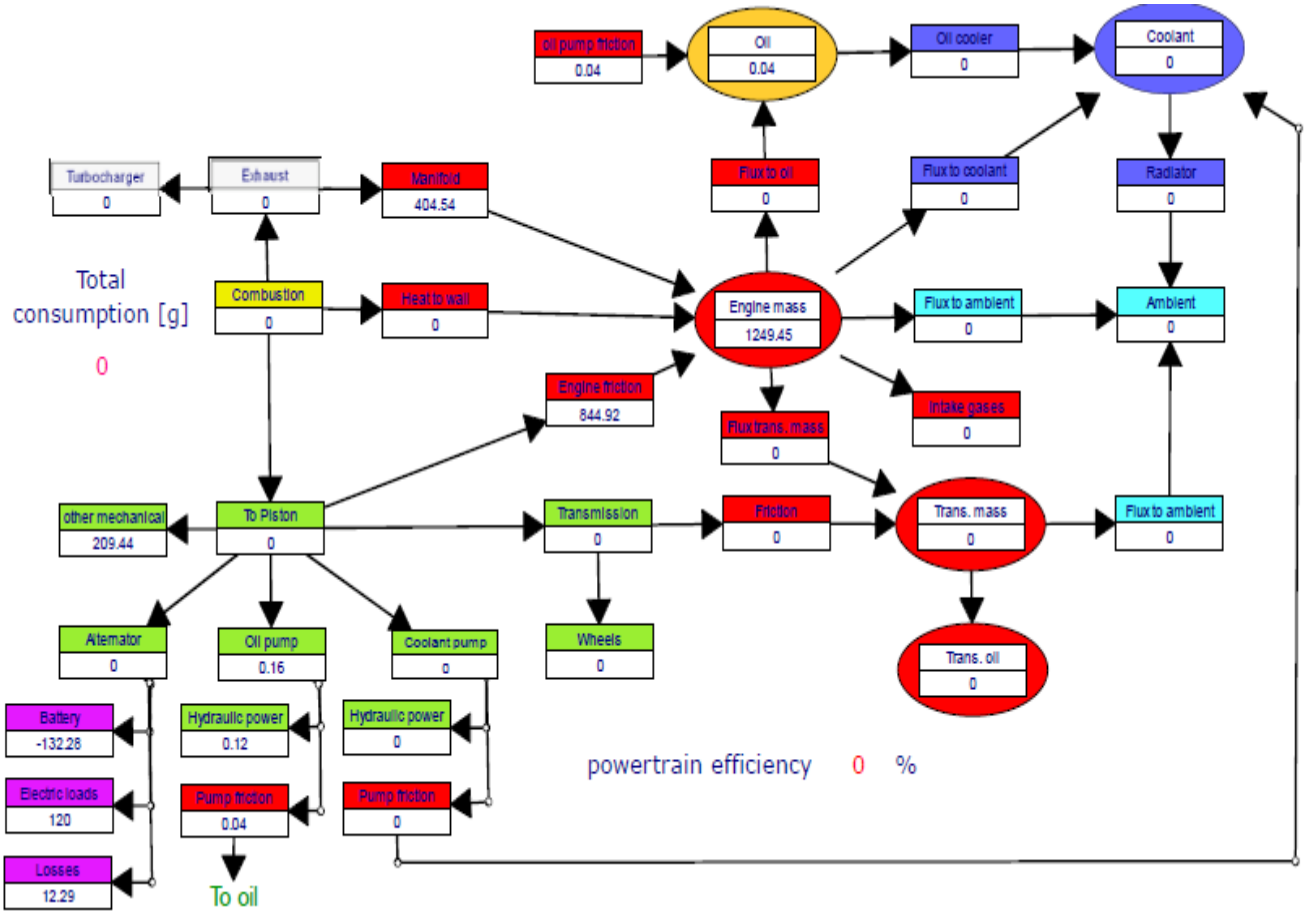


Figure II-16 : Flow chart du modèle véhicule laguna III GT

Afin de comprendre la thermodynamique globale du moteur, c'est-à-dire la façon dont l'énergie et l'exergie du carburant sont utilisées, transférées ou perdues, des bilans d'énergie et d'exergie sont calculés avec ce modèle. Les bilans d'énergie sont réduits au PCI du carburant, et les bilans d'exergie à l'exergie du carburant. On considère différents types de bilans. Un premier se situe au niveau de la chambre de combustion : l'énergie du carburant se transforme en travail indiqué, en transferts thermiques aux parois et en énergie expulsée à l'échappement. Un deuxième bilan est un bilan d'énergie global, sur lequel on peut identifier plusieurs sources de récupération d'énergie : le fluide de refroidissement, les gaz d'échappement et l'huile moteur. Un troisième bilan est un bilan exergétique au niveau de ces fluides : les gaz d'échappement, l'eau et l'huile moteur.

Au niveau de la chambre de combustion, le modèle calcule la part de l'énergie de combustion passant à l'échappement. Un modèle de masses métalliques de culasse et de collecteur d'échappement permet de calculer la part de l'énergie des gaz d'échappement dissipée en transfert thermique. L'énergie restante passera par la turbine du turbocompresseur. Le calcul des puissances des gaz d'échappements amont turbine est réalisé à partir des équations **(II-2),** et **(II-6).**

Pour les analyses du circuit de lubrification et de refroidissement, la variation d'exergie thermomécanique est calculée au niveau des échangeurs. Ainsi la variation d'exergie thermomécanique est égale à l'exergie thermique dans le cas d'une machine idéale, car le fluide n'échange aucun travail technique, il s'agit d'un simple transvasement.

Le calcul de l'exergie se ramène à l'équation (I-32) du chapitre 2 :

$$ex_{water} = Q_{water}.(1 - \frac{T_0}{T_{water}}) \qquad \textbf{(II-10)}$$

Dans le modèle AMESim, l'eau reçoit sa puissance thermique : de la masse du moteur par convection, de la puissance transférée par l'échangeur d'huile et de la puissance de frottement de la pompe à eau. La puissance reçue par l'eau est donc la somme de ces trois puissances. Notons que cette puissance est utilisée pour chauffer l'eau dans la phase transitoire de rechauffage du moteur (warm up) quand le thermostat est fermé, et sera évacuée par le radiateur en stationnaire quand le thermostat est ouvert.

La puissance de l'huile est calculée par la somme du flux venant de la masse du moteur et de la puissance des frottements de la pompe à huile. La même formule de l'exergie est utilisée :

$$ex_{oil} = Q_{oil}.(1 - \frac{T_0}{T_{oil}}) \qquad \textbf{(II-11)}$$

L'étude est réalisée sur le cycle d'homologation NEDC. La puissance est intégrée sur le cycle pour faire un bilan d'énergie.

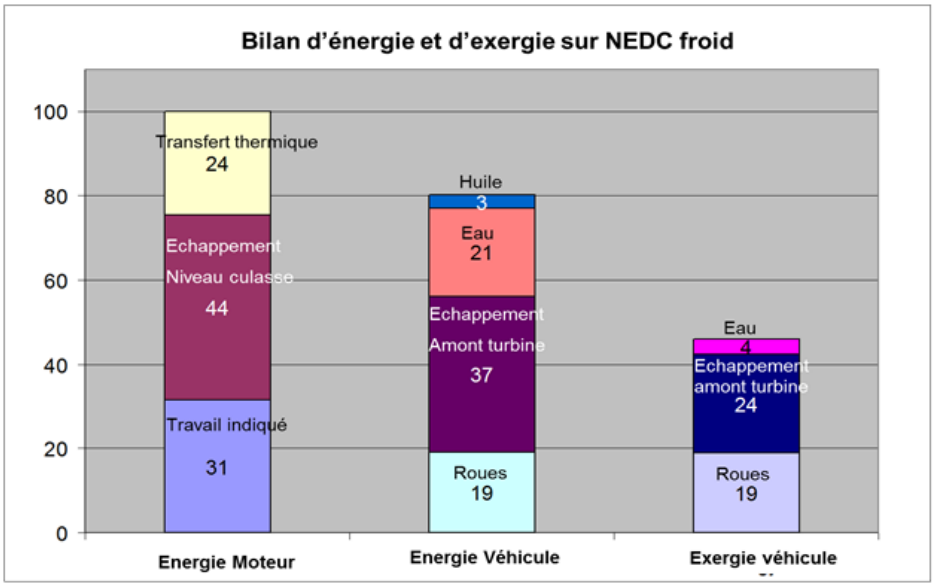


Figure II-17 : Bilan d'énergie et d'exergie sur NEDC froid

Sur la **Figure II-17**, la première colonne représente la distribution d'énergie du carburant au niveau de la chambre de combustion, la colonne au milieu représente la distribution d'énergie ramenée à l'énergie du carburant à l'échelle du véhicule. Ce bilan est inférieur à 100%, car n'ont pas été prises en compte les pertes par rayonnement au niveau du moteur, par frottement au niveau du véhicule, … Dans cette étude nous nous sommes focalisés sur les fluides moteurs.

Notons que les 44% d'énergie échappement indiquée dans la première colonne sont calculés en sortie de la chambre de combustion alors que les 37% de la deuxième colonne sont calculés en amont de la turbine, à un endroit où une partie de l'énergie a été transmise à l'eau via la culasse, ou à l'air par rayonnement et convection via le collecteur d'échappement.

La troisième colonne représente les exergies. Ce cycle est un NEDC froid, cela veut dire que la première partie du cycle (surtout le premier ECE) commence à froid. La température de l'ensemble des fluides et des masses métalliques augmentent ensuite et le fonctionnement du modèle rejoint un NEDC chaud après cette phase de warm up. La phase froide est donc principalement pendant le premier ECE. On remarque que pour l'huile il n'y a rien à récupérer (exergie nulle) et que l'eau représente un faible potentiel de 4% sur le NEDC froid. Seul l'échappement représente un potentiel significatif (24%) en termes d'exergie. A noter que le travail aux roues est lui-même de l'exergie car c'est un travail mécanique.

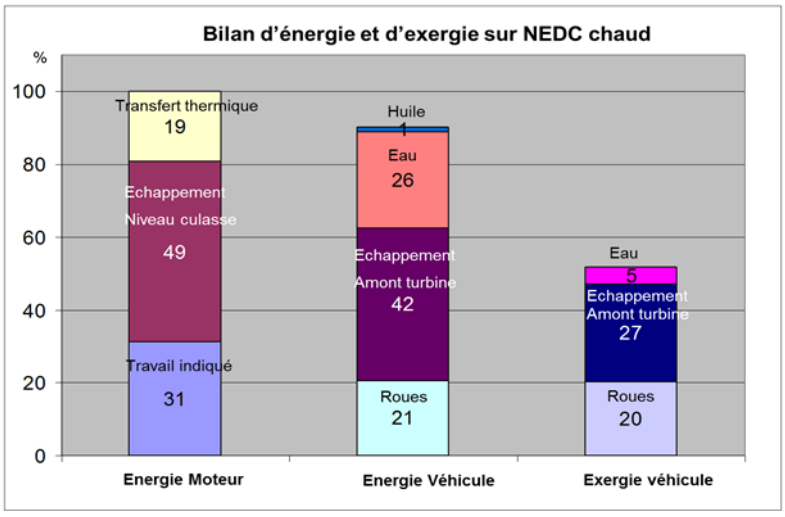


Figure II-18: Bilan d'énergie sur NEDC chaud

Sur le NEDC chaud (**Figure II-18**), on constate qu'au niveau de la chambre de combustion, 49% de l'énergie du carburant passe à l'échappement et 19% en transferts thermiques, contre 44% et 24% respectivement pour le NEDC froid.
En effet, entre les NEDC chaud et froid, le changement le plus important est au niveau du premier ECE: les transferts thermiques sont plus faibles à chaud, par contre sur l'eau moteur on a 21% sur le NEDC froid et 26% pour le NEDC chaud et cela est dû au transfert de l'énergie des gaz d'échappements.

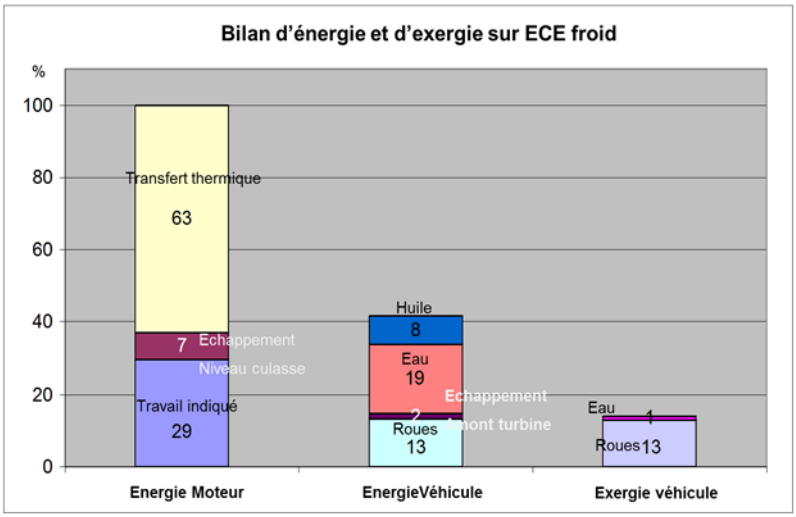


Figure II-19: Bilan d'énergie sur ECE froid

Pour l'ECE froid au niveau de la chambre de combustion (**Figure II-19**), 63% de l'énergie de la combustion est dissipée sous forme de pertes thermiques aux parois, 7% à l'échappement et 29% en travail indiqué.
Bien que ces chiffres donnent une image qualitative correcte de la répartition énergétique sur cycle ECE à froid, ils doivent être pris avec prudence en termes quantitatifs à cause de la difficulté de recalage du simulateur à froid.
Sur l'ECE froid les transferts thermiques sont élevés, à cause de la température froide de la masse du moteur. Dans cette phase, il n'y a presque rien à récupérer, car c'est une phase capacitive au cours de laquelle les différentes masses (masse moteur, eau, huile…) sont amenées à leur température nominale de fonctionnement. L'énergie des gaz d'échappement chauffe les masses métalliques. La température de l'eau durant cette phase n'ayant pas encore atteint sa température nominale, l'exergie de ce fluide est très faible (1%).

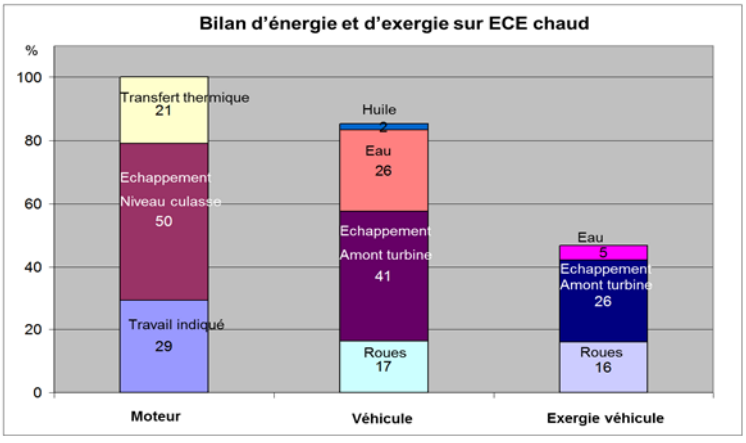


Figure II-20: Bilan d'énergie sur un ECE chaud

Sur l'ECE chaud (**Figure II-20**), le pourcentage d'exergie échappement est de 26%. Il est à noter que 17% de l'énergie est transférée aux roues contre 13 % sur l'ECE froid. Cela est dû aux pertes d'énergies sur le cycle froid, et aux frottements plus importants en particulier.

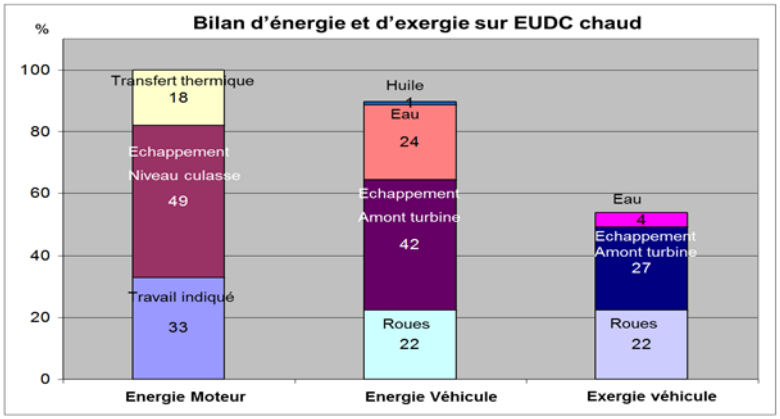


Figure II-21: Bilan d'énergie sur un EUDC

Sur les bilans d'énergie et d'exergie, les résultats pour l'EUDC sont similaires à ceux du NEDC (**Figure II-21**). Le rendement est plus intéressant : 22 % contre 16 % de travail aux roues sur EUDC et ECE à chaud respectivement. Cela est dû au fait que le moteur durant cette phase du cycle est plus chargé, son rendement indiqué est meilleur. Les frottements du moteur et de la transmission sont aussi relativement plus faibles

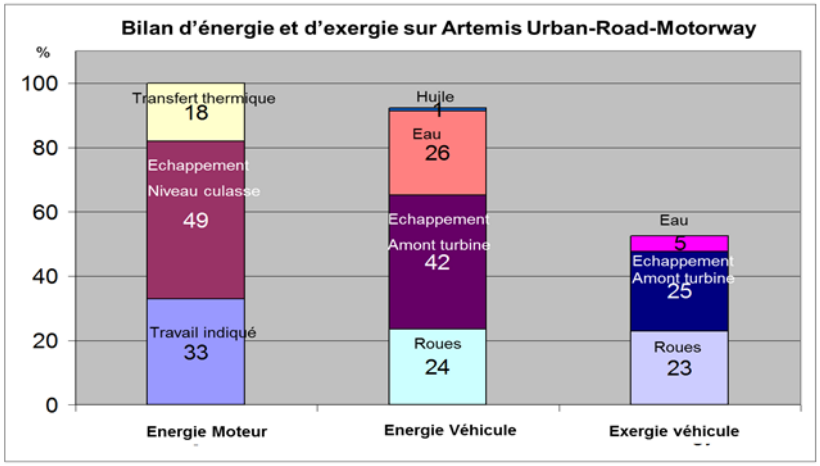


Figure II-22: Bilan d'énergie sur ARTEMIS URM

Pour le cycle ARTEMIS complet URM (Urban-Road-Motorway) (**Figure II-22**), 42% de l'énergie se retrouve à l'échappement en amont turbine et 26% dans l'eau moteur. Les chiffres sont proches de ceux obtenus sur cycle NEDC, alors qu'il était possible de s'attendre à des chiffres plus élevés coté échappement car le moteur est plus chargé. Cependant, en raisonnant en pourcentage, la consommation de carburant est plus importante et les valeurs finales sont comparables.

Tableau II-1: Bilans énergétique et exergétique à l'échappement sur les cycles NEDC et Artemis

Cycle	**Débit enthalpique %**	**Débit exergétique %**
NEDC froid	37	24
NEDC chaud	42	27
ECE froid	2	0
ECE chaud	41	26
EUDC	42	27
Artemis URM	42	25

Les résultats obtenus sur d'autres cycles de conduites sont présentés en annexe.

Cette étude met en évidence le potentiel de récupération de l'énergie des fluides moteur sur cycles. L'exergie est un indicateur du potentiel de mécanisation de l'énergie. En conclusion, d'après les résultats de cette étude, que les gaz d'échappement ont le meilleur potentiel de récupération, grâce à une énergie de meilleure qualité que les autres fluides moteur. Ainsi pour une même quantité d'énergie dans le fluide de refroidissement et dans les gaz d'échappement, ces derniers sont plus favorable pour la récupération et la transformation en énergie mécanique réutilisable.

II.4 *Moteur Diesel 2L*

Ne disposant pas de résultats expérimentaux pour un moteur Diesel, l'étude s'est basée sur un modèle AME-Sim, lui-même déjà calibré par rapport à des résultats d'essais. Le moteur en question est un moteur diesel 2L de puissance 110 kW. La boucle d'air de ce moteur comprend un turbocompresseur à géométrie variable, un circuit EGR avec refroidisseur et refroidisseur d'air de suralimentation.

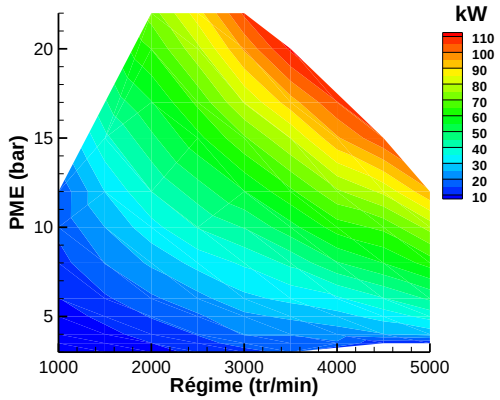


Figure II-23: Puissance effective du moteur Diesel

II.4.1 Simulateur AMESim

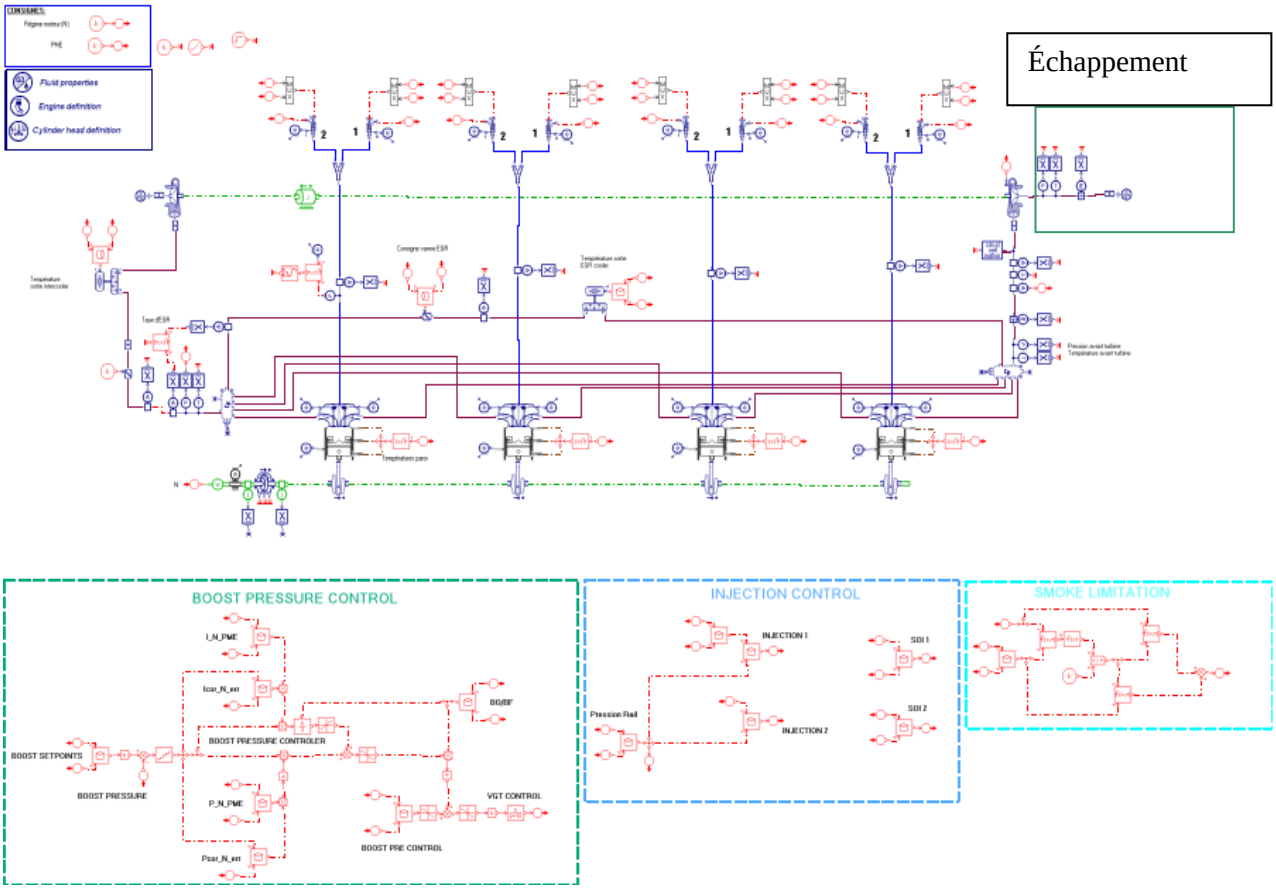


Figure II-24: Modèle Diesel haute fréquence AMESim

Le modèle AMESim est un modèle haute fréquence. Un modèle Barba phénoménologique est utilisé pour la combustion. Le calcul des exergies est fait par la même formule que l'équation **(II-5)**. Les variables utilisées (pression, température…) sont des valeurs moyennées sur les cycles moteur.

II.4.2 Résultats en stationnaire

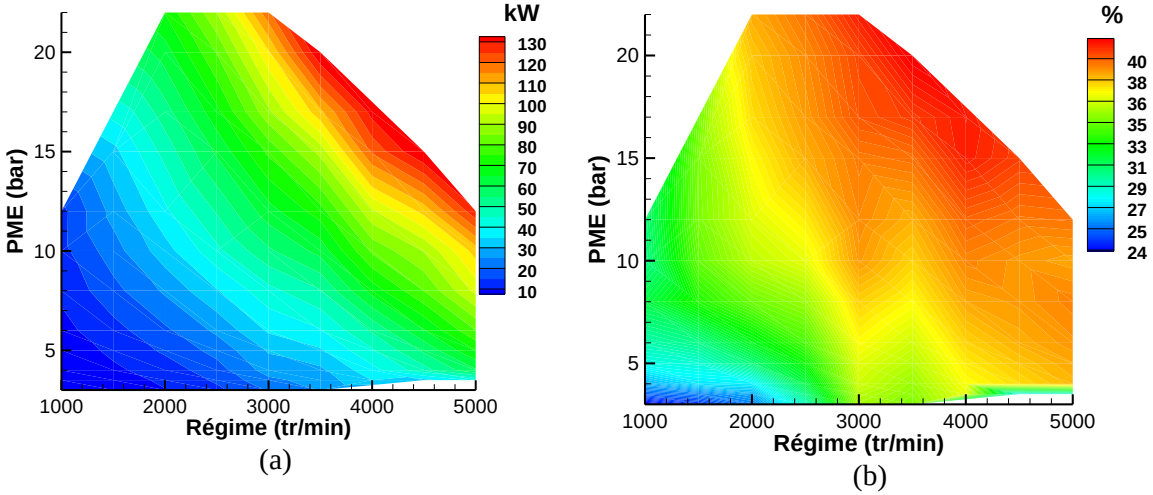
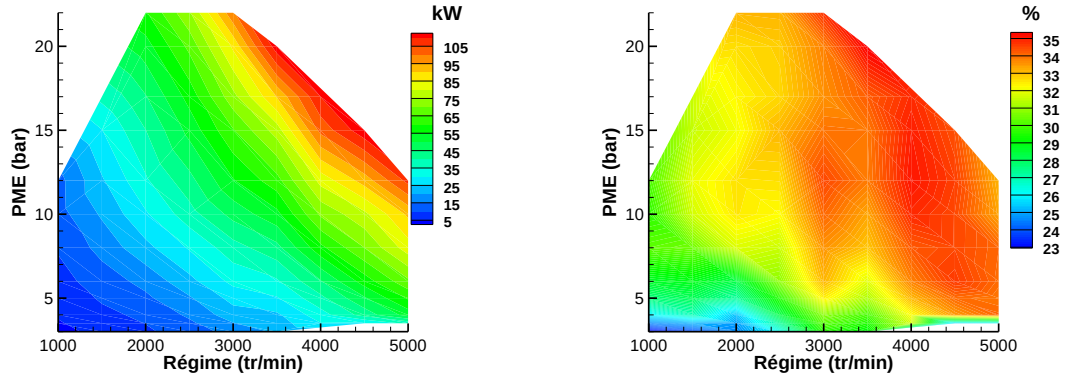


Figure II-25: (a) flux d'enthalpie en amont turbine, (b) flux d'enthalpie en amont turbine en pourcentage de la puissance du carburant

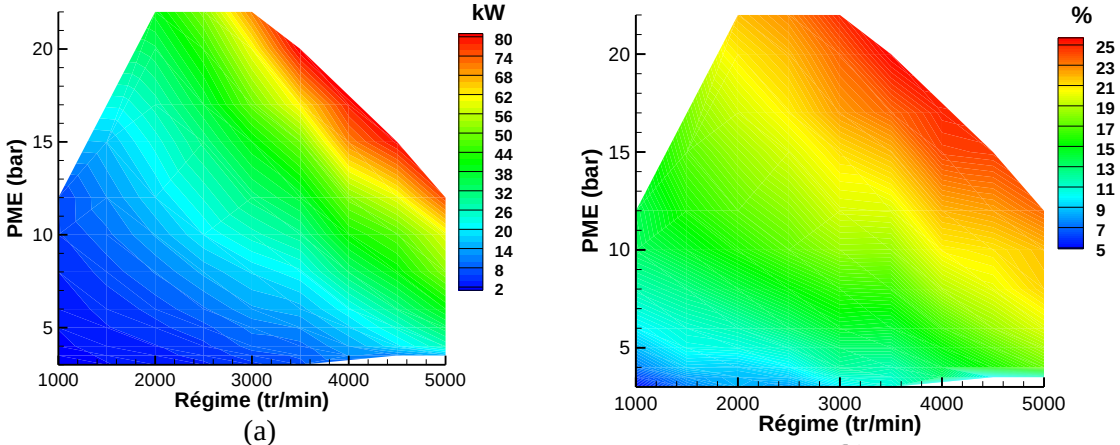
L'allure du flux d'enthalpie en amont de la turbine sur le champ moteur (**Figure II-25**a) est comparable à celle obtenue sur le moteur à essence F4RT de même cylindrée. Les valeurs sont un peu inférieures à celles du moteur F4RT.
Concernant le pourcentage de puissance par rapport au carburant (**Figure II-25**b), entre 24 et 41% de la puissance du carburant est cédée à l'échappement. Par contre, l'allure sur le champ moteur varie sensiblement par rapport à un moteur essence : il n'y a plus de zone au-delà de laquelle les pourcentages chutent comme discutés pour le moteur essence. Cela est dû à une combustion toujours pauvre pour un moteur Diesel. Ainsi la zone de plus haut pourcentage de puissance perdue à l'échappement est à pleine charge et sur les régimes élevés. Les flux d'enthalpie varient entre 24 et 40% de la puissance du carburant.



(a) (b)

Figure II-26: (a) Flux d'enthalpie en aval turbine, (b) flux d'enthalpie en aval turbine en pourcentage de la puissance du carburant

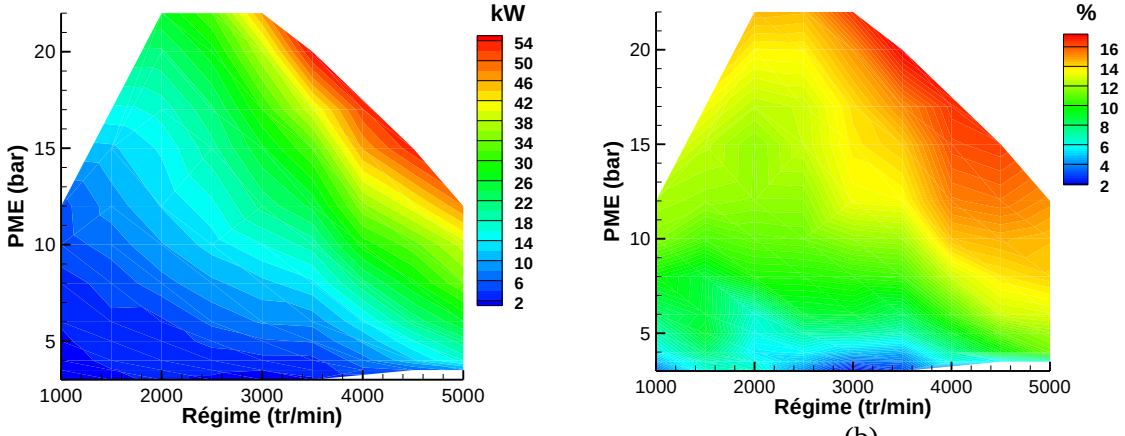
Les valeurs en aval de la turbine sont plus faibles. Le turbocompresseur prélève une partie de l'énergie pour fournir le travail nécessaire à la suralimentation. Le fonctionnement du moteur en roulage urbain se situe sur des zones de faible potentiel.



(a) (b)

Figure II-27: (a) flux d'exergie en amont turbine, (b) flux d'exergie en amont turbine en pourcentage de l'exergie du carburant

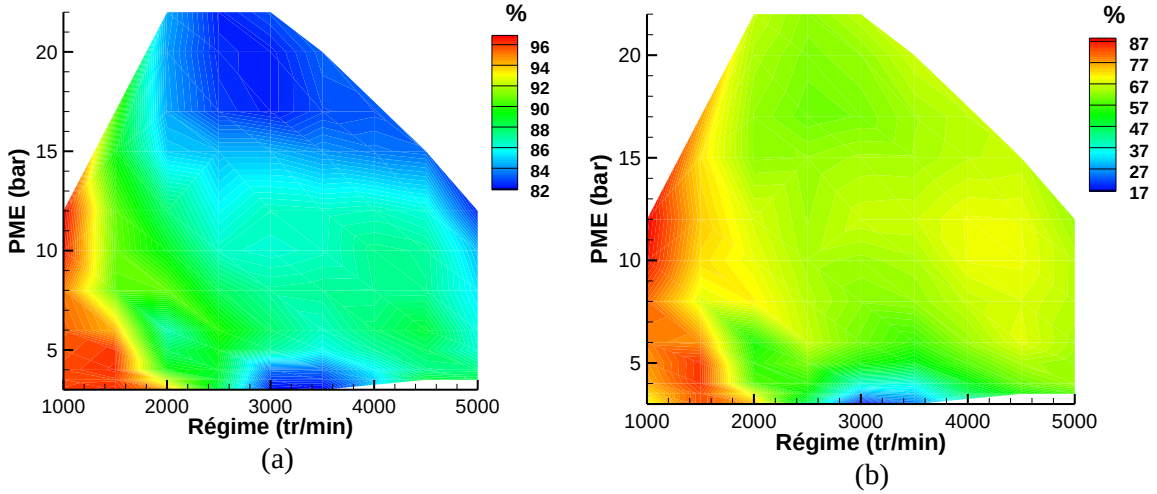
En termes d'exergie (**Figure II-27**), un fort potentiel existe sur les fortes charges et hauts régimes. Les allures sont similaires aux énergies avec une réduction de la partie non récupérables qui est la partie anergie. Cette partie représente l'irréversibilité ou l'énergie détruite lors de l'évolution thermomécanique du système vers son environnement.



(a) (b)

Figure II-28: (a) flux d'exergie en aval turbine , (b) flux d'exergie en aval turbine en pourcentage de l'exergie du carburant

En aval de la turbine l'exergie chute à cause de la récupération d'exergie par le turbocompresseur (**Figure II-28**). Le phénomène constaté expérimentalement sur le moteur D4FT est retrouvé ici par simulation. Le modèle de turbocompresseur étant considéré comme adiabatique, les échanges thermiques ne sont pas pris en compte dans la variation d'exergie au niveau du turbocompresseur.



(a) (b)

Figure II-29: (a) flux d'énergie en aval turbine en pourcentage de l'énergie en amont turbine, (b) Exergie en aval turbine en pourcentage de l'exergie en amont turbine

Pour comprendre ce phénomène, la **Figure II-29** montre le pourcentage d'énergie en aval sur le pourcentage en amont de la turbine. On remarque que sur les faibles régimes et charges 96% de l'énergie est conservée car sur cette zone le turbocompresseur ne fournit pas assez de travail et le moteur fonctionne principalement en mode atmosphérique. Sur les fortes charges, on atteint seulement 16% d'énergie consommée par le turbo-compresseur. Concernant l'exergie, le ratio aval sur amont de la turbine varie entre 20 et 85%. Cela montre que la qualité de l'énergie est faible sur certaine zone, bien que la quantité soit importante.

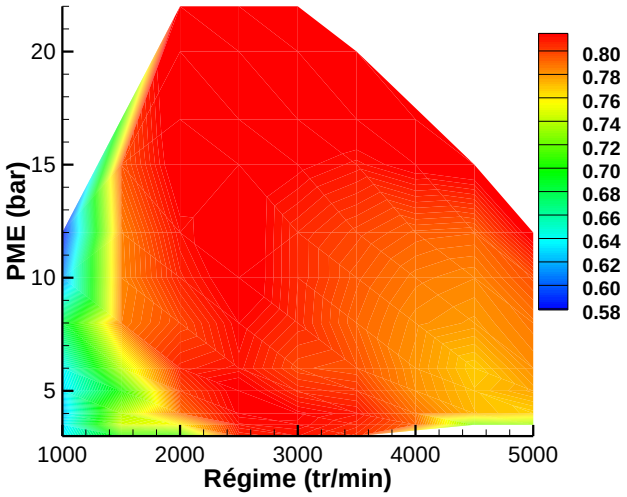


Figure II-30: Différentiel d'énergie / différentiel d'exergie aux bornes de la turbine

La figure ci-dessus représente le rapport des différentiels d'énergie et d'exergie sur le champ moteur. Ce rapport est inférieur à un dans le cas d'une transformation réelle adiabatique (Figure I-5 du chapitre 1). Dans le cas du D4FT la **Figure II-8**, montre bien que ce même rapport est supérieur à 1 lorqu'on n'est pas adiabatique.

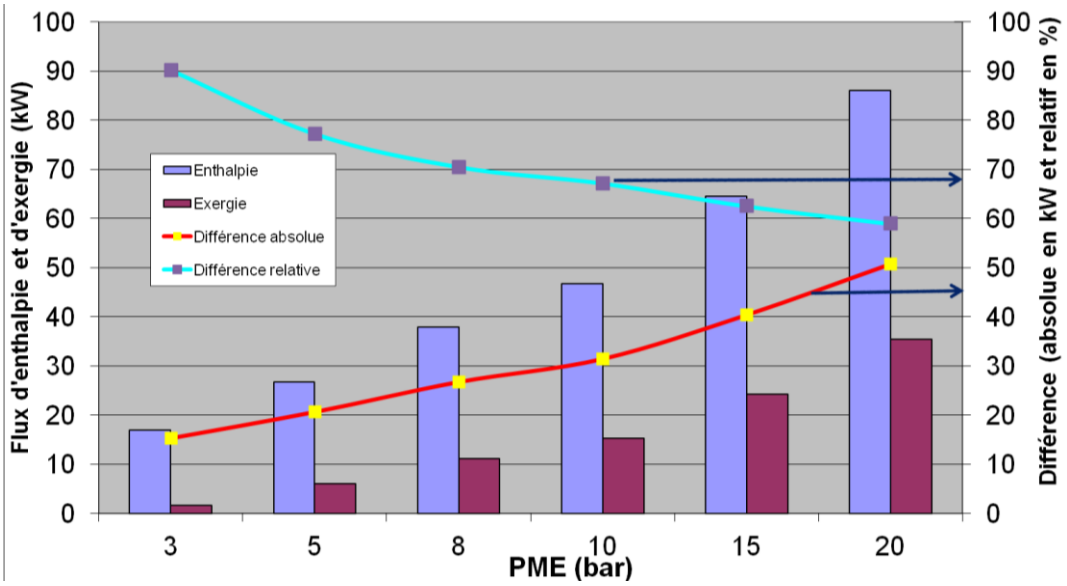


Figure II-31: Flux d'enthalpie et d'exergie à la sortie de la turbine du moteur Diesel 2L

La **Figure II-31** montre l'énergie et l'exergie à la sortie de la turbine ainsi que la différence entre les deux qui représente les irréversibilités ou anergie. Cette anergie augmente en fonction de la charge (courbe rouge) car les conditions thermodynamiques s'éloignent des conditions de l'environnement et les transformations sont de plus irréversibles. Par contre, en différence relative, cette anergie est plus faible quand augmente la charge. La qualité de l'énergie augmente avec la charge, grâce à une plus haute température et pression du fluide.
Finalement, 10% à 40% de l'énergie des gaz d'échappement est récupérable (exergie) ici, la partie restante est perdue en anergie. Pour rappel pour le moteur à essence D4FT, cette part d'énergie récupérable était de l'ordre de 30% à 50% (**Figure II-9**). Cette différence est due à la température des gaz d'échappement plus élevée en moteur essence qu'en moteur Diesel.

Le but de cette étude est de mettre en évidence, le potentiel théorique de récupération de l'énergie à l'échappement du moteur à combustion interne. Le potentiel de récupération au niveau du circuit de refroidissement et du circuit d'huile ont été aussi estimés au travers de bilans énergétiques globaux.
Les résultats présentés ici, ont été obtenus par simulation et par calcul à partir des valeurs d'essais directement. Les modèles utilisés s'appuient largement sur des mesures acquises au banc moteur. L'analyse porte à la fois sur des cycles de conduite ainsi que sur des points stationnaires.
Trois moteurs différents ont été étudiés : un moteur à essence suralimenté de 1,2L de cylindrée (D4FT), un moteur à essence suralimenté de 2L de cylindrée (F4RT), et un moteur Diesel suralimenté de 2L de cylindrée.
L'analyse montre également que le circuit de refroidissement a un potentiel de récupération relativement faible par rapport à l'échappement .
Les différents potentiels des moteurs Diesel et essences sont discutés.
Cette étude nous permet aussi de mieux comprendre les différents potentiels de récupération de l'énergie et plus particulier à l'échappement.
Il apparait que l'exergie des gaz échappement est, en valeur absolue, plus élevée dans le moteur à essence (Figure II-6, Figure II-13, Figure II-28), mais similaire pour les 3 moteurs en pourcentage de l'exergie carburant. L'exergie des gaz d'échappement augmentent avec le régime et la charge. En augmentant la charge du moteur le pourcentage de l'exergie par rapport à l'énergie des gaz d'échappements augmente, et donc la part de l'énergie mécanisable est plus élevé. Nous parlons d'une énergie plus noble à forte charge.

Chapitre III: **Analyse expérimentale de la récupération de l'énergie à l'échappement**

Nous avons vu dans le chapitre 1 que le turbocompound a été l'objet de plusieurs études. Mais rares les études qui décrivent le comportement du système global moteur + turbocompound.
Le chapitre II a révélé que le potentiel théorique d'énergie mécanisable à l'échappement des moteurs à combustion interne est important. Mais cette analyse ne tient pas compte des interactions qui peuvent exister entre un système de production de travail comme une turbine de récupération d'énergie et le moteur lui-même.
Pour guider le travail d'optimisation par simulation qui sera présenté ultérieurement, nous avons élaboré un travail expérimental exploratoire qui simule un moteur avec turbocompound. Des essais ont été faits sur banc moteur à l'Ecole Centrale de Nantes qui nous permettent de répondre aux questions qui se posent, sur l'interaction d'un tel système avec le moteur. L'apport de ce système en terme de réduction de la consommation spécifique est étudié. L'évolution des émissions polluantes est également présentée.

III.1 *Organisation des essais*

Les essais ont été réalisé sur un moteur Diesel Renault K9K722 d'une cylindrée de 1,5l. Le moteur est installé sur un banc moteur équipé d'un frein dynamique HORIBA (Figure III-1). Ce banc est situé au sein de l'équipe TSM du LHEEA de l'Ecole Centrale de Nantes. Le moteur respecte la norme euro 3.
Le moteur de base est d'abord testé sur l'ensemble des points de fonctionnement, afin d'obtenir des données de référence. Des essais sont ensuite effectués après installation du papillon de contre pression qui simule la turbine de récupération. La comparaison des deux configurations est faite sur plusieurs points stabilisés.

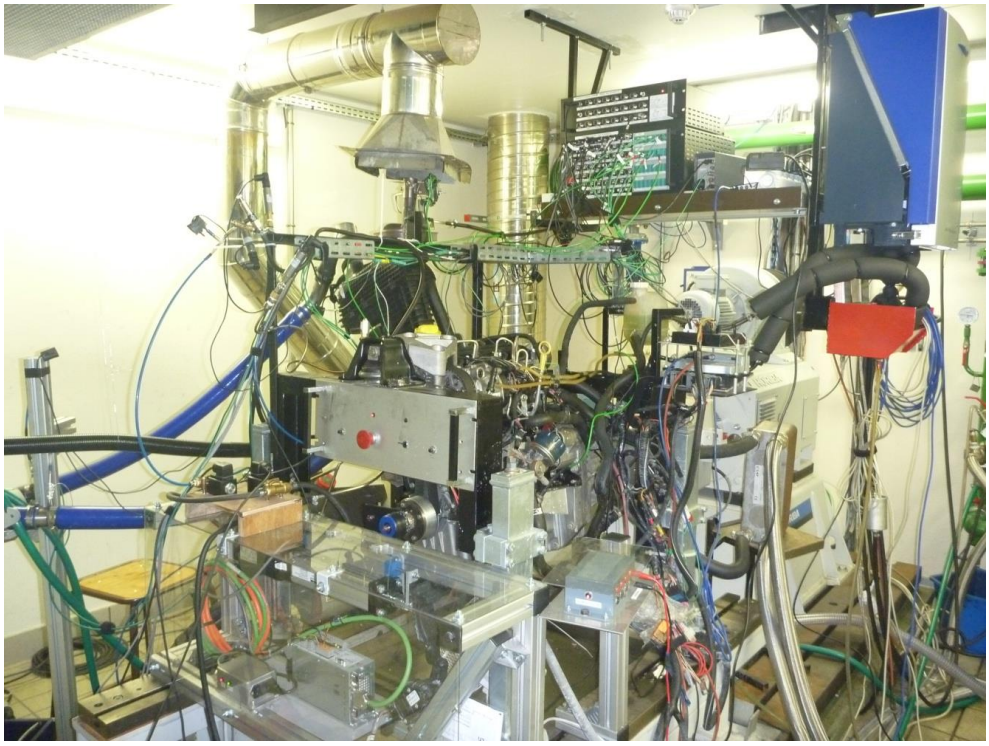


Figure III-1 : Vue d'ensemble du moteur K9K monté sur le frein dynamique HORIBA

III.1.1 Spécifications du moteur

Les caractéristiques du moteur sont indiquées dans le Tableau III-1.

Tableau III-1 : Caractéristiques du moteur

Puissance maximum	74 kW à 4000 $tr.min^{-1}$
Couple maximum	200 Nm à 1900 $tr.min^{-1}$
Système d'injection	« Common rail » sphérique Delphi Pmax = 1600 bars
Culasse	Un arbre à cames, 8 soupapes
Suralimentation	Turbine à géométrie variable, RAS
Dépollution	Euro 3, EGR non refroidi

III.1.2 Instrumentation et pilotage du moteur

Le dispositif de commande du frein permet une régulation du régime moteur et mesure le couple fourni. Le dialogue avec le calculateur du moteur via un boîtier et le logiciel INCA, permet de récupérer les mesures effectuées par les capteurs du moteur (Figure III-2).

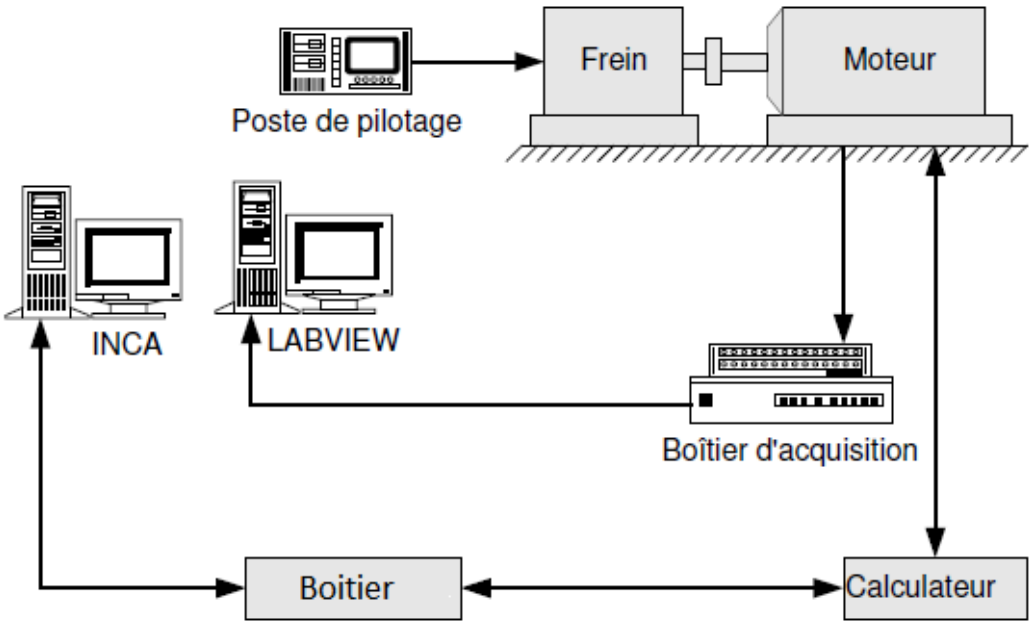


Figure III-2: Shéma de principe du dispositif d'acquisition du banc moteur

Le dialogue avec le calculateur permet en outre de modifier les consignes des différents actionneurs, telles que la position de la vanne EGR, la position de la TGV, la pression de la rampe commune (rail) et les quantités de carburant injectées. Un certain nombre de capteurs spécifiques a été ajouté pour mener à bien nos campagnes de mesures mais aussi surveiller le bon fonctionnement du moteur. Ces capteurs sont décrits ci-dessous.

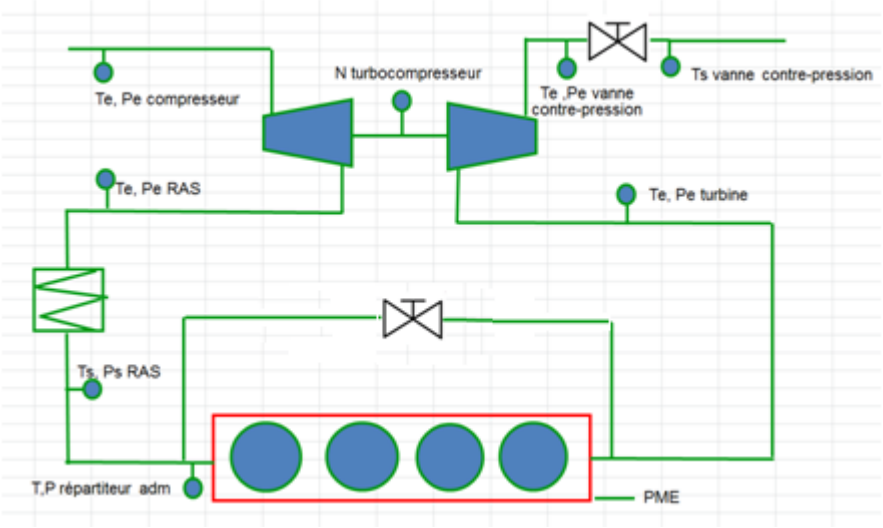


Figure III-3 : Schéma de l'installation avec l'instrumentation

La Figure III-3 montre le schéma du système avec l'instrumentation.

<u>Température</u>

Des thermocouples de type K sont utilisés. Ce sont des thermocouples de 1,5 mm de diamètre qui offrent une réactivité correcte et un bon niveau de fiabilité dans l'environnement moteur. Les températures mesurées sont les suivantes :

- Température en entrée et sortie du RAS (Figure III-5 et Figure III-7)
- Température en sortie filtre à air (Figure III-6)
- Température en sortie des cylindres n°1, 2, 3 et 4
- Température dans le répartiteur d'admission
- Température en entrée et sortie turbine
- Température d'huile (Figure III-4)

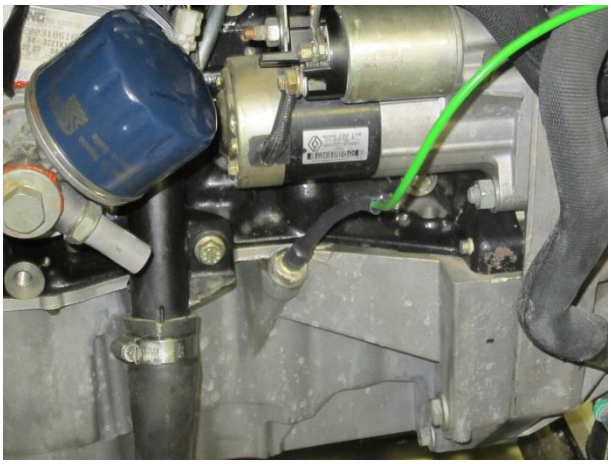


Figure III-4: Température d'huile

Figure III-5: Température en entrée RAS

Figure III-6: Température en sortie filtre à air

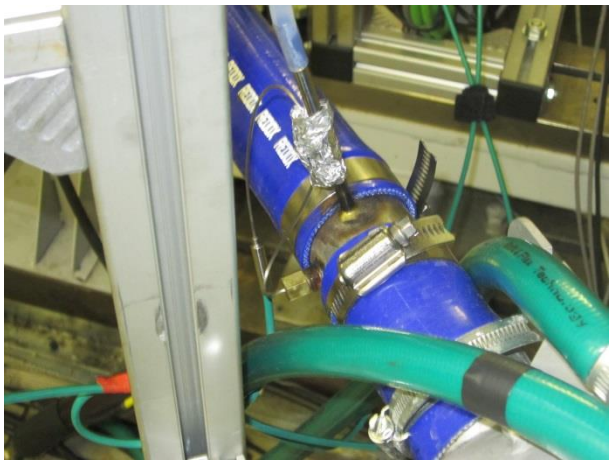


Figure III-7 : Température en sortie RAS

Pression

Plusieurs types de pression sont mesurés sur ce moteur :

➢ Pression à haute fréquence. Elles sont mesurées sur le cylindre numéro 1 côté volant moteur par un capteur type bougie de préchauffage Kistler 6056A avec amplificateur de charge et codeur angulaire (1000 tops. tour^{-1}). Le signal mesuré est recalé par rapport à la pression du répartiteur lors de la phase d'admission. La pression cylindre est enregistrée via le logiciel Labview et elle est moyennée sur le nombre de cycles effectués. Au final on obtient une courbe de pression cylindre est obtenue avec une résolution de 2000 points par cycle.

➢ Pressions acquises à basse fréquence. Elles sont mesurées à l'aide de capteurs de pression différentielle Sensortechnics, elles concernent :

- Pression atmosphérique
- Pression en sortie de filtre à air
- Pression en sortie turbine
- Dépression de commande de la TGV
- Pression du répartiteur
- Pression en entrée turbine
- Pression en entrée RAS
- Pression en sortie RAS

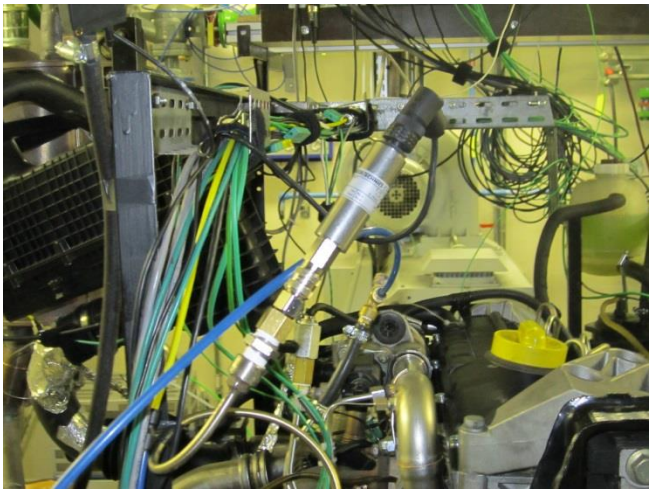


Figure III-8: Pression en entrée turbine

Figure III-9: Pression en entrée et sortire du RAS

Les Figure III-8 et Figure III-9 montrent un exemple des prises de pression en entrée turbine et au niveau du RAS.

Les autres mesures réalisées sont les suivantes :

- consommation via la balance à carburant AVL 733S L'interface utilisateur se fait via le logiciel Labview ;
- régime du turbocompresseur via un ACAM Picoturn SM5.3 ;
- émissions polluantes via une baie Horiba 5 gaz : des piquages sont réalisés en amont du catalyseur d'oxydation puis sur le répartiteur d'admission dans le but de calculer les taux d'EGR ;
- concentration de fumée par un appareil AVL 415S : un piquage est également réalisé en aval du catalyseur d'oxydation.

Le Tableau III-2 résume les types de capteurs et les erreurs de mesures.

Tableau III-2 : Type, gamme de mesure, précision et erreur relative des instruments de mesures

Capteur	**Type**	**Gamme de mesure**	**Précision**	**Erreur relative (%)**
Température [T]	Thermocouple type K	0-1000°C	± 1°C	$1/\sqrt{3}$
Pression [P]	Piezorésistif (sensortechnics)	0-2 bar	± 2 mbar	$2/\sqrt{3}$
		0-5 bar	± 5 mbar	$5/\sqrt{3}$
Rotation (Picoturn)	Inductif	0-200000 tr.min^{-1}	0-200000 tr.min^{-1}	$200/\sqrt{3}$
Pression cylindre	Piezoélectrique	0-200 bar	± 1 bar	1
Consommation de carburant	Balance	0.025-23 kg/h	± 37 g/h	
NO_x		0-1000 ppm	± 5 ppm	1
Fumées		0-10 FSN	± 0,1 FSN	2
CO2		0-20 %	± 0,1 %	1
O2		0-25 %	± 0,025 %	0,2
CO		0-1000 ppm	± 5 ppm	1
HC		0-400 ppm	± 2 ppm	1

III.2 *Etude du turbocompound série*

Après les essais sur le moteur de base, les essais de récupération d'énergie à l'échappement sont menés. Une architecture série est testée. Un papillon de contre pression est mis à la sortie du silencieux pour réaliser une détente des gaz qui suit la détente principale dans la turbine du turbocompresseur. Ils subissent le même débit de gaz d'échappement.

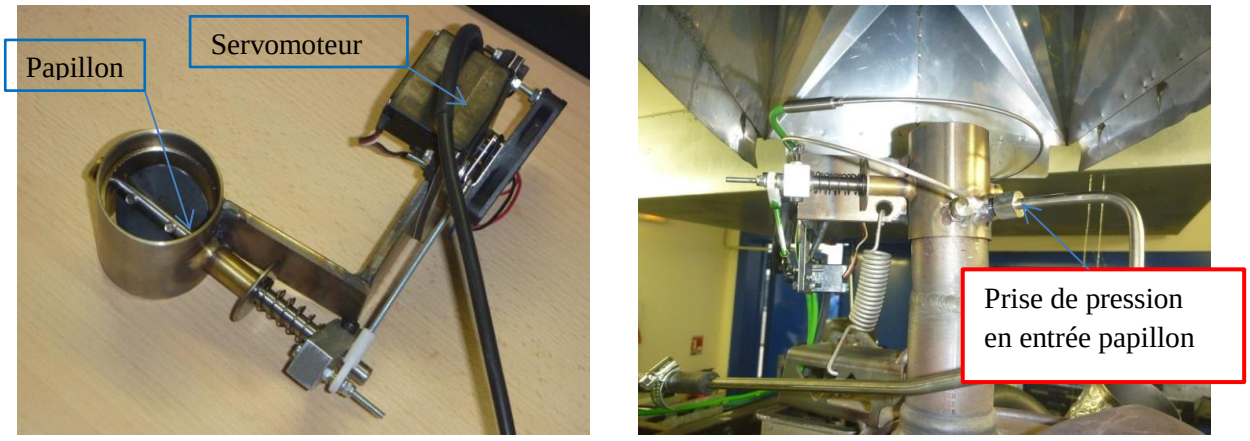


Figure III-10: Vanne de contre pression

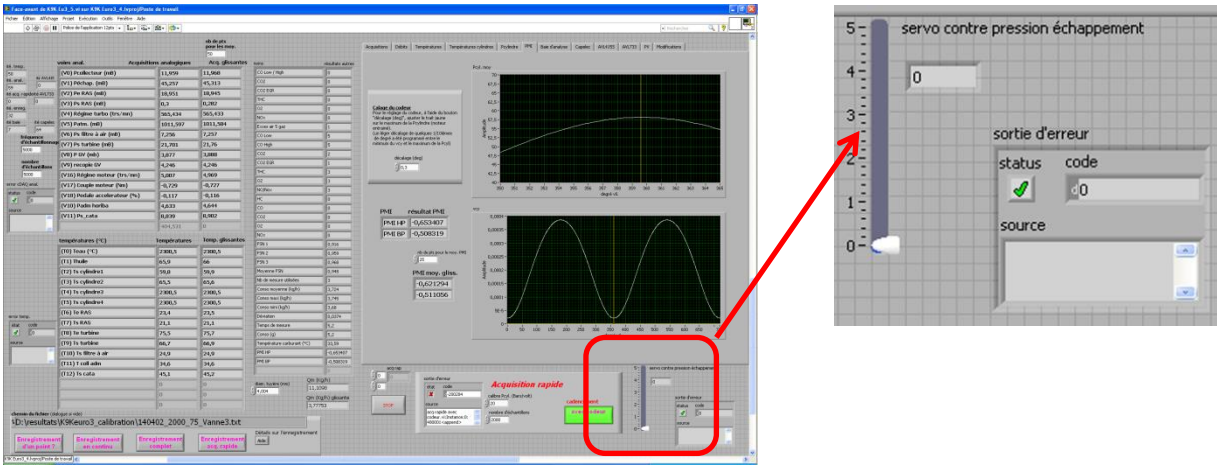


Figure III-11 : logiciel Labview avec le zoom sur la commande du papillon

La vanne de contre pression est un papillon fabriqué au sein du laboratoire LHEEA. Elle est montée à la sortie du silencieux, à l'extrémité de la ligne d'échappement comme le montre la Figure III-10. Cette vanne sert à créer un rapport de pression qui simule la contrepression que créerait une turbine de récupération. La vanne est contrôlée par un servomoteur refroidi par un petit ventilateur électrique pour résister à la chaleur, et relié au boitier de commande qui communique avec le logiciel Labview (Figure III-11). Un capteur de pression et un thermocouple sont placés à l'entrée de ce papillon. La pression à la sortie est la pression atmosphérique. La puissance récupérable estimée est celle qui serait récupérée par une turbine mise à la place de ce papillon et qui réaliserait la même chute de pression.

III.2.1 Estimation de la puissance récupérable

La puissance récupérable est estimée à partir de la chute de pression au niveau du papillon de contre pression. La pression en entrée est mesurée, et la pression en sortie est la pression atmosphérique dans la cellule. En considérant une évolution adiabatique au niveau d'une turbine de récupération qui subirait le même rapport de détente, la puissance isentropique récupérée est calculée par :

$$P_{is} = \dot{m}_{echap}.Cp.(T_4 - T_{5is}) \quad \textbf{(III-1)}$$

$$P_{récup} = \eta.P_{is} \quad \textbf{(III-2)}$$

$$T_{5is} = T_4(\frac{P_5}{P_4})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \textbf{(III-3)}$$

Avec :

- T_4 : température en amont du papillon de contre pression ; T_{5is} température de détente isentropique (Dans notre cas on suppose que : γ = 1,33 et Cp = 1200 J/(kg.K).
- η: rendement arbitraire de conversion d'énergie par un vrai système de récupération. Dans notre cas on choisit une valeur de 0,49. Cela correspond à un rendement d'une turbine virtuelle de 0,7 couplée à un système de couplage mécanique au vilebrequin de rendement de conversion de 0,7 aussi. Le choix du rendement de la turbine correspond au majorant des rendements des turbines actuelles. Celui du rendement mécanique de conversion de l'énergie correspond à un ordre de grandeur des valeurs de technologies existantes.

III.2.2 Estimation du gain

En ajoutant la contre pression au moteur, le couple du moteur chute. Cela est dû à la chute du rendement de cycle à cause des pertes par pompage au premier ordre et de l'influence sur la combustion au second ordre. On estime alors le gain apporté par le turbocompound par :

$$Gain = P'_e + P_{récup} - P_e \quad \textbf{(III-4)}$$

Avec

$$P_{tc} = P'_e + P_{récup} \quad \textbf{(III-5)}$$

P_{tc}: puissance totale du moteur et du système de récupération turbocompound

P'_e : puissance du moteur dégradé après turbocompound

P_e : puissance du moteur de base avant l'ajout du turbocompound

Et les consommations spécifiques en g/(kW.h) du moteur de base et du moteur avec turbocompound sont calculées comme suit :

$$CSE = \frac{3600 * dm_{fuel}}{P_e} \quad \textbf{(III-6)}$$

$$CSE_{tc} = \frac{3600 * dm_{fuel}}{P_{tc}} \quad \textbf{(III-7)}$$

dm_{fuel} est le débit de carburant mesuré sur la balance.

III.2.3 Choix des points d'étude

Les trois points de fonctionnement du moteur choisis pour notre étude représentent différentes conditions d'utilisation d'un des véhicules dans lequel le moteur est installé : la Renault Mégane III à boîte manuelle à 5 rapports.

Tableau III-3: Points choisis

Point	Régime(tr/min)	Couple (N.m)	PME (bar)
A	1500	30	2,71
B	2000	145	12,5
C	3000	90	7,7

Ces points sont définis comme suit :

- A est représentatif d'un usage urbain du véhicule sur le cycle NEDC par exemple. Il est situé dans la zone de dépollution du moteur (voir Figure III-12) où l'EGR est utilisé ;
- B est situé dans la zone de bon rendement du moteur. Cette zone est dépourvue d'EGR ; elle se situe hors de la zone de dépollution.
- C correspond à un point de fonctionnement autoroutier à une vitesse d'environ 130 km/h. La Figure III-12 montre la courbe de résistance du véhicule au 5eme rapport engagé, qui croise le point C choisi.

Ces trois points permettent de balayer les usages les plus fréquents du moteur, et ainsi d'évaluer l'intérêt de ce type de système en condition réelle d'utilisation d'un moteur.

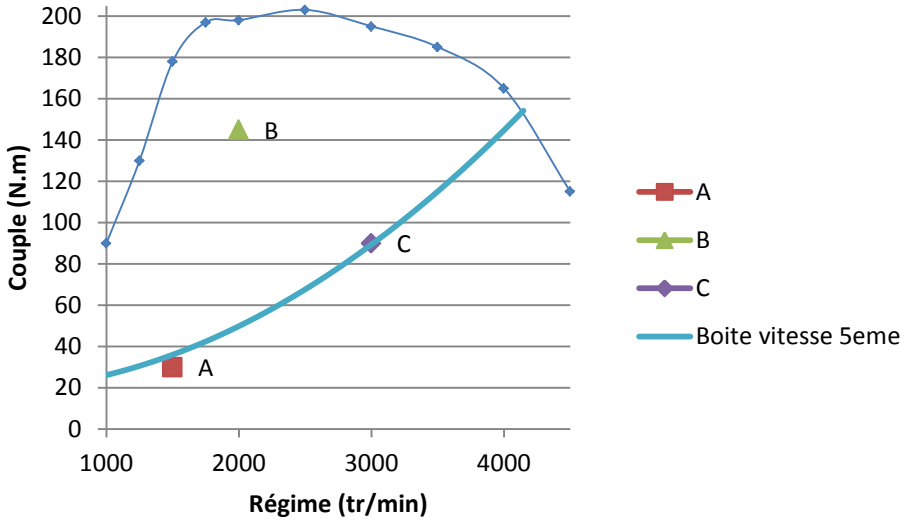


Figure III-12: Points de fonctionnement dans le champ du moteur K9K 722

III.2.4 Hypothèses de calcul

Les hypothèses utilisées pour notre étude sont les suivantes :

- la comparaison est faite à iso débit de carburant. Ce débit de carburant est renseigné dans le logiciel INCA en mg/cycle^{-1}. La valeur de consigne est donc constante. Par contre sur la balance de carburant, il y a une fluctuation du débit qui est de l'ordre de 3% et qui peut être due à la dynamique du système d'injection et aux erreurs de mesures. Ces fluctuations de débit d'une configuration à l'autre gêne la comparaison de puissance entre la configuration de référence et celle à contre-pression. Pour cela en plus des couples, nous comparons par la suite la consommation spécifique qui elle, prend en compte ces fluctuation de débit.
- La pression dans le collecteur d'admission est constante sauf dans les cas où l'influence de ce paramètre par rapport au système est testée. Elle est maintenue constante par le calculateur électronique qui agit sur la géométrie variable de la turbine.

III.2.5 Étude du point de fonctionnement C : 3000 tr.min^{-1}, 90 N.m

Dans un premier temps seul le point C qui est le point autoroutier est étudié. La première campagne d'essais est réalisée sur ce point.

Première série d'essais à iso-position de la vanne de contre-pression. Évaluation de l'influence de l'EGR

Dans cette partie, la vanne de contre-pression est réglée pour créer une contre pression de 286 mbar. Le but est de vérifier à iso-position vanne un potentiel de gain.

Une première observation directe après avoir fermé le papillon est la dégradation du couple moteur à cause de la contre pression échappement. Le couple moteur passe de 90 N.m à 84 N.m (Figure III-13).

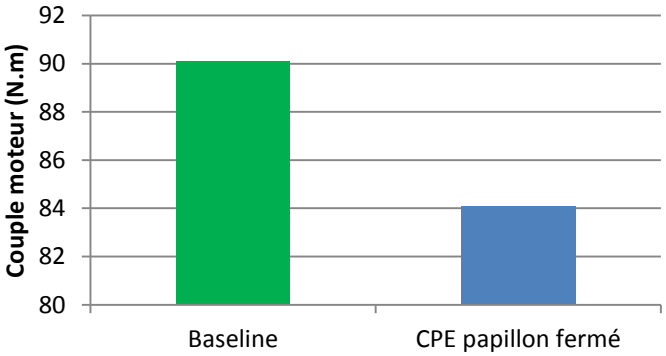


Figure III-13: Couple moteur

Ce comportement est logique car le travail du pompage augmente et donc le rendement du moteur décroit. L'analyse du comportement du moteur est faite au moyen de la pression cylindre. La PMI HP et la PMI BP sont calculées pour voir l'effet de la contre pression, qui affecte au premier ordre la boucle BP en raison de l'augmentation de la pression échappement.

Pression cylindre et rendement moteur

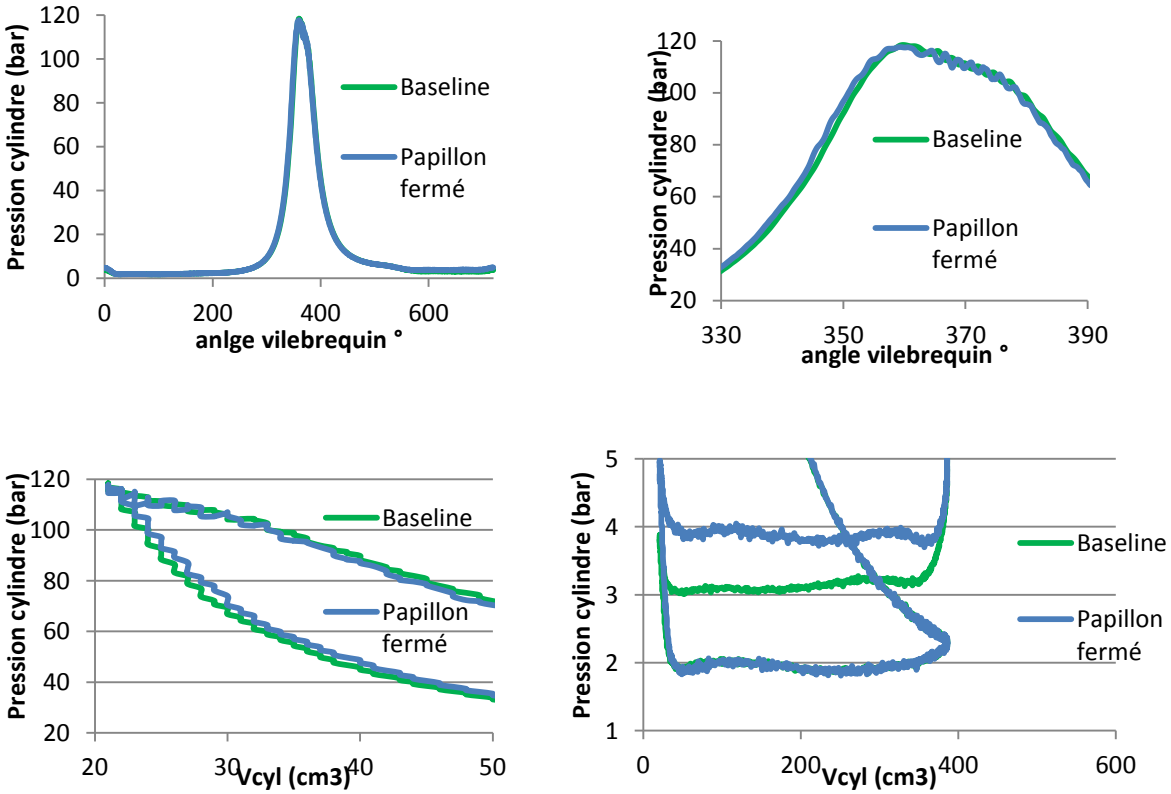


Figure III-14: Pression cylindre et diagramme PV

La Figure III-14 permet de comparer la pression cylindre du moteur de base et du moteur avec contre pression. On constate que la CPE a peu d'impact sur la combustion. On s'attendait à une dégradation de la combustion à cause d'une augmentation potentielle du taux de gaz résiduel dans la chambre, au contraire, la montée en pression est un peu plus raide. Cela peut être expliqué par l'effet thermique des gaz résiduels qui compense l'effet de dilution de la combustion [89]. La forme de la courbe de compression est donc modifiée, à cause d'un mélange différent et une constante spécifique des gaz différente. La température des gaz admise est également plus élevée, ce qui conduit à une pression pendant la phase de compression plus élevée.

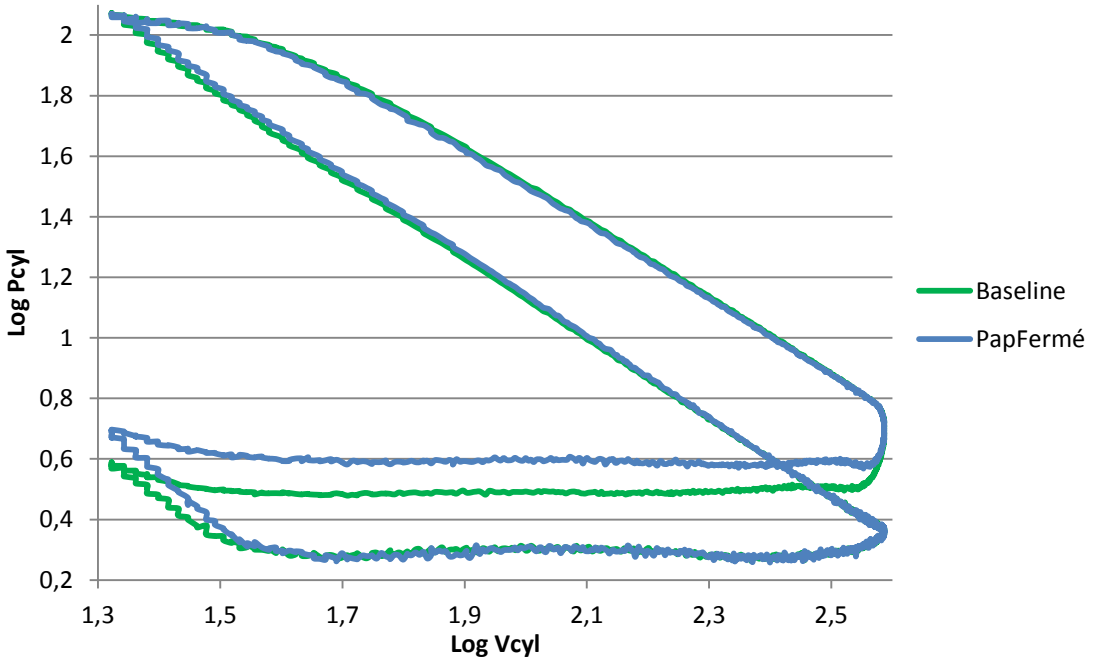


Figure III-15 : Diagramme en de Log Pcyl en fonction de Log Vcyl

La Figure III-15 montre les courbes en logarithme, qui permettent de comparer les coefficients polytropiques de la phase de compression et de détente. Finalement, pendant la phase de compression les courbes ne sont pas parallèles. Dans le cas avec contre pression, la valeur du coefficient polytropique est plus élevé. Finalement, la chute du couple est due à la baisse du rendement du moteur par l'augmentation du travail de pompage, et aussi par la chute légère de la PMI HP. La Figure III-14 montre comment la pression échappement lors de la phase d'échappement a augmenté. La différence est à peu près égale à un 1 bar. Sachant que 286 mbar de perte de charges sont mesurés au niveau du papillon, l'augmentation de 1 bar est due au rapport de pression de la turbine et au changement de son point de fonctionnement.

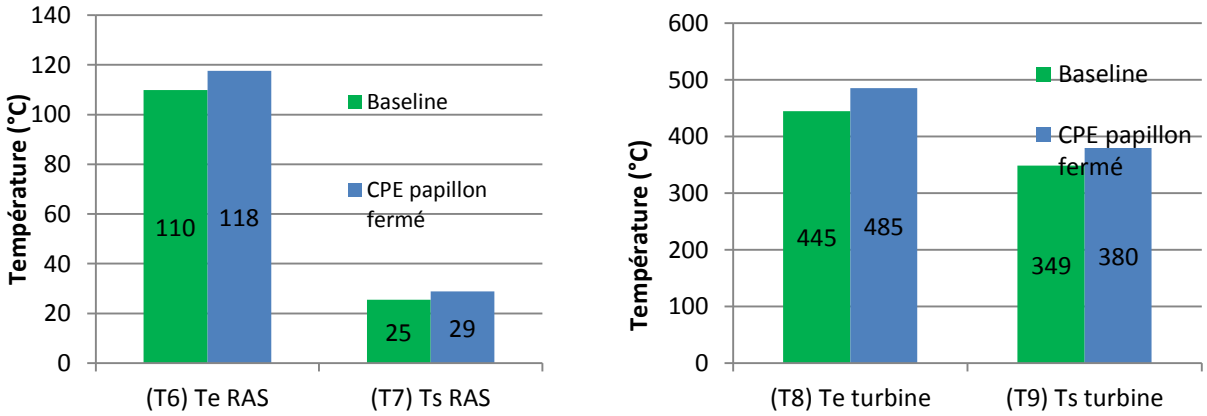


Figure III-16: Température en entrée et sortie RAS (gauche) et en entrée et sortie turbine (droite)

La Figure III-16 montre l'effet de la contrepression sur les températures à l'entrée et à la sortie du moteur. En augmentant la contre pression échappement, la température dans le collecteur d'échappement augmente à cause de l'augmentation de la pression tout au long de la ligne d'échappement. La température en amont de la turbine augmente ainsi de 40°C. Cette augmentation conduit à une élévation de température au niveau de l'admission à cause des transferts thermiques au niveau du turbocompresseur entre la turbine fonctionnant à haute température et le compresseur situé coté froid (Figure III-17). Ainsi la température avant le RAS augmente de 8°C et à la sortie de 3°C. Sachant que la pression du collecteur d'admission est maintenue constante, le moteur admet donc de l'air plus chaud et donc moins dense. Cela réduit le débit d'air et à iso quanti-

té de carburant injectée, le mélange est plus riche ; la richesse passe de 2,32 à 2,22. Les IGR diminuent aussi le rendement volumétrique en chauffant le mélange admis.

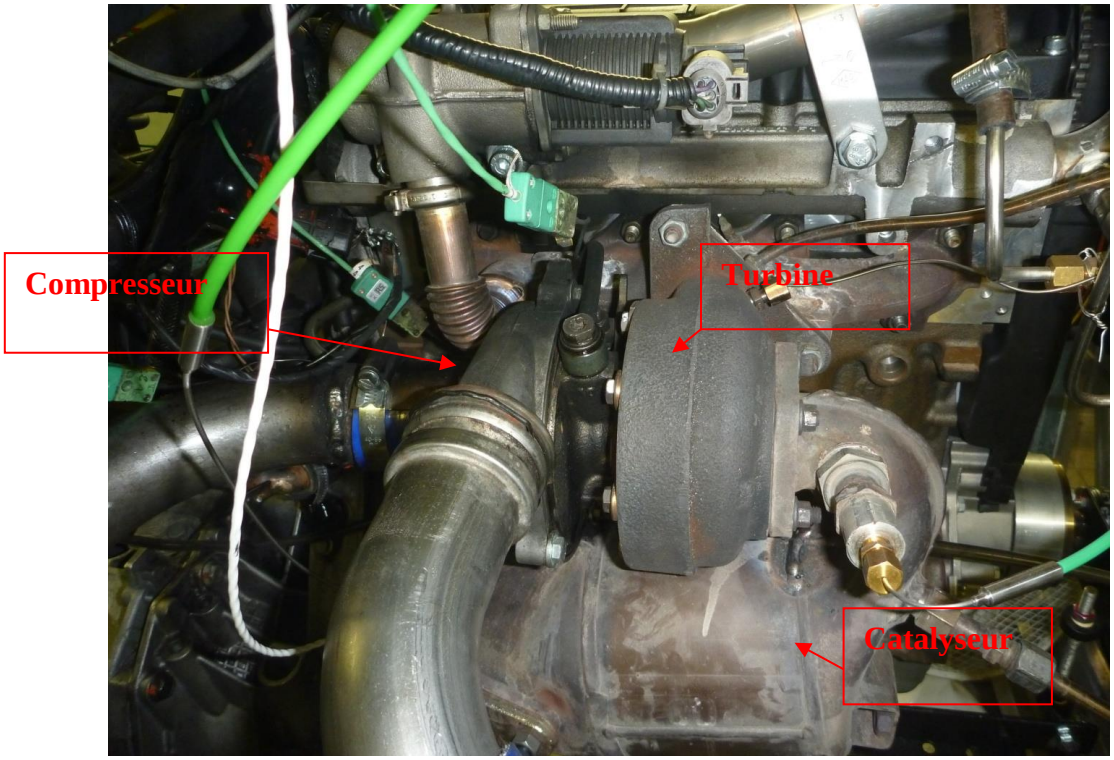


Figure III-17 : Turbocompresseur

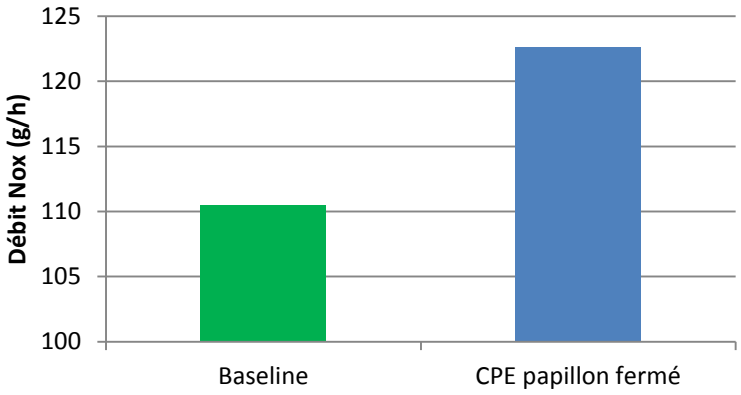


Figure III-18: Débit masse des NOx

La Figure III-18 montre que le débit masse de NOx augmente avec la CPE. Cela peut être dû à l'augmentation de température de la charge fraiche qui vient d'être observée, qui peut créer des zones de températures de combustion plus élevées favorisant la création de NOx. L'augmentation des gaz résiduels dans la chambre peut aussi avoir un effet thermique dominant sur l'effet de dilution, ce qui conduit à l'augmentation de la production de NOx.

Il est à présent intéressant de s'intéresser à la puissance qui peut être récupérée par une machine de détente réalisant la même CPE.

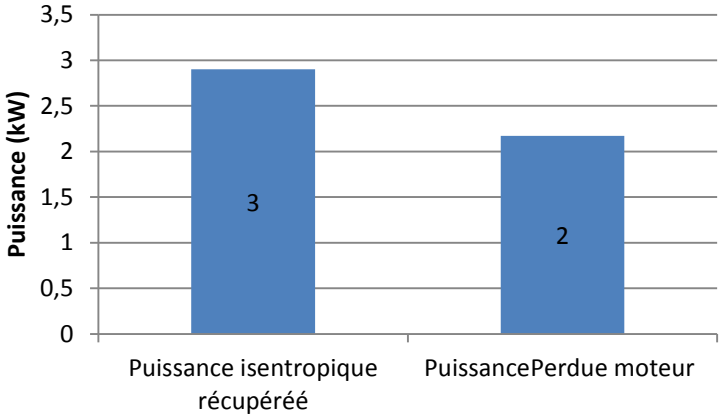


Figure III-19 : Puissances récupérée et perdue

La Figure III-19 montre la puissance récupérée pour une détente équivalente, et la puissance perdue au niveau du moteur à cause des effets néfastes de la CPE. En considérant ne machine idéale (réversible et adiabatique), le potentiel est d'environ 1 kW de gain. Par contre cette hypothèse n'est pas réalisable à cause des pertes au niveau d'une machine de détente. Il faut prendre en compte aussi le rendement de conversion de l'énergie. En prenant un rendement de machine de détente (turbine) et un rendement de conversion de 70% chacun, le rendement global est donc de 49% donc, et le gain devient négatif égal à -0,75 kW. Sur cette position de la vanne il ne semble pas y avoir de potentiel de récupération.
Dans ce qui suit, l'adaptation des paramètres du moteur est étudiée de façon à augmenter le rendement du système global.

III.2.6 Influence de l'EGR pour le point C

L'EGR consiste à faire recirculer une partie des gaz d'échappement d'un point de la ligne d'échappement à un point de la ligne d'admission (EGR externe) du moteur[90][91][92]. Les gaz reciclés composés d'une partie de CO_2 et de H_2O diluent l'air admis dans les cylindres et abaissent la température de la combustion ce qui conduit à la diminution de la production de NOx[3][92].
Toujours sur le même point de fonctionnement, en restant sur une position fixe du papillon de contre pression une évaluation du potentiel d'augmentation du taux d'EGR est effectuée. En faisant recirculer les gaz d'échappement, le débit passant par la vanne de CPE est réduit et on espère une baisse de CPE. Par contre, l'EGR a des effets de dilution de la combustion qui peuvent dégrader le rendement du moteur.
Le taux d'EGR est défini à partir des concentrations en CO2 à l'échappemet et l'admission [93] :

$$X_{EGR} = \frac{\%CO_2_admission}{\%CO_2_échappement} \quad \textbf{(III-8)}$$

Deux taux d'EGR sont testés en faisant varier l'ouverture de la vanne d'EGR au moyen du calculateur. La Figure III-20 montre la variation de la boucle BP en fonction du taux d'EGR. En augmentant le taux d'EGR, la chute de pression au niveau de la vanne est moins élevée, ce qui réduit le travail de pompage. En restant, à iso-pression d'admission, l'EGR introduit est un EGR de substitution : une partie des gaz frais est substituée par les gaz recirculés.

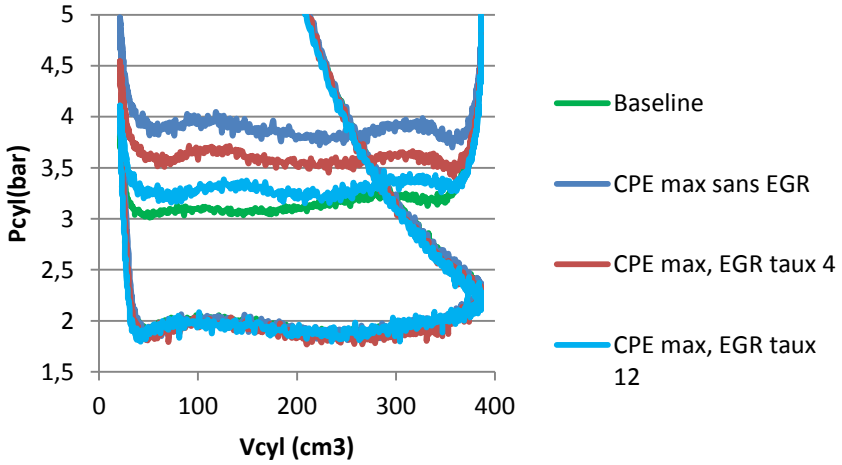


Figure III-20: Boucle basse pression pour différent taux d'EGR

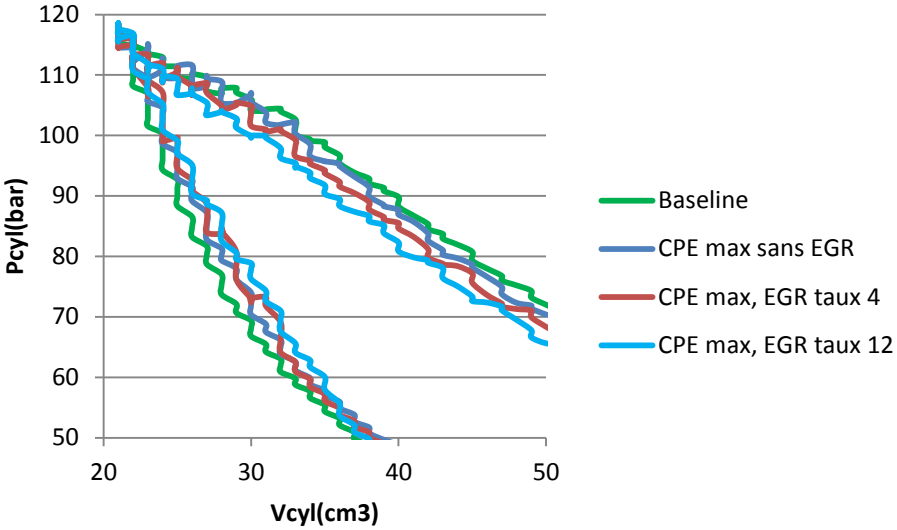


Figure III-21: Boucle haute pression pour différents taux d'EGR

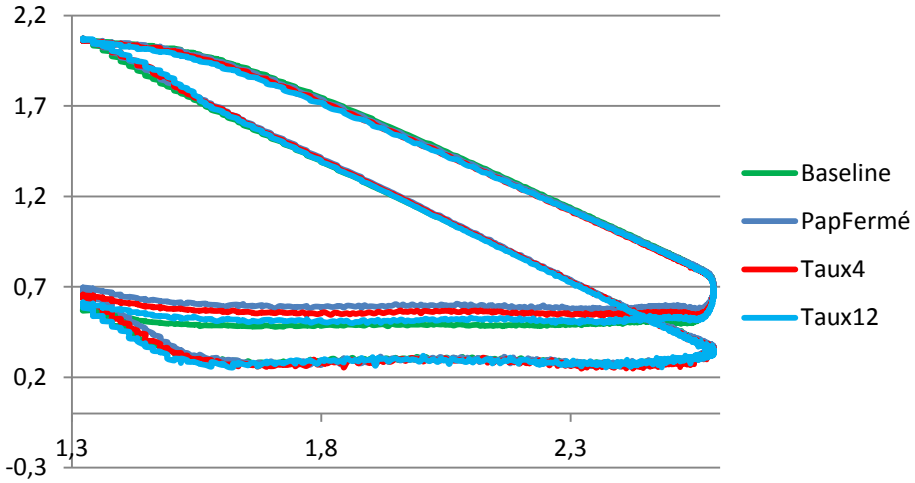


Figure III-22 : Diagramme Log(P) Log(V)

La Figure III-22 montre la bouche HP du moteur pour différents taux d'EGR (taux 4 % et 12%). A partir de l'allure de pression, on a une image de la chaleur dégagée par la combustion. En augmentant le taux d'EGR, la combustion est retardée.
Au final, l'EGR réduit la CPE mais en même temps dégrade la combustion. Par la suite, les avantages et incovénients de ce phénomène sont étudiés.

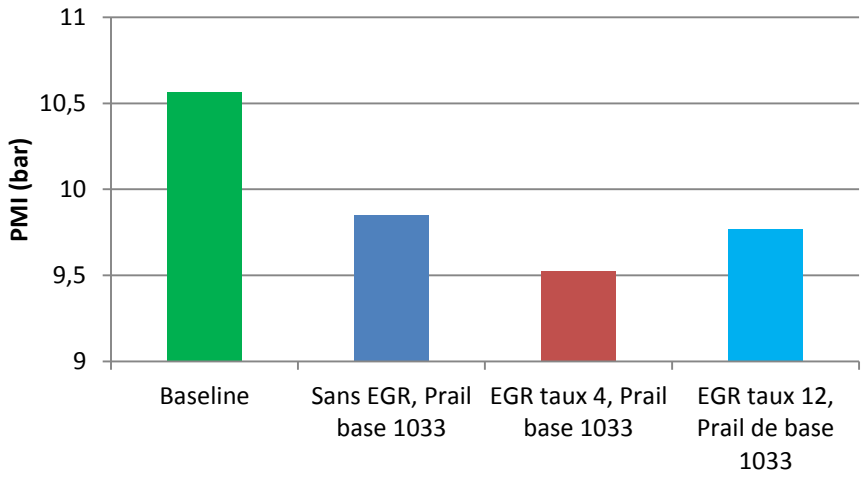


Figure III-23: PMI du moteur de base et du moteur avec CPE avec différents taux d'EGR

La Figure III-23 montre l'évolution de la PMI du moteur qui est la somme de la PMI BP et PMI HP pour différents taux d'EGR. On remarque qu'au taux de 4 le rendement est dégradé plus que le cas sans EGR. En mettant plus d'EGR, au taux de 12, la PMI ré-augmente. Sur ce point, la diminution de la boucle BP et donc plus importante que la perte de la PMI HP due au phénomène de dilution. L'EGR peut donc être intéressant pour limiter la vitesse de la turbine de récupération, au lieu de mettre un bypass pour contrôler la vitesse pour des raisons de contraintes mécaniques. C'est une méthode de gestion du moteur et du turbogénérateur ou turbocompound. Par contre, l'énergie récupérée à l'échappement diminue, car le débit est réduit.

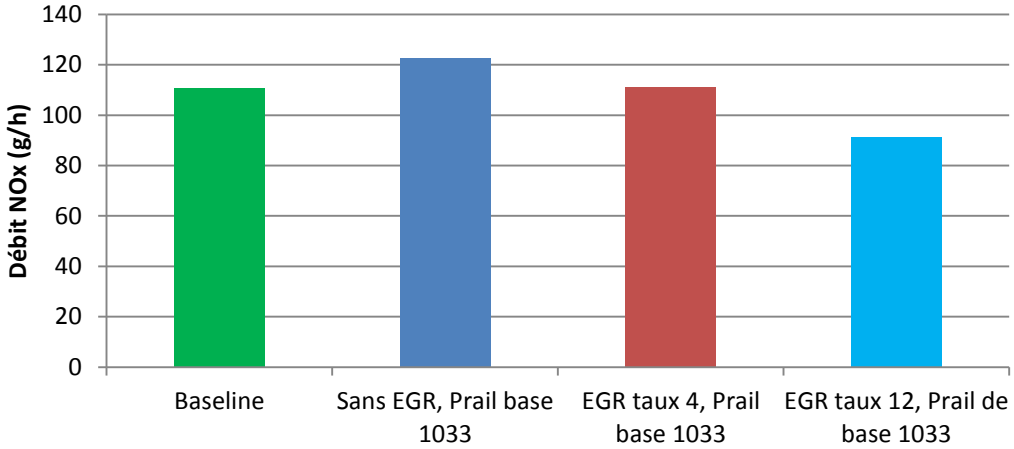


Figure III-24: Débit de NOx pour le moteur de base et pour le moteur avec CPE pour différents taux d'EGR

La Figure III-24 montre que la production de NOx diminue avec l'EGR. Le taux d'EGR de 4, compense presque l'augmentation de NOx due à la CPE visible entre le moteur de base (barre verte) qui, on le rappelle, n'a pas d'EGR sur ce point, et la configuration avec CPE et sans EGR (barre bleue).

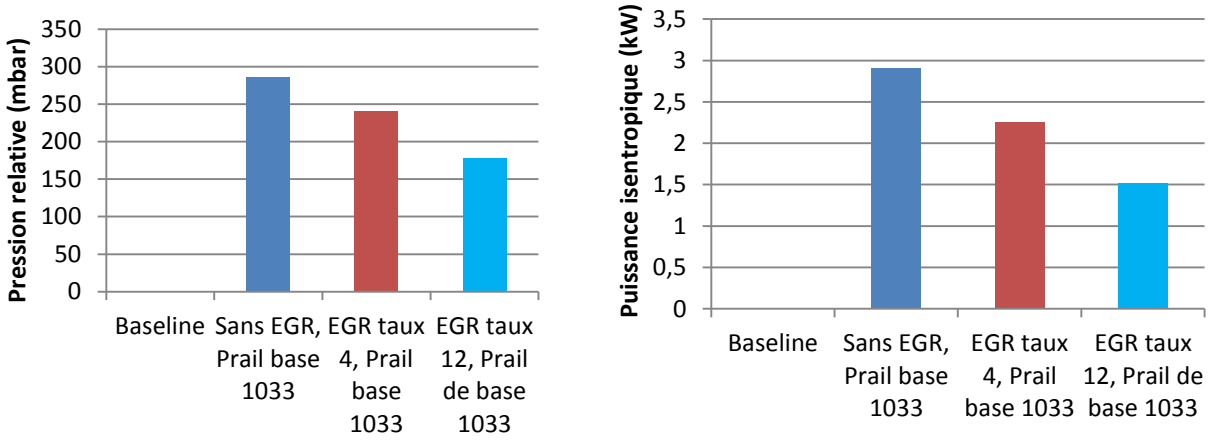


Figure III-25: Pression relative en amont papillon CPE (à gauche) et puissance isentropique récupérée (à droite) pour le moteur de base, et le moteur avec CPE et différents taux d'EGR

La Figure III-25 montre que la pression en amont du papillon de contre pression chute avec le débit de recirculation dans le moteur. La puissance récupérée chute également à cause de la diminution du rapport de pression et du débit. Regardons le bilan global.

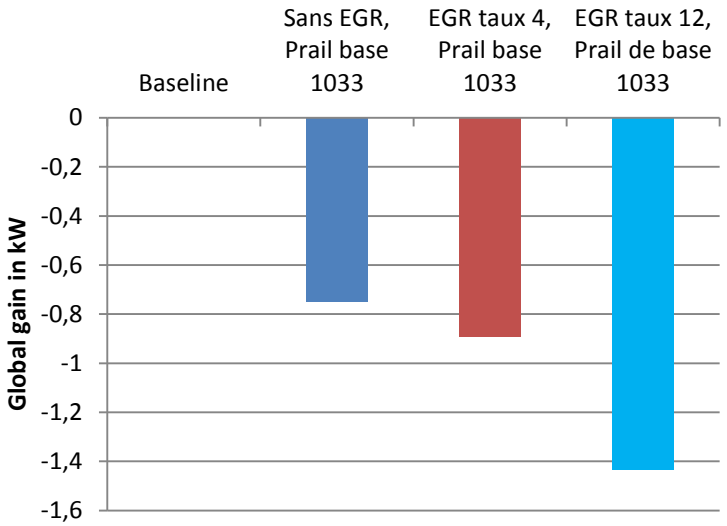


Figure III-26: Bilan global pour différents taux d'EGR

La Figure III-26 montre que le gain est négatif pour les trois taux d'EGR. Bien que le rendement du moteur lui-même augmente entre la configuration sans EGR et la configuration à taux de 12 comme vu précédemment, la puissance récupérée chute fortement avec la chute du débit dans la vanne de CPE.

Conclusion et synthèse de l'étude du taux d'EGR

Nous constatons qu'à iso position de vanne de CPE, on peut diminuer les pertes par pompage en faisant recirculer plus de débit par la vanne EGR. Cela augmente le rendement du moteur et diminue les NOx mais fait surtout chuter la puissance récupérée à cause de la chute de débit qui passe dans la vanne de CPE.
A présent, il peut être intéressant d'optimiser le rendement global à iso-taux d'EGR.

III.2.7 Etude à iso-taux EGR

Le papillon de contre pression échappement est maintenu fermé à la même position (même perte de charge). L'objectif est d'augmenter le rendement global du système en mettant de l'EGR à taux constant et en variant différents paramètres comme la pression d'injection.

III.2.7.1 Taux d'EGR égal à 4

Dans cette partie on garde le même taux d'EGR mais on modifie la pression rail. Nous venons que c'est possible d'auugmenter le rendement du moteur en recirculant les gaz d'échappement mais au détriment de la PMI HP. Dans ce paragraphe nous testons l'augmentation de la PMI HP par l'intermédiaire de l'augmentation de la Prail. Le but est d'évaluer le gain apporté par le turbocompound mais en adaptant le moteur.

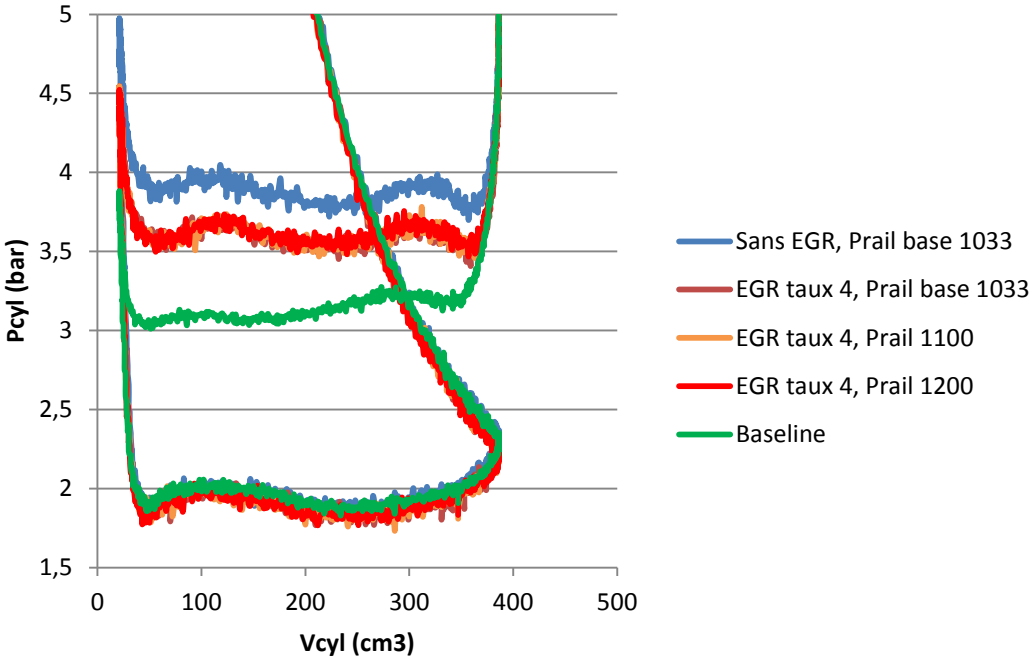
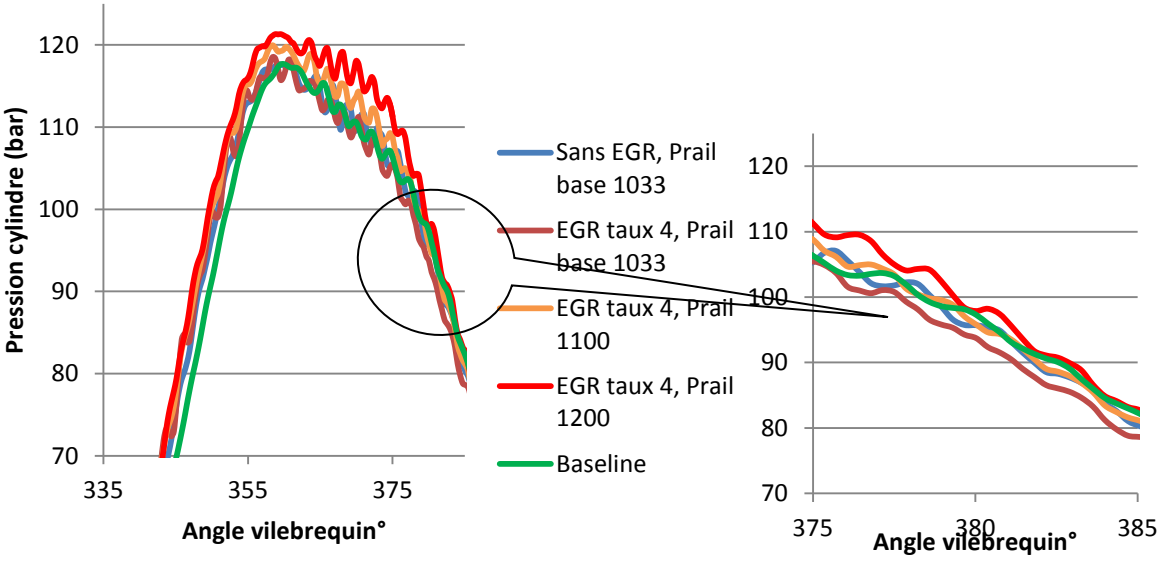
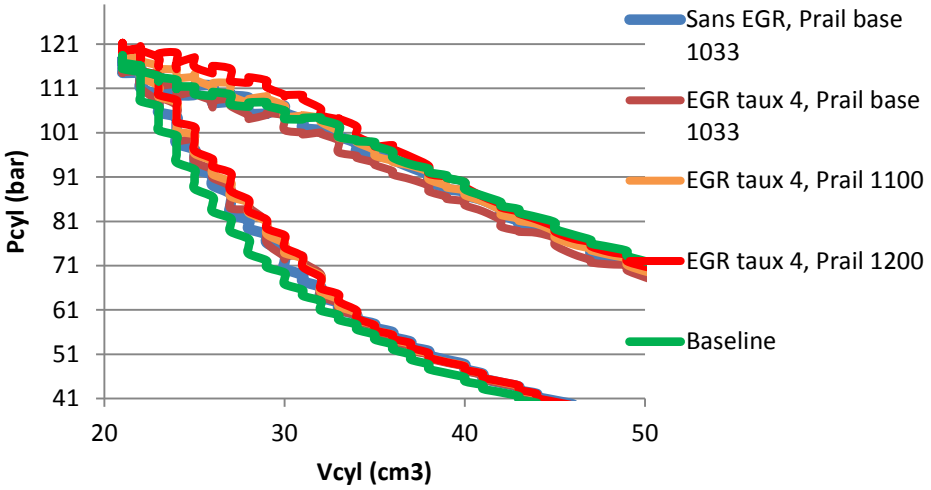


Figure III-27: Diagramme PV pour différentes pressions d'injection

La Figure III-27 montre la boucle BP. Comme on l'a déjà vu, en augmentant le taux d'EGR la CPE est plus faible et le pompage est réduit. D'après ce qui apparait dans cette figure, en faisant varier la pression d'injection, le pompage n'est pas affecté. La variation de la pression rail agit uniquement sur la pression durant la combustion.



(a)



(b)

Figure III-28 : (a) Pression cylindre et zoom sur la pression lors de la phase de détente, (b) diagramme PV HP

La Figure III-28, montre que l'augmentation de la pression d'injection tend à accélérer la combustion par rapport au moteur de base. Dans le premier cas sans EGR, on remarque que la pression monte plus rapidement. à cause des gaz résiduels chauds comme évoqué précédemment. Le même constat peut être fait avec le deuxième cas à taux de 4 et pression d'injection de base parce que l'EGR de ce moteur n'est pas refroidi et que l'on a aussi un effet thermique des gaz recirculés. Par contre, la pression durant la phase de détente est plus faible pour ces deux premiers cas comme montré par le zoom sur la pression cylindre durant cette phase. En augmentant la pression d'injection dans ces deux cas à 1100 et 1200 bar, la combustion est avancée et la pression cylindre maximale s'élève. Dans le cas à 1200 bar la pression de détente devient égale ou légèrement supérieure à celle de base (la courbe rouge au-dessus de la courbe verte).

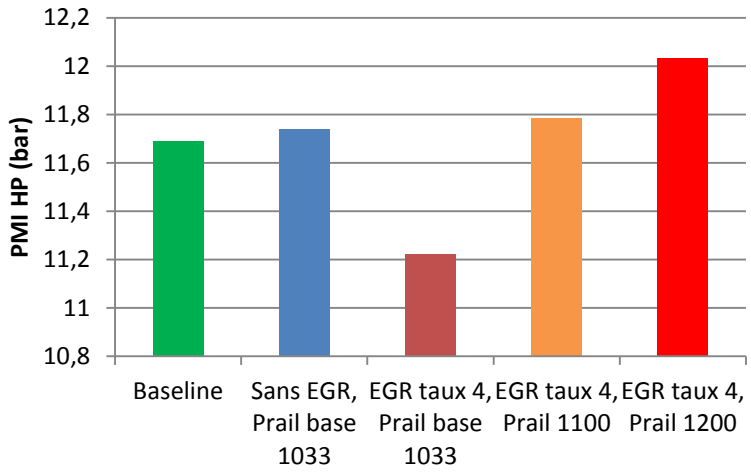


Figure III-29: PMI HP du moteur de base et avec CPE pour différents taux d'EGR et pressions d'injection

La Figure III-29 montre que la CPE elle-même n'a pas affecté la combustion. Les courbes verte et bleu du moteur de base et avec CPE sont presque égales. En mettant de l'EGR la PMI HP chute puis réaugmente avec la pression d'injection. Une amélioration significative de la PMI HP est remarquée en augmentant la pression d'injection à 1200 bar.

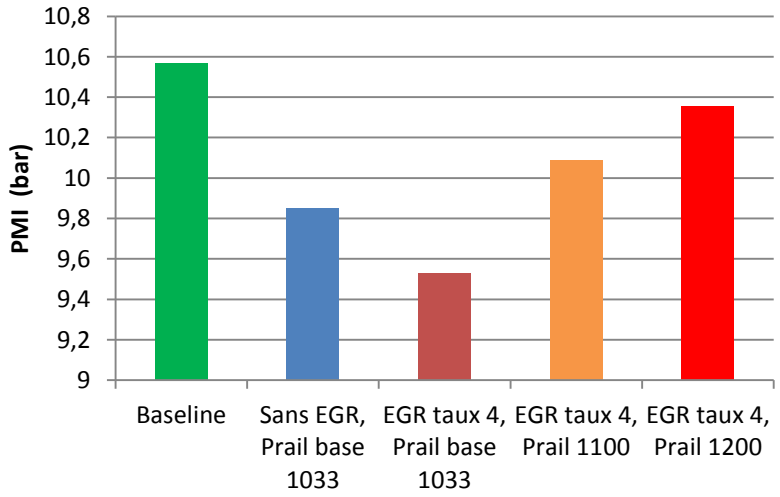


Figure III-30 : PMI du moteur de base et avec CPE pour différents taux d'EGR et pressions d'injection

La Figure III-30 représente l'évolution de la PMI totale. Malgré la chute de la PMI BP et l'augmentation de la PMI HP, la PMI reste inférieure à la PMI du moteur de base.

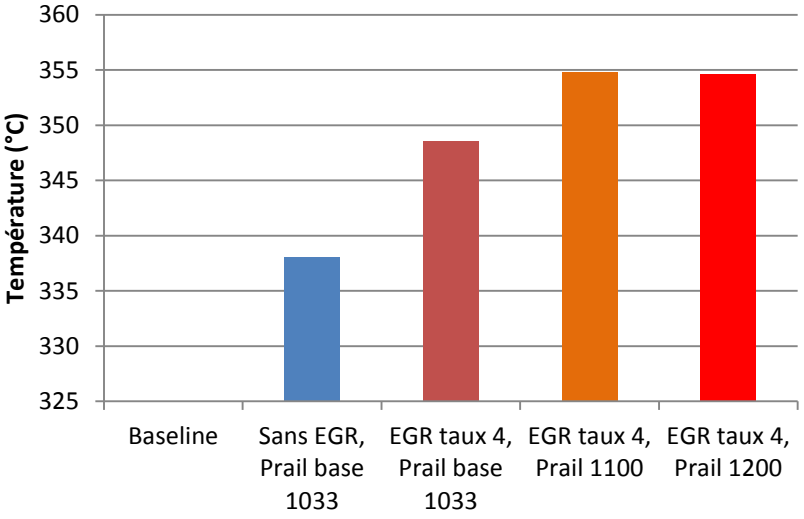


Figure III-31: Température en amont du papillon de CPE

En augmentant la pression d'injection, le dégagement de chaleur est avancé et la température augmente dans la chambre de combustion. Cela conduit à une température des gaz d'échappement plus élevée jusqu'à la Prail de 1100 bars (Figure III-31). La différence de température d'échappement entre la Prail de 1100 et 1200 semble négligeable. La température en amont du papillon de CPE augmente de 10°C à peu près entre les configurations sans EGR et avec EGR.

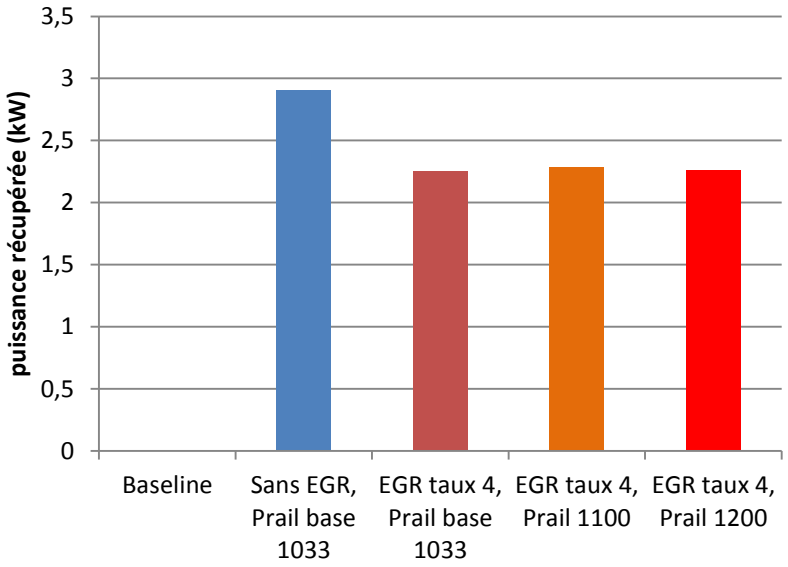


Figure III-32: Puissance isentropique récupérée pour différentes pressions d'injection

La Figure III-32 montre que la puissance isentropique récupérée diminue avec l'EGR car le débit dans la vanne de CPE diminue. En augmentant la pression d'injection, la puissance récupérée est presque la même car la pression et la température en amont du papillon de récupération varient peu.

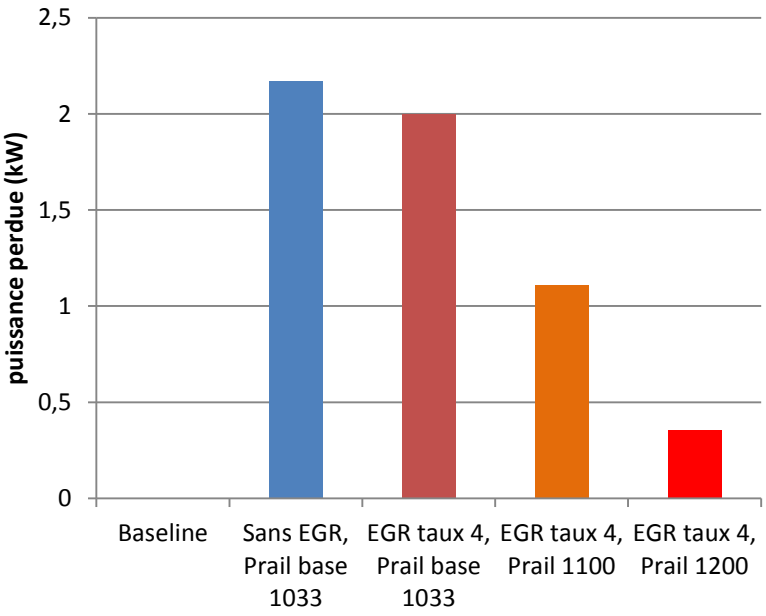


Figure III-33 : Puissance perdue pour différents taux d'EGR et pressions d'injection

La Figure III-33 montre que la puissance perdue sans EGR vient seulement de la CPE. Dans le cas où le taux d'EGR est augmenté, l'impact de la CPE est réduit la combustion est dégradée. En augmentant la pression d'injection, comme vu précédemment, la PMI HP augmente, ce qui compense un peu les pertes moteurs : ce qui est perdu en pompage, est compensé en partie par une pression d'injection plus élevée. Pour une pression d'injection de 1200 bar, la PMI HP augmente et compense en partie l'augmentation de la PMI BP mais pas totalement car on perd toujours 0,3 kW sur la puissance effective du moteur

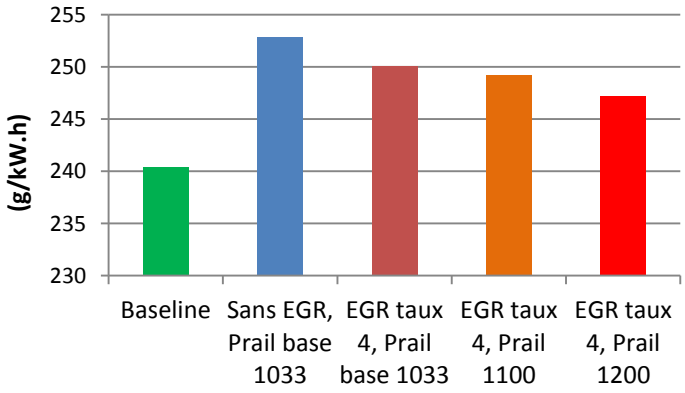


Figure III-34: CSE_{TC} pour différents taux d'EGR et pressions d'injection

La Figure III-34 montre la variation de la CSE_{TC} sans EGR et avec EGR à taux de 4. Comme évoqué dans le paragraphe précédent la perte du rendement est due à la CPE. Dans le cas où la pression d'injection est augmentée à 1100 bars, la consommation spécifique est un peu plus faible que dans le cas avec EGR et pression d'injection de base. Ceci est dû à une réduction la PMI BP en faisant de l'EGR et en même temps une augmentation de la PMI HP en augmentant la pression d'injection. En augmentant la pression d'injection jusqu'à 1200 bar la CSE_{TC} chute d'avantage. En augmentant la pression d'injection la CSE_{TC} diminue donc par rapport au cas sans EGR, mais cela n'est pas suffisant pour arriver à un rendement meilleur que le moteur baseline.

Analysons maintenant les effets sur les émissions polluantes pour voir l'intérêt des modifications proposées.

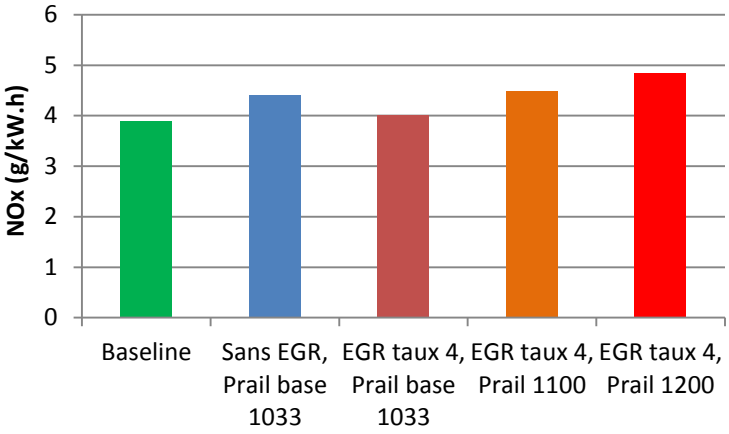
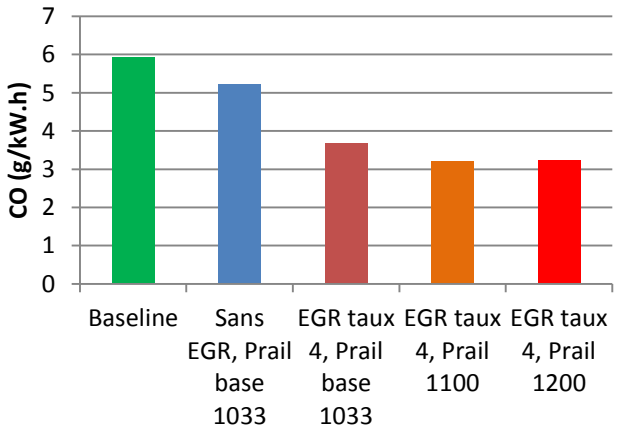
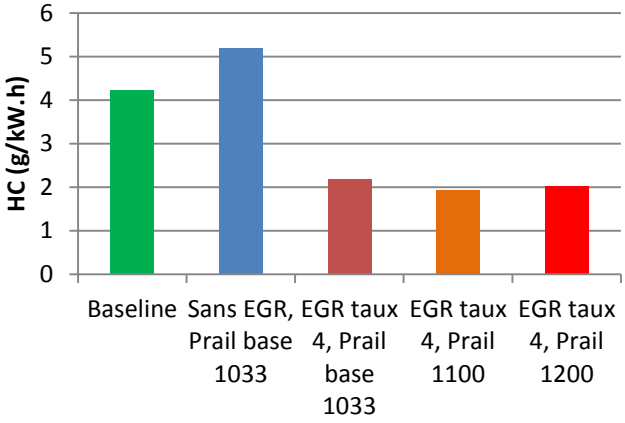


Figure III-35: Débit de NOx pour différents taux d'EGR et pressions d'injection

La Figure III-35 montre les débits de NOx pour différents paramètres du moteur réduits à la puissance globale du système moteur avec turbocompound. L'étude a montré que l'augmentation de la CPE contribue à l'augmentation des NOx à cause de l'effet thermique des gaz résiduels chauds. En mettant l'EGR à un taux de 4, les NOx rechutent mais l'augmentation de la pression d'injection, les fait ré-augmenter à cause d'une combustion plus rapide et à plus haute température.



(a)



(b)

Figure III-36: Emissions de CO (a) et d'HC(b) pour différents taux d'EGR et pression d'injection .

La Figure III-36 montre une chute des émissions de CO et d'HC avec l'augmentation du taux d'EGR et de la pression d'injection. Bien que la combustion soit plus riche en moyenne car les gaz brulés remplacent l'oxygène des gaz frais, une chute des émissions de CO et d'HC est constatée qui peut être due à une augmentation de la température de la chambre par les gaz chauds, qui peut accélérer la vitesse d'oxydation et réduire ces produits.

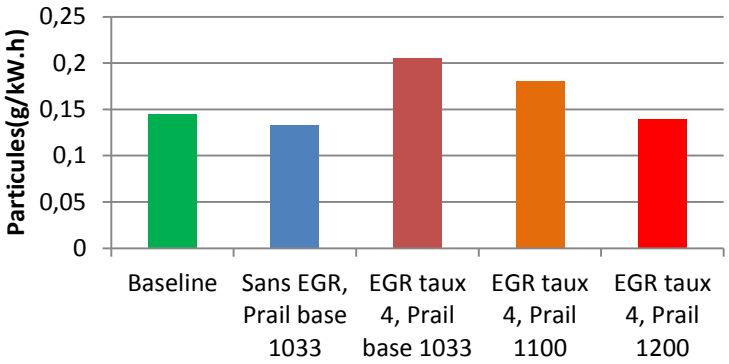


Figure III-37: Emissions de Particules

Comme le montre la Figure III-37, les particules augmentent par rapport au moteur de base, avec l'augmentation de la CPE. Cela peut être expliqué par une augmentation de la richesse moyenne dans la chambre qui favorise une augmentation de la richesse locale de certaines zones.

III.2.7.2 Taux EGR 12

Dans cette partie un taux d'EGR plus élevé est étudié, c'est celui de 12% vu dans la première partie. L'objectif étant d'évaluer son impact par rapport au taux de 4%.

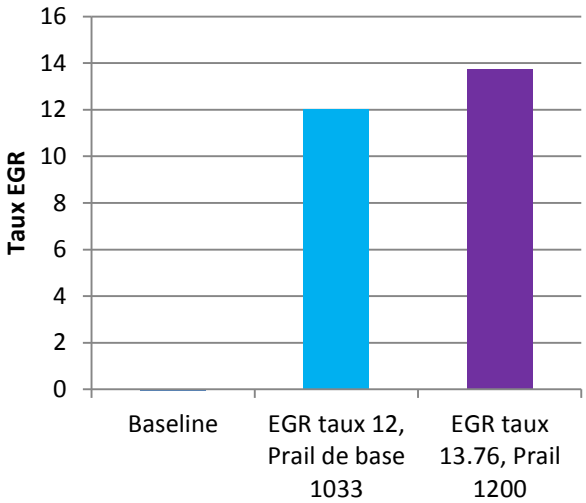


Figure III-38 : Taux d'EGR

La Figure III-38 montre l'évolution du taux d'EGR avec la pression d'injection. Le moteur de base a un taux d'EGR de 0. Bien qu'on essaie de garder une même position d'EGR pour garder un taux fixe pour la comparaison, le taux d'EGR n'est pas tout à fait constant en augmentant la pression d'injection. Il passe de 12% à 13,8%. Cela peut être dû à des erreurs de pilotages de la vanne.

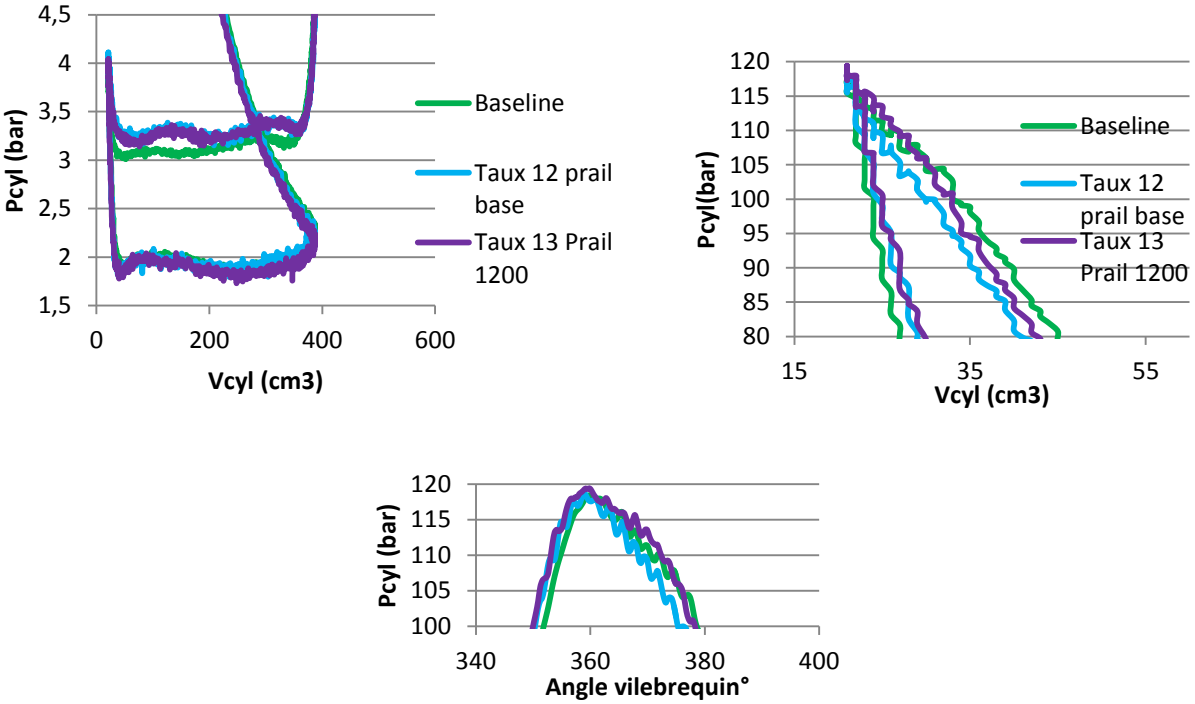


Figure III-39: Diagramme PV: boucle BP (haut gauche) et HP (haut droite), et pression cylindre (bas)

La Figure III-39 montre que la boucle BP est réduite en faisant de l'EGR à taux de 12 et 13 par rapport au cas sans EGR. Par contre en augmentant le taux d'EGR même à pression d'injection de 1200 bar ce n'est plus possible de rattraper l'allongement de la combustion lié à la dilution.

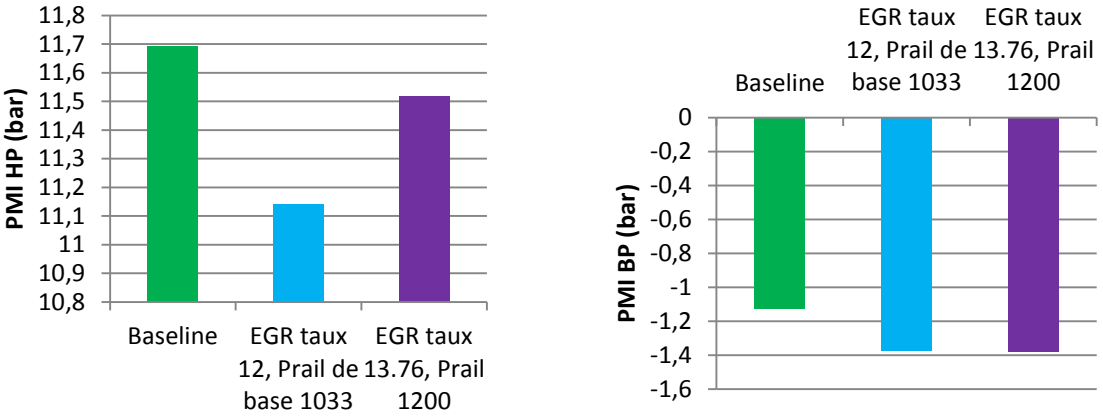


Figure III-40 : PMI HP (gauche) et BP (droite) pour différents taux d'EGR et Prail

La Figure III-40 montre les évolutions de la PMI HP et PMI BP. Les valeurs obtenues confirment l'analyse faite sur les pressions cylindres cylindres de la Figure III-39.

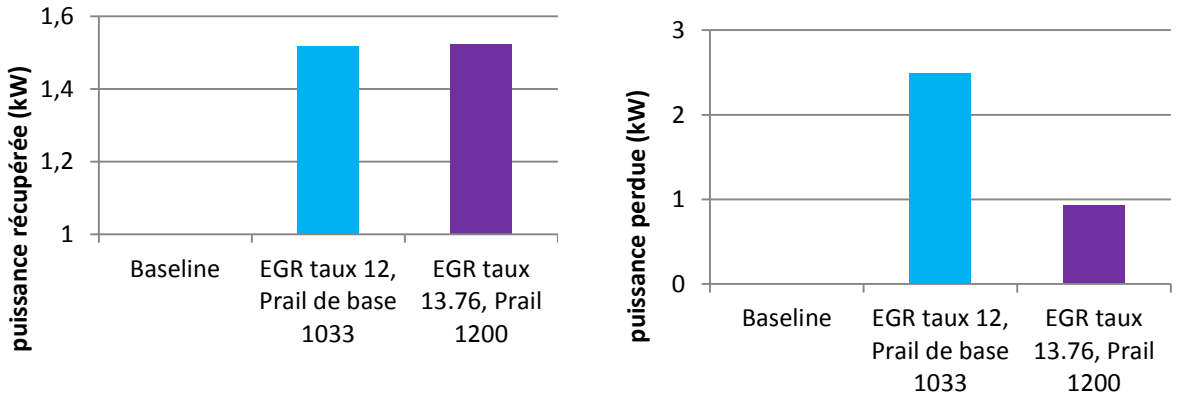


Figure III-41: Puissance isentropique récupérée (gauche) et puissance perdue (droite)pour différents taux d'EGR et Prail

La Figure III-41 montre que la puissance isentropique récupérée pour le taux d'EGR de 12 avec la pression d'injection de base et en augmentant la pression d'injection, ne varie presque pas. La puissance récupérée est plus faible qu'avec le taux d'EGR de 4 à cause du plus fort débit recirculé dans le moteur. Par contre, la puissance perdue par le moteur diminue pour les mêmes raisons évoquées dans le cas du taux de 4.

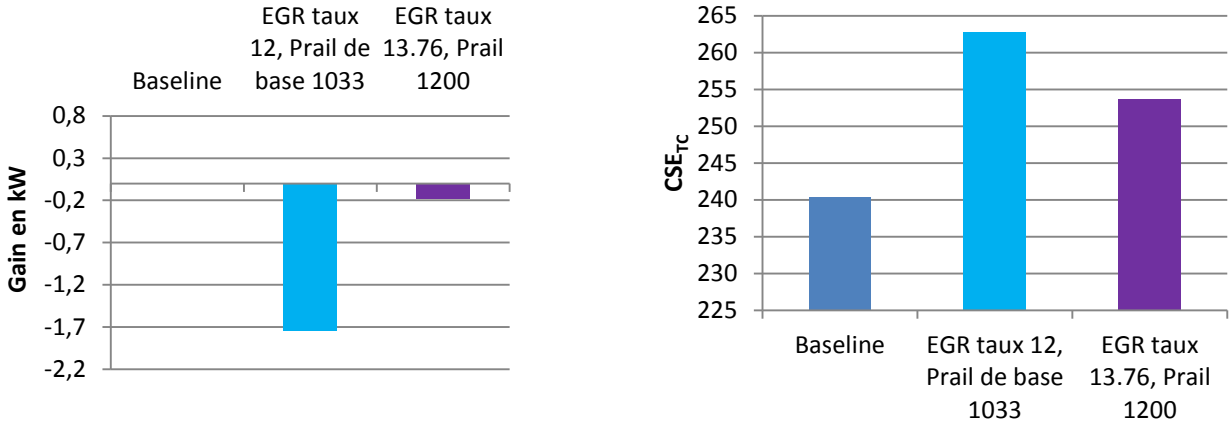


Figure III-42: Bilan en puissance (gauche) et CSE globale (droite) pour différents taux d'EGR et Prail

La Figure III-42 présente un bilan pour différentes configurations moteur. La CSE_{TC} est calculée pour se corriger par rapport à la fluctuation du débit mesuré. En augmentant la pression d'injection, les pertes du moteur dues à la dilution de la combustion sont diminuées, et le rendement augmente. Mais la faible puissance récupérée à l'échappement, fait que le gain global demeure négatif. En augmentant le taux d'EGR le pompage a été réduit mais la puissance récupérée chute. Un optimum apparaît alors avec le taux d'EGR et la puissance récupérée. A noter que la pression d'injection n'est pas augmentée au-delà de 1200 bar dans cette étude, pour garder un profil de pression cylindre très proche du moteur de base et garder un critère de comparaison. Aussi afin que le gain ne viennent pas d'une amélioration de la combustion.

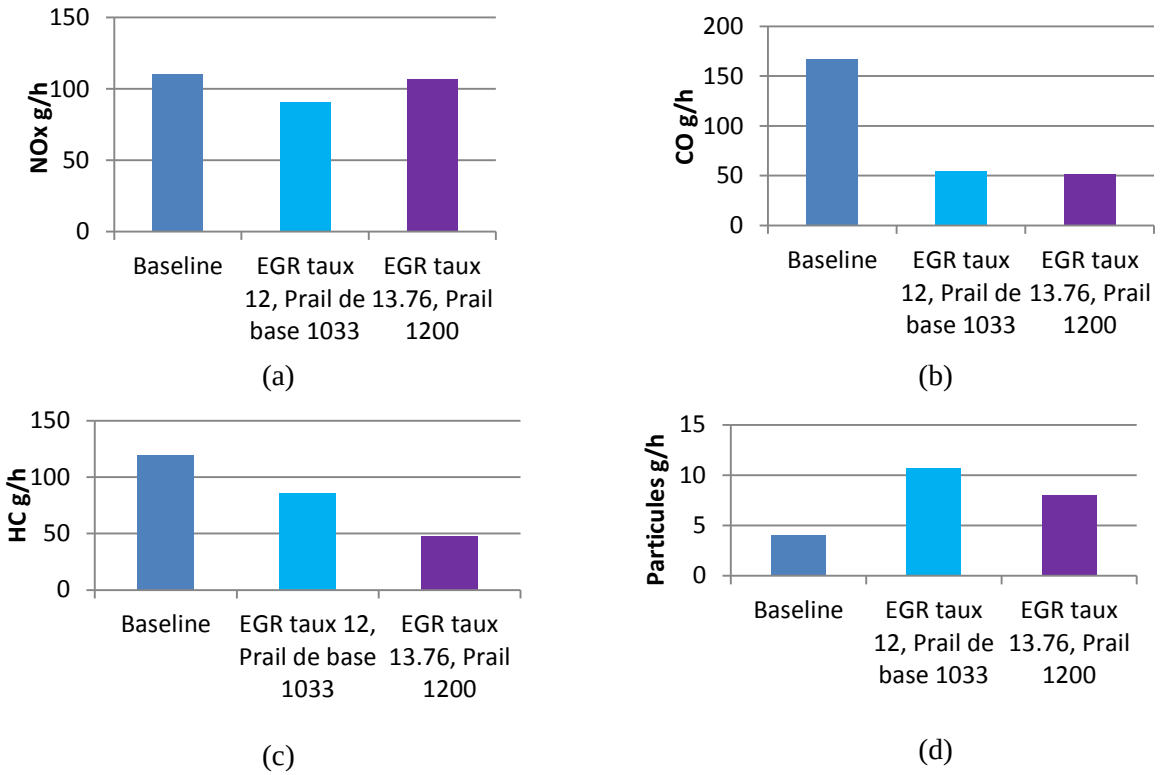


Figure III-43 : Émissions polluantes pour différents taux d'EGR et pressions d'injections (a) NOx, (b) CO, (c) HC, (d) Particules

La Figure III-43 montre que les émissions polluantes suivent la même tendance que celle observée pour le taux d'EGR de 4. Cela confirme que l'EGR est une piste intéressante pour gérer les paramètres moteur dans un contexte de récupération d'énergie à l'échappement.

III.2.8 Influence de la pression de suralimentation (point C)

Après avoir testé le potentiel de l'EGR associé à la récupération de l'énergie à l'échappement, l'influence de la pression de suralimentation est étudiée.
Là encore, le papillon de CPE est fermé à la même position (286 mbar de perte de charge avec les réglages de base), et on essaie d'évaluer le potentiel de la boucle d'air en jouant sur la pression de suralimentation, en gardant l'EGR fermé. Sachant que la pression de suralimentation de base est de 1.86 bar.

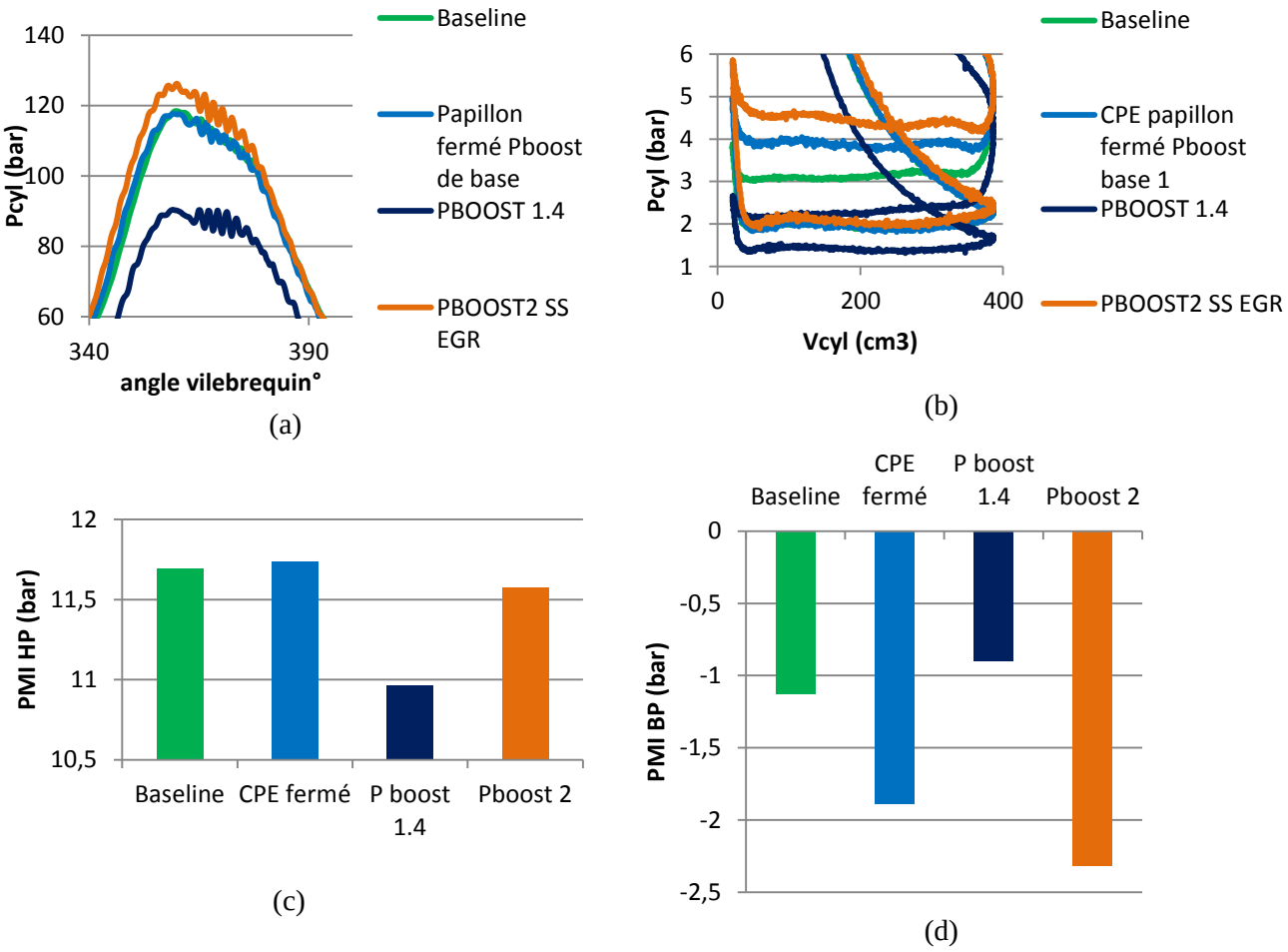


Figure III-44: (a) Pression cylindre, (b) diagramme PV BP, (c) PMI HP , (d) PMI BP pour différentes CPE et pressions de suralimentation

On remarque que le pompage (la PMI BP) augmente avec la pression de suralimentation (Figure III-44). L'explication de ce phénomène est interprétée comme suit : L'augmentation de la pression de suralimentation entraîne une puissance plus élevée prélevée au niveau de la turbine. Compte tenu de la température élevée des gaz d'échappement, cette puissance côté turbine est obtenue pour un rapport de pression moins élevé que côté compresseur car la variation d'enthalpie est plus élevée coté turbine que coté compresseur pour un même rapport de pression. Avec un rendement glolbal de turbocompresseur égal à 1, une variation de la pression de suralimentation de ΔP, nécessite une chute de pression inférieure à ΔP côté turbine. On constate l'inverse ici quand la pression de suralimentation passe de 1,4 à 2. Cette tendance est donc liée à la faiblesse du rendement global du turbocompresseur ($\eta_{comp}*\eta_{turbine}*\eta_{méca}$) dans la zone de fonctionnement considérée. Ceci a également été observé sur le moteur de base (sans vanne CPE) : une diminution de la pression de suralimentation conduit à une baisse de la PMI HP pour ce point de fonctionnement.

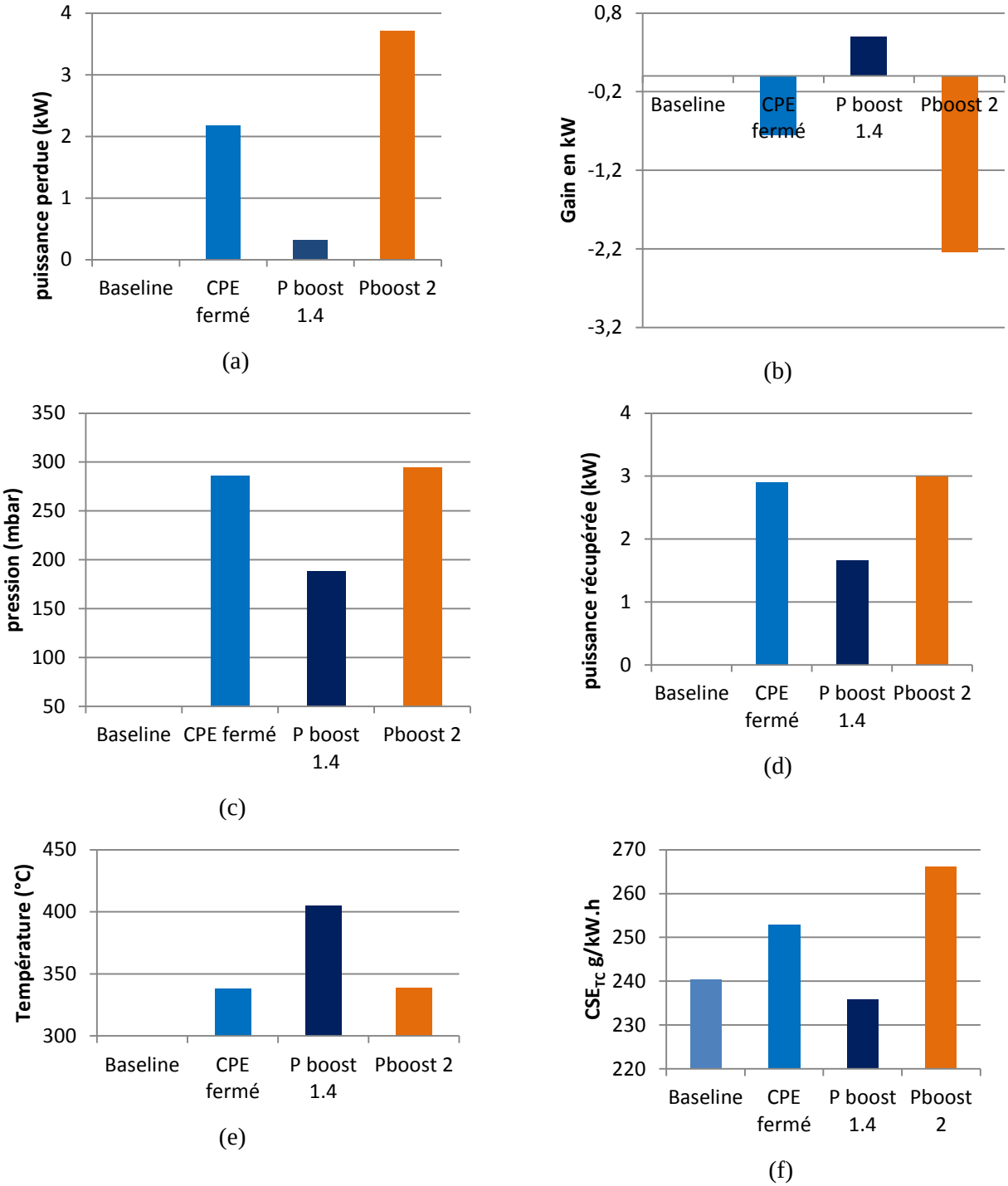


Figure III-45: (a) Puissance perdue, (b) gains, (c) pression entrée papillon (d) puissance isentropique, (e) température entrée papillon de CPE, (f) CSE globale

La Figure III-45 montre que dans le cas de la pression de suralimentation de 1,4, les pertes par pompage dues à la turbine du turbocompresseur et au papillon de CPE sont réduites (débit plus faible) et qu'un gain global est estimé. Dans le cas d'une Pboost de 2, les pertes par pompage sont trop élevées et le gain est négatif.

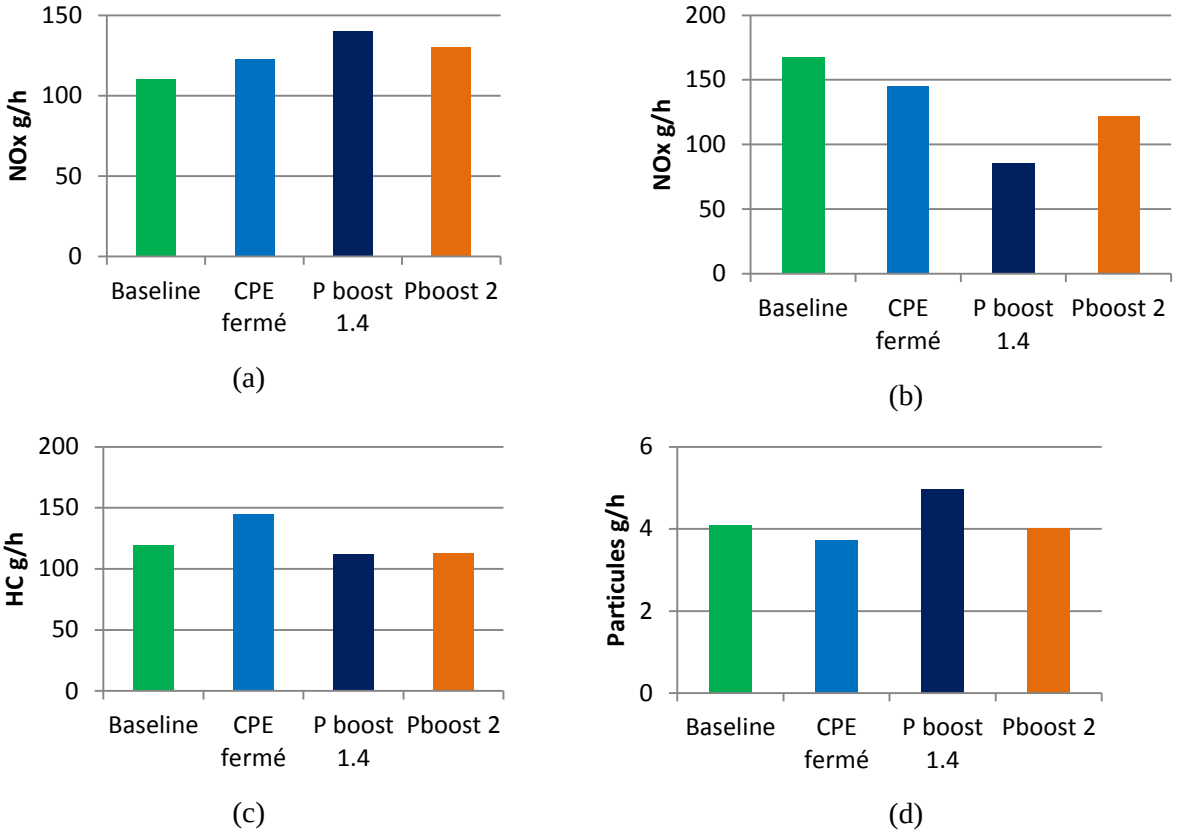


Figure III-46 : Émissions polluantes pour différentes pressions de suralimentation (a) NOx, (b) CO, (c) HC, (d) Particules

Ces différentes courbes (Figure III-46) révèlent que la pression de suralimentation n'est pas un paramètre de premier ordre pour les émissions polluantes sur ce point de fonctionnement.

Dans cette partie on diminue la Pboost à 1,5 bar à papillon de CPE ouvert, ce qui permet de voir l'impact de la pression de suralimentation en elle-même sur le moteur, vu que les pertes de charge à l'échappement sont très faibles. Cela permet valider ce qui a été vu dans le paragraphe précédent.

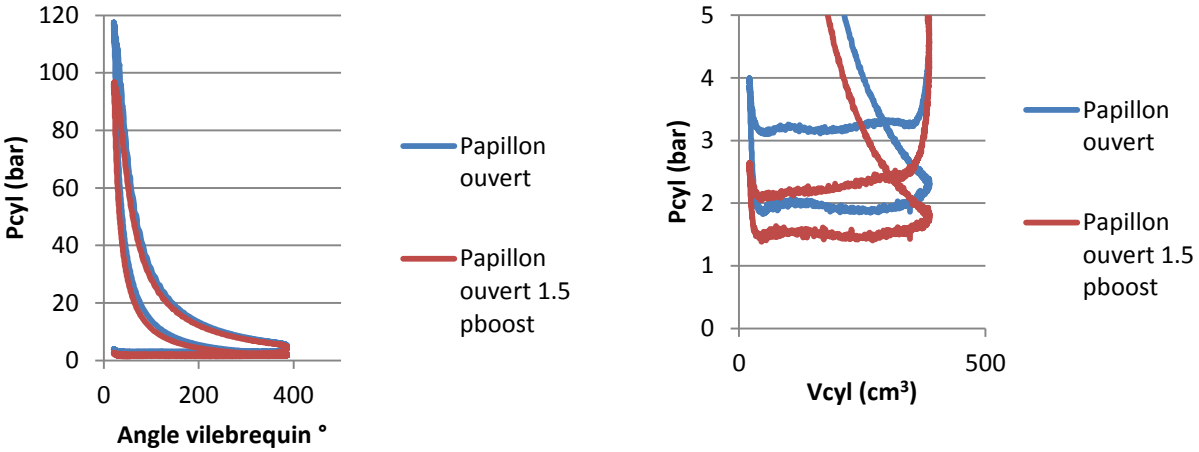


Figure III-47: Diagramme PV (gauche) et boucle BP (droite)

La Figure III-47 montre une réduction de la boucle BP en réduisant la pression de suralimentation. Le pic de pression cylindre est aussi plus faible car la phase de compression commence par une pression plus faible.

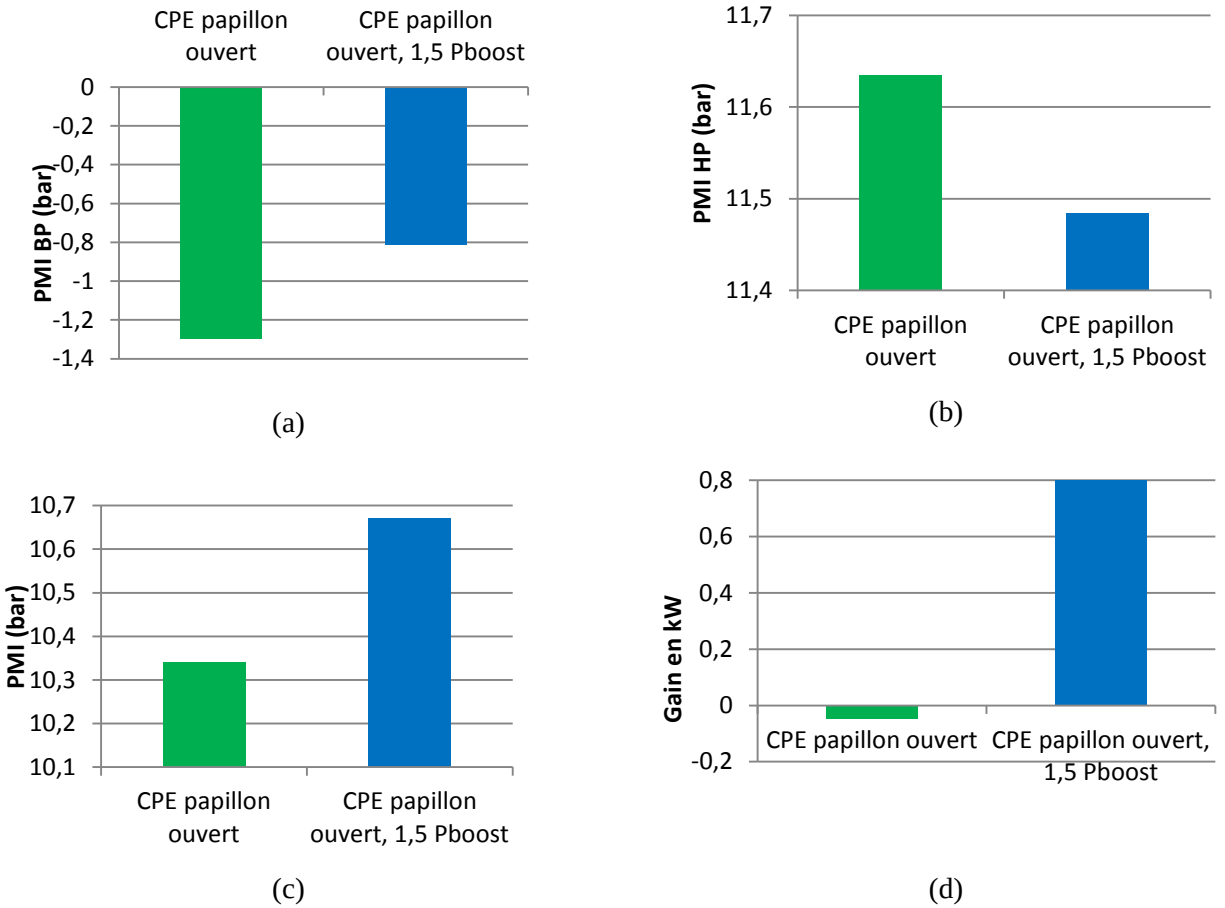


Figure III-48: (a)PMI BP, (b) PMI HP, (c) PMI totale, (d) gain pour différentes pression de suralimentation avec papillon de CPE ouvert

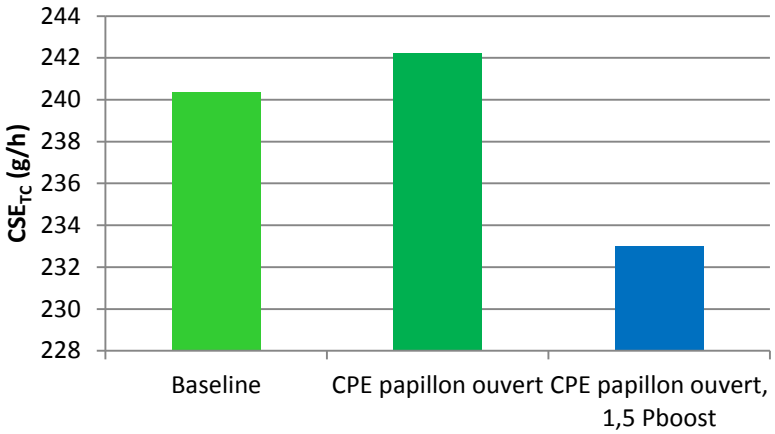


Figure III-49 : CSE pour différentes Pboost, papillon de CPE ouvert

Ce qui a été vu précédement se confirme dans les Figure III-48 et Figure III-49: L'ouverture de la géométrie variable de la turbine conduit à une légère diminution de la PMI HP, et à une plus forte diminution de la PMI BP. Au final la PMI totale augmente et le rendement du moteur s'améliore.

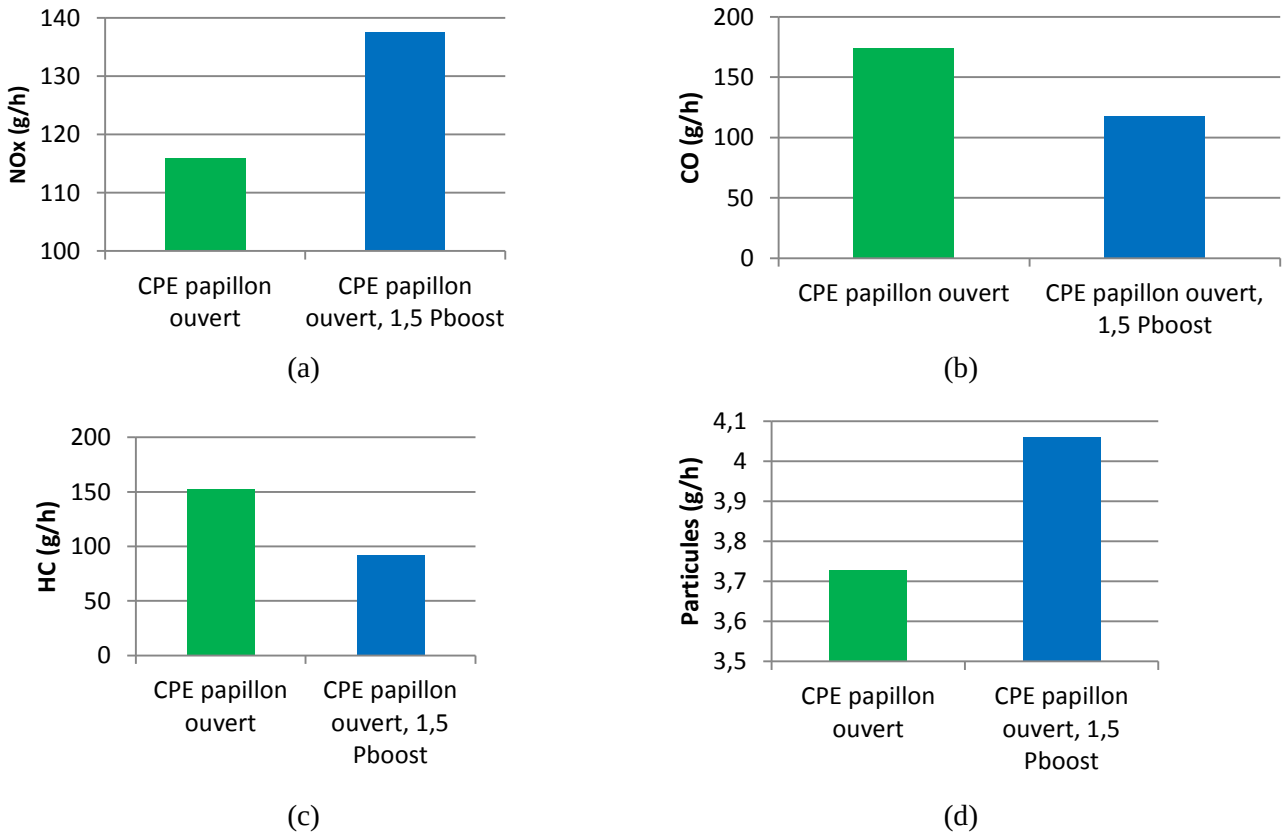


Figure III-50 : Emissions polluantes pour différentes pressions de suralimentation, papillon de CPE ouvert, (a) NOx (b) CO (c) HC (d) Particules

Comme le montre la Figure III-50, les NOx augmentent. Ceci peut être attribué à une combustion plus riche et une diminution des IGR. Par contre, les HC et le CO diminuent.

Synthèse

-L'EGR permet de réduire la PMI BP si on est à position de vanne fixe, mais entraîne une dégradation de la PMI HP due à la dilution de la combustion ;

- L'augmentation de la pression d'injection permet alors d'augmenter la PMI HP, pour compenser l'effet de la dilution par l'EGR ;

- L'augmentation de la pression de suralimentation dégrade le rendement du moteur sur ce point de fonctionnement, à cause d'un mauvais rendement du turbocompresseur, alors que la diminution de la pression de suralimentation augmente le rendement.

- La diminution de la pression de suralimentation augmente la quantité de NOx émise.

- Un gain peut être apporté par le turbocompound et le moteur lui-même en modifiant la calibration du moteur, mais potentiellement au détriment des émissions de polluants, à l'image de la diminution de la pression de suralimentation et de l'augmentation de la pression d'injection.

III.2.9 Etude de plusieurs contre pressions sans EGR (Point C)

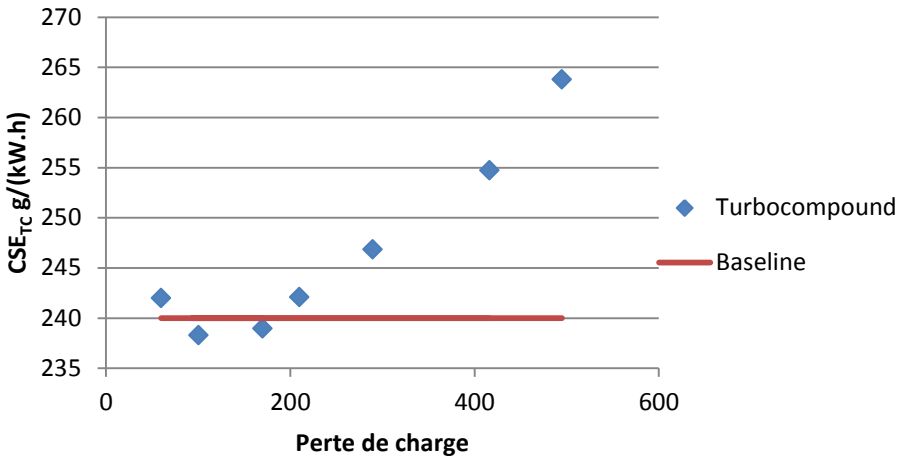


Figure III-51 : CSE$_{TC}$ globale pour différentes CPE pour le point C

La Figure III-51 regroupe les résultats obtenus avec différentes CPE testés avec le contrôle moteur de base. A partir d'une certaine contre pression vers 200 mbar, le gain se dégrade complètement une zone perte de rendement apparait. Cela est dû à l'augmentation des pertes par pompage, et la chute du rendement du moteur. La zone de gain de rendement est située entre 60 et 200 mbar de CPE. Dans cette zone la puissance récupérable estimée par la CPE est plus importante que les pertes moteur. Un point optimal de gain apparait aussi. En effet, ce point représente un compromis entre la puissance récupérée et les pertes de puissance effective du moteur. Plus la CPE diminue, plus la puissance récupérée est faible, mais moins la puissance effective du moteur est dégradée. Un optimum apparait alors pour une valeur de contre pression de 168 mbar environ. Les valeurs de baisse de CSE obtenues ne sont pas très importantes.
Sur la base de ce qui a été vu précédemment, on va essayer d'appliquer ces modifications (EGR, Prail…) sur le point de contre pression 168 mbar, pour évaluer le potentiel maximal de gain.

III.2.10 Etude à iso-contre pression

Dans cette partie l'impact de différents paramètres moteur sur le gain est évalué lorsque la CPE est conservée constante à 168 mbar en modulant le papillon à l'échappement.
On a vu qu'en restant à ouverture constante de la vanne de CPE, l'utilisation d'EGR réduit le débit dans la vanne de CPE et donc les pertes de charge à ce niveau. Maintenant on regarde l'influence de l'EGR si on reste à iso-CPE.
On ouvre d'abord la vanne EGR sur une position fixe. Le taux d'EGR est estimé à 8.

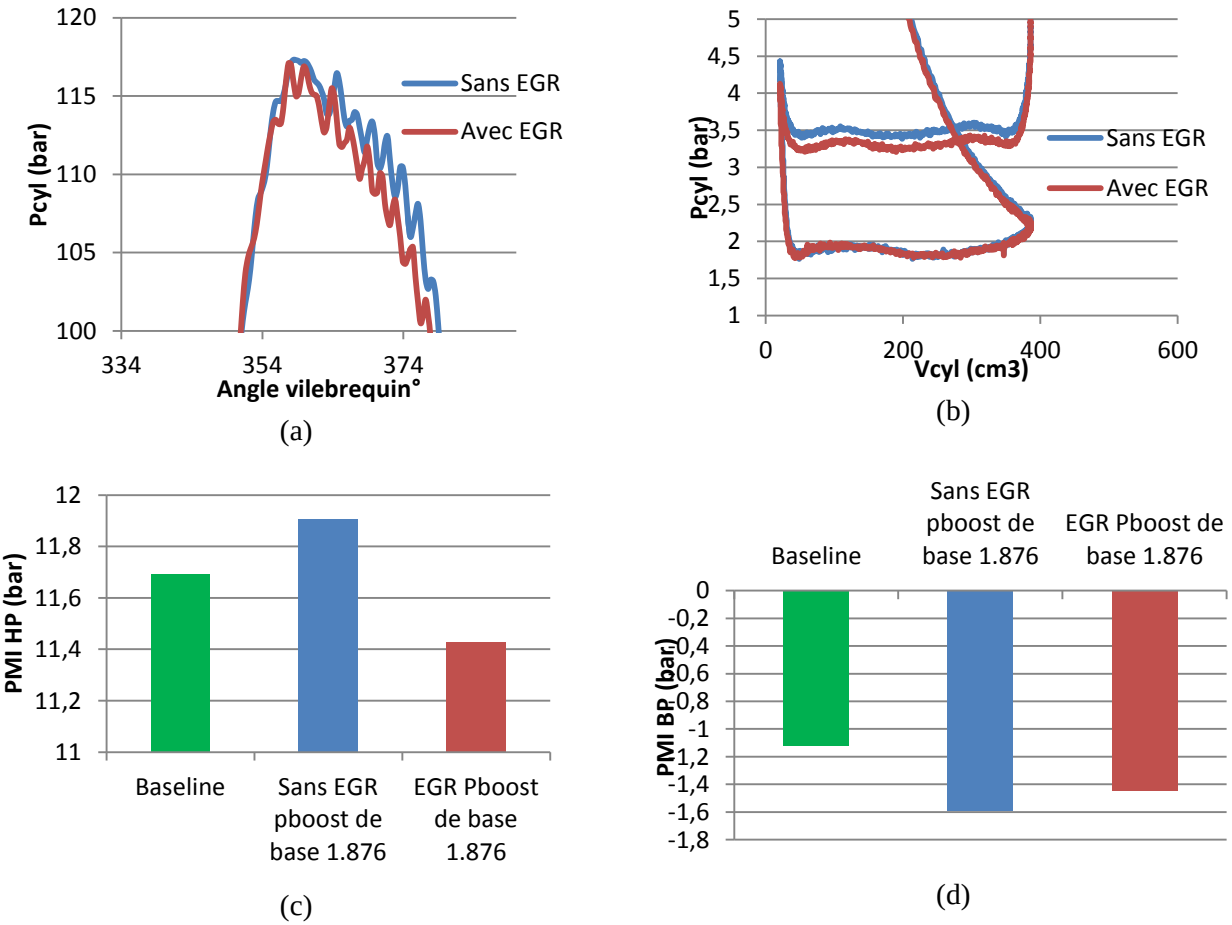


Figure III-52: (a) Pression cylindre, (b) diagramme PV BP, (c) PMI HP, (d) PMIBP à iso-CPE avec et sans EGR

La Figure III-52 montre qu'en mettant de l'EGR la PMI BP diminue un peu. En effet, au niveau du collecteur d'admission, on remplace de l'air frais par des gaz brulés, et donc le débit dans le compresseur chute et on demande alors moins de travail à la turbine et donc la contre pression est moins élevée. Cela peut aussi provenir d'un déplacement du point de fonctionnement de la turbine vers un point de meilleur rendement. Mais la chute de la PMI HP est plus importante à cause de la dilution de la combustion.

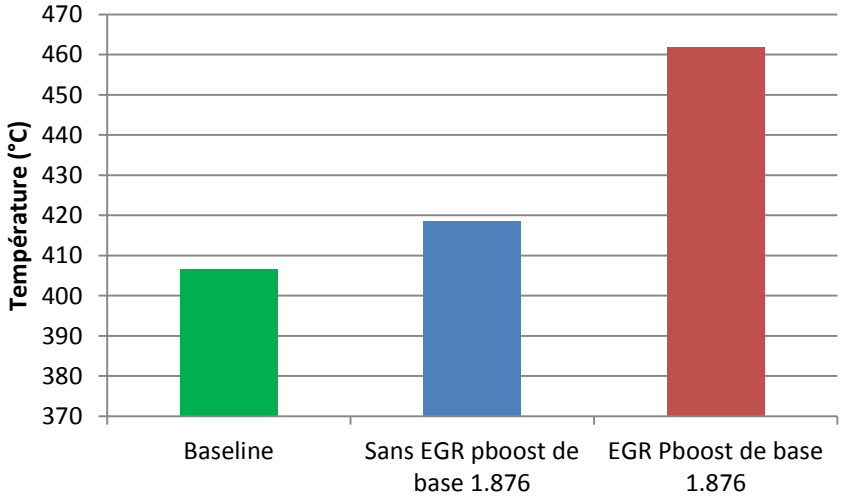


Figure III-53: Température en sortie du cylindre 1

La Figure III-53 montre que la température à la sortie des cylindres augmente à cause des gaz chauds de l'EGR qui entraînent une combustion plus chaude. Cela entraîne une augmentation de la température des gaz en entrée de la turbine. Le travail nécessaire pour comprimer les gaz d'admission entraîne une chute de pres-

sion plus faible au niveau de la turbine car les gaz sont plus chauds, ce qui explique aussi la chute de la PMI BP.

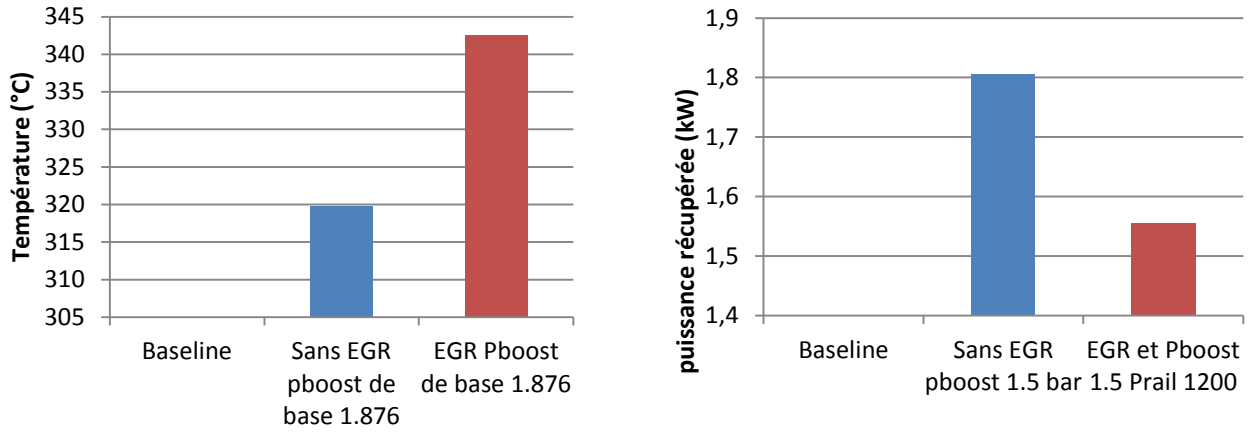


Figure III-54: Température en entrée papillon de CPE (gauche) et puissance isentropique récupérée (droite)

La Figure III-54 montre que la température est plus chaude à l'entrée du papillon de CPE. Pour un même rapport de pression, la puissance isentropique récupérée est plus élevée.
Sur ce point de fonctionnement, les gaz à l'entrée de la turbine sont plus chauds et son rendement fait que la température des gaz à sa sortie sont aussi plus chaud. Regardons maintenant le gain global estimé.

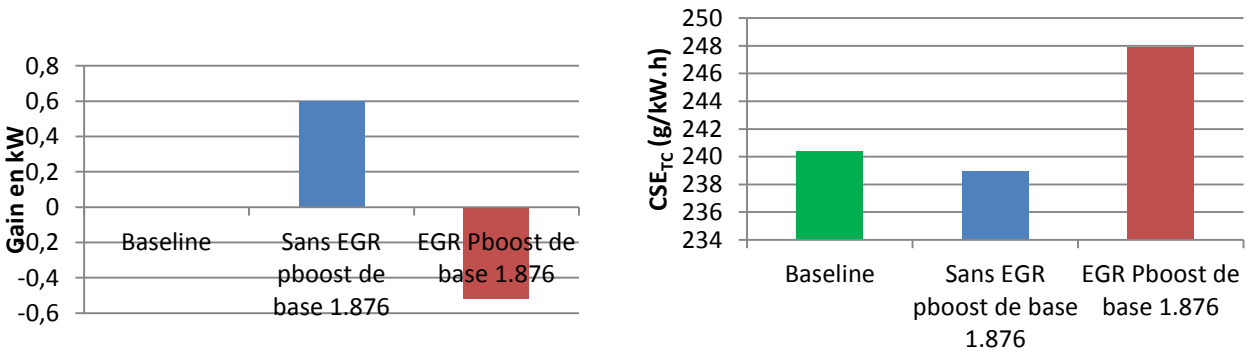


Figure III-55: Bilan de puissance global et CSE globale à iso-CPE, iso Pboost, avec et sans EGR .

La Figure III-55 montre un gain global négatif avec EGR. Cela est expliqué par un gain de PMI BP très faible qui ne compense pas les pertes de PMI HP causé par l'EGR. En plus l'augmentation de la puissance isentropique récupérée est relativement faible, ce qui entraîne une perte globale du système.

III.2.11 Variation de la pression de suralimentation (Pboost), de l'EGR et de la pression d'injection (Prail)

Dans ce paragraphe on examine le potentiel de gain, en se basant sur les résultats des paragraphes précédents. On a vu que la diminution de la pression de suralimentation peut augmenter le rendement du moteur via la réduction de la PMI BP, et que la diminution de la pression de suralimentation permet aussi de récupérer plus au niveau du turbocompound, car la turbine prélève moins d'énergie. On a vu aussi que l'ajout de l'EGR à iso-pression de suralimentation peut entraîner une diminution du travail du turbocompresseur, car le débit de gaz frais est plus faible. On a également vu que l'augmentation de la pression d'injection permet d'améliorer la PMI HP dans le cas où l'on met de l'EGR en compensant l'effet de dilution de la combustion par les gaz résiduels. Par contre, on a vu que la combustion devient plus riche et que les NOx augmentent. Essayons maintenant de voir la combinaison optimale de ces paramètres en termes de gain potentiel. Le taux d'EGR

utilisé est 6. La pression de suralimentation est diminuée à 1,5 (postion vanne fixe, 286 mbar de perte de charge sur le moteur de base).

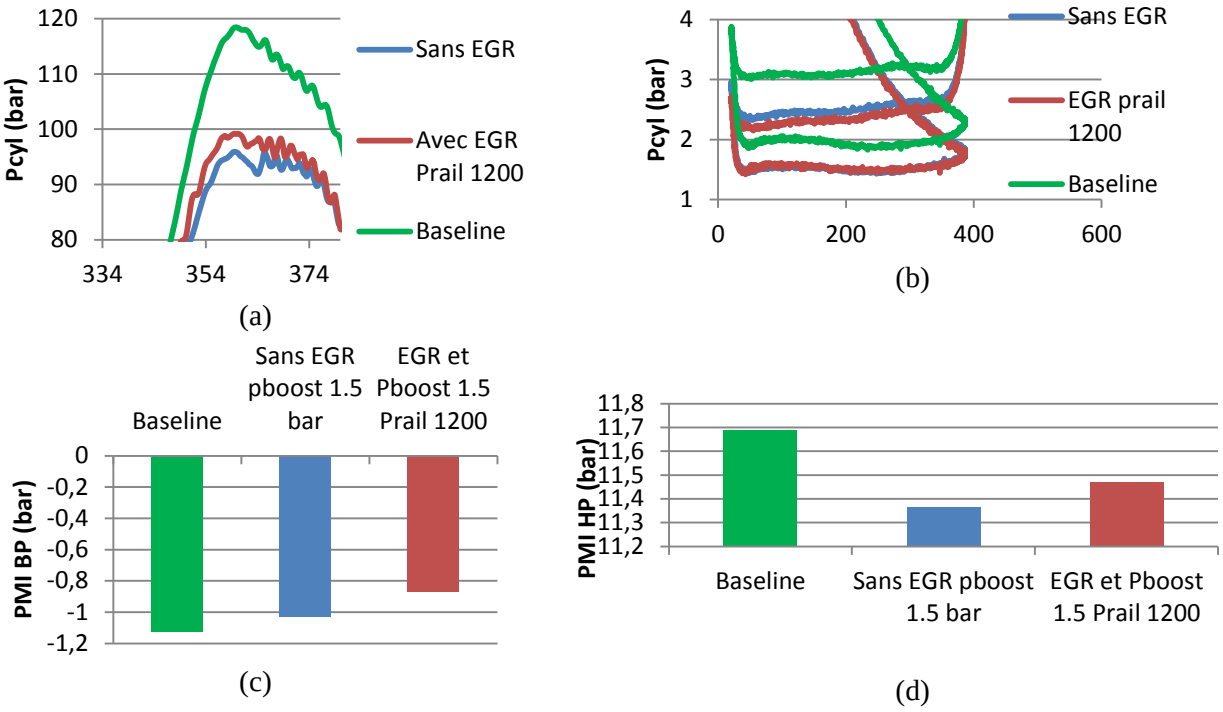


Figure III-56 : (a) Pressions cylindres, (b) diagramme PV BP, (c) PMI BP, (d) PMI HP

La Figure III-56 montre les tendances déjà observées dans les paragraphes précédents. La PMI BP chute en réduisant la pression de suralimentation, et chute encore plus en mettant de l'EGR. La PMI HP chute avec la pression de suralimentation. En augmentant la pression d'injection et en mettant de l'EGR, la PMI HP augmente.

Regardons le gain associé à ces modifications de paramètres et essayons d'analyser l'influence que pourraient avoir ces modifications sur les émissions polluantes.

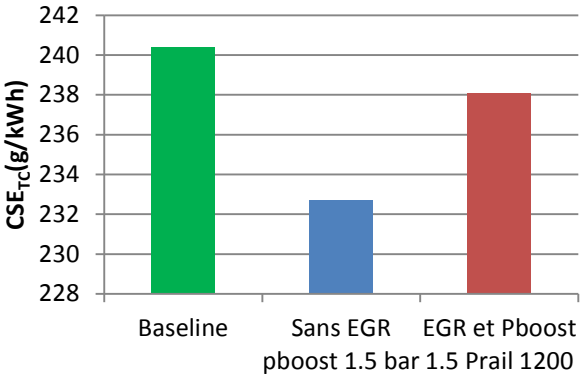


Figure III-57: CSE globale pour les différents jeux de paramètres

Le gain le plus élevé apparait pour la configuration avec EGR quand on diminue la pression de suralimentation et on augmente la pression d'injection (Figure III-57). La pression de suralimentation permet donc de diminuer le pompage, de la même façon que l'EGR. L'augmentation de la pression d'injection permet d'augmenter la PMI HP et compenser les effets de dilution. Le gain est donc apporté par la chute de la pression de suralimentation et de la partie récupérée à l'échappement. Les gains sont de 1.2 kW et 1.45 kW respectivement. Par contre la deuxième possibilité montre une CSE plus élevée, et cela vient du fait qu'en augmentant la pression d'injection, le débit carburant a du augmenté.

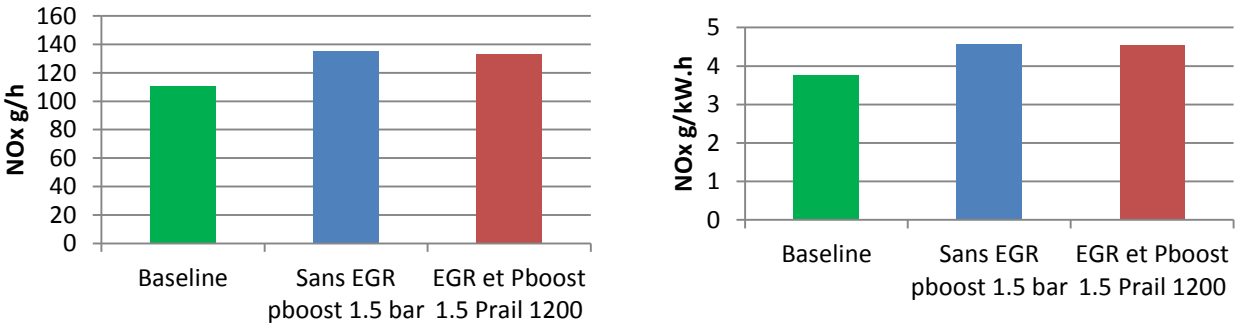


Figure III-58: NOx en g/h (gauche) et g/kW.h (droite).

La Figure III-58 montre les débits NOx en g/h et en g/kW.h. On constate que si on arrive à récupérer de l'énergie en changeant les paramètres du moteur, c'est au détriment des émissions de NOx.

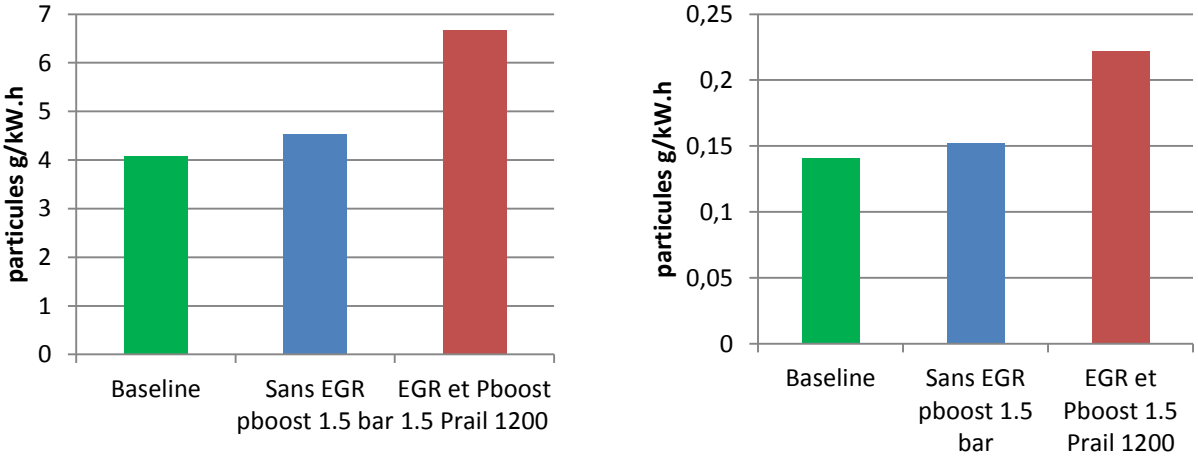


Figure III-59: Particules en g/h (gauche) et g/kW.h (droite)

La diminution de la pression de suralimentation qui passe de 1,9 bar (baseline) à 1,5 bar entraîne une augmententation de la richesse qui augmente naturellement les particules (Figure III-59). L'EGR chaud, qui remplace l'air frais dans le répartiteur d'admission, vient encore augmenter la richesse avec pour conséquence une augmentation sensible des particules.

III.2.12 Point B : 2000 tr.min^{-1}, 145 N.m

Les tendances observées sur le point B (2000 tr.min^{-1}, 145 N.m) sont semblables au point C (3000 tr.min^{-1}, 90N.m). Figure III-60 présente la CSE pour différentes valeurs de CPE.

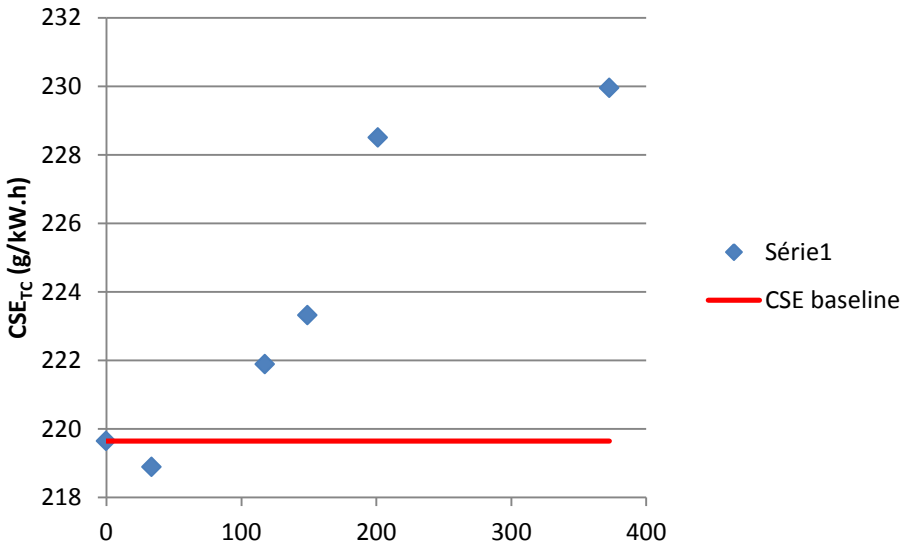


Figure III-60 : CSE en fonction de la CPE pour le point B (2000 tr/min, 145 N.m)

On retrouve un point de CSE optimal sur une faible valeur de CPE (34 mbar).

III.3 *TURBOCOMPOUND PARALLELE*

Dans cette partie on étudie le turbocompound dans une architecture parallèle : la turbine de récupération est positionnée en parallèle de la turbine du turbocompresseur. Un partie du débit destiné à la turbine du turbocompresseur est donc dérivée et détendue dans une vanne qui simule une turbine de récupération. Pour contrôler ce débit parallèle, une vanne est conçue et montée à la place de l'EGR pour raison d'encombrement. Les gaz d'échappement étant particulièrement chauds et sales, il est difficile d'en mesurer le débit masse directement. Pour obtenir le débit masse parallèle à la turbine, les gaz d'échappement sont dilués avec de l'air comprimé dont le débit masse est connu. Connaissant le pourcentage de CO_2 avant et après la dilution, le débit masse des gaz d'échappement parallèles à la turbine peut être calculé.

III.3.1 SCHEMA DE PRINCIPE :

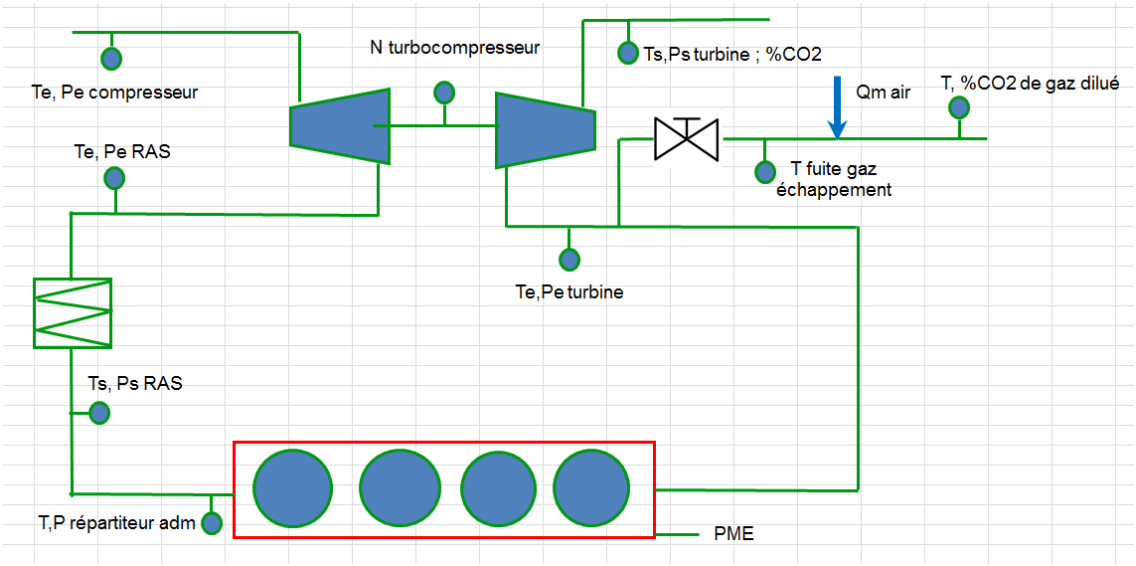


Figure III-61 : Schéma de principe de l'architecture parallèle

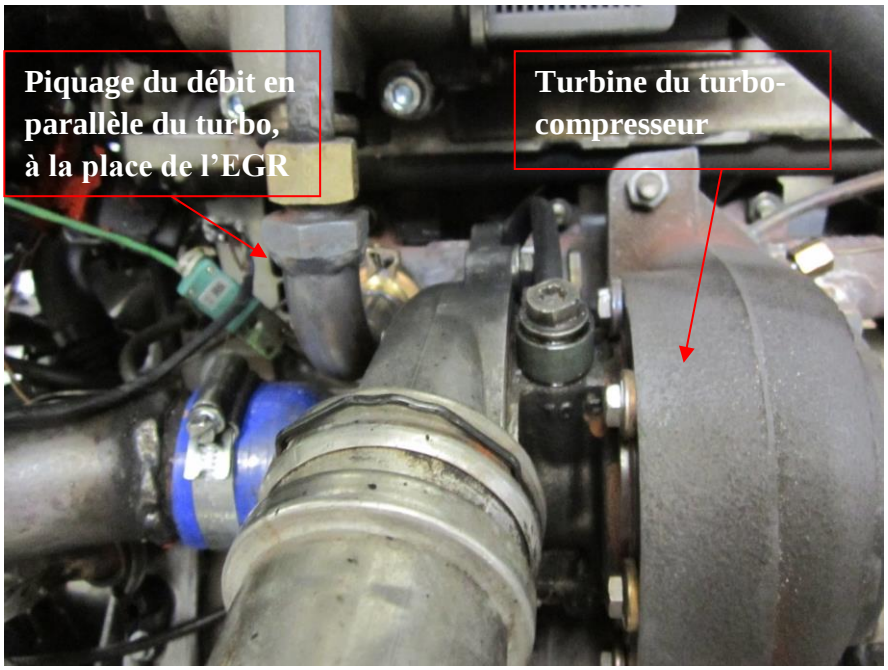


Figure III-62: Piquage du débit de fuite en parallèle du turbocompresseur

La Figure III-61 montre le schéma de principe de l'architecture testée. Un débit est dérivé à la place de la vanne d'EGR en parallèle du turbocompresseur (Figure III-62).

III.3.2 PRESENTATION DU SYSTEME

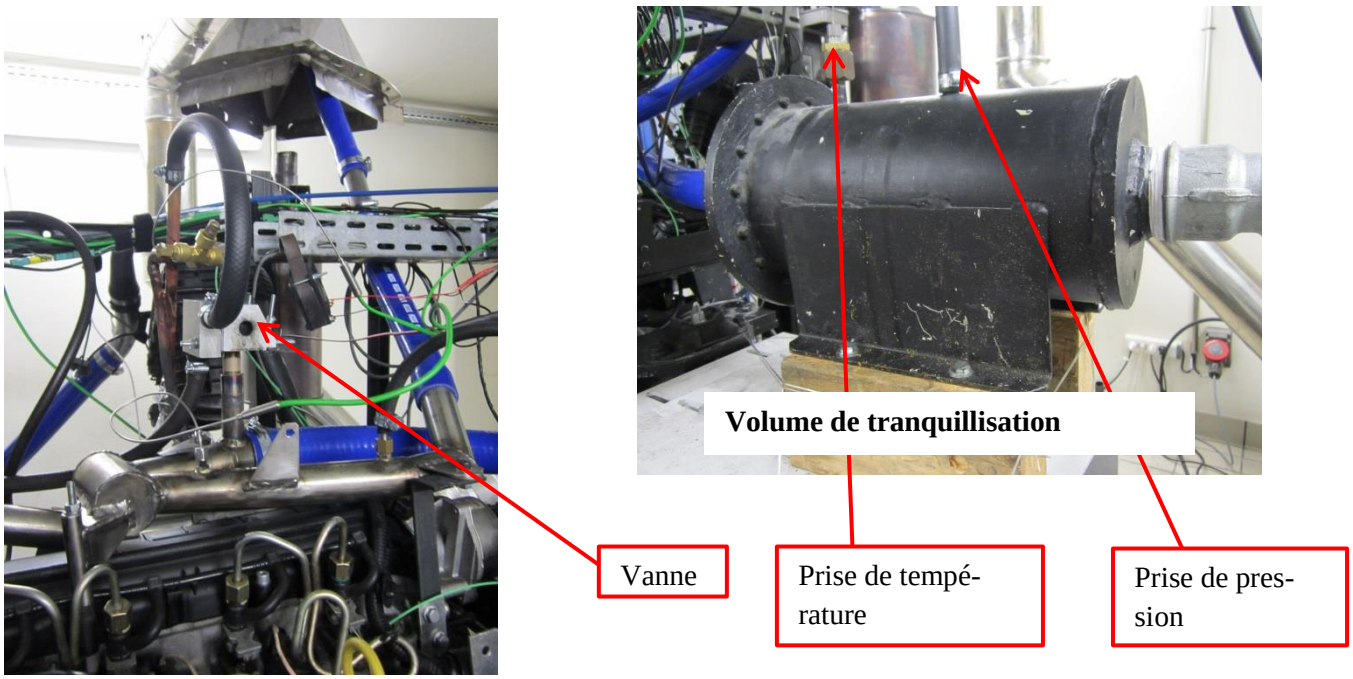


Figure III-63: Système de mesure de débit de fuite et la vanne refroidie à l'eau

Figure III-64 : Tuyère

Dans le but de contrôler le débit de fuite des gaz d'échappement parallèles à la turbine, une vanne a été spécialement usinée. Elle est contrôlée via un servomoteur piloté par Labview, de la même manière que le papillon de contre-pression dans le montage en série, et elle est refroidie par eau.
Afin de connaitre avec précision le débit masse d'air avec lequel les gaz d'échappement sont dilués, on utilise une tuyère (Figure III-64) qui est mise en blocage sonique en contrôlant la pression amont avec un volume de tranquillisation (Figure III-63) où est mesurée la pression ainsi que la température, indispensable pour calculer le débit masse.
Grâce aux informations pression et température en amont de la tuyère, le logiciel Labview donne directement le débit masse de l'air à partir de la formule de Barré St Venant en blocage sonique. Le choix du blocage sonique permet de contrôler le débit en fonction des conditions en amont de la tuyère que nous définissons dans le volume de tranquillisation où le fluide est considéré à l'arrêt. On calcule ainsi le débit d'air par la relation :

$$\dot{m} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{r T_0}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \qquad \textbf{(III-9)}$$

Avec P_0 et T_0 les températures d'arrêt dans le volume de tranquillisation.
C_D un coefficient de perte de charge ; A_T est la surface du col de la tuyère.

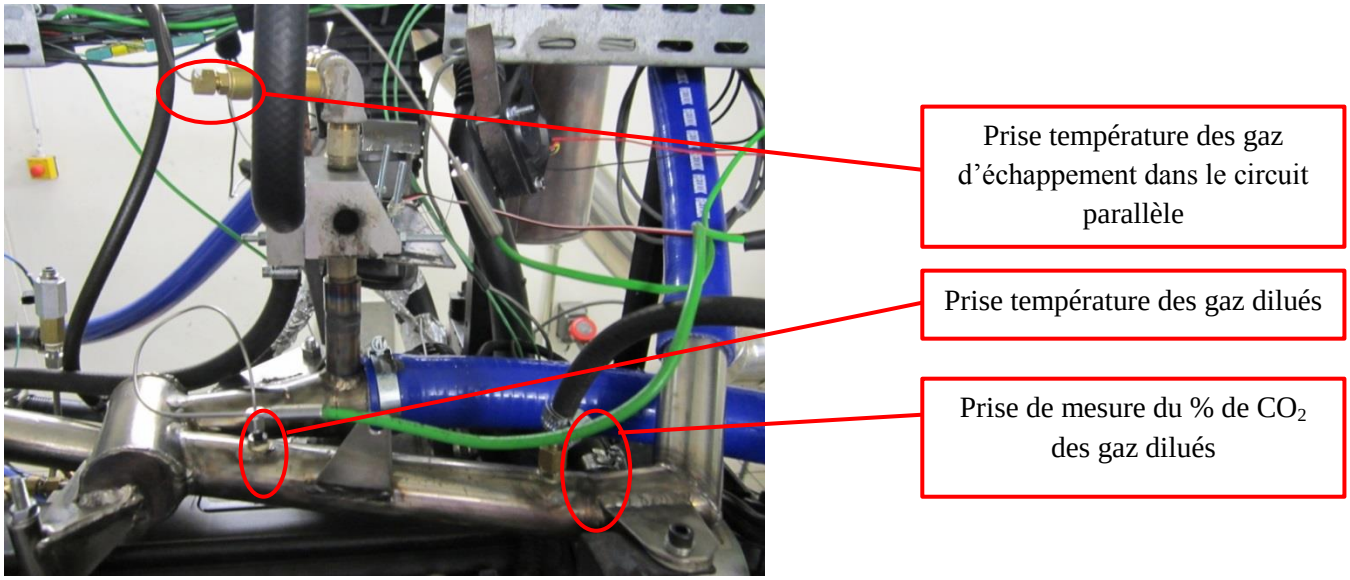


Figure III-65: Système mesurant le débit des gaz

La Figure III-65 montre l'instruentation du système.

III.3.3 Calcul du débit de fuite et analyse

Pour calculer le débit de fuite on doit calculer le débit molaire à partir des pourcentages volumiques du CO_2.
Le pourcentage volumique de CO2 après dilution des gaz d'échappement par le débit d'air s'écrit :

$$\%CO_2_dilué = \frac{n_{mol_CO_2} + n_{mol_CO_2_tuyère}}{n_{mol_total_échappement} + n_{mol_tuyère}} \quad \textbf{(III-10)}$$

Le pourcentage volumique de CO2 dans les gaz d'échappements est donné par :

$$\%CO_2_échappement = \frac{n_{mol_CO_2}}{n_{mol_total_échappement}} \quad \textbf{(III-11)}$$

Or $n_{mol_CO_2_tuyère}$ peut être négligé car le %CO2 dans l'air ambiant est négligeable (0.04%)
On peut donc écrire :

$$\%CO_2 dilué = \frac{n_{mol_CO_2}}{n_{mol_total_échappement} + n_{mol_tuyère}} \quad \textbf{(III-12)}$$

En reformulant (III-11) on trouve :

$$n_{mol_CO_2} = \%CO_2_échappement * n_{mol_total_échappement} \quad \textbf{(III-13)}$$

En mettant (III-13) dans (III-12) on peut trouver :

$$n_{mol_total_échappement} = \frac{\%CO_2_dilué * n_{mol_tuyère}}{\%CO_2_échappement - \%CO_2_dilué} \quad \textbf{(III-14)}$$

$$n_{mol_tuyère} = \frac{m\dot{tuyère}}{Mair} \quad \textbf{(III-15)}$$

Sachant que M_{air} est connu à 29 g.mol^{-1} on peut trouver le nombre de moles dans l'échappement de l'équation (III-14). On en déduit alors le débit massique. Pour cela il faut passer par la masse molaire des gaz d'échappement.
Le détail du calcul de la masse molaire des gaz d'échappement en fonction de lambda se trouve dans l'annexe. La masse molaire des gaz d'échappement peut s'écrire :

$$M_{échap} = \frac{-2{,}4 + 195{,}54\lambda}{-0{,}45 + 6{,}78.\lambda} \quad \textbf{(III-16)}$$

Le débit est donc calculé par :

$$\dot{m}_{échap} = n_{mol_total_échappement} \cdot M_{échap} \quad \textbf{(III-17)}$$

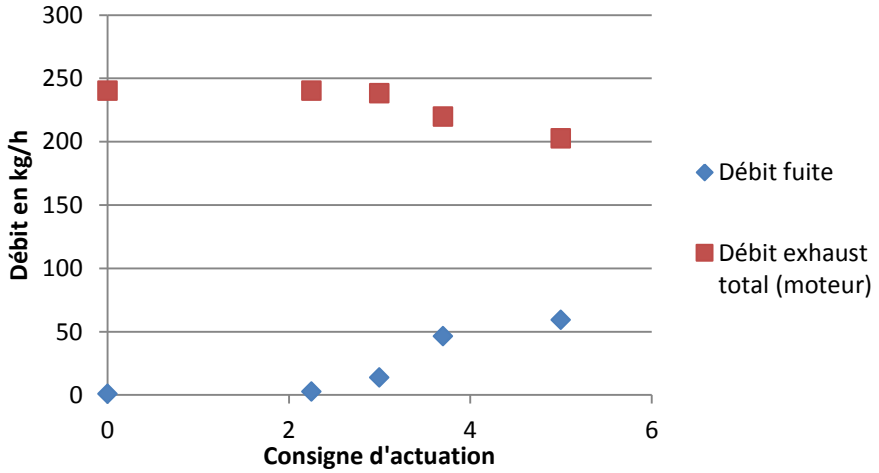


Figure III-66: Débit d'échappement total et débit de fuite en fonction de la consigne d'actuation

La Figure III-66 montre les débits du moteur et de fuite en fonction de la position de la vanne. L'échelle d'ouverture varie de 0, vanne complètement fermée, à 5, complètement ouverte. En ouvrant la vanne de fuite le débit de fuite augmente, bypassant la turbine du turbocompresseur. Le débit d'air comprimé à l'admission diminue et par suite moins de débit d'air traverse le moteur.

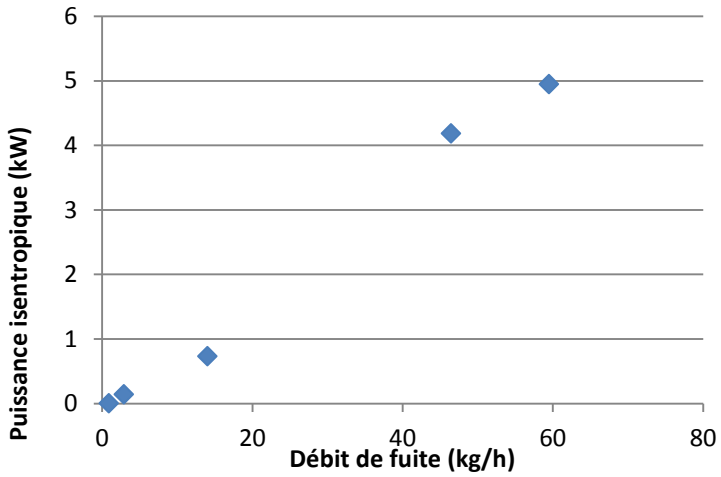


Figure III-67 : Puissance isentropique récupérable en fonction du débit de fuite.

La Figure III-67 montre l'augmentation de la puissance isentropique avec le débit de fuite. L'équation (III-14), utilisée pour le turbocompound série, est utilisée ici.

Puissance effective moteur

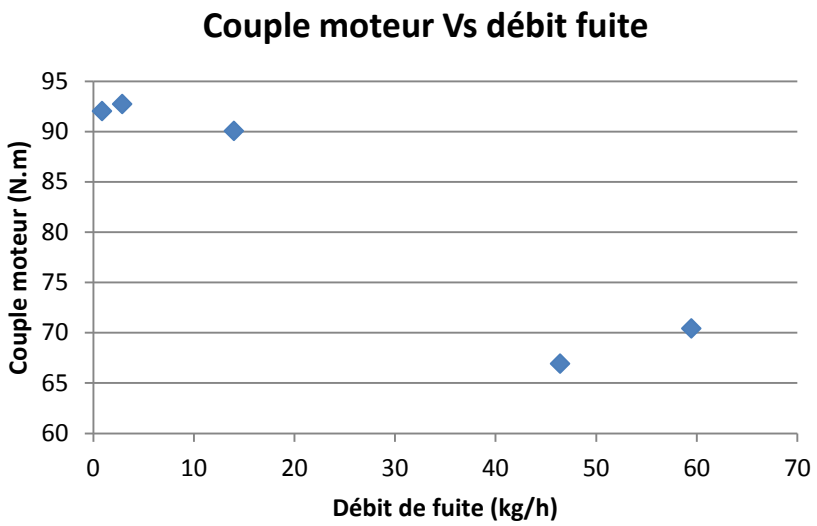


Figure III-68 : Couple moteur en fonction du débit de fuite

Le couple moteur (Figure III-68) chute à cause d'un débit plus faible entrant dans le moteur. Le couple moteur arrive à se maintenir constant sur une certaine plage de débit de fuite. Au-delà, les pertes par pompage augmentent à cause de la fermeture de la turbine à géométrie variable, ce qui provoque l'écroulement du rendement moteur.

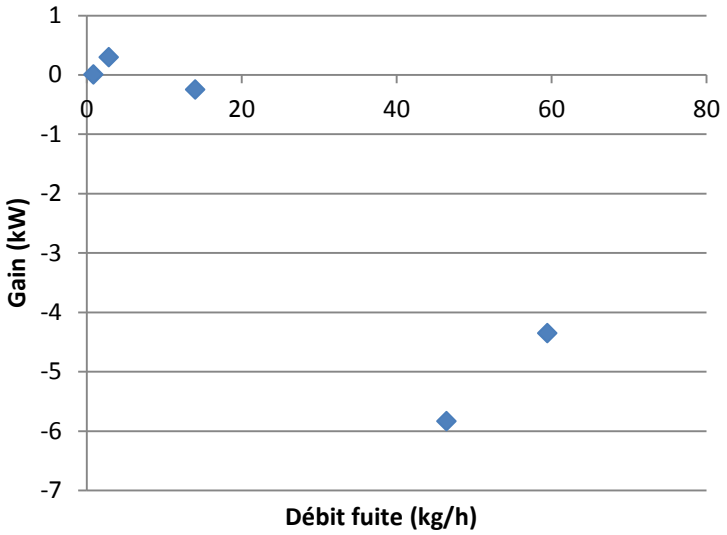


Figure III-69 : Gain en fonction du débit de fuite

Le gain est négligeable ou négatif (Figure III-69). Sur les faibles débits de fuite, la puissance récupérée est faible et le gain résultant est limité. Sur les forts débits de fuite la puissance perdue au niveau du moteur est tellement élevée que la puissance récupérée ne peut pas la compenser.

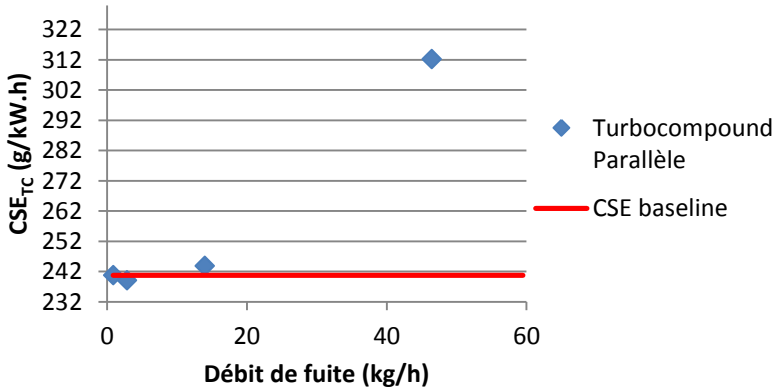


Figure III-70 : CSE$_{TC}$ en fonction du débit fuite

Nous avons tracé la CSE$_{TC}$ (Figure III-70) pour contourner le problème de fluctuation du débit carburant évoqué précédemment. La CSE$_{TC}$, consommation spécifique effective, prend en compte la puissance globale du moteur et du turbocompound parallèle. L'allure est donc similaire à celle de la courbe de gain.

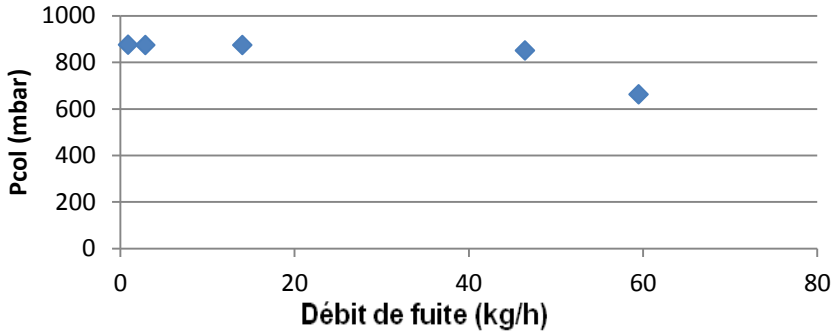


Figure III-71 : dans le collecteur d'admission en fonction du débit de fuite

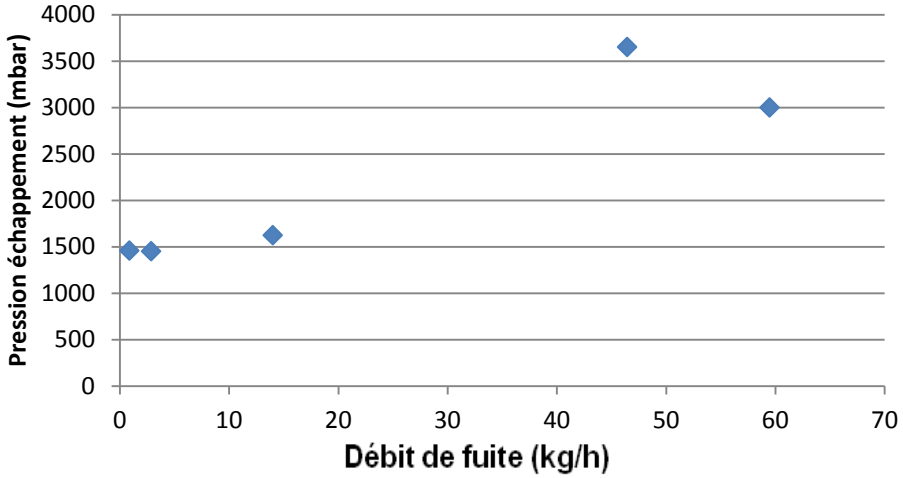


Figure III-72 : Pression dans le collecteur d'échappement en fonction du débit de fuite

En augmentant le débit de fuite, la géométrie variable de la turbine se ferme pour garder la même pression d'admission (Figure III-71). Cela induit une augmentation de la CPE (Figure III-72) et des pertes par pompage (Figure III-73).

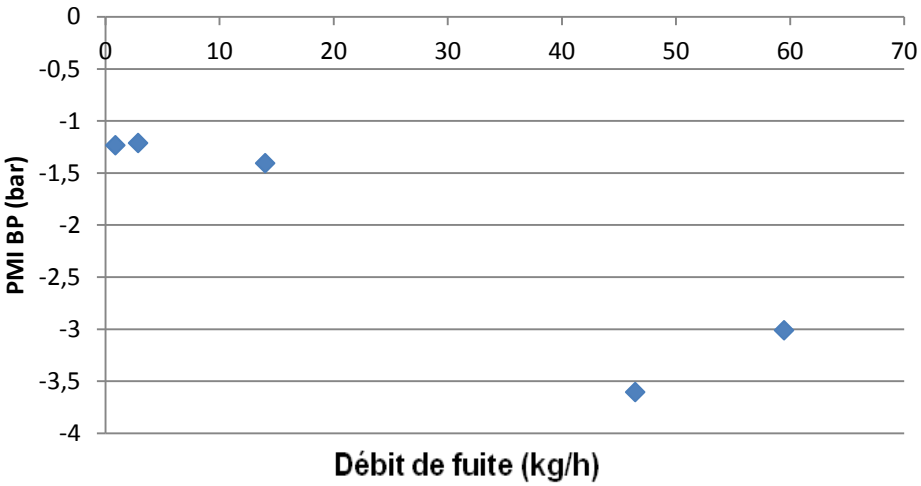


Figure III-73: PMI BP en fonction du débit de fuite

L'étude expérimentale exploratoire qui vient d'être présentée a permis de faire apparaitre les effets de l'installation d'une turbine de récupération d'énergie sur un circuit d'échappement de moteur Diesel automobile. La démarche a conduit à présenter l'évolution du rendement du moteur, du rendement de l'ensemble moteur et turbine de récupération, et des émissions polluantes.

Les architectures parallèle et série ont été testées, mais les premiers résultats ont révélé que, pour le moteur considéré, seul l'architecture série présentait un potentiel intéressant. La plus grande partie de l'étude s'est concentrée sur cette dernière architecture.

Globalement, la contre-pression générée par la turbine additionnelle conduit à une augmentation de la PMI BP, qui est difficilement compensée par la puissance récupérée par le système. L'impact sur la PMI HP est plus difficile à analyser. L'augmentation des IGR joue à la fois sur la température des gaz enfermés dans la chambre et sur leur composition, et les effets peuvent se compenser.

Sur la base de ces observations, plusieurs pistes ont été suivies pour remédier aux effets négatifs mis en évidence :

- ***Ouverture du circuit EGR pour diminuer la PMI BP***
- ***Augmentation de la pression du rail d'injection pour compenser la dégradation de la combustion liée à l'EGR et à l'IGR***
- ***Baisse de la pression de suralimentation (dans ce cas, les contraintes de brio moteur n'ont pas été prises en compte)***

Finalement, parmi toutes les configurations testées, le gain en CSE_{TC} ***a été négligeable (de l'ordre de 0,7 %) en considérant que le rendement du système de récupération est de 49% (turbine dont le rendement isentropique serait de 70% et perte de 70% de conversion mécanique ou électrique).***

Sur la base des résultats obtenus lors de cette étude préliminaire, une analyse par simulation d'un moteur Diesel associé à un système de turbocompound est menée.

Chapitre IV: **Analyse par simulation de la récupération de l'énergie par turbocompound sur un moteur Diesel**

Dans ce chapitre nous évaluons au moyen de la simulation le potentiel de récupération de l'énergie à l'échappement par turbocompound d'un moteur Diesel de cylindrée 2L.

Pour faire l'évaluation, une méthodologie est développée permettant de comparer le moteur de base au moteur avec turbocompound. Cette étude par simulation, permet de compléter le manque d'informations données par les essais et donne accès à des informations difficiles de mesurer. La simulation facilitera aussi la compréhension des interactions internes au moteur combustion/suralimentation ou EGR/suralimentation par exemple et aidera à l'interprétation des résultats des essais. Pour cela un modèle moteur prédictif comportant un modèle phénoménologique de combustion a été choisi pour cette étude. Ce modèle prend en considération les aspects de composition des gaz dans la chambre sans lesquels l'interprétation des résultats expérimentaux était difficile.

IV.1 ***Modèle moteur***

Pour modéliser un moteur thermique, il existe plusieurs approches. L'approche moteur moyen : elle consiste à modéliser la boucle d'air complète (ligne d'admission, turbocompresseur…) et à modéliser le moteur par des cartographies issues des essais en stationnaires. Cette méthode ne reprend pas les aspects physiques dans la chambre à combustion. Une autre méthode consiste à modéliser la boucle d'air complète, et le moteur en détail en intégrant un modèle phénoménologique de combustion qui reprend les phénomènes physiques prenant lieu dans la chambre. C'est cette dernière approche qui a été retenue pour cette étude (étude d'intéraction moteur et turbine de récupération).

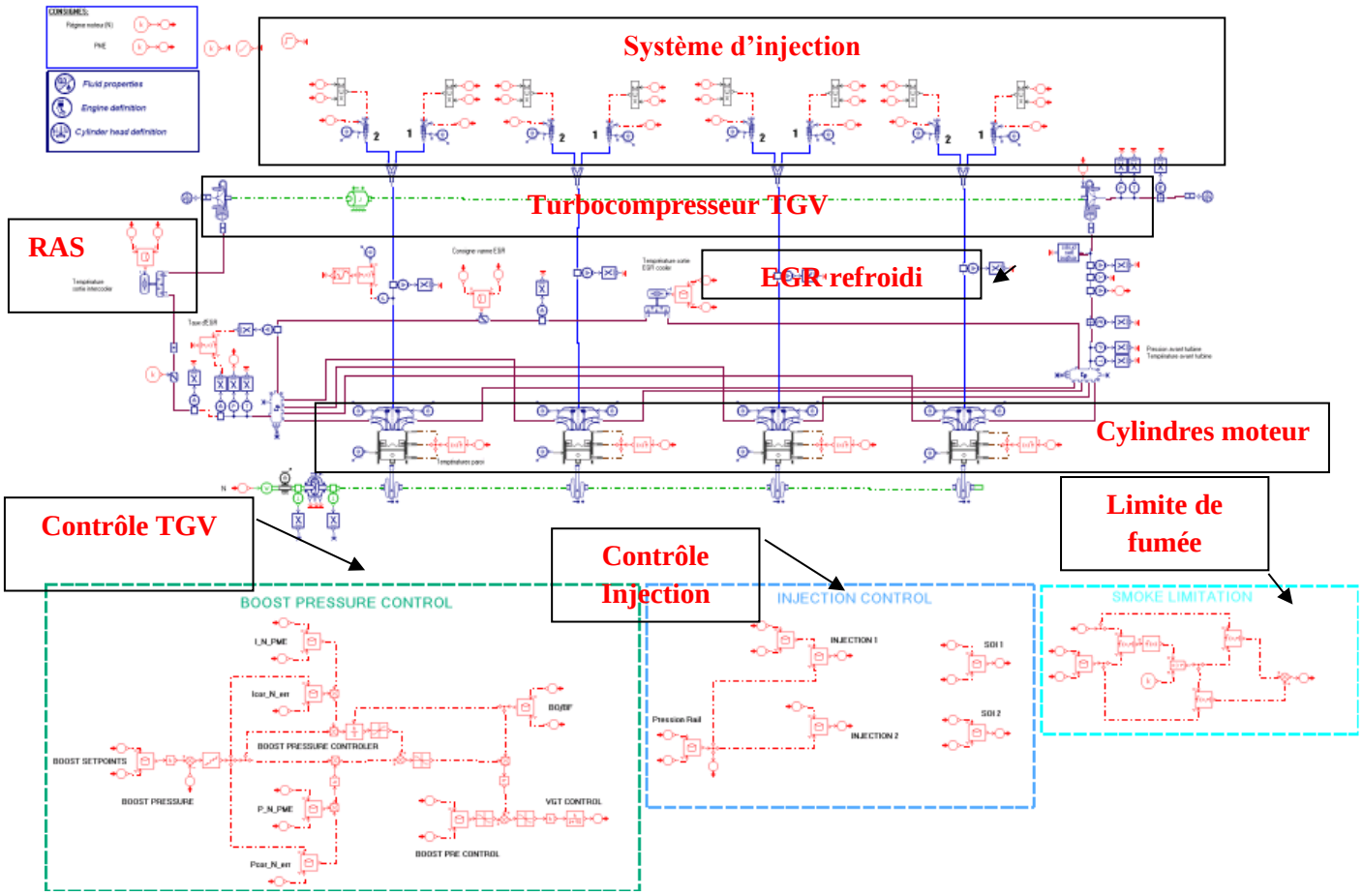


Figure IV-1: Modèle de moteur Diesel 2L sous AMESim

Ce modèle (Figure IV-1) a été calibré en fonctionnement stationnaire sur des essais moteur avec une erreur relativement faible comme le montre la Figure IV-2.

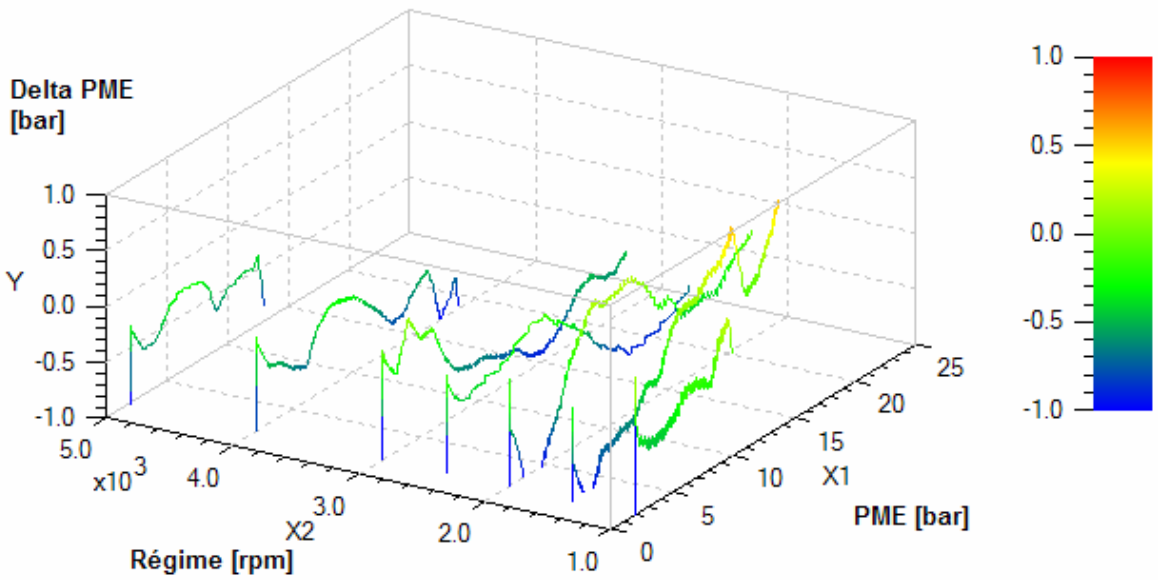


Figure IV-2: Écart de PME sur l'ensemble du champ moteur

IV.1.1 Modélisation du turbocompresseur

La boucle d'air est modélisée par une approche 0D. Le turbocompresseur est un modèle basé sur des cartographies statiques venant du constructeur. Ces cartographies sont extrapolées pour balayer tous les points de fonctionnement du moteur. La turbine à géométrie variable est contrôlée via un régulateur de type PI (proportionnel, intégral) pour assurer la pression de consigne dans le répartiteur d'admission à chaque point de fonctionnement du moteur selon le régime et la charge.

IV.1.2 Modélisation de l'EGR

La vanne EGR est modélisée par un orifice avec une courbe de section efficace moyennée sur les sections efficaces de chaque point de fonctionnement. L'erreur résultante de cette modélisation sur le taux d'EGR est située entre -10% et +10%. L'EGR étant refroidi, un simple modèle d'échangeur est utilisé ; les températures de sorties de cet échangeur sont fixées par une cartographie issue des essais. L'ouverture de la vanne est aussi donnée par une cartographie pour réaliser le taux d'EGR nécessaire à chaque point du fonctionnement du moteur.

IV.1.3 Modèle de combustion

Le modèle de combustion utilisé est le modèle de Barba [94]. C'est un modèle phénoménologique à une seule zone qui permet de simuler une combustion Diesel avec système d'injection common rail. Ainsi, il permet de reproduire les trois aspects de la combustion par compression:

- la combustion de prémélange qui fait suite à l'injection pilote ;
- la combustion par diffusion ;
- le délai d'auto-inflammation.

Combustion de prémélange

Le modèle suppose que la combustion de prémélange se décompose en deux modes : la phase montante du dégagement de chaleur (mode 1) (Figure IV-3) correspond à la propagation de la flamme dans la zone air – carburant pré mélangé. Le débit de carburant brûlé est alors donné par :

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_{ib}.S_T.A_{flamme} \quad \textbf{(IV-1)}$$

Avec ρ_{ib} densité du carburant, S_T la vitesse turbulente de flamme calculée à partir de la vitesse laminaire, A_{flamme} la surface initiale de la flamme. La deuxième phase descendante (mode 2) consiste à considérer que la combustion est proportionnelle à la quantité de carburant non brûlé dans la phase ascendante. Le debit de carburant est calculé par:

$$\frac{dm_F}{dt} = c.g.\frac{1}{3}.\frac{S_T}{r_Z}.(m_{inj} - m_b) \quad \textbf{(IV-2)}$$

Où r_Z est le rayon de la zone, c une constante (de l'ordre de 1) et g un paramètre pour prendre en compte la divergence de la forme homogène sphérique de la zone selon la masse d'air et de gaz et appliquer donc un retard sur le taux dégagement de chaleur, il est donc défini par :

$$g = \frac{1}{\Lambda^2}, \qquad \Lambda = \frac{m_A + m_R}{m_F} \quad \textbf{(IV-3)}$$

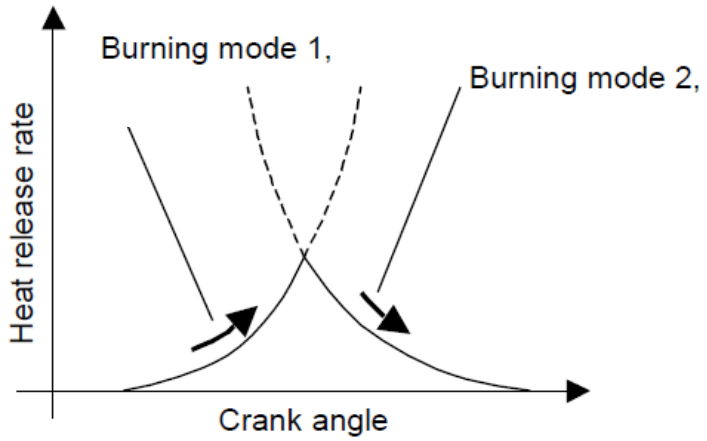


Figure IV-3: taux de dégagement de chaleur dans la combustion de prémélange (pilote) [94]

La Figure IV-4 montre les différentes étapes de la combustion par prémélange :

1. Un jet de carburant gazeux forme une zone de prémélange ;
2. Une quantité d'air et de gaz résiduels est entrainée dans la zone sphérique ;
3. A la fin de l'injection, l'air et les gaz résiduels sont mélangés dans la zone à cause de la turbulence dans le cylindre ;
4. Au départ de la combustion une flamme turbulente se propage à partir d'un seul point d'allumage, formant le mode 1 de la combustion et la phase ascendante du taux de dégagement de chaleur ;
5. Durant la propagation de la flamme d'autres points s'allumeront formant le mode 2 et la phase descendante du taux de dégagement de chaleur

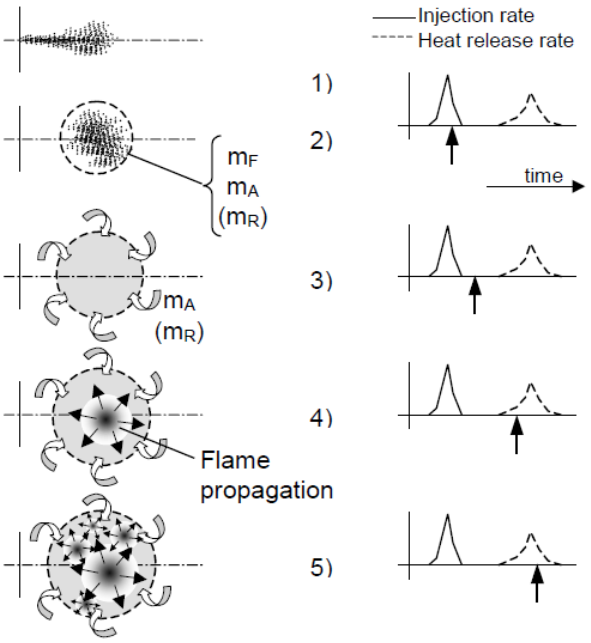


Figure IV-4 : Les différentes séquences de la combustion par prémélange [94]

Combustion par diffusion

Pour la combustion par diffusion, le modèle de turbulence utilisé est un modèle mono zone. Ainsi la turbulence dans le cylindre est considérée homogène et peut être calculée à partir de la turbulence du débit injectée réduite à la quantité totale des gaz dans la chambre et multipliée par un coefficient :

$$\frac{dK}{dt} = -C_{Diss}.\frac{1}{l_l} + C_l.\frac{dk_l}{kt} \quad \textbf{(IV-4)}$$

Avec *K* la densité de l'énergie de turbulence, l_l l'échelle intégrale[2], C_l un facteur et k_l la turbulence du débit injecté.

Le taux de dégagement de chaleur est calculé par :

$$\frac{dQ_{diff}}{dt} = PCI.f_M.m_{fdiff} \quad \textbf{(IV-5)}$$

m_{fdiff} est le débit carburant disponible pour la combustion par diffusion ; f_M la fréquence de mélange de l'air et du carburant en Hz elle est fonction de la densité de l'énergie cinétique de la turbulence *K*, et calculée par le quotient de vitesse de mélange sur la longueur de mélange :

$$f_M = \frac{V_{mix}}{l_{mix}} = \frac{\sqrt{C_G.C_m^2 + C_K.K}}{\sqrt[3]{\frac{\varphi.V_{cyl}}{n_N}}} \quad \textbf{(IV-6)}$$

Avec C_G et C_K les paramètres empiriques les plus importants du modèle qui sont à calibrer de façon à avoir un taux de dégagement de chaleur similaire aux essais. C_m est la vitesse moyenne du piston, φ la richesse de mélange, V_{cyl} le volume courant selon la position du piston et n_N nombre de trous de l'injecteur. Le modèle de barba considère donc que le taux de dégagement de chaleur dans la phase de diffusion est proportionnel à la fréquence de mélange de l'air et à la quantité de carburant disponible.

Un délai chimique de combustion par diffusion est pris en compte tant que la combustion de prémélange n'est pas finie. Ce délai est modélisé par un facteur multipliant le dégagement de chaleur:

$$F_{Pree-diff} = \left(\frac{Q_{Pre}}{Q_{PreTotal}}\right)^e \quad \textbf{(IV-7)}$$

[2] L'échelle intégrale caractérise la taille du plus grand tourbillon de la zone de turbulence

$\frac{Q_{Pre}}{Q_{PreTotal}}$ est l'intégrale normalisée du dégagement de chaleur de la combustion de prémélange, il est donc entre 0 et 1. Il vaut 1 quand la combustion de prémélange est finie ;

Q_{Pre} le dégagement de chaleur actuel par la combustion par prémélange ;

$Q_{PreTotal}$ le dégagement de chaleur total de la combustion par prémélange ;

e est un facteur pour intensifier le retard (valeur de 1 à 4).

Ce coefficient est multiplié par le dégagement de chaleur ;

L'effet lié aux gaz résiduels est modélisé par un coefficient fonction du pourcentage massique de gaz résiduels dans la chambre :

$$Q_{comb} = Q_{comb}(1 - X_{BGR})^{alphares} \quad \textbf{(IV-8)}$$

X_{BGR} est le pourcentage massique des gaz résiduels dans la chambre de combustion quand les soupapes sont fermées, $alphares$ est un coefficient calibré sur les essais réels.

Délai d'auto-inflammation

Le délai d'auto-inflammation est le temps nécessaire entre l'instant d'injection du carburant et le début de la combustion. Il y a deux formes de délai d'auto-inflammation:

- Le délai d'auto-inflammation physique : c'est le temps passé entre le début de l'injection et le moment où le premier mélange d'air et de carburant est formé.
- Le délai d'auto-inflammation chimique : c'est le délai dominant dans la combustion Diesel. C'est le temps pris par la cinétique chimique du processus d'auto-inflammation.

Le délai est donc donné par :

$$\tau = \tau_0 + \tau_{ph} + \tau_{ch} \quad \textbf{(IV-9)}$$

τ_0 est un délai supplémentaire utilisé pour le calage sur les essais. Il n'a pas de sens physique. τ_{ph} est le délai physique et τ_{ch} le délai chimique.

Délai d'auto-inflammation physique

Dans le modèle le délai d'auto-inflammation physique est pris proportionnel au temps d'évaporation.

Délai d'auto-inflammation chimique

Notre modèle est basé sur le modèle de Barba. Le délai d'auto-inflammation chimique est modélisé par une corrélation de type Arrhenius:

$$\theta = (1 + 10.X_{BGR})A_t.p^{-n}.e^{\frac{T_A}{T}} \quad \textbf{(IV-10)}$$

C_1 ,C_2 ,C_3 et T_A sont des paramètres à calibrer sur les essais réels et qui sont différents pour la combustion de prémélange et la combustion principale. φ est la richesse, *p, T la* pression et température du mélange, p_{ref} la pression de référence et Xbgr la fraction de gaz résiduel dans la chambre.

Un exemple d'utilisation du modèle de Barba est présenté. La Figure IV-5 montre une prédiction du modèle de l'effet du temps de l'injection pilote sur le délai d'auto-inflammation. Ainsi le modèle montre qu'une injection tardive permet de réduire le pic du taux de dégagement de chaleur et ainsi la pression cylindre. Alors qu'une injection pilote précoce, elle entraîne un pic plus élevé à cause d'une phase de prémélange plus longue, et un délai d'auto-inflammation plus élevé. Cela montre un comportement phénoménologique cohérent, conforme aux observations.

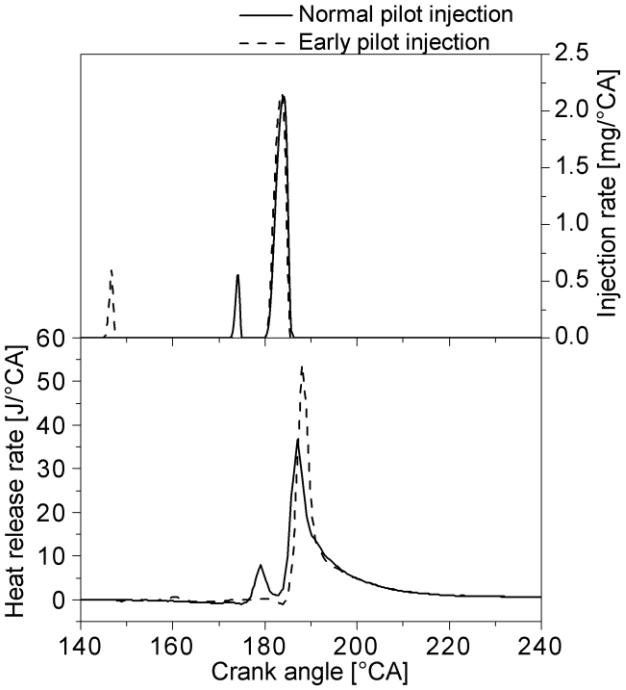


Figure IV-5 : Influence de la pilote sur le délai d'auto-inflammation et le pic de pression [94]

Pour notre étude, nous souhaitons regarder l'influence de la contre pression sur l'ensemble du moteur, cela donc demande une prédiction de la composition des gaz dans la chambre et l'effet sur le délai d'auto-inflammation.
Ce modèle de combustion présenté apparait adapté à nos besoins. Il est plus prédictif que d'autres modèles comme par exemple le modèle de Chmela qui ne modélise pas la partie de prémélange et n'est pas adapté à notre cas.

IV.1.4 Modèle de transferts thermiques dans la chambre

Les transferts thermiques dans la chambre sont modélisés par le classique modèle de Woschni [95].

IV.1.5 Modèle de conduits et pertes de charges

Le modèle de Darcy Weisbach est utilisé pour modéliser les pertes de charges dans les lignes d'admission et d'échappement. Ce modèle calcule les pertes de charges de la manière suivante :

$$\Delta P = ff.\frac{1}{D_{eq}}.\frac{\rho Q^2}{2A^2} \quad \textbf{(IV-11)}$$

ff est un coeficient de frottement dépendant du nombre de Reynolds et de la rugosité du tuyau, D_{eq} est le diamètre équivalent, ρ la masse volumique du gaz, Q le débit volumique et A la section du tuyau.
Ainsi une longueur et un diamètre de chaque conduit sont définis dans le modèle pour modéliser les pertes de charge du moteur réel. La ligne d'air après turbine (tubulures + catalyseur d'oxydation (DOC[3])) est modélisée par un simple tube (Figure IV-6) qui représente une perte de charge équivalente.

[3] DOC : Diesel Oxydation Catalyst, catalyseur qui sert à oxyder les HC et CO des gaz d'échappement du moteur Diesel

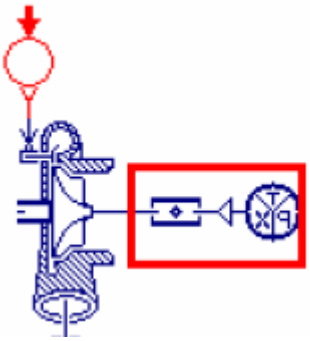


Figure IV-6 : modèle de ligne d'échappement

IV.1.6 Modélisation du turbocompound

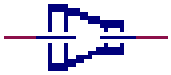


Figure IV-7 : modèle de tuyère sous AMESim

Pour simuler le turbocompound, une tuyère adiabatique est insérée dans la ligne d'échappement (Figure IV-7). Les caractéristiques d'une turbine radiale ou axiale sont similaires à celles d'une tuyère; la différence est que la caractéristique d'une turbine est dépendante de sa vitesse de rotation à cause des effets centrifuges sur le fluide dans la roue en rotation [24].

Pour un écoulement subsonique

$$\frac{\dot{m}\sqrt{rT_4}}{C_D A_T P_4} = \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[1-\left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]\right\}^{\frac{1}{2}} \quad \text{(IV-12)}$$

Pour un écoulement sonique

$$\frac{\dot{m}\sqrt{rT_4}}{C_D A_T P_4} = \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad \text{(IV-13)}$$

IV.1.6.1 Modélisation du turbocompound en série

Le turbocompound série correspond à un positionnement de la turbine de récupération sur la même ligne que la turbine du turbocompresseur.

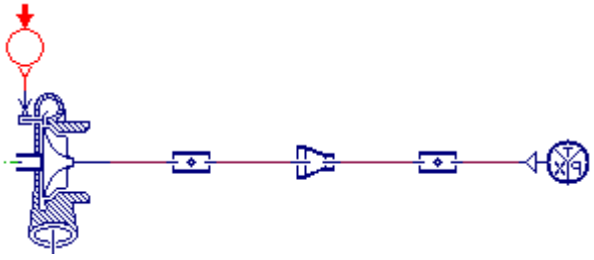


Figure IV-8 : modèle de turbocompound série

Le turbocompound série est modélisé comme le montre la Figure IV-8. La tuyère est insérée directement à la sortie de la turbine du turbocompresseur. Les pertes de charge sont conservées en aval de la tuyère représentant les pertes de charges de l'ensemble de la ligne. Ainsi la turbine du turbocompresseur et la turbine de récupération (la tuyère) reçoivent le même débit de fluide. Une détente en série est donc simulée.

IV.1.6.2 Modélisation du turbocompound en parallèle

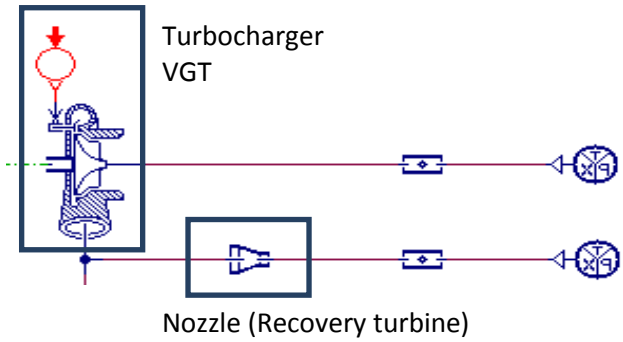


Figure IV-9 : modèle de turbocompound parallèle

Le turbocompound dans sa configuration parallèle est modélisé par une tuyère en parallèle de la turbine du turbocompresseur (Figure IV-9). Deux lignes d'échappement sont considérées pour montrer un potentiel maximal. Le conduit en aval de la tuyère est le même que celui en aval de la turbine qui existait sur le modèle de base.

IV.2 *Evaluation du turbocompound en série*

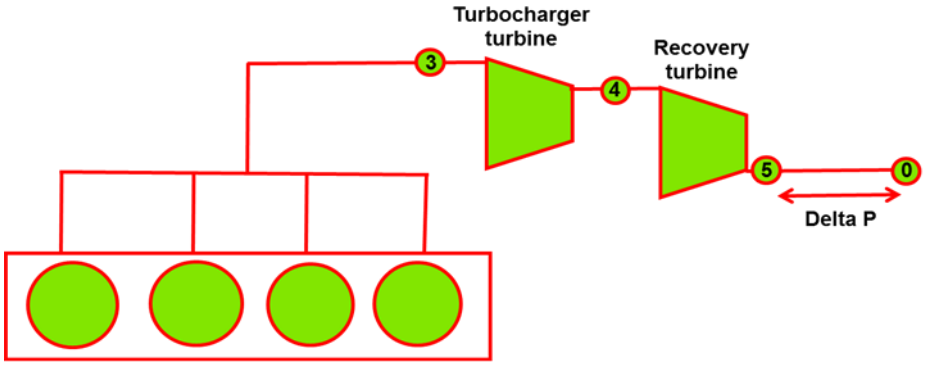


Figure IV-10: turbocompound dans une architecture série

Les gaz d'échappement en amont de la turbine sont en état (3), ils se détendent dans la turbine du turbocompresseur à l'état (4) et dans la turbine de récupération à l'état (5). Entre l'état (5) et l'état (0) la Delta P sur la Figure IV-10 représente les pertes de charge de la ligne d'échappement comme discuté dans la partie modélisation. Le diagramme thermodynamique du système à l'échappement est représenté dans la Figure IV-11.

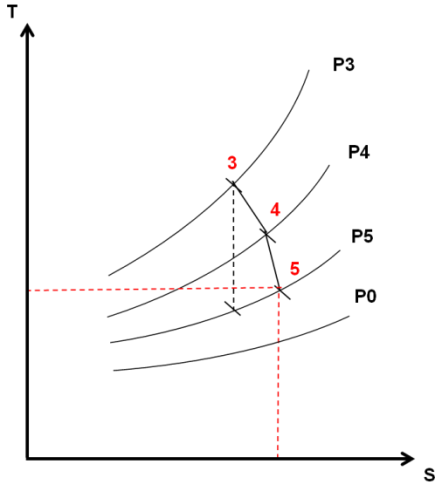


Figure IV-11: Diagramme TS du système

L'état de référence est donc le point (5). Le système est autorisé ainsi à se détendre jusqu'à la pression P_5. Cette méthode d'évaluation de l'énergie récupérable par détente se rapproche de la méthode utilisée par les auteurs dans [96] [97] avec la différence de la pression de référence qu'ils ont choisi à P_0.Vu que notre turbine de récupération est modélisée par une tuyère adiabatique, la température isentropique à la sortie est recalculée en fonction du rapport de pression comme suit:

$$T_{5is} = T_4(\frac{P_5}{P_4})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \textbf{(IV-14)}$$

Si on suppose une évolution isentropique lors de la détente on aura :

$$\Delta h_{t45is} = \mathrm{W}_{45_{is}} \quad \textbf{(IV-15)}$$

La variation d'enthalpie du cas adiabatique réel (non réversible) sera :

$$\Delta h_{t45} = W_{45} = \eta_{is}.\Delta h_{t45is} \quad \textbf{(IV-16)}$$

Où η_{is} représente le rendement isentropique.

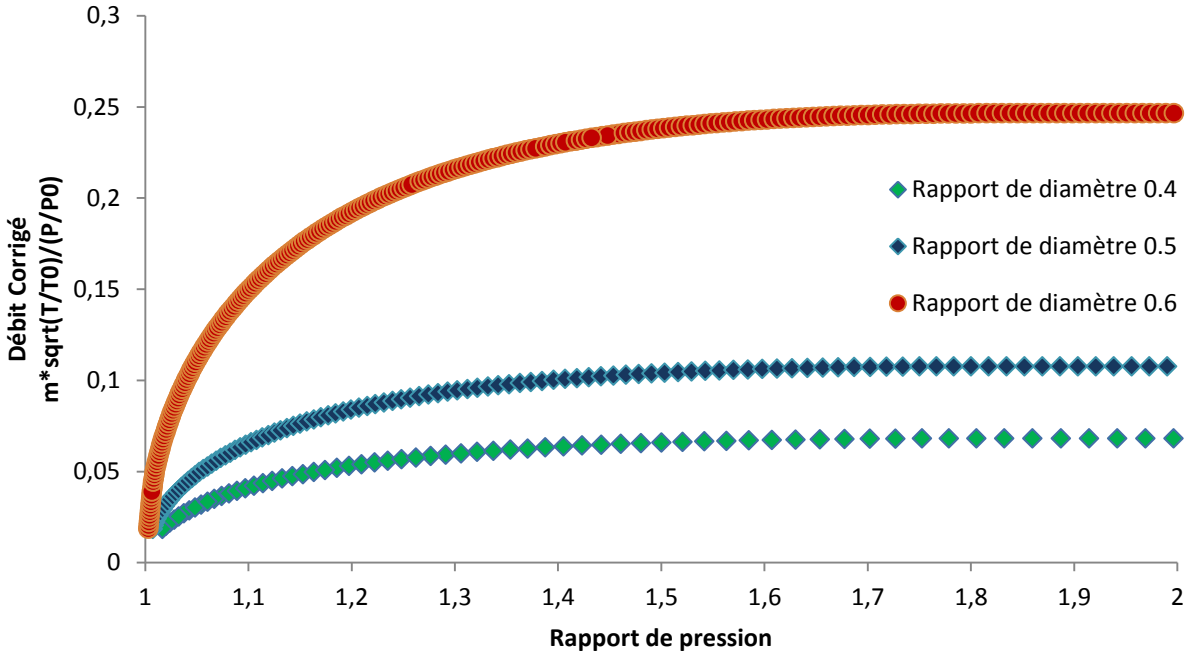


Figure IV-12 : courbes caractéristiques des différents rapports de diamètres de tuyère

Dans notre cas nous utilisons trois caractéristiques représentant des tuyères de perméabilités différentes. Ces caractéristiques sont variées en changeant le rapport de diamètre du col de la tuyère sur le diamètre d'entrée. La Figure IV-12 montre les caractéristiques des trois tuyères. Les allures sont proches de celle d'une turbine, sauf que pour une turbine, la caractéristique est dépendante du régime de la roue. Notons qu'une turbine radiale est beaucoup plus dépendante du régime de la roue qu'une turbine axiale à cause du champ centrifuge créé par la roue. De plus, le blocage sonique dans une turbine arrive à des rapports de pression plus élevé que pour une tuyère, car une turbine est assimilée à deux tuyères en série : l'une correspondant au passage dans les aubes directrices du stator (vane nozzle), et l'autre au passage entre les aubes de la roue [24]. Les tuyères sont bloquées sur des rapports de pression approximativement de 1,87 correspondant au rapport de pression critique[4], au-delà de ce rapport de pression le débit corrigé devient constant. A noter que le débit massique réel continue à croître car la pression, et donc la densité de gaz en amont de la tuyère, continue à augmenter.

[4] Le rapport de pression critique correspond au rapport de pression entre le col de la tuyère et celle en entrée. Ce rapport est calculé quand le régime de l'écoulement est sonique au col (nombre de mach égal à 1). En comparant le rapport de pression actuel au rapport critique, le régime d'écoulement est donc identifié (subsonique, sonique ou supersonique).

IV.3 ***Méthodologie d'évaluation du potentiel de récupération de l'énergie***

L'installation d'un système de récupération de l'énergie à l'échappement d'un moteur conduit à la modification du point de fonctionnement du moteur. Les paramètres du moteur doivent donc être adaptés pour qu'il continue à fonctionner correctement et respecter les réglementations des émissions polluantes. En plus, les interactions du système de récupération avec le moteur font que l'apport du système de récupération est difficile à évaluer. Il est donc important de définir des règles et des critères que nous décrirons dans cette partie.
En effet, la partie bibliographique montre que le travail maximal peut être récupéré en ramenant le fluide à son état d'équilibre avec son environnement (l'atmosphère). En introduisant une machine de détente dans la ligne d'échappement, on peut imaginer deux possibilités :
-S'il faut garder les mêmes conditions thermomécaniques en amont du système de récupération telles qu'elles le sont avant son installation (même température et pression en sortie de la turbine), ainsi garder les mêmes conditions thermomécaniques à la sortie du moteur, on doit permettre à la pression et température de chuter au-dessous des valeurs atmosphériques au bout de la ligne d'échappement.
-Si les conditions atmosphériques sont invariantes, les conditions thermomécaniques seront additionnées du bout de la ligne d'échappement en passant par tous les composants (pertes de charges, rapport de détente turbine) pour arriver au collecteur d'échappement. Ainsi la pression à la sortie du moteur sera accrue.
La deuxième possibilité est la plus réaliste. Elle est donc retenue pour notre étude et la pression le long de la ligne d'échappement évoluera comme sur la Figure IV-11.

IV.3.1 Pression du répartiteur d'admission

La pression dans le répartiteur d'admission est maintenue la même pour le moteur avec turbocompound. Le choix de la pression de suralimentation est un choix pouvant être lié à l'émission de polluants, les performances en transitoires, l'agrément de conduite, le bruit etc. Nous préférons garder ce paramètre tel qu'il est puisque c'est un choix défini et optimisé par le constructeur.
En outre en changeant la pression de suralimentation, il sera plus difficile d'estimer la contribution du système de récupération lui-même par rapport à l'efficacité globale (moteur + système), car la variation de ce paramètre entraine la variation du rendement du moteur de base. La turbine à géométrie variable est donc contrôlée pour garder la même pression dans le répartiteur sur le point de fonctionnement choisi. La Figure IV-13 montre la caractéristique de la turbine à géométrie variable. Chaque couleur représente une position, ou ouverture, des aubes du distributeur. Pour une même couleur, les différentes courbes représentent la caractéristique de fonctionnement de la turbine selon différents régimes de la roue.

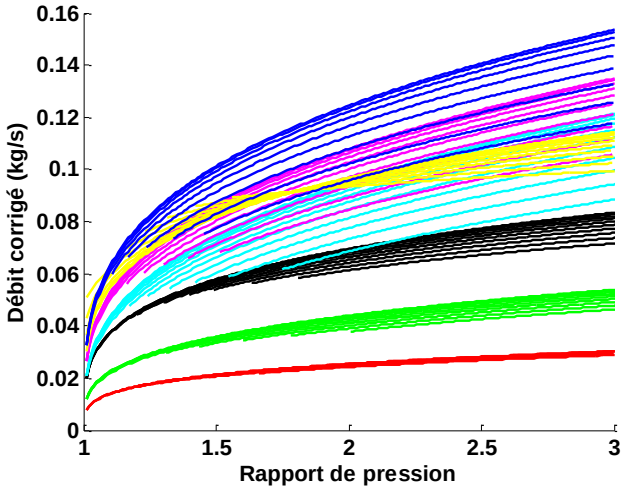


Figure IV-13: Caractéristiques de la turbine à géométrie variable

IV.3.2 Injection du carburant

Pour pouvoir comparer les deux moteurs avec et sans turbocompound, le débit de carburant injecté est gardé identique tant que la valeur de lambda (rapport air/carburant) est supérieure à 1,2. Cette valeur est choisie comme limite de fumées. L'augmentation de la contre pression échappement peut engendrer une réduction de la masse d'air frais dans le collecteur d'admission, à cause d'un refoulement des gaz d'échappement lors de la phase de croisement des soupapes. Ainsi à pression dans le répartiteur d'admission constante, le pourcentage de gaz brulés dans le collecteur d'admission est plus élevé car les gaz brulés remplacent l'air frais. Aussi le rendement volumétrique du moteur chute. Ces deux raisons entraînent un mélange air carburant plus riche à iso-quantité de carburant. La limite de richesse permet alors d'éviter la combustion avec fumée.

IV.3.3 Influence de la CPE sur la combustion et pilotage de l'EGR

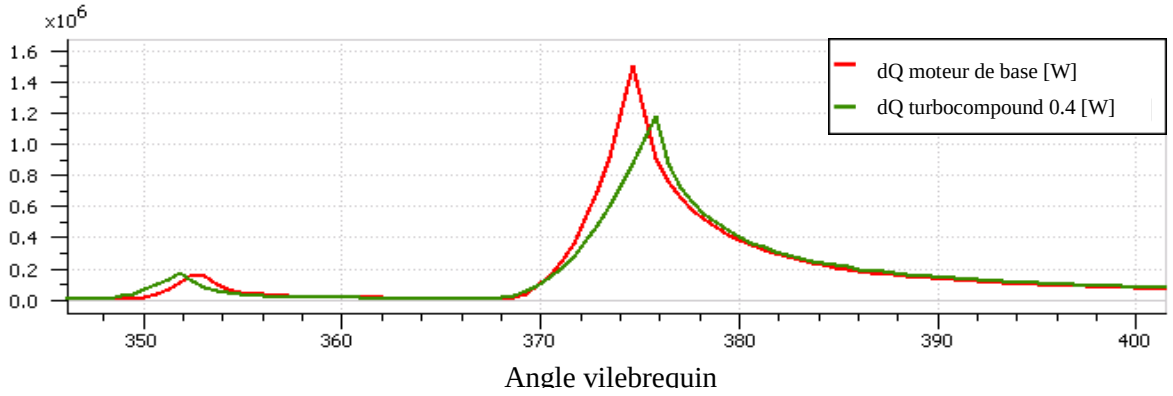


Figure IV-14 : taux de dégagement de chaleur avec (vert) et sans (rouge) CPE

Dans cette partie le rapport de diamètre de 0,4 est testé. Nous regardons les effets sur la combustion sur un point stabilisé 2000 tr/min et 8 bar de PME. La vanne EGR est pilotée par une cartographie d'ouverture à chaque point de fonctionnement. Sur ce premier test nous avons gardé le pilotage de l'EGR du moteur de base. La Figure IV-14 montre l'évolution de la combustion avec et sans le système de récupération. Le taux de dégagement de chaleur de la combustion de prémélange est avancé. En effet le délai d'auto-inflammation est réduit à cause de l'augmentation de la température moyenne dans le cylindre (Figure IV-15) due aux gaz résiduels chauds refoulés dans le collecteur d'admission et réadmis dans la chambre. Le taux d'EGR a également augmenté à cause d'une différence de pression aux bornes de la vanne EGR plus élevée. Dans cette phase l'effet lié à l'augmentation de la température domine l'effet de dilution par les gaz résiduels, et le délai d'auto-inflammation est réduit. Ces effets sont pris en compte dans l'équation (IV-10) du modèle de combustion. La température apparait dans le terme exponentiel : en l'augmentant le délai d'auto-inflammation est réduit, alors que l'augmentation du pourcentage des gaz résiduels dans la chambre a tendance à augmenter le délai d'auto-inflammation.

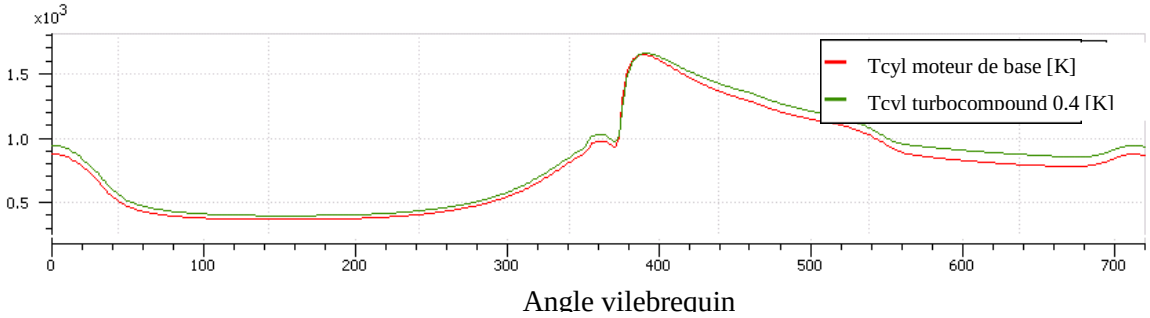


Figure IV-15 : température moyenne dans le cylindre

La combustion principale est diluée par les gaz résiduels, ainsi le pic de taux de dégagement de chaleur est moins élevé et la combustion est plus lente. Dans cette phase l'effet de dilution est dominant.

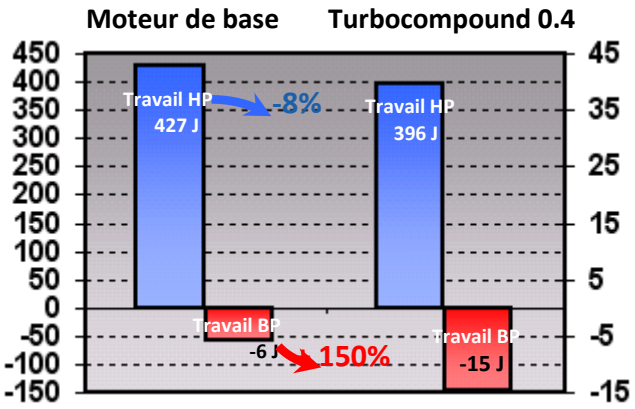


Figure IV-16 : Travail indiqué avec CPE (droite) et sans (gauche)

La Figure IV-16 montre l'évolution du travail du moteur par cylindre et par cycle avec et sans CPE. Le moteur lui-même perd en rendement à peu près 9,5%. Sur ce point de fonctionnement les pertes de travail moteur sont dues à la combustion et au travail de pompage. Le travail de pompage lui augmente de 150% par rapport au moteur de base, à cause de l'augmentation de la CPE à la sortie du collecteur. Concernant la combustion, nous venons de voir qu'elle est dégradée par l'augmentation de la CPE qui augmente le taux de gaz résiduels dans la chambre. Dans cette partie l'ouverture de la vanne EGR est réduite pour adapter le moteur à la contre pression et réduire l'effet de l'augmentation des gaz résiduels venant de l'EGR. La Figure IV-17 (b) montre que la modification d'ouverture de la vanne de 23% à 10% entraîne le même pourcentage de gaz résiduels que sur le moteur de base. La Figure IV-17 (a) et (c) montrent que la combustion après modification de l'EGR est complètement phasée avec le moteur de base. Ainsi on peut conclure que les gaz résiduels viennent essentiellement de l'accroissement de l'EGR sur ce point de fonctionnement. Les pertes de rendement moteur lui-même sont donc réduites mais pas éliminées à cause du travail de pompage.

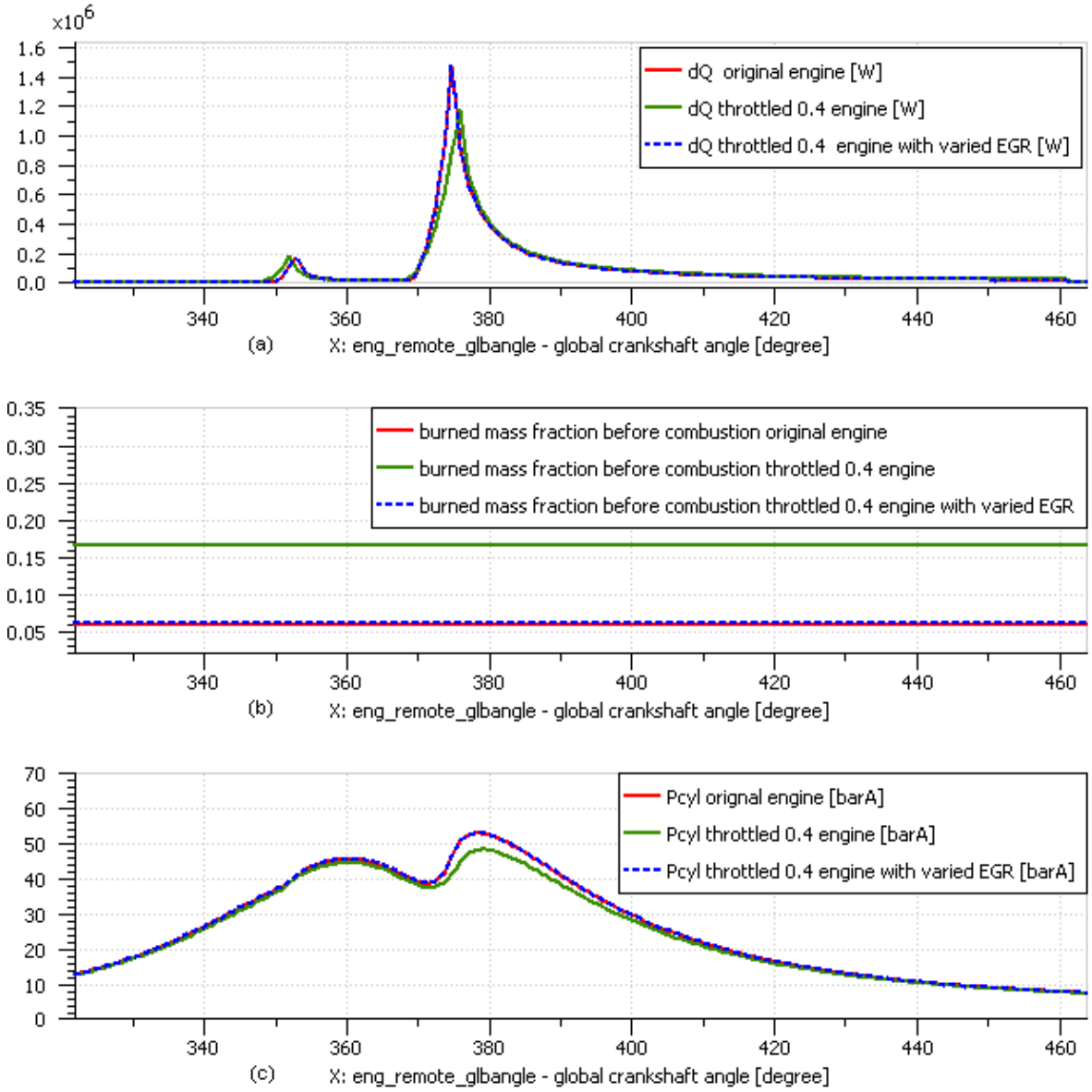


Figure IV-17 : Combustion avant et après modification de l'EGR

Un contrôle automatique de la vanne EGR est développé (Figure IV-18) qui régule l'ouverture pour garder le même pourcentage des gaz brulés dans la chambre de combustion quand les soupapes sont fermées (avant la phase de la combustion du moteur de base). La régulation de la vanne EGR vise à retrouver des conditions proches du moteur de base (presque même taux de dégagement de chaleur) et en particulier pour la dépollution. En situation réelle, un capteur qui donne le pourcentage des gaz résiduels dans la chambre n'existant pas, un travail de calibration du moteur complet doit être faite pour réadapter l'ouverture de la vanne d'EGR en présence de CPE.

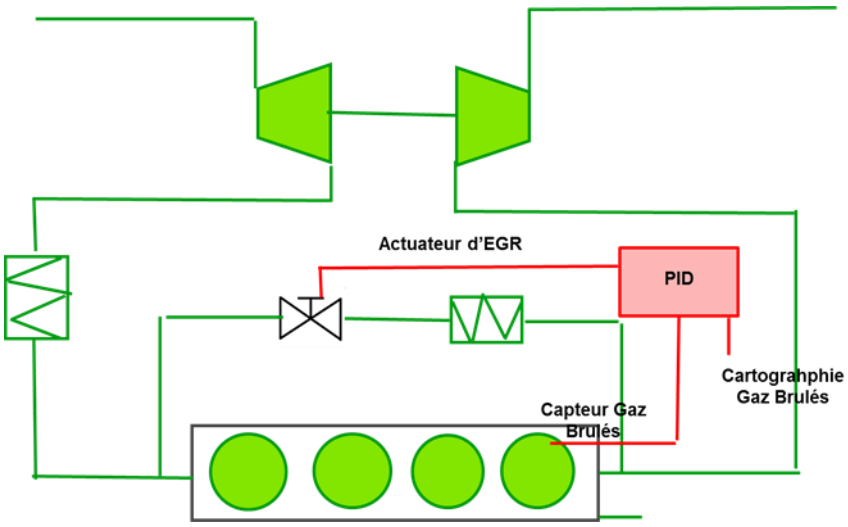
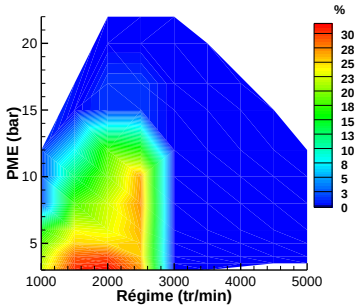
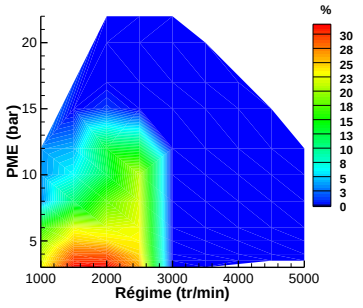


Figure IV-18 : contrôle de la vanne EGR en fonction du pourcentage massique des gaz résiduels dans la chambre

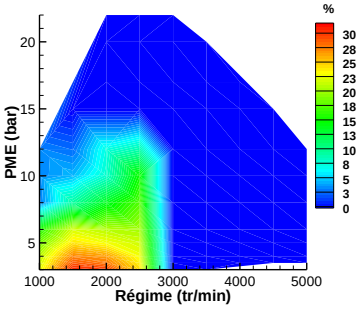
En appliquant le contrôle automatique de l'EGR aux différentes dimensions de tuyères nous pouvons explorer les résultats sur le champ moteur. La Figure IV-19 montre l'évolution de l'ouverture de la vanne pour différentes restrictions de la tuyère. Plus le rapport de diamètres de la tuyère est petit, plus la CPE augmente et plus la vanne EGR doit se fermer pour réguler le débit à cause d'une différence de pression au niveau de la vanne qui augmente. La Figure IV-20 montre l'évolution des gaz résiduels dans la chambre pour les différents rapports de diamètres. Dans la phase de dépollution où il y a de l'EGR, le contrôle automatique est capable de garder un pourcentage de gaz résiduels identiques au moteur de base. Par contre à l'extérieur de cette zone la vanne d'EGR est déjà fermée et une régulation n'est pas possible. Dans cette zone les gaz résiduels augmentent à cause des IGR[5] et non pas de l'EGR.



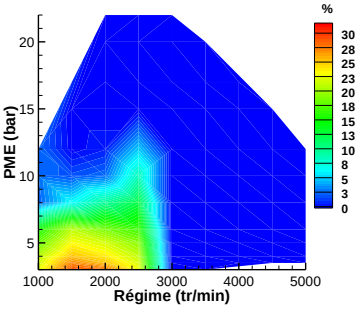
(a) baseline



(b) rapport de diamètre 0,6



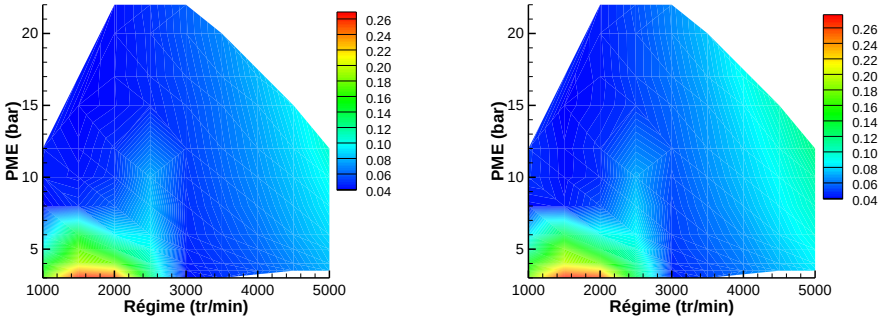
(c) rapport de diamètre (0,5)



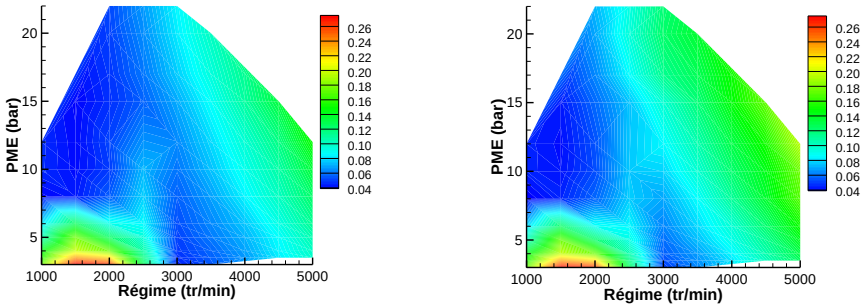
(d) rapport de diamètre (0,4)

Figure IV-19 : ouverture vanne egr pour le moteur baseline et pour différents rapports de diamètres respectivement

[5] IGR : Internal Gaz Recirculation, recirculation interne des gaz d'échappement de la chambre pendant la phase de croisement de soupapes



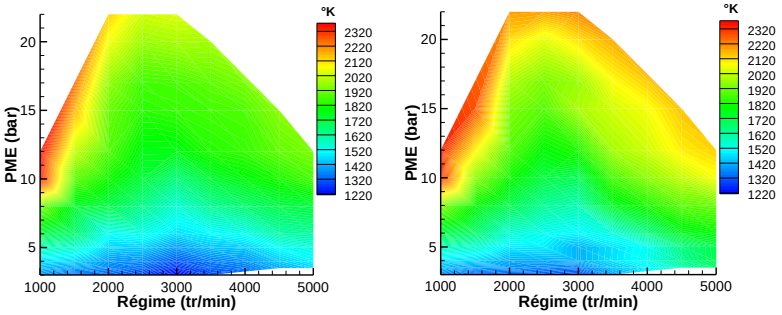
(a) baseline (b) rapport de diamètre 0,6



(c) rapport de diameter (0,5) (d) rapport de diameter (0,4)

Figure IV-20: Fraction de gaz brulés dans la chambre de combustion pour le moteur de base et les différents rapports de diamètre respectivement

IV.3.4 Température de combustion



(a) baseline (b) rapport de diamètre 0,4

Figure IV-21 : Température de combustion pour le moteur de base (gauche) et avec tuyère (droite)

La Figure IV-21 montre l'évolution du pic de la température (maximum sur un cycle cf. Figure IV-15) dans la chambre de combustion pour le moteur de base et le moteur turbocompound avec rapport de diamètre de 0.4. A noter que la température donnée par le modèle de combustion représente une température moyenne spatiale dans le cylindre vu que le modèle de combustion est à une seule zone. Dans la zone de régulation de l'EGR il n'y a presque pas de différence entre le moteur de base et avec turbocompound. Par contre dans la zone de haut régime et forte charge l'augmentation des gaz résiduels chauds dans la chambre conduit à une température moyenne plus élevée ce qui peut influencer la formation de NOx.

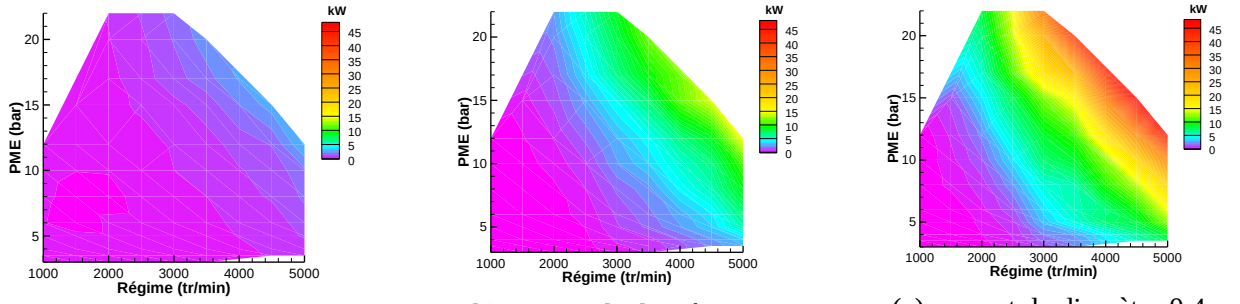
Sur les bas régimes et faibles charges, les gaz résiduels sont essentiellement formés d'EGR et non d'IGR ce qui explique la différence limitée de température. En effet, vu que les IGR sont chauds alors que l'EGR est refroidi et que la température n'a pas augmenté, il est alors possible d'en conclure que dans cette zone la régulation de l'EGR est suffisante et les IGR ne sont pas trop élevés. Pour vérifier cela, le rapport du débit

d'EGR sur le débit d'air frais admis est calculé. Un rapport de 6,5% est obtenu pour le moteur de base et de 4,1% pour le moteur avec la tuyère à 0,4 sur le point 2000 tr.min^{-1} 8 bar de PME, Ceci explique que la plupart de la quantité des gaz résiduels est refroidi et vient de l'EGR et non des IGR.

IV.4 *Résultats*

IV.4.1 Puissance moteur perdue

La puissance perdue, due aux phénomènes décrits ci-dessus, est présentée dans la Figure IV-22. La puissance perdue augmente avec l'augmentation de la charge et du régime à cause de l'augmentation de la CPE. P4 augmente et ainsi P3 pour garder la pression de suralimentation nécessaire. Cela affecte le moteur en augmentant le travail de pompage au premier ordre, et la dilution de la combustion au second ordre. Pour la restriction à 0,6, les pertes sont élevées à haut régime et forte charge à cause de la limite de richesse qui s'active car les gaz résiduels sont élevés, le mélange devient trop riche à cause du manque d'air frais et le débit carburant est donc limité.

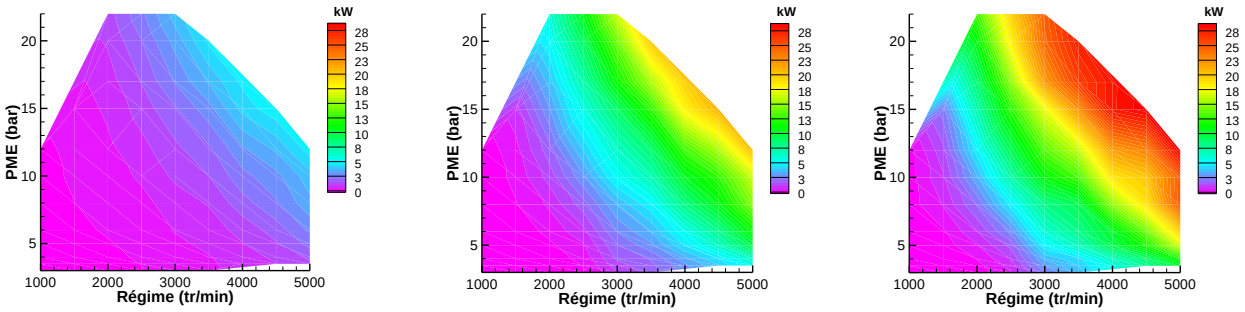


(a) rapport de diamètre 0,6 (b) rapport de diamètre 0,5 (c) rapport de diamètre 0,4

Figure IV-22: Puissance effective perdue pour les différents rapports de diamètre respectivement

IV.4.2 Puissance isentropique récupérée

Le calcul de la puissance récupérée est fait à partir de l'équation (IV-15) en multipliant par le débit masse. Plus le rapport de diamètre est petit plus le rapport de pression est élevé et plus la puissance isentropique récupérée augmente. La Figure IV-23 montre cette puissance pour les trois rapports de diamètre. Dans la zone urbaine la puissance récupérée est faible. A haut régime et forte charge la puissance récupérée est relativement élevée. Il faut donc regarder le gain global moteur plus système de récupération pour conclure, car la CPE crée une perte de puissance effective du moteur.

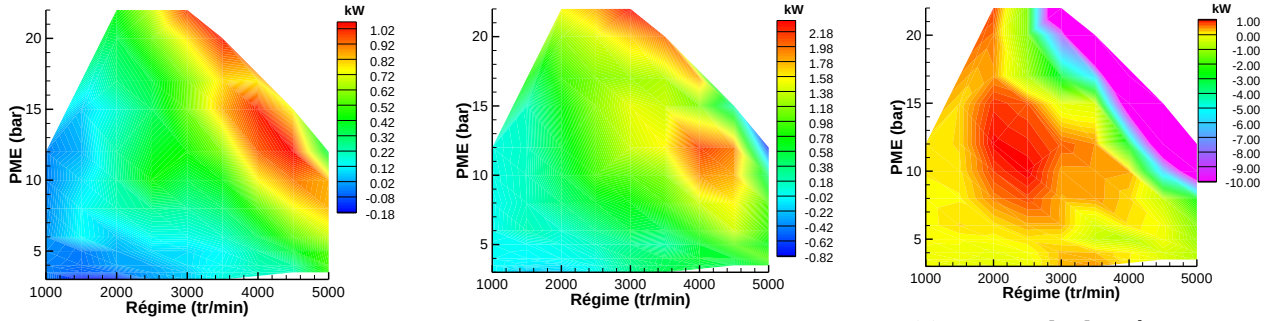


(a) rapport de diamètre 0.6 (b) rapport de diamètre 0.5 (c) rapport de diamètre 0.4

Figure IV-23 : Puissance isentropique récupérée pour les moteurs avec tuyères à 0,6, 0,5 et 0,4

IV.4.3 Gain global

Le gain global (Figure IV-24) est calculé en retranchant la puissance perdue coté moteur de la puissance isentropique récupérée multipliée par un rendement de 70%, qui correspond au rendement de la turbine. Les deux premières dimensions de la tuyère montrent des résultats similaires, les gains sont élevés sur les forts régimes et fortes charges. Par contre le dernier dimensionnement correspondant à la plus forte restriction montre des gains négatifs sur la zone de haut régime et forte charge. Dans cette zone les pertes de puissance par la limitation du débit de carburant sont plus importantes que la puissance récupérée. Dans cette zone si une turbine similaire est utilisée elle devra être court-circuitée. Dans l'autre partie de la cartographie moteur les pertes de puissances sont dues aux effets de pompages et les gaz résiduels élevés.



(a) rapport de diamètre 0,6 (b) rapport de diamètre 0,5 (c) rapport de diamètre 0,4

Figure IV-24 : gain global pour différents rapport de diamètres avec 70% d'efficacité de récupération

IV.4.4 Estimation d'une vitesse de fonctionnement optimale de la roue

Dans cette partie la turbine est considérée qu'elle fonctionne sur son point optimal d'efficacité. Le rapport « blade speed ratio » défini par Watson et al. [24] est approximativement de 0,7 pour une turbine radiale. Pour une turbine axiale ce rapport dépend du degré de réaction de la turbine et 0,7 correspond à un degré de réaction de 50%. Une valeur de 0,7 est choisie qui pourrait être commune et indépendante de la technologie de la turbine.

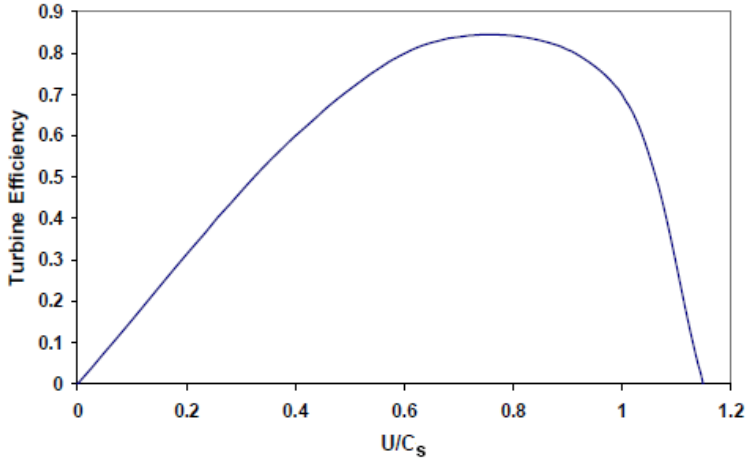
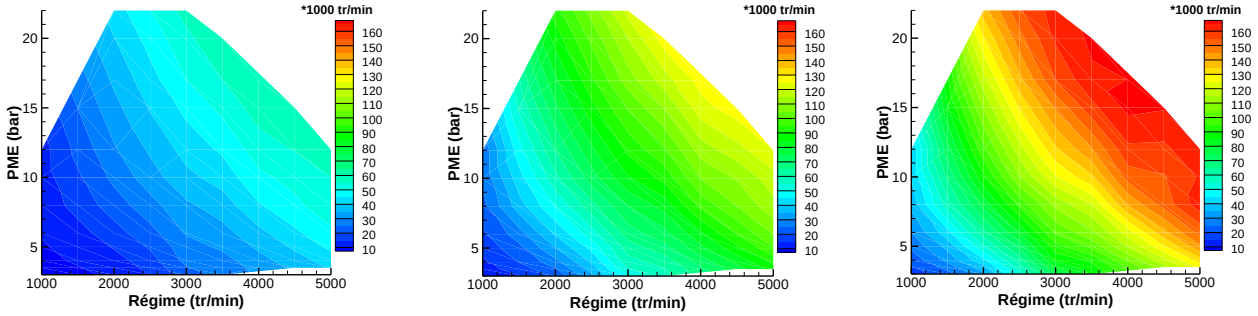


Figure IV-25: Efficacité turbine en fonction du rapport « blade speed ratio » [18]

Le "blade speed ratio" est donné par la formule:

$$\frac{U_r}{C_s} = \frac{U_r}{\sqrt{2CpT_4[1-(\frac{P_5}{P_4})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}]}} \qquad \textbf{(IV-17)}$$

U_r est la vitesse d'entrainement à la tête de la roue; C_s est la vitesse du fluide à la sortie de la turbine de récupération si le fluide suit une détente isentropique.
Ayant choisi ce rapport de 0,7 et étant donné que les autres grandeurs sont connues dans l'équation (IV-17) (pressions, températures, …), la vitesse d'entrainement peut être calculée. Nous considérons l'exemple d'une turbine avec un rayon de tête de roue de 3 cm. Ce choix est arbitraire mais il parait cohérent avec la litérature. Connaissant la vitesse d'entrainement, la vitesse angulaire optimale de la roue peut alors être calculée. La Figure IV-26 montre la vitesse de la roue pour les trois rapports de diamètre différents de la tuyère qui représente différentes chutes de pression. Plus le rapport de diamètre est petit, plus la vitesse est élevée. Ce calcul peut être intéressant pour l'étude d'un système de conversion de l'énergie récupérée par un système mécanique ou électrique.



(a) rapport de diamètre 0,6 (b) rapport de diamètre 0,5 (c) rapport de diamètre 0,4

Figure IV-26: Vitesse de la roue de la turbine de récupération pour les différents rapports de diamètre respectivement

IV.5 *Amélioration de la combustion dans la zone sans EGR*

Nous venons de voir dans la partie précédente de ce chapitre, l'adaptation de l'EGR dans la zone de dépollution pour maintenir une quantité de gaz résiduels dans la chambre équivalente au moteur de base. Alors qu'en dehors de cette zone l'augmentation des gaz résiduels n'était pas possible car l'EGR est déjà fermé. Dans la partie suivante nous allons étudier des points dans la zone sans EGR pour adapter le moteur à l'augmentation des gaz résiduels dans cette zone.

IV.5.1 Avance à l'injection « AVI »

Dans cette partie le point stabilisé 3000 tr.min^{-1}, 3 bar de PME est choisi. Ce point ne comporte pas d'EGR. Avec la même masse de carburant injectée par cycle, la Figure IV-27 montre que la combustion du moteur avec CPE est retardée par rapport au moteur de base. Cela est dû aux gaz résiduels retenus dans la chambre de combustion pendant la phase de croisement de soupapes car il n'y a pas d'EGR sur ce point.

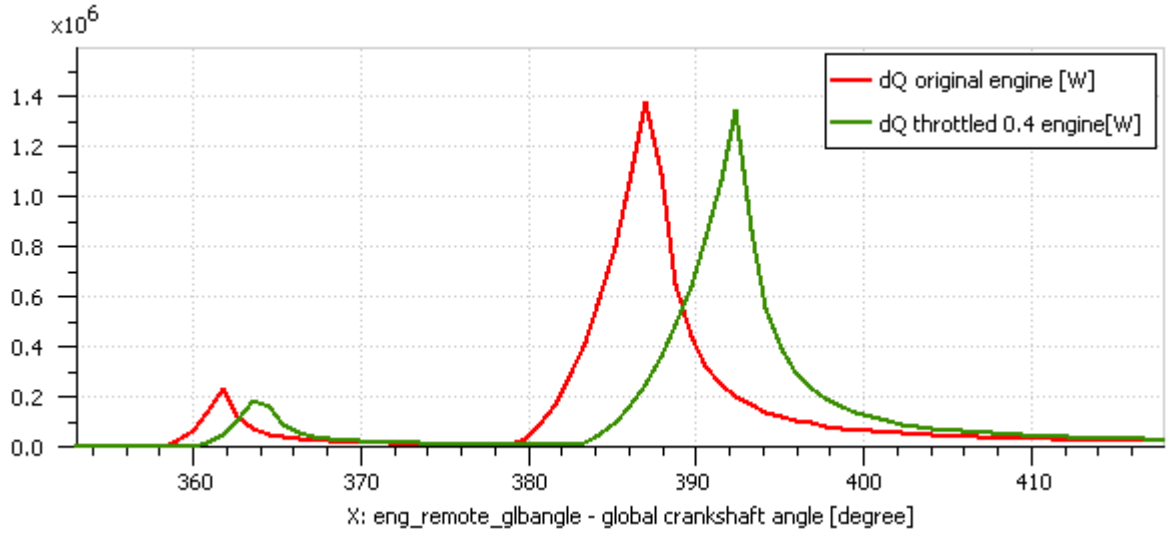


Figure IV-27: Décalage de la combustion avec la tuyère à 0,4 sur le point 3000 tr/min, 3 bar

L'effet se voit clairement sur la Figure IV-28 qui montre la fraction massique des gaz résiduels dans le répartiteur d'admission avec et sans CPE, et avec la vanne EGR complètement fermée. La fraction massique des gaz résiduels double par rapport au moteur de base.

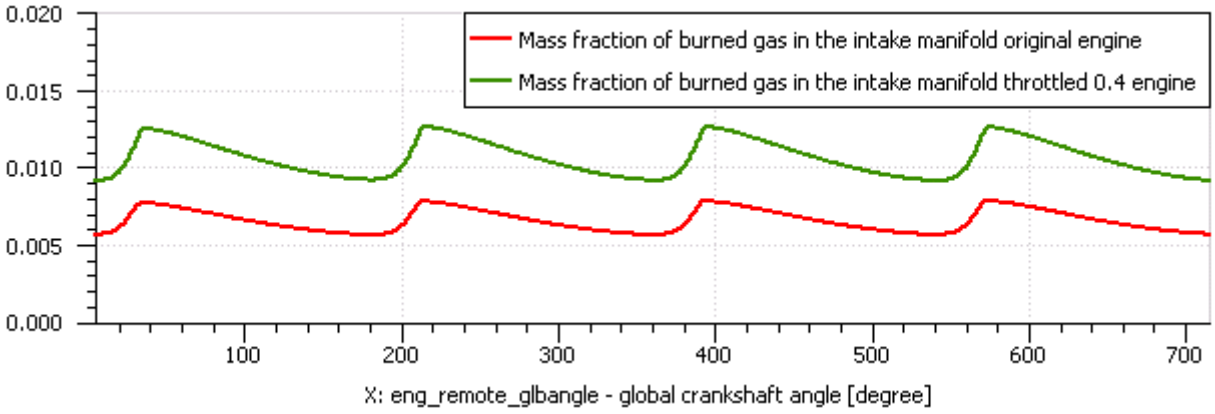


Figure IV-28: Fraction de gaz brûlés dans le collecteur d'admission pour le moteur de base et avec tuyère à 0,4

Nous allons montrer la possibilité de faire la même combustion (même taux de dégagement de chaleur) avec le moteur de base pour le même point de fonctionnement. Le rapport de diamètre de 0.4 est seulement considéré. La Figure IV-29 (c) représente la fraction massique des gaz résiduels dans la chambre à 53% pour le moteur avec CPE et 40% pour le moteur de base

Le Tableau IV-1 montre la variation des paramètres d'injection du moteur avec CPE par rapport au moteur de base. Comme la combustion est diluée, le délai d'auto-inflammation augmente. En avançant le début d'injection pour la pilote et la combustion principale, la Figure IV-29 (a) montre le même phasage et le même taux de dégagement de chaleur pour les deux combustions. En injectant en avance de 9° CA pour la pilote et 1,9° CA pour la principale, la combustion démarre au même moment. Ainsi, nous assurons les conditions favorables de l'inflammation au même moment que la combustion de base en agissant essentiellement sur la combustion par prémélange (la pilote), résultant d'un phasage correct de la combustion par diffusion.

Tableau IV-1- Paramètres optimisés pour le moteur avec CPE

	Moteur de base	Moteur avec CPE (optimisé)
AVI 1 (pilote)	20,1	29
AVI 2 (principale)	-3,7	-1,8
Ouverture vanne EGR %	0	0

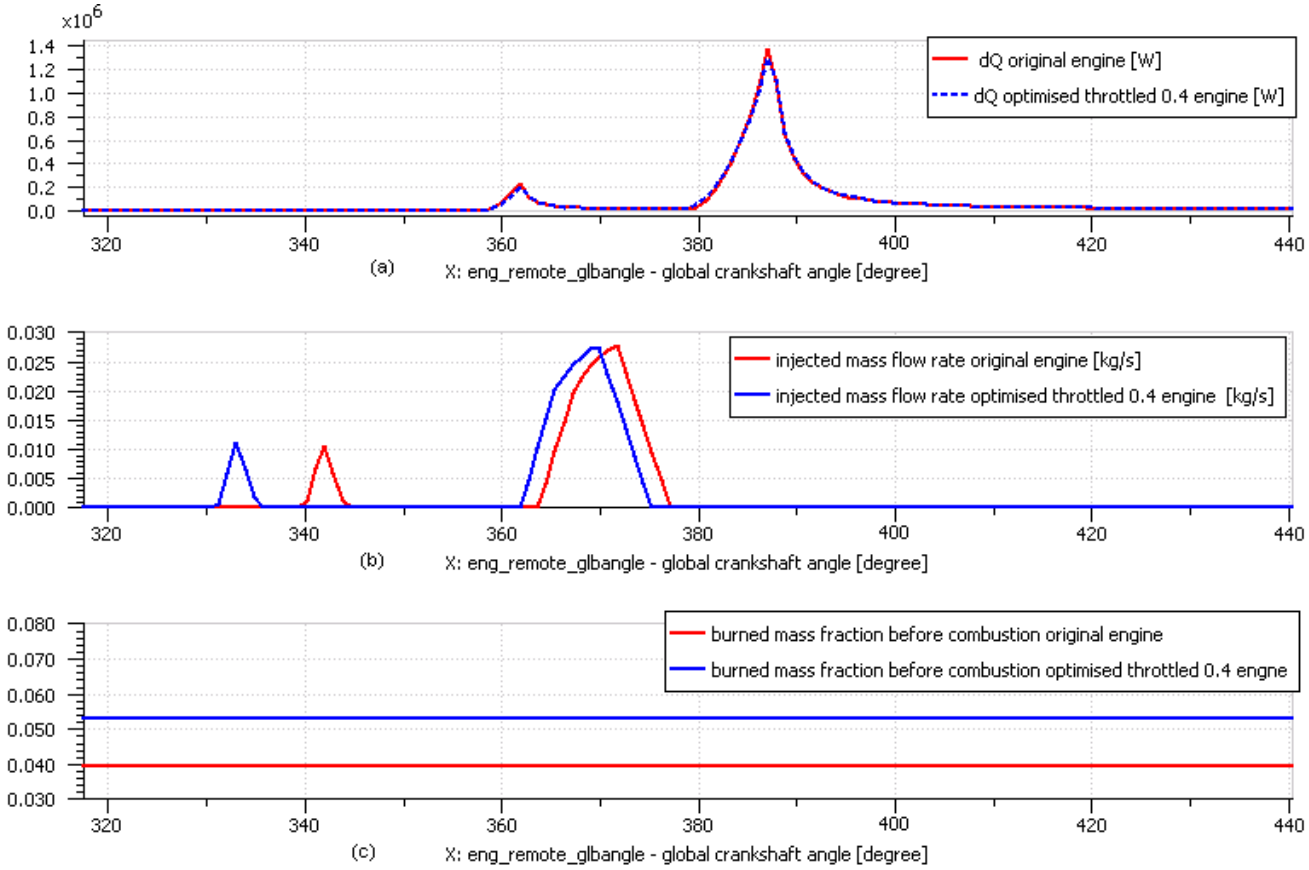


Figure IV-29: taux de dégagement de chaleur (a), Débit de carburant (b), taux de gaz brûlés (c), pour le moteur de base (rouge) et le moteur optimisé avec tuyère 0,4 (bleu)

On a vu dans le chapitre 3 (cf. III.2.6) que la boucle HP pouvait être réduite par l'ouverture de la vanne EGR. On vérifie aussi par la simulation cet aspect-là. La boucle EGR du modèle AMESim a été modifiée pour faire de l'EGR chaud (on a enlevé l'EGR cooler). Sur un point 3000 tr.min^{-1} et 90 N.m on a repris les mêmes avances pour les injections pilotes et principales que le moteur K9K au banc, pour reproduire un effet similaire de la combustion.

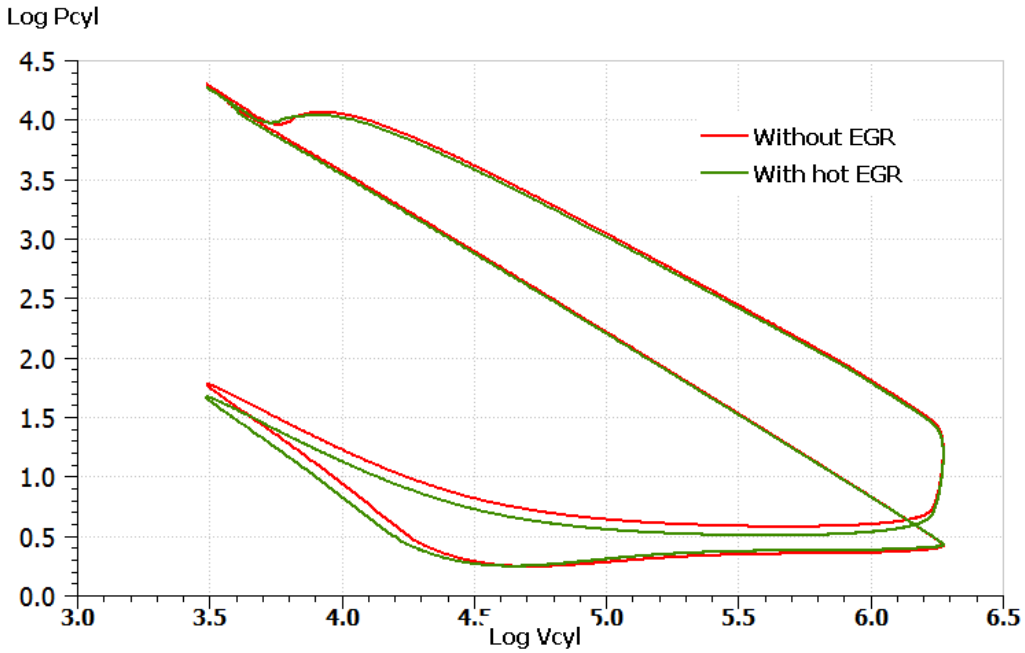


Figure IV-30 : Log P-Log V (simulation)

La simulation fait apparaître une diminution de l'aire de la boucle HP (Figure IV-30). Ce qui fait une PMI HP moins élevé. On voit que pareil la boucle BP chute. Cette figure est comparable à la Figure III-22 qui a été vue en essais.

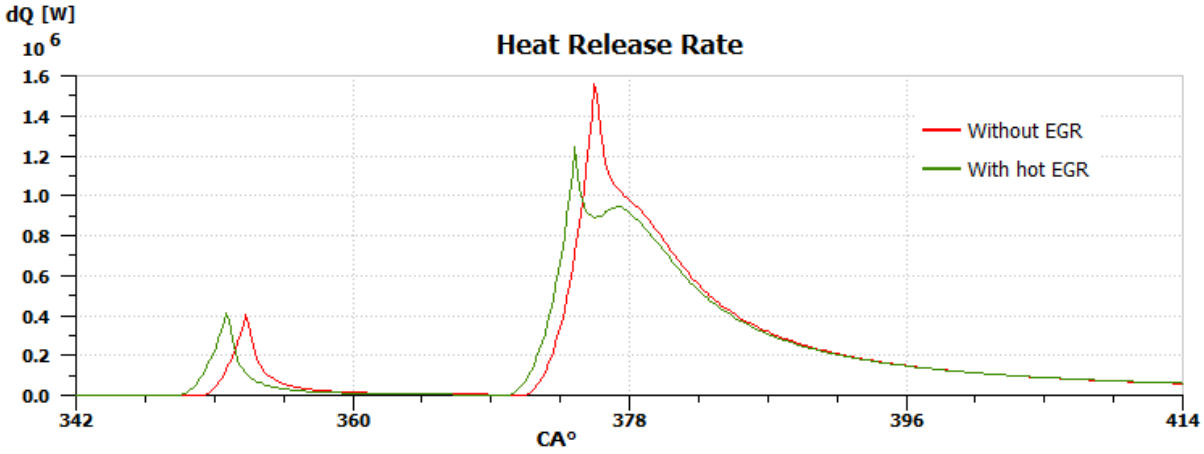


Figure IV-31 : Taux de dégagement de chaleur dans la chambre sans et avec EGR (simulation)

La Figure IV-31 montre le taux de dégagement de chaleur par la combustion. Les EGR chauds conduisent à une combustion plus précoce. En effet le délai d'auto-inflammation est réduit car la température du mélange est plus élevée. Ce déphasage n'est pas observé au banc moteur. Les courbes de pression cylindre ont un maximum en phase. Cela dépend de plusieurs facteurs comme les échanges thermiques. Mais il est possible que la combustion démarre un peu plus tôt dans les essais mais que ne permettent pas de différencier le décalage du maximum de la pression cylindre.

IV.5.2 Impact de la distribution

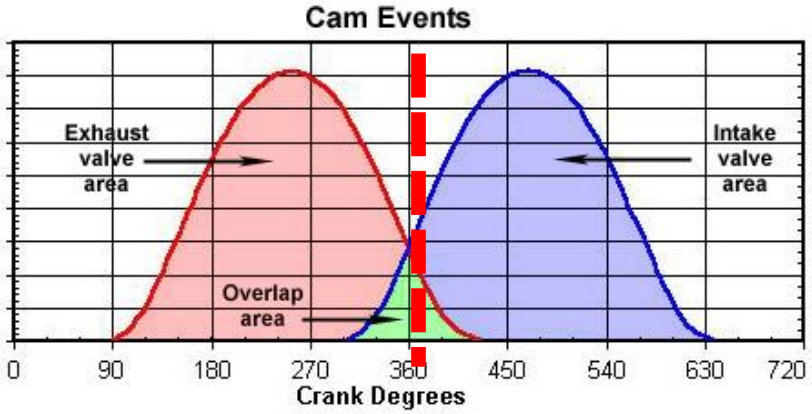
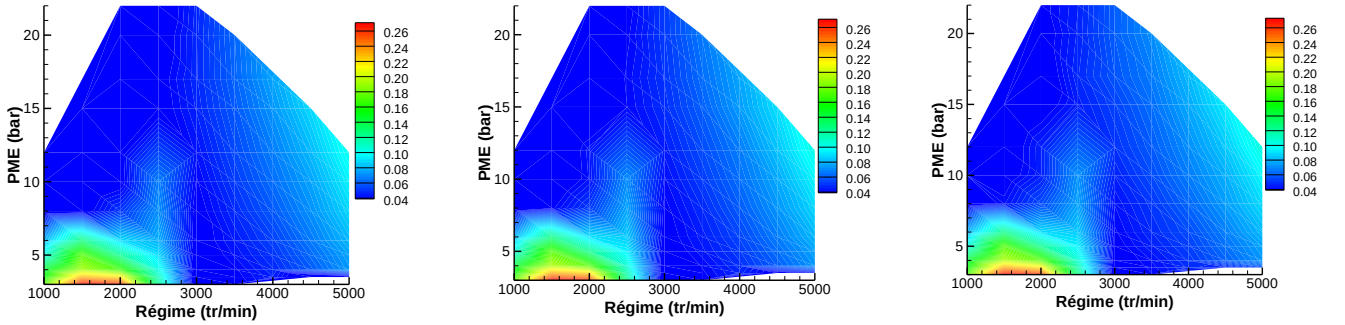


Figure IV-32 : Diagramme de distribution

Jang et al. [98] montrent qu'on peut réduire les gaz résiduels causé par la CPE en réduisant le temps de croisement de soupapes.

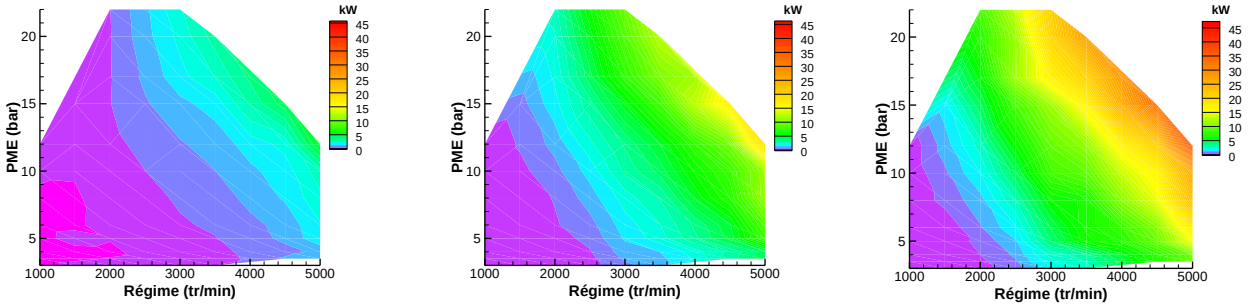


(a) rapport de diamètre 0,6 (b) rapport de diamètre 0,5 (c) rapport de diamètre 0,4

Figure IV-33 : Gaz résiduels après réduction de la phase de croisement

Pour réduire la phase de croisement soupape dans notre cas, nous supprimons le retard de fermeture des soupapes d'échappement.

Après la réduction de la phase de croisement de soupapes, les gaz résiduels sont réduits dans la zone où l'EGR était fermé (Figure IV-33). Dans cette zone les IGR étaient augmentés par la CPE à cause du refoulement des gaz d'échappement à l'admission durant la phase de croisement de soupapes.

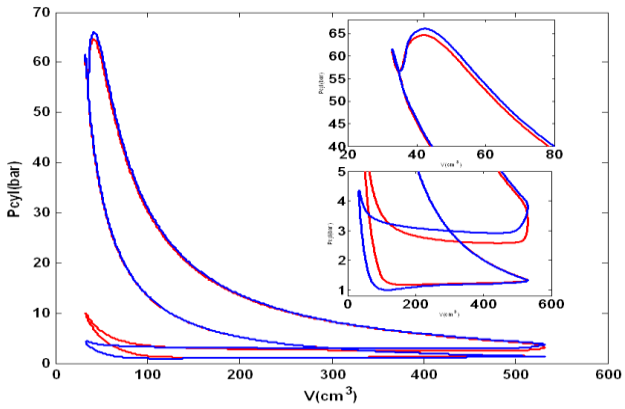


(a) rapport de diamètre 0,6 (b) rapport de diamètre 0,5 (c) rapport de diamètre 0,4

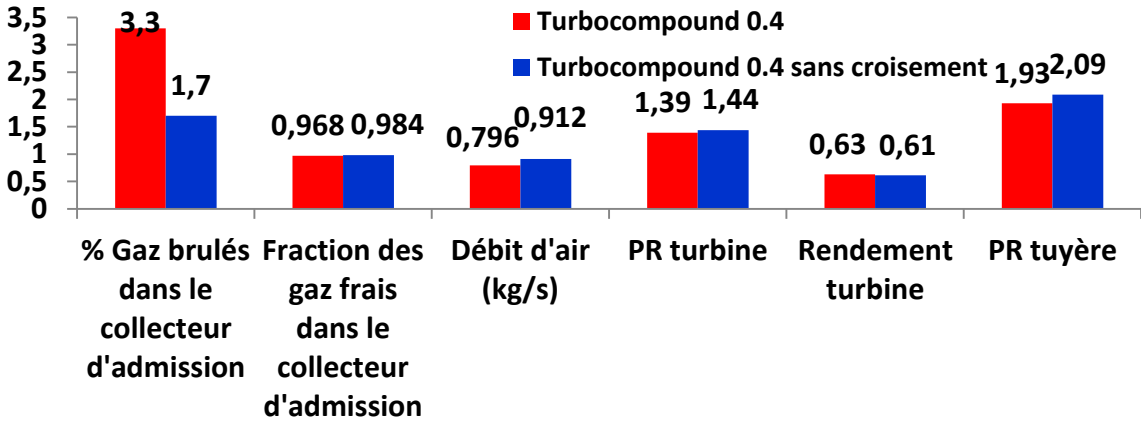
Figure IV-34 : puissance perdue après modification de la distribution

Si on compare la Figure IV-34 à la Figure IV-22 on peut voir clairement que pour la tuyère avec le plus petit rapport de diamètre (0,4) la puissance perdue chute. Cela est dû à la réduction des gaz résiduels dans la chambre et à l'augmentation du débit d'air frais. La combustion étant plus pauvre, la limite de richesse n'est plus atteinte et il n'y a plus de limitation du débit injectée. Le débit carburant est alors restauré à sa valeur de base. Nous constatons qu'à haut régime et forte charge la puissance perdue chute considérablement jusqu'à 10 kW.

Pour les autres zones de la cartographie moteur et pour ce même rapport de diamètres de 0,4, on peut voir que la puissance perdue n'a pas diminué significativement. Et même, pour le rapport de diamètres de 0,6, la puissance perdue augmente à haut régime et forte charge. Cela provient de l'augmentation du travail de pompage comme le montre la Figure IV-35 (a) sur le point de fonctionnement 4000 tr.min^{-1}, 8 bar de PME (36% de charge). En effet, les gaz résiduels dans le répartiteur d'admission chutent en fermant plus tôt la soupape d'échappement. Le débit d'air frais augmente alors car la pression dans le répartiteur d'admission est maintenue constante et donc les paramètres de la boucle d'air sont modifiés. La Figure IV-35 (b) explique en détail ce qui passe en réduisant la phase de croisement des soupapes. Le pourcentage de gaz résiduels dans le plenum d'admission chute de 3,3 à 1,7 donc 1,6% de la masse totale a été remplacé par de l'air frais. Le débit d'air augmente à cause de la réduction des gaz résiduels et aussi parce que le rendement volumétrique augmente car la température dans le plenum d'admission chute de 15°C. Le point de fonctionnement de la turbine est donc modifié, et plus de débit la traverse. La température en amont turbine est également plus faible comme le débit d'air frais est plus élevé et la combustion plus pauvre. Le rendement de la turbine chute de 2%, et le rapport de pression augmente de 1,39 à 1,44 pour garder la puissance nécessaire de compression pour maintenir la pression dans le plenum d'admission constante. Le débit d'air plus élevé passant par la tuyère crée une chute de pression plus élevée. Pour toutes ces raisons, la pression dans le collecteur d'échappement est plus élevée, et le travail de pompage accru.

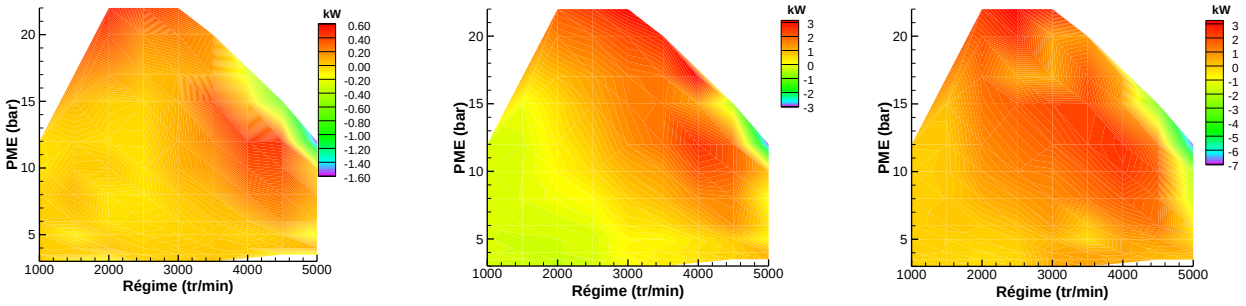


(a)



(b)

Figure IV-35 : Effet de la fermeture précoce de la soupape d'échappement sur le point 4000 tr/min, 8bar



(a) rapport de diamètre 0,6 (b) rapport de diamètre 0,5 (c) rapport de diamètre 0,4

Figure IV-36: gain global après fermeture précoce des soupapes d'échappement pour différents rapports de diamètres de la tuyère de récupération

La Figure IV-36 montre le gain global après la fermeture précoce des soupapes d'échappement. Une amélioration du gain est bien remarquée pour le troisième rapport de diamètre (comparaison avec Figure IV-24). Les deux premiers rapports de diamètres ne montrent pas des gains importants mais aussi le gain est plus faible pour le premier rapport. Et cela est dû aux pertes moteur décrites ci-dessus.

IV.5.3 Évaluation des tuyères de différents rapports de diamètres

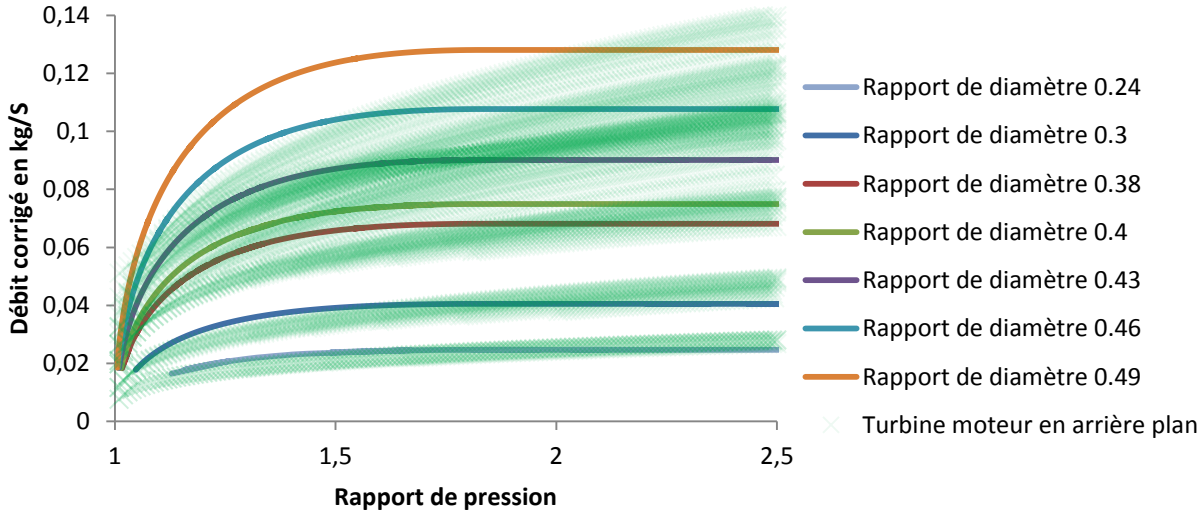


Figure IV-37: Caractéristiques des tuyères de différents rapports de diamètres choisis, et de la TGV

Dans cette partie nous évaluons, pour différents points de fonctionnement, l'effet de la variation du rapport de diamètre de la tuyère de récupération sur la CSE globale du moteur avec turbocompound. Le contrôle du moteur est activé : limite de richesse, EGR automatique, pression du collecteur d'admission constante. Les calculs sont faits avec et sans réduction du croisement de soupapes. Nous faisons également varier les différents rendements de conversion de l'énergie : un rendement de 0,7 et un autre 0,49 correspondant à un rendement de turbine de 0,7 et un rendement de conversion de l'énergie, sous forme mécanique au vilebrequin, ou électrique, de 0,7. La **Figure IV-37** montre les caractéristiques des différentes tuyères utilisées. En arrière-plan se trouve la cartographie de la TGV du turbocompresseur. On constate que les caractéristiques des tuyères testées sont assez proches des caractérisques des différentes ouvertures de la TGV, avec la différence entre la caractéristique d'une tuyère et d'une turbine (bloquage plus tôt).

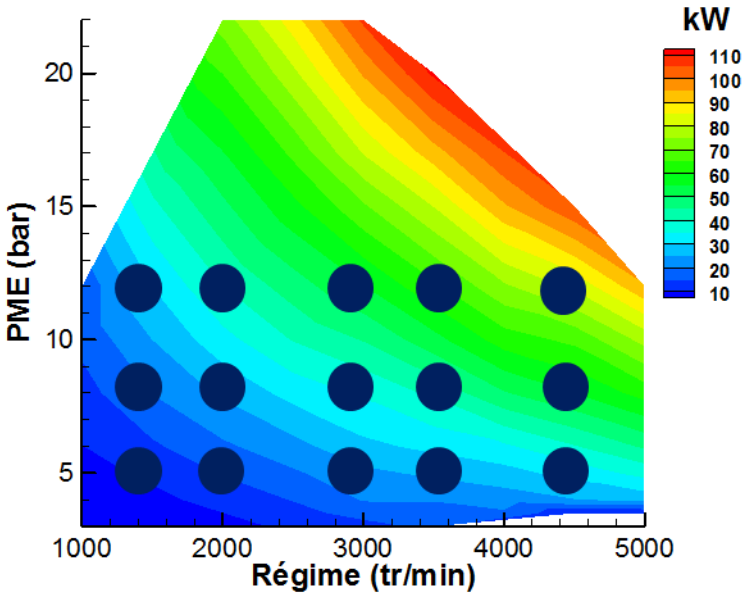


Figure IV-38: Points d'évaluation choisis sur le champ moteur

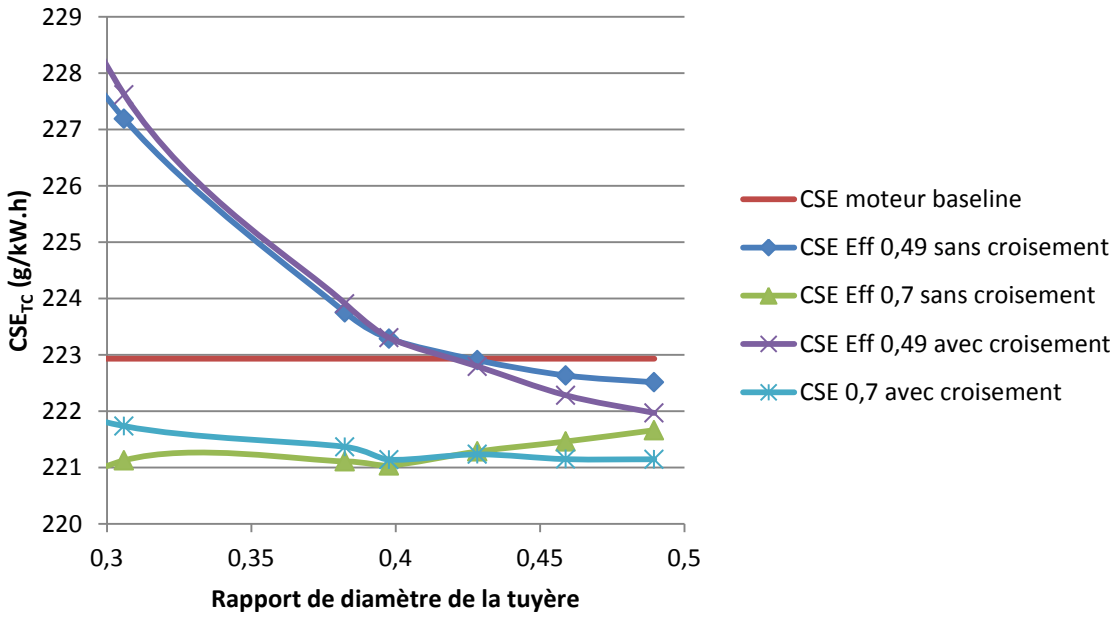


Figure IV-39 : CSE globale (avec récupération) pour différents rapport de diamètres, avec et sans croisement de soupapes, sur le point 1500 tr.min^{-1}, 8 bar de PME

Pour le rendement de conversion de 0,49, le gain n'apparait qu'au-delà d'un rapport de diamètre de 0,43 à peu près (Figure IV-39). En dessous de ce rapport de 0,43 les pertes moteur ne sont pas compensées par la puissance récupérée. Les gains ne sont obtenus que pour les rapports de diamètres les plus élevés, là où les pertes de puissance du moteur sont les plus faibles. Pour le rendement de conversion de 0,7 un optimum de rapport de diamètres apparait autour de 0,4. L'intérêt de la réduction de croisement de soupapes n'apparait que dans la zone de faible rapport de diamètre où le refoulement des gaz d'échappement dans le répartiteur d'admission est très accentué. On voit que les courbes sans croisement sont au-dessus des courbes avec croi-

sement à partir du rapport de diamètres de 0,43 environ. Sur ces points, l'augmentation des pertes par pompage créée par la fermeture précoce des soupapes d'échappement fait que le rendement global chute.

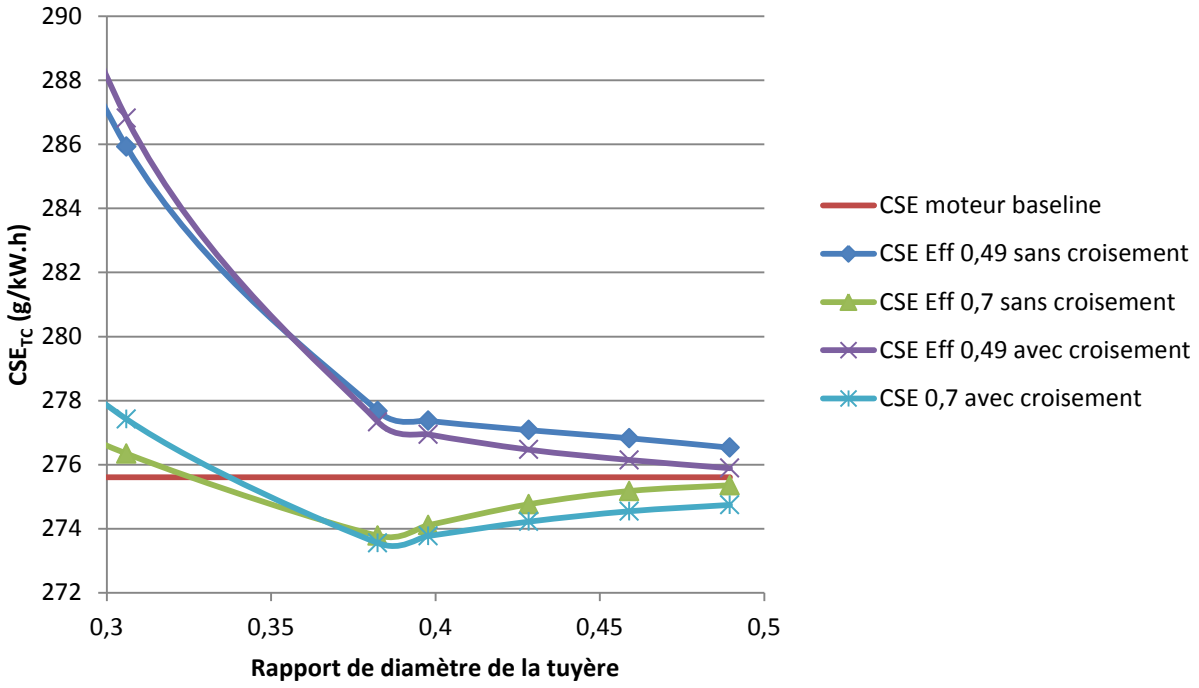


Figure IV-40 : CSE globale (avec récupération) pour différents rapport de diamètres, avec et sans croisement de soupapes, sur le point 2000 tr.min^{-1}, 5 bar de PME

Les Figure IV-39et Figure IV-40 montrent les mêmes tendances pour les deux points de fonctionnement 1500 tr/min, 8 bar de PME et 2000 tr.min^{-1}, 5 bar de PME.

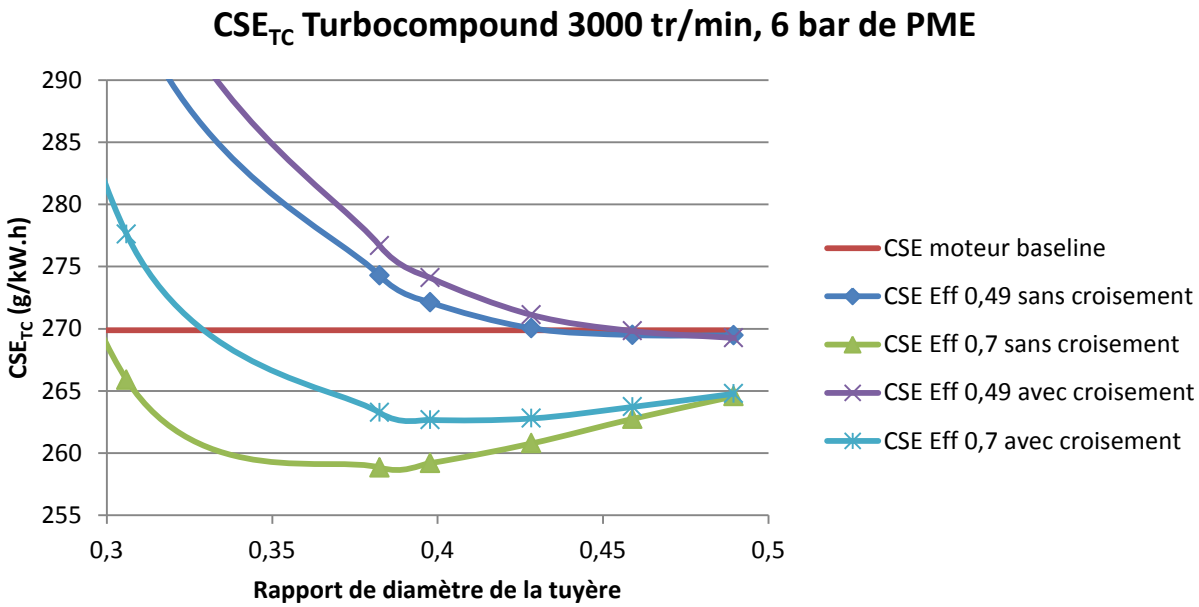


Figure IV-41 : CSE globale (avec récupération) pour différents rapport de diamètres, avec et sans croisement de soupapes, sur le point 2000 tr.min^{-1}, 5 bar de PME

La courbe en violet de la Figure IV-41 a été tracée en pertes de charges en abscisse pour comparaison avec les essais (Figure IV-42).

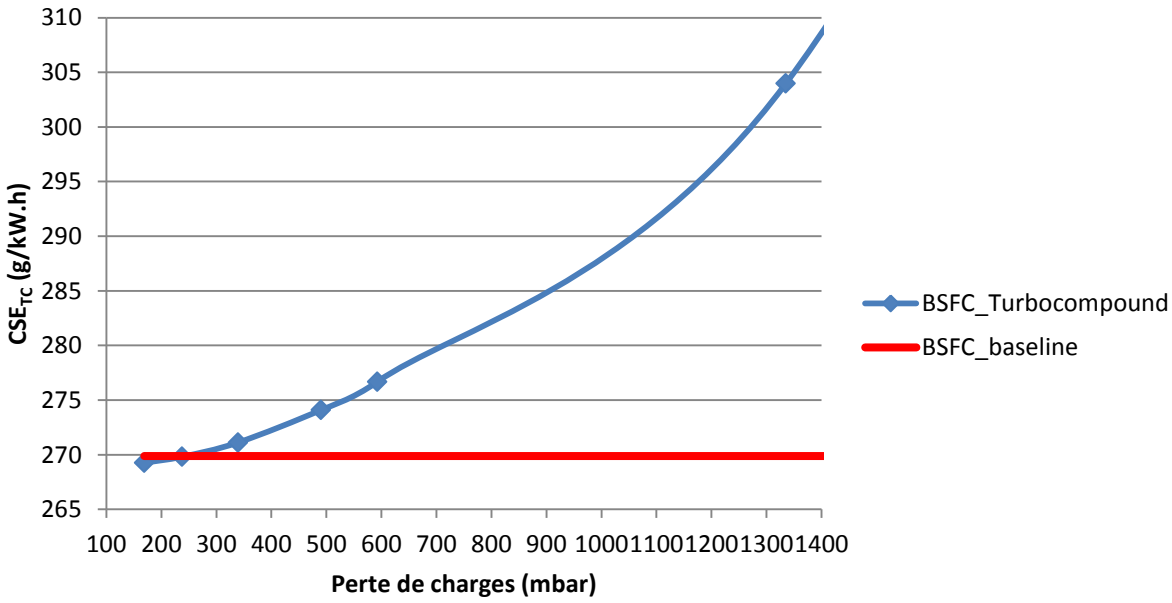


Figure IV-42: CSE globale avec récupération de rendement 0.49 en fonction de la perte de charge au lieu de rapport de diamètre des tuyères (avec croisement des soupapes) sur le point 3000 tr.min, 6 bar de PME.

La Figure IV-42 est comparable à la Figure III-51 qu'on a vu en essais. Les deux moteurs ne sont pas les mêmes, mais nous avons choisis des régimes égaux et des charges équivalentes égales pour la comparaison essais-simulation.

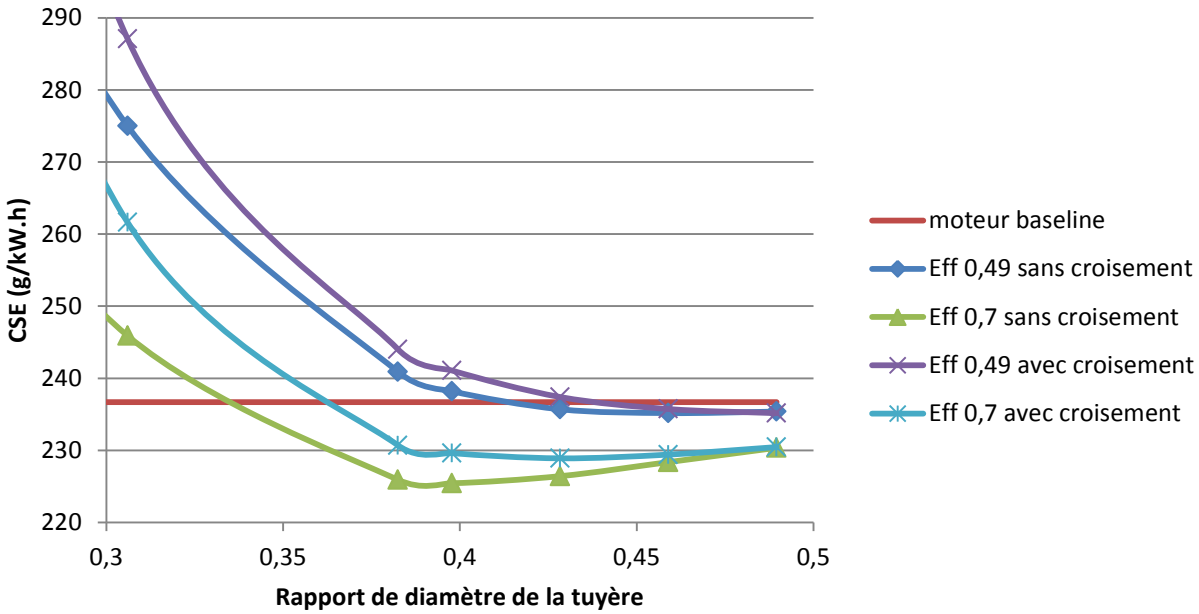


Figure IV-43 : CSE globale (avec récupération) pour différents rapport de diamètres, avec et sans croisement de soupapes, sur le point 3000 tr.min^{-1}, 6 bar de PME

La Figure IV-41 et la Figure IV-43 montrent des tendances différentes : les courbes sans croisement sont toujours au-dessous dans ce cas parce qu'à haut régime le refoulement des gaz résiduels est plus important pendant la phase de croisement de soupapes et affecte la combustion

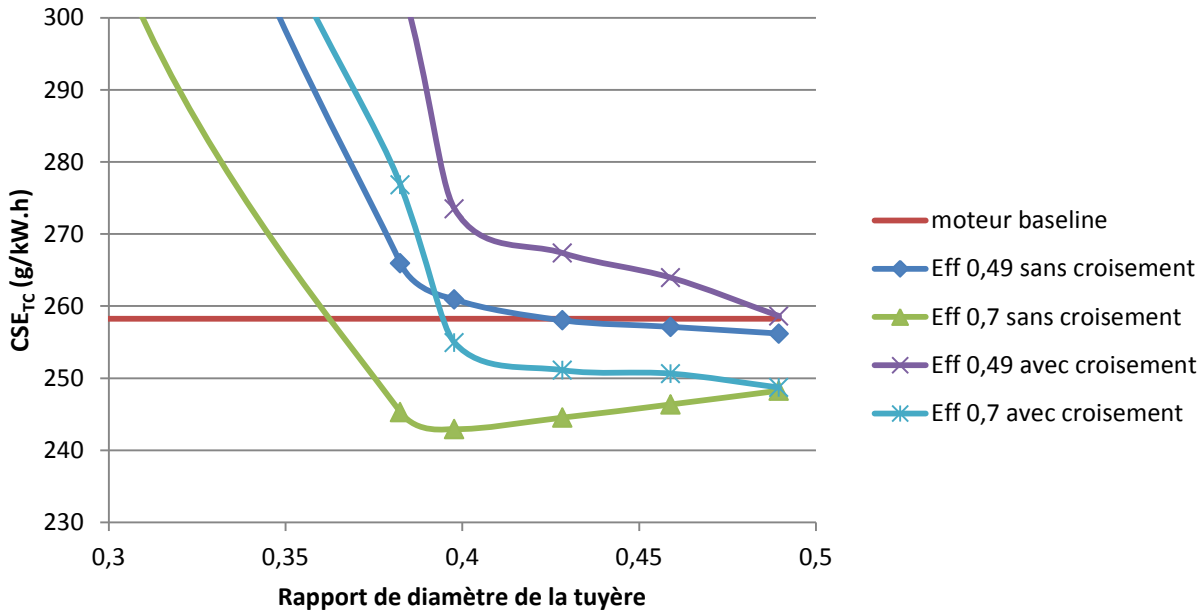


Figure IV-44: CSE globale (avec récupération) pour différents rapport de diamètres, avec et sans croisement de soupapes, sur le point 4000 tr.min^{-1}, 12 bar de PME

La Figure IV-44 montre les gains du point 4000 tr.min^{-1}, 12 bar. Le gain apporté par la fermeture précoce de la soupape d'échappement est plus important que les autres points. En effet ce point est situé dans la zone de gain élevé que nous venons de voir dans la Figure IV-36.

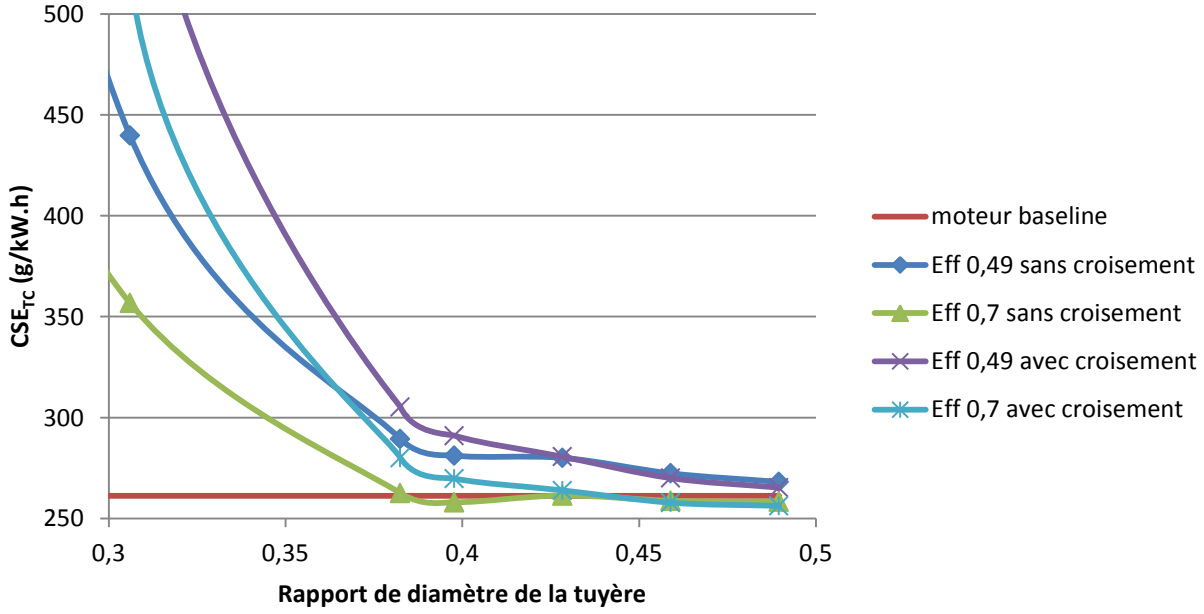


Figure IV-45 : CSE globale (avec récupération) pour différents rapport de diamètres, avec et sans croisement de soupapes, sur le point 4500 tr.min^{-1}, 15 bar de PME

Sur le point 4500 tr.min^{-1}, 15 bar de PME, les pertes moteurs sont élevées et le gain de CSE est négligeable. Nous pouvons voir sur la Figure IV-45 que le gain global est négligeable sur ce point.
Les autres points sont mis en Annexe.

IV.6 *Turbocompound en configuration parallèle*

IV.6.1 Etudes de différents points de fonctionnement

Différents points du champ moteur ont été étudiés. Ces points sont choisis dans la zone de conduite urbaine, et dans la zone extra-urbaine. Le Tableau IV-2 résume les points choisis.

Tableau IV-2 : Points étudiés

Régime moteur [tr.min^{-1}]	**Débit carburant constant avant la limite de fumée [mg/cycle/cylindre]**	**λ**	**PME [bar]**
1500	18	1,5	5
1500	31	1,6	10
2000	26	1,7	8
3500	27	1,8	7
4000	21	2,1	5
4000	47	1,4	14

IV.6.2 Perte de puissance moteur effective

La Figure IV-46 montre que la courbe du couple effectif en fonction du rapport de diamètres a presque la même allure pour tous les points. Au-delà d'une valeur seuil du rapport de diamètre, le couple chute brusquement. Au-dessous de cette valeur, le couple effectif moteur est constant. Quand le rapport de diamètre tend vers 0, aucun débit ne passe par la branche parallèle de la tuyère de récupération et on se retrouve dans la configuration de base : le couple est égal à celui du moteur d'origine.

Comme le contrôle de la TGV garde la même pression dans le plenum d'admission, la TGV s'adapte pour atteindre la pression de suralimentation nécessaire. La valeur seuil correspond à une valeur de rapport de diamètre au-delà de laquelle la fermeture de la TGV ne suffit plus pour garder la bonne pression de suralimentation. Avant cette valeur la fermeture de la TGV permet de garder la même pression de suralimentation même avec un débit plus faible dans la turbine du turbocompresseur. Au-delà de cette valeur, le travail de pompage est augmenté par la fermeture élevée de la TGV et par l'impossibilité de garder la bonne pression de suralimentation avec un faible débit. La limitation de richesse s'active alors et le débit de carburant est limité pour garder une combustion à lambda 1,2. Au-delà de la valeur seuil, les courbes suivent différentes tendances. Les courbes continuellement décroissantes correspondent à ceux où la TGV est déjà presque complètement fermée. Sur certaines courbes, on peut voir une légère augmentation du couple effectif en augmentant le rapport de diamètre. Cela peut être expliqué par le déplacement du point de fonctionnement de la turbine sur des zones de meilleures efficacités.

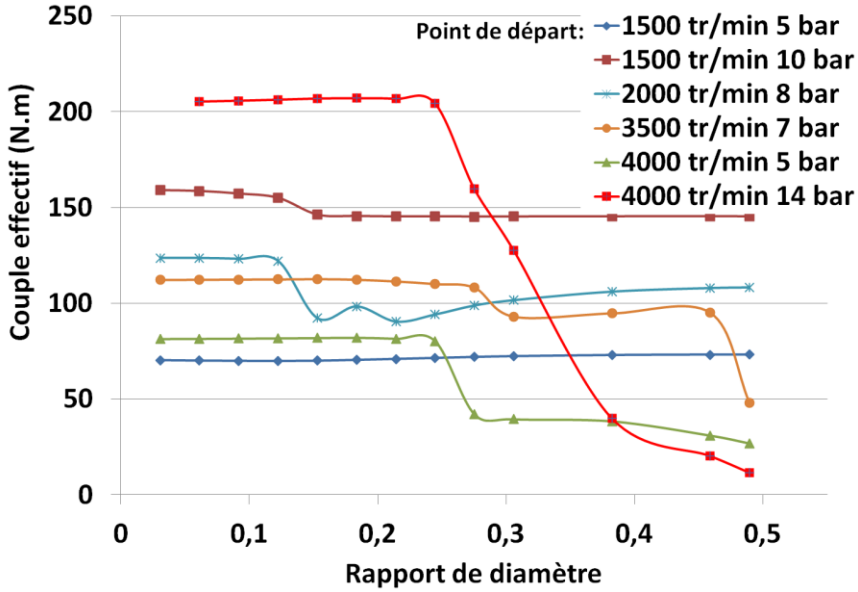


Figure IV-46: Couple effectif en fonction du rapport de diamètres de la tuyère pour différents points d'étude

IV.6.3 Puissance isentropique récupérée

La Figure IV-47 montre que la puissance isentropique récupérée augmente avec le régime et la charge. Pour des faibles rapports de diamètres, le rapport de pression est élevé mais le débit est faible. Dans ce cas l'effet de faible débit est dominant et la puissance récupérée est faible. En augmentant le rapport de diamètre, le débit augmente mais le rapport de pression est faible. Il existe un optimum pour chaque point de fonctionnement où la puissance récupérée est la plus élevée. Ce point représente le compromis entre le débit et le rapport de pression.

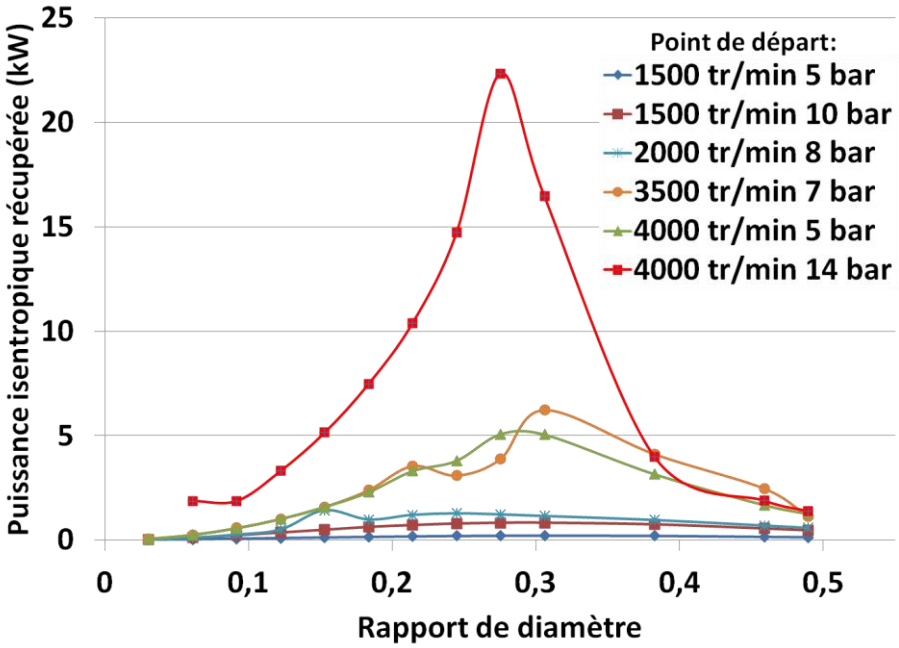


Figure IV-47: Puissance isentropique récupérée en fonction du rapport de diamètres de la tuyère pour différents points d'étude

IV.6.4 Gain global

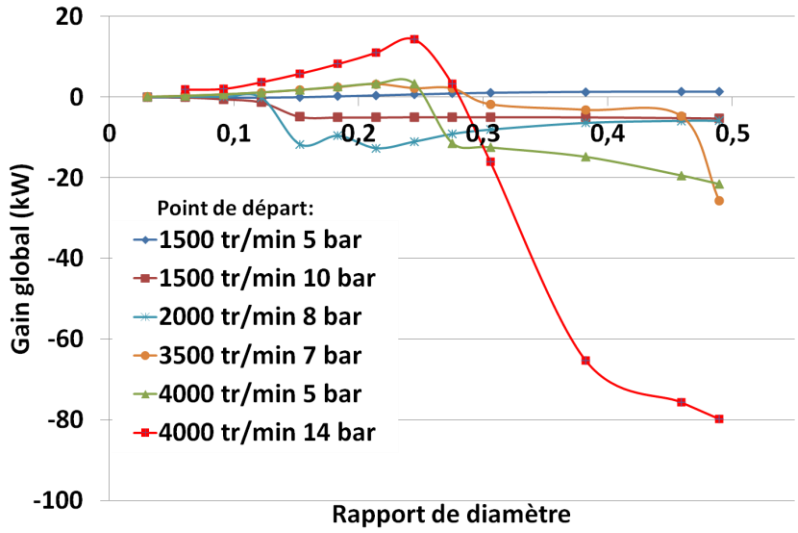


Figure IV-48 : Gain global en fonction du rapport de diamètres de la tuyère pour différents points d'étude

Le gain global de la Figure IV-48 est calculé en retranchant de la puissance récupérée isentropique la puissance perdue par le moteur, sans prendre en compte aucun rendement de conversion. Les courbes ont des allures similaires à la puissance isentropique. Toutes les courbes augmentent jusqu'à un maximum puis rechutent jusqu'à atteindre des valeurs négatives. La Figure IV-49 montre, sur un détail que la surface couverte par le gain positif augmente avec le régime et la charge.
Pour obtenir le gain optimal, une turbine à géométrie variable pourra être utilisée, pour adapter la perméabilité de la turbine.

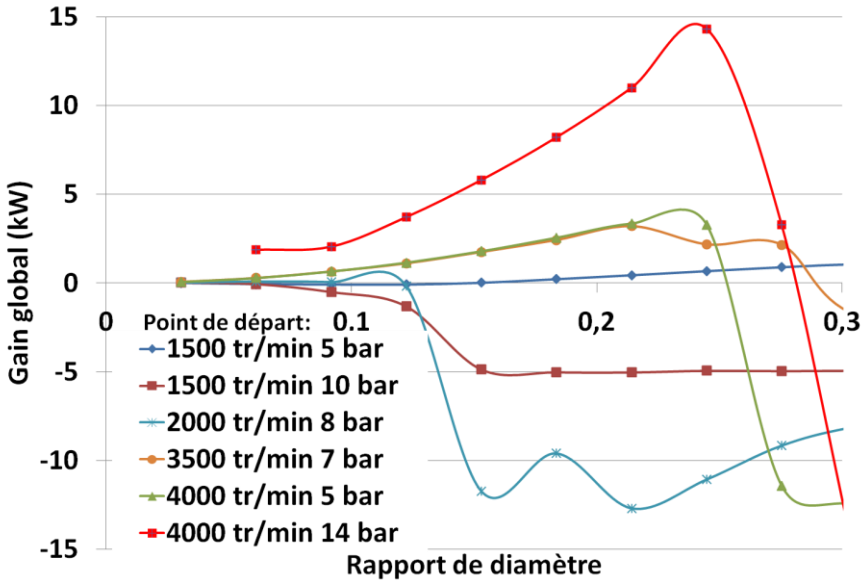


Figure IV-49 : Détail du gain global en fonction du rapport de diamètres de la tuyère pour différents points d'étude

On constate que, par rapport à la configuration série, les rapports de diamètres sont ici plus faibles (Figure IV-49). Des turbines plus petites doivent être utilisées, ce qui entraîne de forts rapports de pression avec de faibles débits.

IV.6.5 Analyse d'un point de fonctionnement du turbocompresseur

Dans cette partie nous analysons l'impact du turbocompresseur sur la récupération et sur le gain global. Nous choisissons pour cela le point de fonctionnement 2000 tr/min, 8 bar de PME avec un rapport de diamètre de 0,15 pour la tuyère de récupération. Sur ce point la puissance isentropique récupérée est de 1,15 kW et le gain global est de -2,15 kW. Essayons de comprendre le pourquoi de ce gain négatif et de voir comment améliorer ces performances.

La Figure IV-50 présente la cartographie (débit, rapport de pression) de la TGV. Chaque couleur correspond à une ouverture et chaque courbe à un régime de rotation de la TGV. Le réseau de courbes le plus élevé (bleu) correspond à une ouverture de 100% de la TGV. Le réseau le plus faible correspond à la fermeture complète de la TGV. Le point rouge correspond au point de fonctionnement de la TGV dans le cas du moteur de base pour lequel tout le débit passe dans la turbine. Le point noir correspond à la configuration avec turbocompound parallèle pour laquelle la TGV est entièrement fermée pour garder la bonne pression de suralimentation. Le point résultant a un plus fort rapport de pression et plus faible débit.

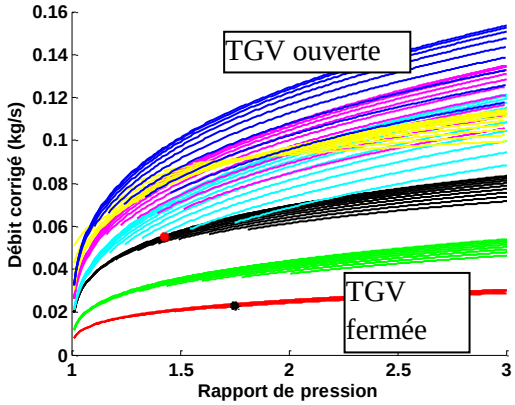


Figure IV-50: Points de fonctionnement du moteur de base (rouge) et en configuration parallèle (noir) sur les caractéristiques (débit massique, rapport de pression) de la TGV

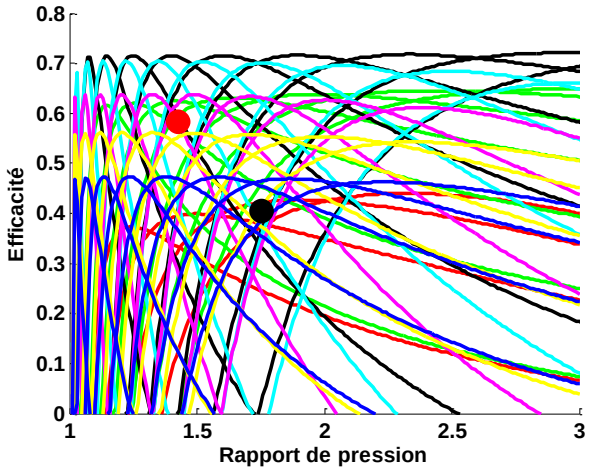


Figure IV-51 : Points de fonctionnement du moteur de base (rouge) et en configuration parallèle (noir) sur les courbes d'efficacité de la TGV en fonction de l'ouverture, du régime et du rapport de pression

La Figure IV-51 présente l'efficacité de la TGV en fonction du rapport de pression. De la même façon, chaque couleur correspond à une ouverture de la TGV. On constate que pour le moteur avec turbocompound, le point avec TGV fermé (point noir), l'efficacité diminue : 0,4 comparé à 0,6 du point du moteur de base (point rouge). Sur la Figure IV-46, on constate que pour le rapport de diamètre 0,15, le couple effectif du moteur sur ce point de fonctionnement est de 108 N.m alors que le moteur de base est à 123 N.m. C'est parce que la turbine du turbocompresseur fonctionne à un débit et une efficacité plus faibles, et un rapport de pression plus élevé et donc des pertes par pompage plus pénalisantes.

IV.6.6 Optimisation du turbocompound parallèle

Dans cette partie nous étudions l'effet de l'augmentation de l'efficacité de la TGV. Nous appliquons pour cela un gain sur la cartographie de rendement de la TGV. L'idée est de garder le même travail de pompage qu'avec le moteur de base tout en assurant la même pression de suralimentation avec un débit réduit au travers de la turbine à cause du turbocompound parallèle. Le calcul est fait par itération sur le gain appliqué au rendement de la TGV et en regardant le rapport de pression. Le résultat est présenté Figure IV-52 et Figure IV-53.

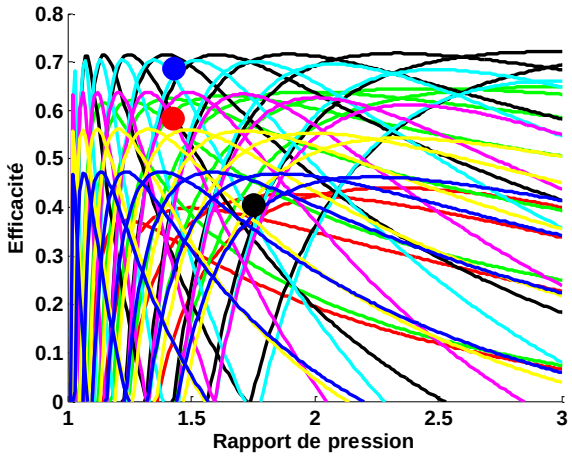


Figure IV-52: Points de fonctionnement du moteur de base (rouge), en configuration parallèle (noir) et en configuration parallèle avec gain sur le rendement de la TGV (bleu), sur les courbes d'efficacité de la TGV en fonction de l'ouverture, du régime et du rapport de pression

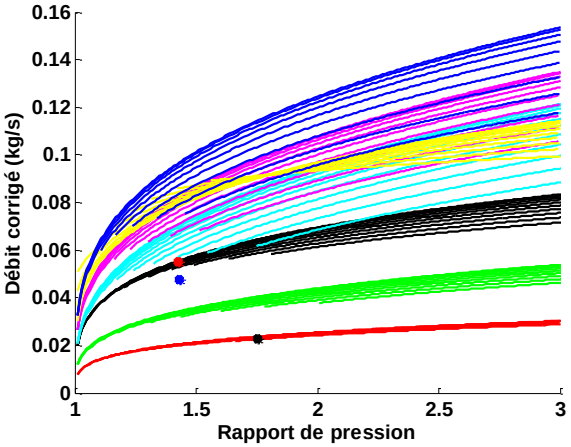


Figure IV-53: Points de fonctionnement du moteur de base (rouge), en configuration parallèle (noir) et en configuration parallèle avec gain (bleu), sur les caractéristiques (débit masse, rapport de pression) de la TGV

Le nouveau point de fonctionnement à rendement augmenté est présenté en bleu; l'efficacité de la turbine passe de 0,6 à 0,7. Le point résultant fonctionne à un débit plus faible et même rapport de détente (Figure IV-53).

La difficulté de ce travail itératif est d'obtenir le même rapport de pression, sachant que la TGV est adaptée automatiquement, et l'efficacité convenable de la turbine pour identifier un point de fonctionnement optimal de la TGV et atteindre les performances requises.

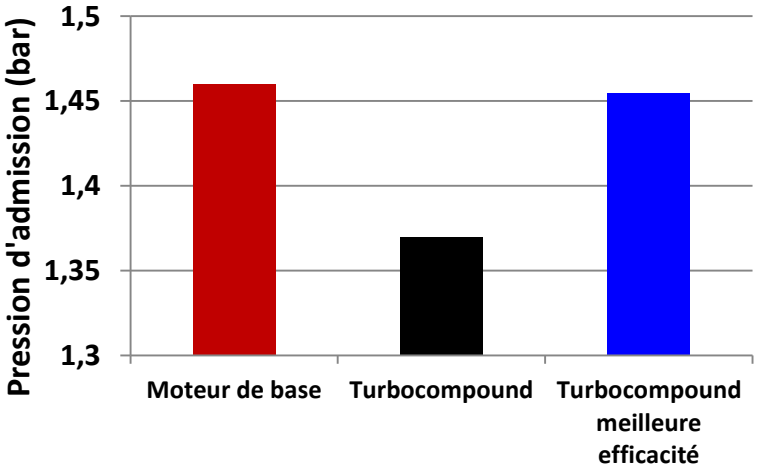


Figure IV-54: Pression d'admission pour les trois configurations étudiées

La Figure IV-54 montre les pressions dans le répartiteur d'admission pour les différents points d'étude. On constate que pour la configuration à turbocompound parallèle (noir), la TGV n'est pas capable de fournir la pression de suralimentation visée, bien qu'elle soit déjà complètement fermée. En revanche, avec une efficacité augmentée, la TGV est capable de fournir la puissance nécessaire au compresseur pour garder la bonne pression de suralimentation, même avec un débit plus faible.

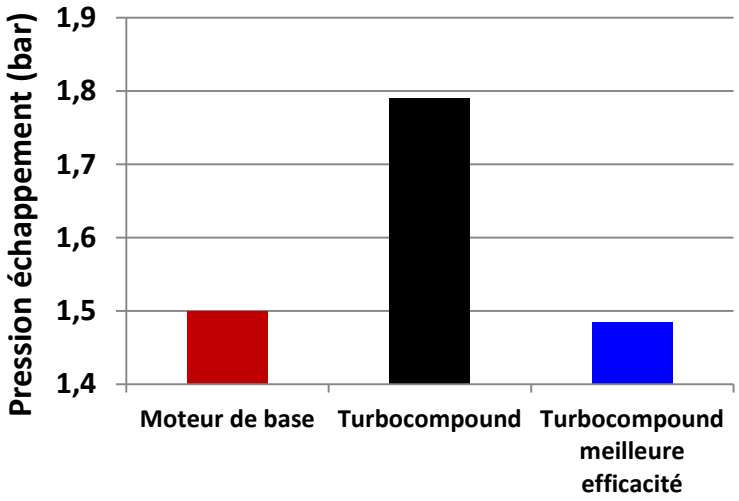


Figure IV-55: Pression d'échappement pour les trois configurations étudiées

La Figure IV-55 montre la pression dans le collecteur d'échappement. On constate que le moteur avec turbocompound parallèle a la CPE la plus élevée car la TGV se ferme pour travailler sur un rapport de pression plus élevé. Cela contribue à la chute du couple moteur. Le moteur turbocompound avec la TGV à efficacité augmentée a presque la même contre pression échappement que le moteur de base. Le travail de pompage n'est pas augmenté dans ce cas par rapport au moteur de base.

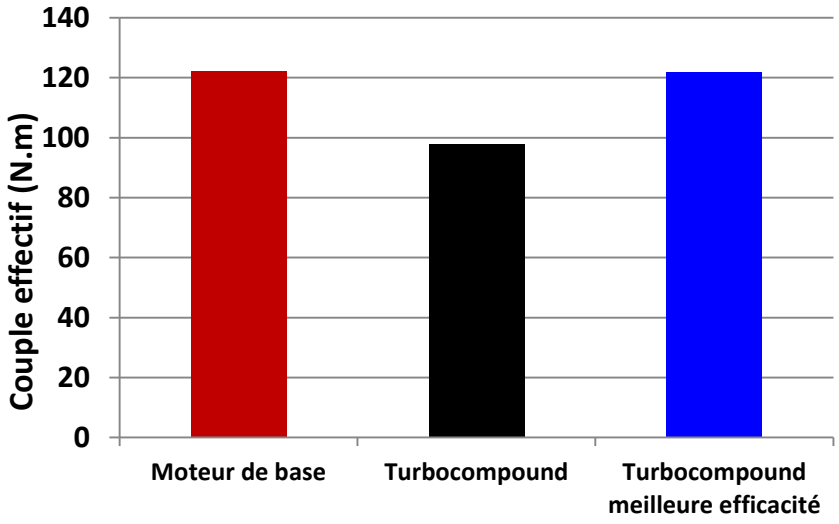


Figure IV-56: Couple effectif pour les trois configurations étudiées

La Figure IV-56 montre que le couple effectif du moteur avec turbocompound parallèle n'arrive pas à atteindre celui du moteur de base. Sur ce point de fonctionnement la limite de richesse s'active, car la puissance délivrée au compresseur n'est pas suffisante pour le remplissage convenable du moteur. Le moteur avec turbocompound avec TGV à efficacité augmentée développe le même couple car la pression dans le plenum d'admission est constante et le débit de carburant injecté est le même.

Dans ce chapitre, un modèle moteur prédictif a été utilisé pour étudier les effets de l'installation d'une turbine de récupération à l'échappement d'un moteur Diesel. Dans la simulation, la turbine est prise en compte par l'intermédiaire d'un modèle de tuyère. Cette étude a permis notamment d'analyser en détail les effets de la contre pression sur la composition des gaz dans la chambre, ce qui était difficile à estimer au travers des essais moteur. Le rendement global du système moteur + turbocompound est analysé. Des règles ont été définies pour garder un fonctionnement correct du moteur avec turbocompound vis-à-vis des émissions polluantes et du brio.

- ***Le débit carburant est maintenu constant.***
- ***La pression dans le répartiteur d'admission est maintenue constante par rapport au moteur baseline.***
- ***Une limite d'injection est mise en place pour ne pas dépasser une valeur limite de richesse et limiter ainsi l'émission des fumées.***
- ***L'EGR est contrôlé pour garder une même composition des gaz dans la chambre que le moteur baseline.***

L'influence de la turbine de récupération en elle-même a été simulée en faisant varier les rapports de diamètres d'entrée et de sortie de la tuyère pour représenter les différentes perméabilités de la turbine.

Deux configurations sont étudiées : la configuration série pour laquelle la turbine de récupération est située sur la même branche en aval de la turbine du turbocompresseur et la configuration parallèle pour laquelle la turbine de récupération se trouve sur une branche parallèle à la branche de la turbine du turbocompresseur.

Dans la configuration série, le maintien du taux de gaz résiduels dans la chambre a été fait par le contrôle de l'EGR dans la zone de dépollution, alors qu'à l'extérieur de cette zone il a été nécessaire de réduire la phase de croisement des soupapes.

Trois différentes caractéristiques de tuyères représentant des dimensions de turbine ont été testées sur le champ moteur complet.

Plus la turbine est petite, plus la récupération d'énergie est élevée mais plus les pertes moteur augmentent à cause de l'augmentation des pertes par pompage. Les gains se sont avérés très faibles sur la zone de fonctionnement urbaine du moteur alors que des gains plus intéressants apparaissent sur les hauts régimes et fortes charges où un gain maximal de 3kW peut être atteint avec une hypothèse de rendement de conversion de 70%.

Un balayage de rapports de sections de la tuyère a été fait. Le rapport optimal varie selon le rendement de conversion choisi. Pour ces différents rapports, la CSE globale est tracée pour deux rendements de conversion différents 0,7 et 0,49. Pour le rendement de 0,49 le gain en CSE est limité, la compensation des pertes moteur n'est plus possible avec les gains issus de la turbine de récupération à l'échappement.

Finalement une comparaison avec les essais montre la même tendance des gains en fonction de la CPE. Le gain en CSE apparait sur les plus faibles pertes de charges.

Pour la la configuration parallèle, on observe que sur les bas régimes et faibles charges les gains sont négligeables. Des gains plus élevés apparaissent sur les hauts régimes et fortes charges. La forme des courbes de couple sont aussi similaires aux essais. Le couple moteur s'écroule rapidement si on augmente le débit en dérivation de la turbine du turbocompresseur. Cet effet est lié à la chute de la pression de suralimentation ainsi qu'à l'augmentation des pertes par pompages suite à la fermeture de la Turbine à Géométrie Variable.

Chapitre V: **Récupération de l'énergie à l'échappement sur un moteur à allumage commandé par turbocompound**

Après l'évaluation de la récupération de l'énergie à l'échappement par turbocompound sur un moteur Diesel, l'évaluation de ce potentiel sur un moteur à essence est ici étudiée. Etant donné les combustions très différentes entre les deux moteurs et ayant vu dans le chapitre 2 que les niveaux d'énergie et d'exergie à l'échappement dans un moteur essence sont plus élevées que dans un moteur Diesel, la récupération d'énergie par turbocompound sur un moteur essence est analysée dans ce chapitre. L'étude est faite par simulation sur AMESim sur un modèle du moteur à allumage commandé F4RT 2L suralimenté.

V.1 *Modèle du moteur*

Le modèle utilisé représente le moteur F4RT, moteur essence de 2L de cylindrée avec turbocompresseur. Le modèle est réalisé sous AMESim.

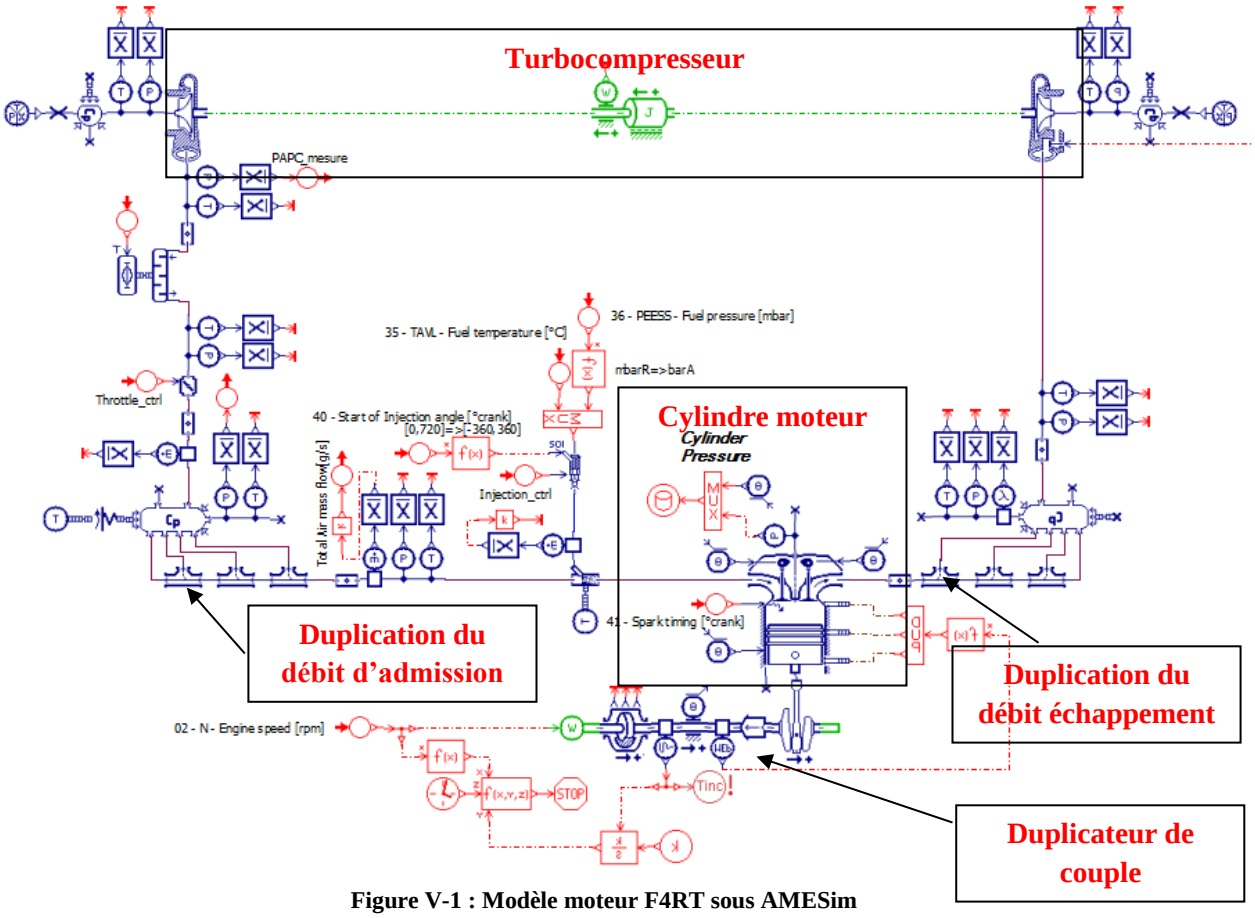


Figure V-1 : Modèle moteur F4RT sous AMESim

Ce modèle a été calibré sur des essais stationnaires (Figure V-1). Il reproduit le fonctionnement du moteur physique avec une erreur acceptable sur la PMI.à 6%. La boucle d'air est modélisée en 0D. Le turbocompresseur s'appuie sur les cartographies du constructeur. Un seul cylindre est modélisé et une duplication est faite pour reproduire l'effet des trois autres cylindres. Cette astuce permet de réduire sensiblement le temps de calcul.

V.1.1 Modèle de combustion

Le modèle de combustion utilisé est le CFM 1D [100]. C'est un modèle deux zones qui simule une combustion de prémélange[6]. Ces deux zones sont d'une part le mélange des gaz frais (air+carburant) et d'autre part les gaz brulés. Elles sont séparées par le front de flamme (Figure V-2). Ce modèle est prédictif et reproduit les principaux phénomènes physiques ayant lieu dans la chambre lors de la combustion [100]. Ce modèle peut aussi être couplé à un modèle 12 gaz[7] pour prédire les émissions polluantes. Le modèle de combustion est couplé à un modèle 0D de turbulence. Ce modèle utilise la longueur du front de flamme à l'allumage ainsi qu'un nombre, le « tumble » qui caractérise la turbulence à la fermeture de la soupape d'admission (IVC) comme condition initiale.

[6] La combustion par prémélange est une combustion caractéristique du moteur à allumage commadé où le carburant se mélange avec le comburant (l'air) avant d'être brulé

[7] AMESim offre la possibilité de choisir un modèle de gaz détaillé appelé « modèle 12 gaz », qui peut calculer les concentrations des principaux gaz produits lors du processus de combustion.

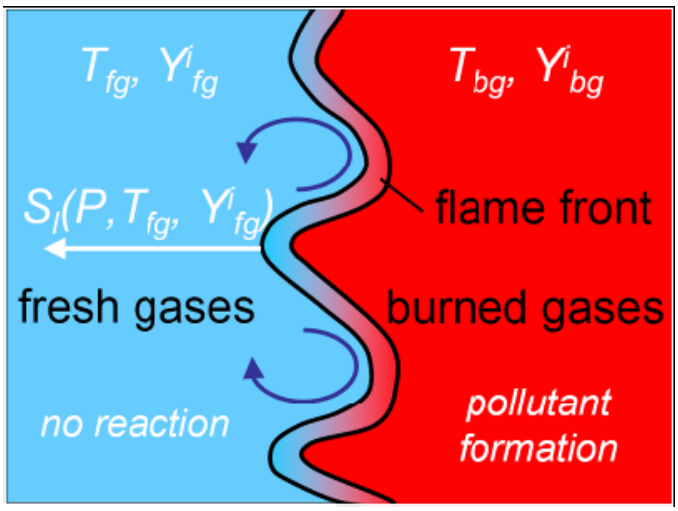


Figure V-2 : Modèle de combustion CFM [101]

- Dans chaque zone la composition du mélange est considérée homogène
- Le carburant pouvant se trouver dans la chambre sous forme liquide sera traité comme un système séparé échangeant masse et chaleur latente avec les gaz frais.
- La pression est considérée la même dans les deux zones.
- Chaque zone est décrite par sa masse, son volume, sa température et sa composition.

Le bilan d'enthalpie dans la chambre est calculé par :

$$\frac{dmh}{dt} = V\frac{dP}{dt} + \frac{dQ_{comb}}{dt} - \frac{dQ_{wall}}{dt} + \sum_{in,out} \frac{h_j dm_j}{dt} \quad \textbf{(V-1)}$$

avec m la masse du mélange dans la chambre, h son enthalpie massique, P la pression liée à la température moyenne dans la chambre par la loi des gaz parfaits et V le volume de la chambre. Q_{comb} est la chaleur dégagée par la combustion, Q_{wall} est la chaleur échangée avec les parois du cylindre et calculée avec le modèle de Woschni[66]. Le dernier terme de l'équation représente la somme des enthalpies entrantes et sortantes du système.

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = \sum_i h_{f_i}\left(\frac{dm_i}{dt}\Big|_{ff} + \frac{dm_i}{dt}\Big|_{pf}\right) \quad \textbf{(V-2)}$$

avec h_{f_i} l'enthalpie de formation de l'espèce i dans la chambre, $dm_i|_{ff}$ est la variation de masse de l'espèce i dans le front de flamme, et $dm_i|_{pf}$ la variation de masse de la même espèce dans les gaz brulés due aux réactions chimiques après le front de flamme.

V.2 *Etude du turbocompound*

Dans le cas du moteur à essence, étant donné la nécessité de rester à la stoechiométrie, nous ne pouvons pas rester à iso-débit de carburant injecté comme dans le cas du moteur Diesel. Nous nous plaçons dans un contexte de vitesse véhicule constante, ce qui permet de définir pour un véhicule donné et un rapport de boîte de vitesses donné, le point de fonctionnement du moteur correspondant à la puissance nécessaire pour maintenir le véhicule à cette vitesse. Dans le cas du moteur avec turbocompound la puissance demandée par le véhicule est la même mais elle est assurée par le moteur et le système de récupération, en supposant que la puissance récupérée à l'échappement est renvoyée au vilebrequin via un rendement de conversion. Il faut donc définir un contrôle du moteur avec turbocompound (Figure V-3).

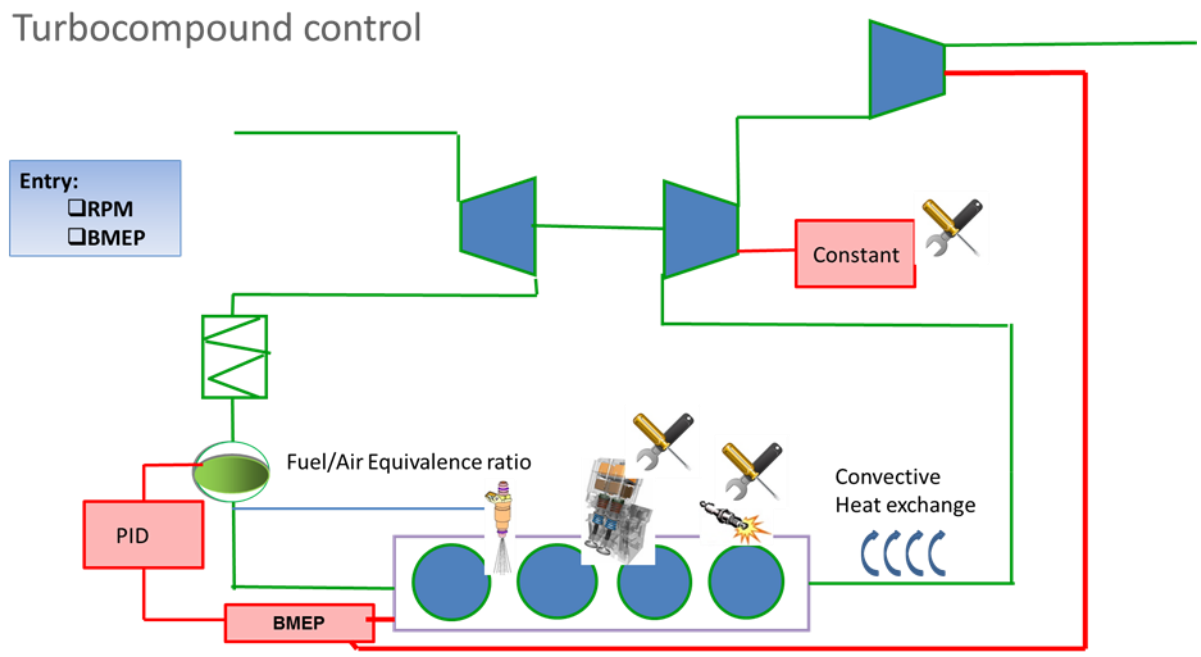


Figure V-3 : Control du moteur turbocompound

Le papillon est contrôlé par un PID qui régule la PME demandée.
La méthode utilisée est la suivante :

- On fixe d'abord les consignes d'entrées qui sont le régime et la charge totale demandée ;
- On fait varier la contre pression pour évaluer le potentiel de récupération;
- La richesse est contrôlée à partir du débit d'air et en prenant une richesse constante correspondante à mélange stœchiométrique dans notre cas ;
- L'ouverture de la waste gate est un paramètre de l'étude ;
- L'avance à l'allumage est d'abord maintenue constante puis soumise à une étude paramétrée.

Dans cette étude, nous nous sommes intéressés au point 130 km.h^{-1} qui représente un point de roulage extra-urbain. Avec le véhicule sur lequel est monté ce moteur(Laguna III GT) et le rapport de boîte considéré, le point de fonctionnement équivalent est de 3100 tr.min^{-1} et 5,9 bar de PME. Comme pour les études précédentes, une tuyère est utilisée pour reproduire l'effet d'une turbine. On définit alors les consommations spécifiques par :
-pour le moteur de base:

$$CSE(g/kW.h) = \frac{m_{fuel(g/h)}}{PuissanceMoteur(kW)} \quad \textbf{(V-3)}$$

-pour le moteur avec turbocompound :

$$CSE_{TC}(g/kW.h) = \frac{m_{fuel(g/h)}}{PuissanceMoteur(kW) + 0.49PIsentropique} \quad \textbf{(V-4)}$$

V.2.1 Variation de différents rapports de diamètres et différentes avances à l'allumage

Dans cette partie on maintient la position de la Wastegate constante, complètement fermée. Nous savons que l'augmentation de la contre pression augmente le taux de gaz résiduels et donc affecte la combustion [98]. Pour cela il faut adapter l'avance à la contre pression. Plusieurs contre pression sont étudiées en variant le rapport de diamètre de la tuyère à l'échappement, et l'avance est variée pour améliorer la combustion en présence de gaz résiduels et essayer de rester à iso taux de dégagement de chaleur.

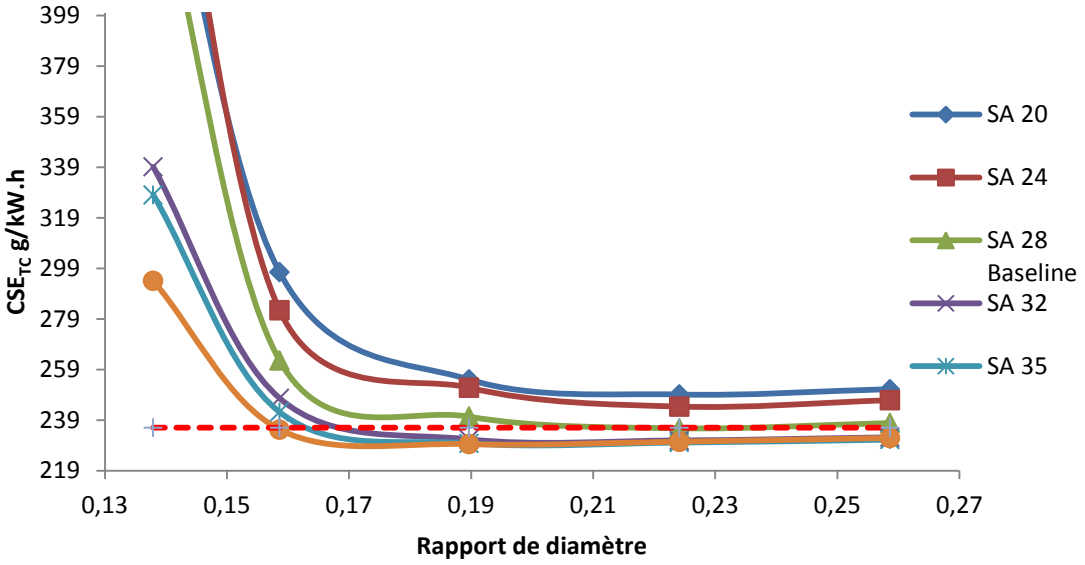


Figure V-4 : CSE pour différentes AVA et rapport de diamètre avec VVT de base 42°

La **Figure V-4** montre la CSE globale du moteur avec turbocompound pour différentes valeurs d'AVA, et pour différents rapports de section de la tuyère. On constate que la CSE augmente fortement lorsque le rapport des diamètres diminue à cause de l'effet bouchon qui augmente fortement les pertes par pompage du moteur. On voit également que pour certaines avances (AVA 20 et 24) la CSE passe au-dessus de la CSE du moteur de base pour tous les rapports de diamètre, En plus du travail de pompage, la dégradation d'AVA fait que le taux de dégagement de chaleur de la combustion n'est pas au phasage optimal, ce qui dégrade le rendement.

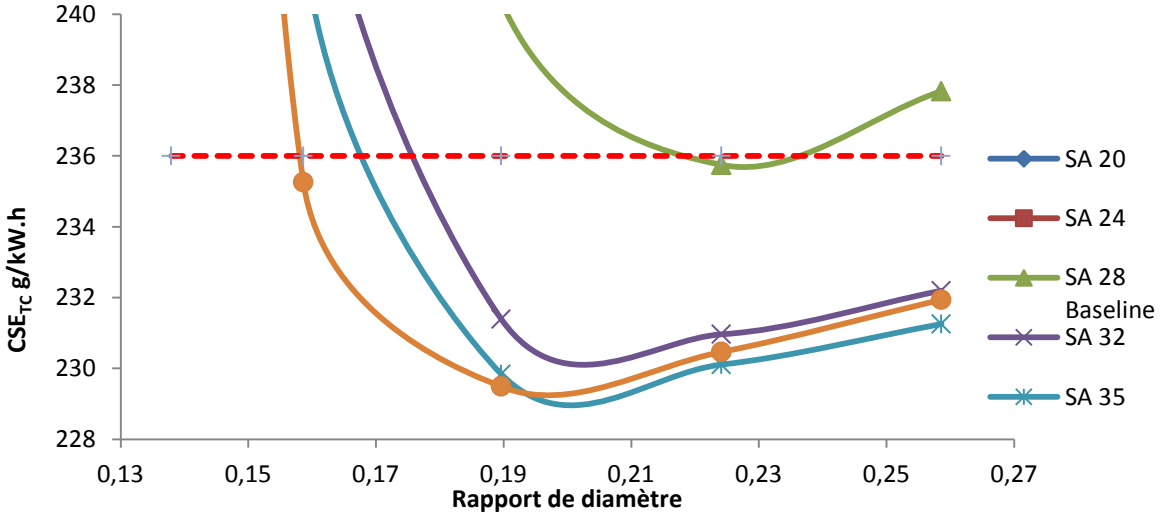


Figure V-5 : zoom sur la CSE pour différentes AVA et différents rapport de diamètres avec VVT de base 42°

La **Figure V-5** montre un zoom sur la CSE en fonction des différents rapports de diamètres et d'AVA. On peut dire que pour chaque avance il existe un rapport de diamètre optimal de récupération pour lequel on a le meilleur bilan entre puissance récupérée et pertes moteurs dues au pompage. Pour le point étudié nous choisissons le rapport de diamètre 0,19 avec une AVA de 35. Nous allons maintenant étudier un gain maximal en étudiant les effets des autres paramètres.

Pour ne pas surestimer le gain par rapport au moteur de base, il faut d'abord vérifier l'effet de la variation de l'avance du moteur sans contre pression, sur la CSE.

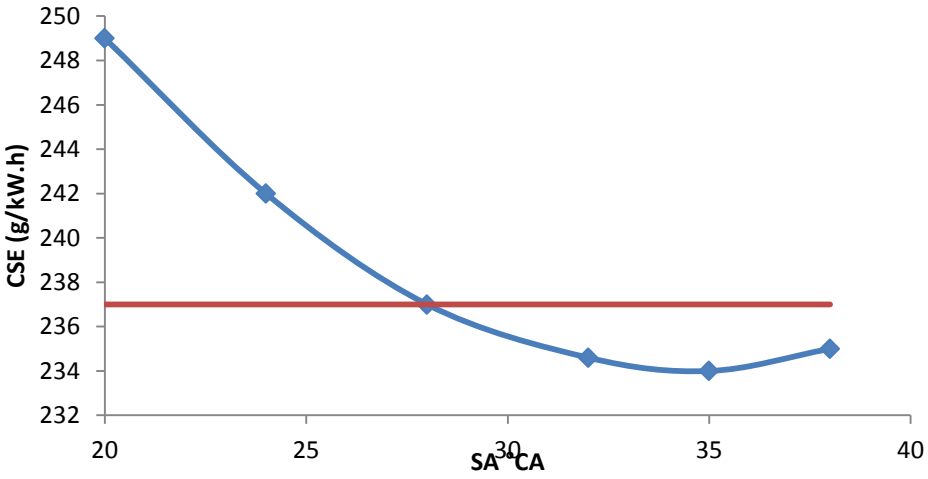


Figure V-6 : CSE en fonction de l'AVA

La **Figure V-6** montre que l'avance à l'allumage du moteur de base n'est pas calibrée sur la CSE optimale. En effet la CSE optimale calculée apparait à 35° d'avance alors que l'AVA du moteur de base est à 28°. Cela veut dire que le calage de la CSE sur ce point est dégradé. Cela peut être un choix du constructeur pour garder une réserve de couple disponible immédiatement : si le conducteur fait une brusque demande de couple, l'allumage est avancé pour augmenter les performances du moteur. La CSE optimale du moteur sur ce point de fonctionnement est de 234 g/kW.h. Par rapport à ce que nous venons de voir sur la **Figure V-5**, la CSE minimale avec récupération d'énergie est de 229,5 g/kW.h. Le gain potentiel par rapport au 234 g/kW.h est alors de 1,9%. Pour analyser le changement du rendement du moteur en fonction de l'AVA nous avons tracé les pressions cylindres ci-dessous pour le moteur de base (sans turbocompound).

Cas du moteur de base

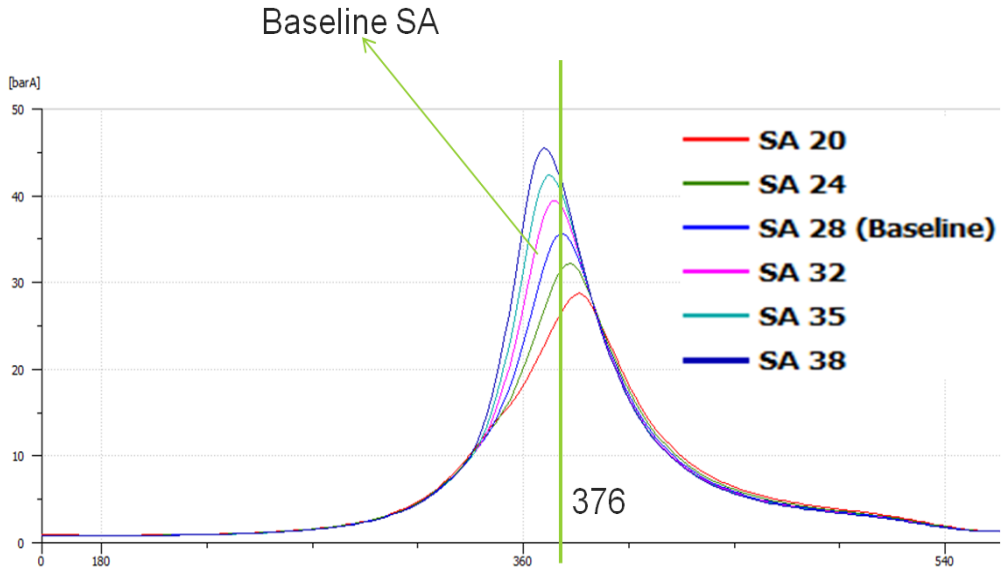


Figure V-7 : Pression cylindre en fonction de l'avance pour le moteur de base

La **Figure V-7** montre les pressions cylindres pour différentes AVA. Le moteur de base a une avance de 28° et une pression cylindre maximale à un angle de 376°. L'AVA à 35° donne la meilleure CSE (**Figure V-6**), et un angle de pression maximale de 372°. Le rendement moteur le plus élevé s'obtient en effet pour un angle de pression maximale d'environ 373° [100].

Cas du moteur avec turbocompound

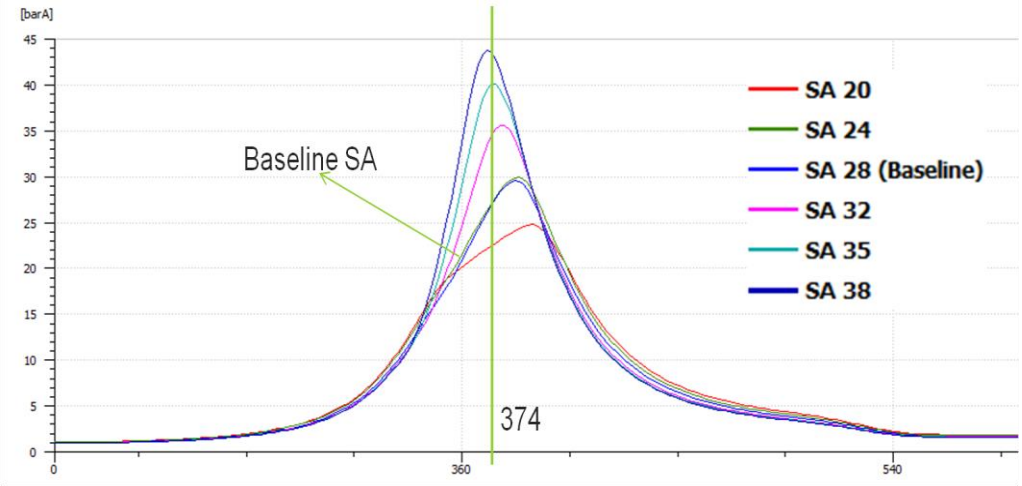


Figure V-8 : Pression cylindre du moteur avec turbocompound de rapport de diamètre 0,19, pour différentes AVA

La **Figure V-8** montre les pressions cylindres du moteur avec turbocompound.
Le **Tableau V-1** récapitule les angles de pression cylindre maximale de chaque configuration pour chaque AVA.

Tableau V-1 : Angle de pression cylindre maximale des configurations de base et turbocompound, pour différents AVA

AVA	CA°Pmax Base	CA° Pmax Turbocompound
38	369	370
35	**372**	**374**
32	374	376
28 (Baseline)	376	383
24	380	387
20	384	389

Dans les deux cas, l'AVA de 35° donne la plus faible CSE. Cela est dû à un angle de pression cylindre maximale autour de 374° qui correspond à un bon rendement moteur. En augmentant la contre pression la combustion est diluée et il faut avancer l'allumage pour amorcer la combustion au bon moment et obtenir une pression maximale autour de 373° [100].

V.2.2 Influence VVT

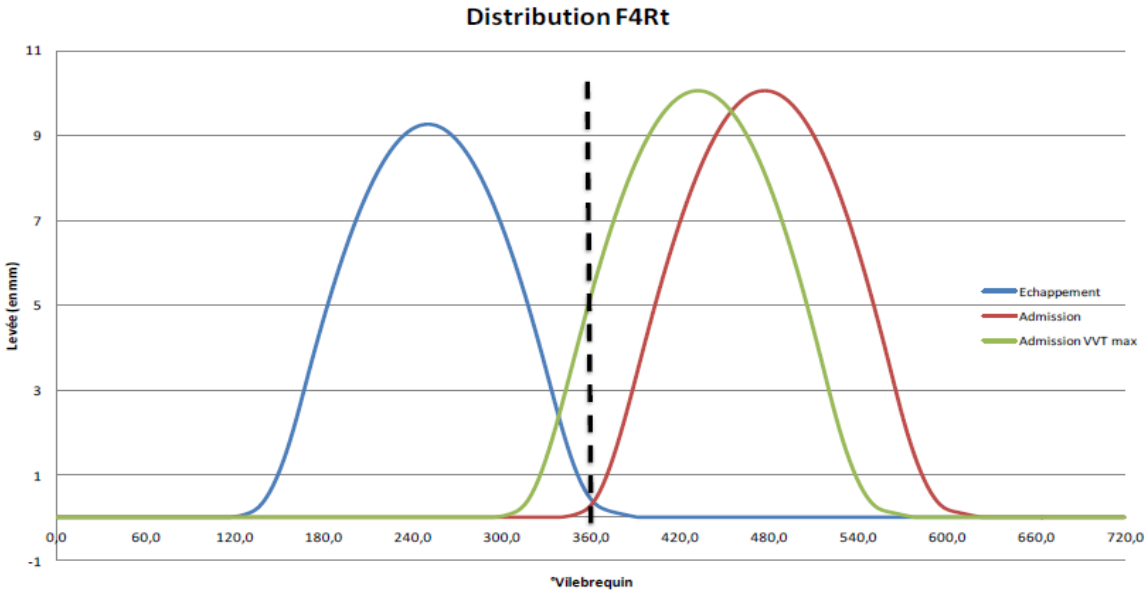


Figure V-9 : Profils de levée de soupapes

Sachant que l'augmentation de la contre pression échappement augmente la quantité de gaz résiduels dans la chambre, à cause de la recirculation interne des gaz brulés, nous allons étudier l'influence du phasage de la VVT sur la CSE. Sur ce point le réglage standard de la VVT correspond à une ouverture des soupapes d'admission 42° avant le point mort haut (PMH). Pour réduire les gaz résiduels, nous fixons la VVT à 0°.

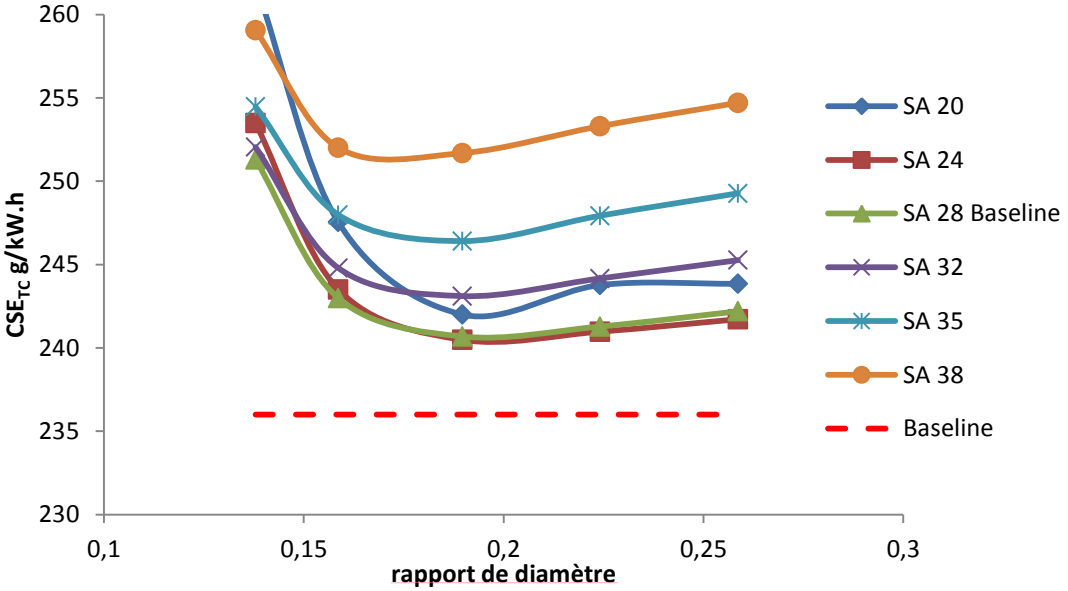


Figure V-10 : CSE pour différentes AVA, différents rapports de diamètres et sans déphasage VVT

Nous remarquons sur la **Figure V-10** que la CSE augmente et ce pour toutes les valeurs d'AVA. En réduisant la phase de croisement des soupapes, les gaz brûlés sont empêchés de retourner dans le répartiteur d'admission. La **Figure V-11** montre que le pourcentage des gaz résiduels chute de 24% à 10% dans la chambre et de 5 à 0,2 dans le collecteur d'admission. Cependant la pression dans le collecteur d'échappement augmente de 100 mbar et la pression d'admission chute de 250 mbar (**Figure V-12**). Cette variation des pressions augmente le travail de pompage, ce qui conduit à une dégradation du rendement du moteur et explique l'allure des courbes de la **Figure V-10.**

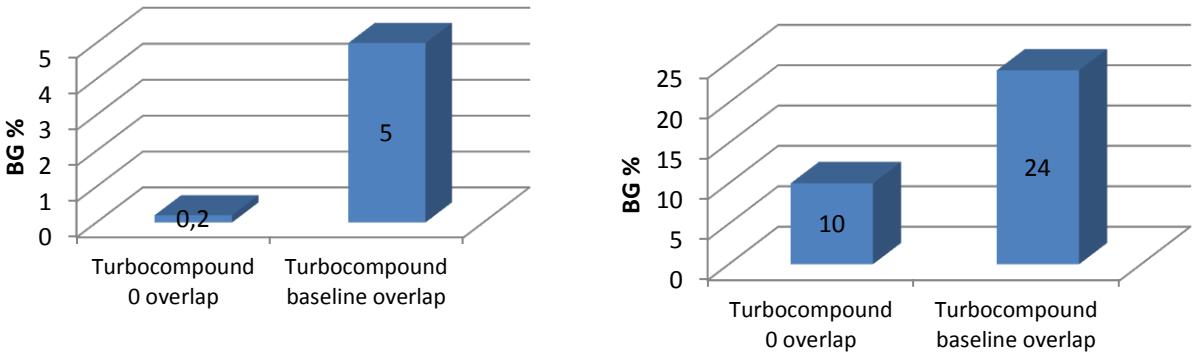


Figure V-11 : Pourcentage de gaz brulés dans le collecteur d'admission (gauche) et dans la chambre (droite) avec et sans croisement

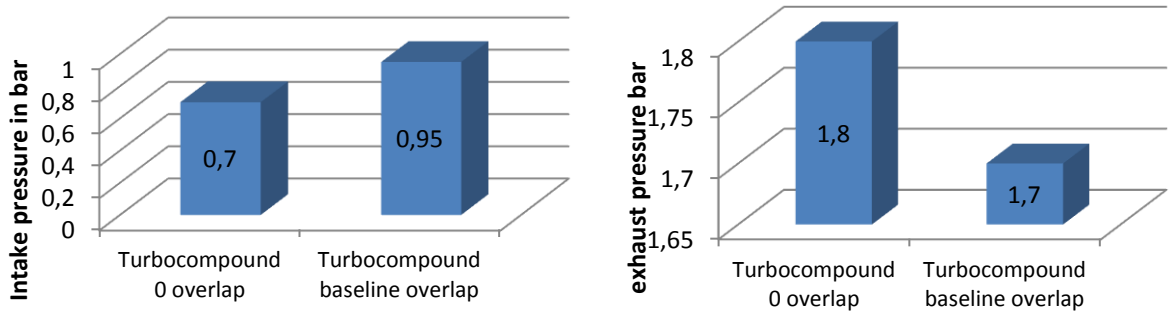


Figure V-12 : Pression dans le collecteur d'admission (gauche) et le collecteur d'échappement (droite)

V.2.3 Influence de l'ouverture de la Wastegate

Dans cette partie on maintient l'AVA constante, sur la position optimale de 35°, on garde le calage de VVT à sa valeur de base. On fait ensuite varier l'ouverture de la wastegate[8] (WG0 : fermée, WG100 : ouverte).

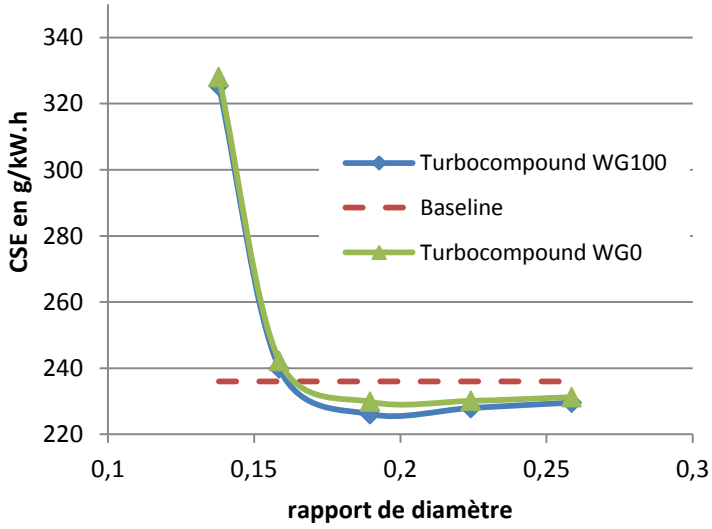


Figure V-13 : CSE pour différents rapport de diamètres, une AVA de 35° et une wastegate complètement ouverte (WG100) et complètement fermée (WG0)

La **Figure V-13** montre l'évolution de la CSE en fonction du rapport de diamètre. On voit qu'avec une wastegate ouverte, la CSE diminue légèrement. Cette différence est liée à l'augmentation de l'énergie récupérée

[8] La wastegate est une vanne souvent tarée mécaniquement, intégrée à une turbine ; elle s'ouvre pour court circuiter la turbine et éviter une vitesse trop élevée de celle-ci

par la turbine de récupération car la turbine du turbocompresseur est bypassée. Pour comprendre cette différence, examinons différentes variables du moteur.

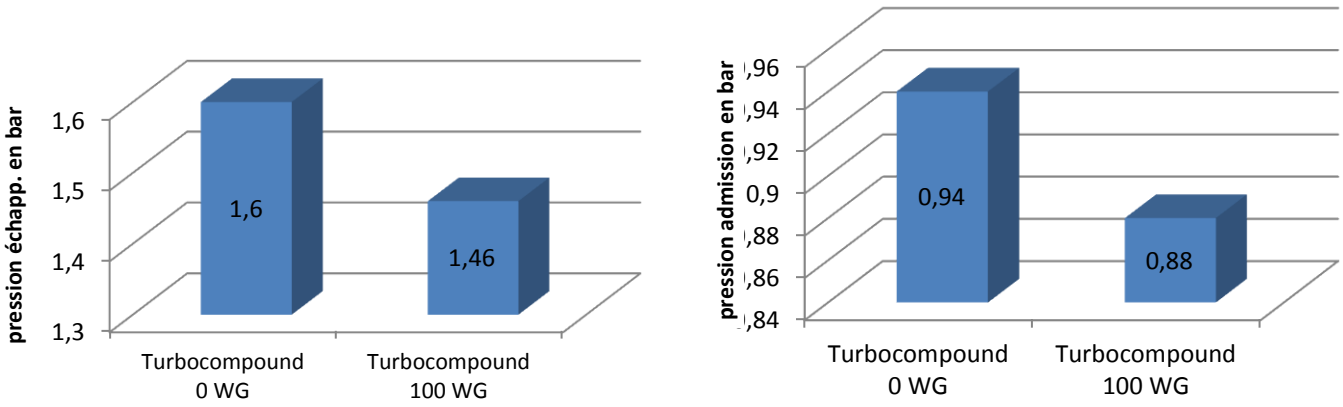


Figure V-14 : Pression dans le collecteur d'échappement (gauche) et le plenum d'admission (droite)

La **Figure V-14** montre les pressions à l'admission et à l'échappement. En ouvrant la wastegate la contre pression à l'échappement diminue (1460 mbar contre 1600 mbar). Le turbocompresseur récupère donc moins d'énergie et la pression de suralimentation est plus faible (880 mbar au lieu de 940 mbar). La variation de la pression à l'échappement est de 140 mbar alors que celle à l'admission n'est que de 60 mbar. Ce qui fait que les pertes par pompages sont plus élevées avec la wastegate complètement fermée et donc le rendement moteur est plus faible.

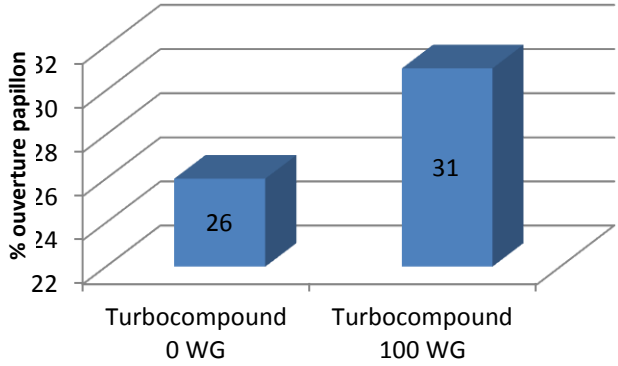


Figure V-15 : ouverture du papillon avec wastegate ouverte et fermée

Par ailleurs, puisque la pression de suralimentation est plus faible, le papillon s'ouvre davantage pour répondre à la demande de couple. La **Figure V-15** montre que le papillon s'est ouvert de 26 à 31% ce qui contribue aussi à l'augmentation du rendement moteur en réduisant les pertes par pompage. Par contre, ce gain ne vient pas du turbocompound lui-même. La position du papillon sur le moteur de base est un choix du constructeur qui dépend de la réserve de couple souhaitée.

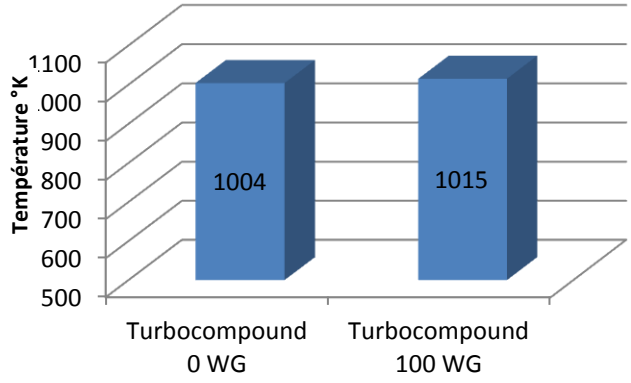


Figure V-16 : Température en amont de la tuyère

En ouvrant la wastegate moins d'énergie est utilisée au niveau de la turbine du turbocompresseur et donc plus d'énergie est attendue au niveau de la turbine de récupération. La **Figure V-16** montre la variation de la température en aval de la tuyère. Cette variation est seulement de 11°C. Sur ce point de fonctionnement moteur, la suralimentation est relativement faible et la turbine ne récupère que peu d'énergie. En ouvrant la wastegate peu de différences apparaissent en termes de température côté turbine. La pression en sortie du compresseur chute cependant, et le moteur fonctionne alors comme un moteur atmosphérique comme indiqué sur la **Figure V-17** où la pression en sortie de compression chute de 180 mbar à la pression atmosphérique.

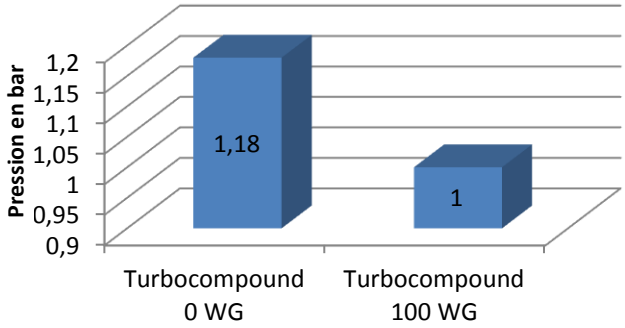


Figure V-17 : pression en sortie du compresseur

V.2.4 Cliquetis

Le cliquetis est un phénomène connu dans le moteur à allumage commandé. Dans notre cas, la CPE peut déclencher ce phénomène. Pour cela nous s'intéressons à son étude.

Définition : Le cliquetis provient d'un autoallumage d'une ou plusieurs régions dans la chambre de combustion, en aval du front de flamme (**Figure V-18**). Il en résulte des pressions locales élevées et une propagation d'ondes de choc (détonations) dans la chambre qui peut causer une résonnance de la chambre à sa fréquence naturelle et engendrer un endommagement de la chambre [3]. La **Figure V-19** montre les oscillations des pressions cylindres selon l'intensité du cliquetis.

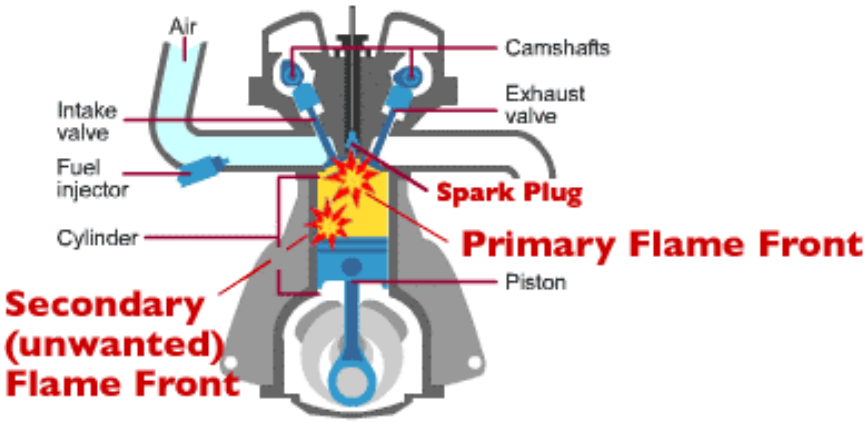


Figure V-18 : Schéma du phénomène de cliquetis dans une chambre à combustion [99]

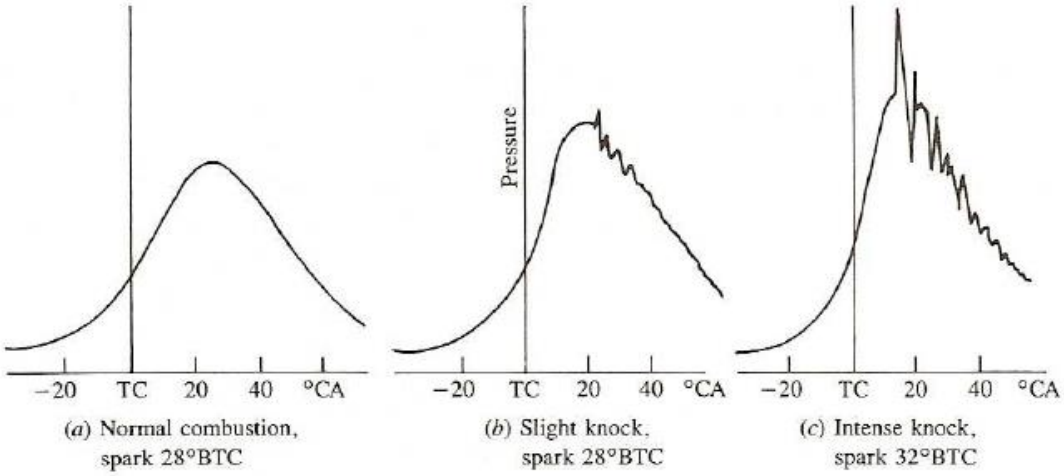


Figure V-19 : Intensité de cliquetis [3]

Causes du cliquetis

Plusieurs causes peuvent initier le cliquetis :

- des points chauds peuvent causer l'autoallumage spontané du mélange, comme une bougie chaude, ou une soupape mal refroidie …
- un mélange de gaz d'admission à haute température dont l'origine peut être :
  - une pression de suralimentation trop élevée qui conduit à une température moyenne élevée tout au long du cycle et peut être à l'origine d'autoallumage de certaines zones.
  - la recirculation interne des gaz résiduels « IGR » : une partie des gaz résiduels est refoulée à l'admission pendant la phase d'échappement et le croisement de soupape. Ces gaz pourront être la source chaude d'allumage du mélange.

Comment éviter le cliquetis:

- Par l'utilisation de carburant à nombre d'octane élevé : un nombre d'octane élevé indique une meilleure résistance du carburant au cliquetis. Des additifs peuvent être ajoutés au carburant pour augmenter son nombre d'octane comme des alcools et des alkyles.
- Par l'ajustement de l'avance à l'allumage : l'avance à l'allumage doit être calibrée afin de ne pas obtenir des pics de température et pression trop élevés proches du point mort haut qui pourraient être une initiation du phénomène de cliquetis.
- Par l'ajustement de la pression de suralimentation avec le taux de compression : une pression d'admission élevée engendre une pression maximale élevée à taux de compression constant. Pour cela la suralimentation et le taux de compression doivent être travaillés ensemble pour éviter une pression et température trop élevées à la fin de la compression et éviter la détonation.

Calibrage de l'avance à l'allumage pour un moteur essence

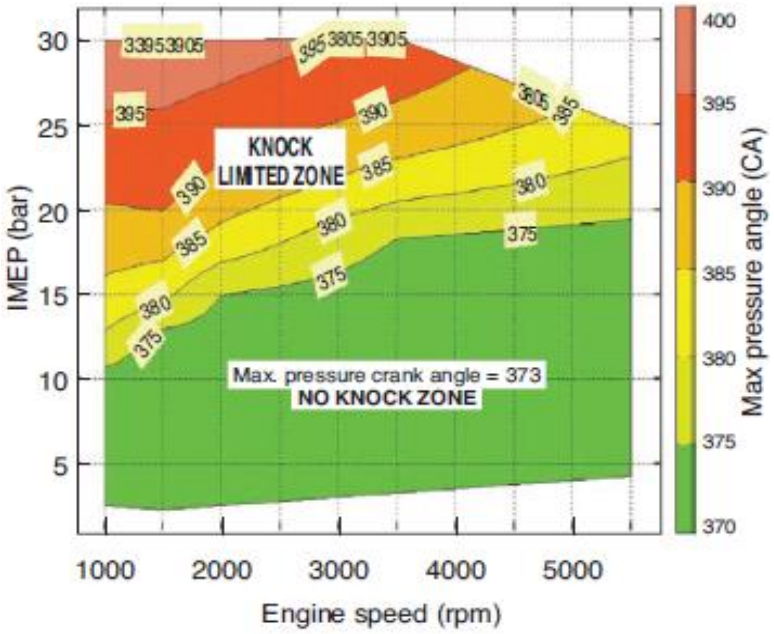


Figure V-20 : Calage de l'avance selon le point de fonctionnement du moteur [100]

Selon le point de fonctionnement du moteur, le cliquetis est plus ou moins favorisé. Sur les bas régimes et fortes charges, la tendance au cliquetis est plus forte que sur les faibles charges et hauts régimes. Pour les points qui ne sont pas affectés par le cliquetis, l'avance à l'allumage est calibrée d'une façon à avoir une puissance indiquée maximale. Pour ces points, l'avance est calibrée pour avoir la pression maximale pour un angle vilebrequin de 13° après le point mort haut (373°). Cette avance est appelée avance optimale. Ces points sont dans la zone verte de la **Figure V-20**. Mais souvent le moteur n'est pas calibré sur cette avance pour garder une réserve de couple. Sur les autres points de fonctionnement, l'avance optimale peut engendrer le phénomène de cliquetis. Pour cela une valeur seuil de l'avance apparait appelée BLSA « Border Line Spark Advance » (**Figure V-21**), l'avance optimale se trouve dans la zone au-delà de la BLSA. L'avance est donc calibrée selon la BLSA [100].

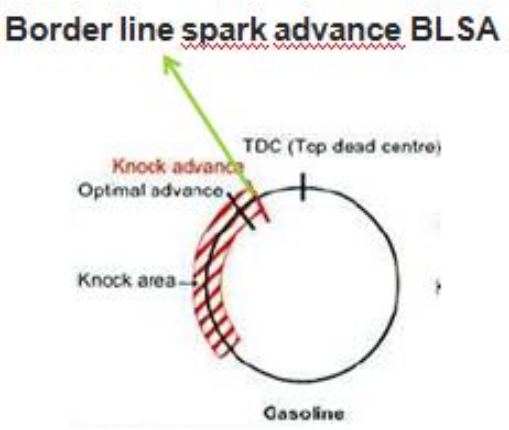


Figure V-21 : valeur seuil de l'avance [100]

Dans notre cas le point étudié se trouve dans la zone où il n'y a pas de cliquetis, donc on peut dire qu'il n'y a pas de risque. Par contre on souhaite vérifier ce résultat en utilisant le modèle de cliquetis du modèle de combustion choisi le CFM-1D décrit dans [100], [101].

Modèle de cliquetis

Ce modèle prédit le cliquetis en calculant un délai d'auto inflammation donné par la loi d'Arrhénius:

$$\theta = A\left(\frac{RON_{eff}}{100}\right)^{3.402} . P_{eff}^{-n} . e^{\frac{B}{T_{fg}}} \quad \textbf{(V-5)}$$

Avec RON le nombre d'octane, A et B des paramètres de calibrage dépendants du carburant, et T_{fg} la température des gaz frais.

Le modèle calcule aussi une intensité de cliquetis définie par :

$$k_n = (1 - bmf.\max(1, \varphi))(\pi - 1)\sqrt{1 - \theta_{\frac{knock}{k_2}}} \quad \textbf{(V-6)}$$

bmf la fraction des gaz brulés dans la chambre, φ est la richesse, π le taux de compression et θ le délai d'auto inflammation.

- k_n< 0.5 pas de cliquetis
- 0.5≤ k_n ≤ 1 il y a une trace de cliquetis
- 1≤ k_n ≤ 1.5 le cliquetis est moyen
- 1.5≤ k_n ≤ 1 le cliquetis est fort

Dans notre cas nous avons pris des paramètres par défaut décrit par l'auteur [100]. Nous avons balayé les différentes contre pression sur le même point de fonctionnement. Le modèle prédit qu'il n'y a pas d'intensité de cliquetis. Cela est cohérent avec ce qui a été dit sur les zones de fonctionnement du moteur. Le point étudié est un point tombant dans la zone verte de la **Figure V-20** et n'engendre pas de risque de cliquetis. Le **Tableau V-2** montre que pour toutes les avances testées l'intensité de cliquetis donnée par le modèle est nulle.

Tableau V-2 : Intensité de cliquetis en fonction de l'avance

SA	**Kn**
38	0
35	0
30	0
28 (Baseline)	0
24	0
20	0

L'étude par simulation qui est présentée dans ce chapitre, s'est appuyée sur un modèle AMESim Haute Fréquence du moteur à allumage commandé suralimenté F4RT.

Ce modèle, déjà calibré lors d'une étude précédente, a servi de base à la mise en œuvre d'une méthode d'évaluation du potentiel d'un système de turbocompound sur ce type de moteur.

La première étape a consisté à modifier le contrôle du papillon pour travailler à iso couple total afin d'intégrer la puissance générée par la turbine de récupération. L'influence de la taille de la turbine de récupération a ensuite été évaluée. Cette étape a conduit à modifier l'avance à l'allumage pour garder un dégagement de chaleur proche de celui du moteur initial. La variation de deux paramètres a également été évaluée : le phasage de l'admission et l'ouverture de la Wastegate.

Le système VVT a été utilisé de façon à minimiser les gaz résiduels. Mais cette tentative n'a pas apporté de gain. Par contre, l'ouverture de la Wastegate conduit à une légère amélioration du rendement global. Il conviendrait de vérifier que cette modification est compatible avec la stratégie du constructeur moteur dans le domaine du brio.

Conclusions et perspectives

L'étude bibliographique faite dans le chapitre 1 quantifie le potentiel d'énergie mécanique récupérable à l'échappement des moteurs à combustion interne. Ce chapitre décrit aussi les principaux systèmes de récupération de l'énergie à l'échappement (Turbocompresseur, Turbocompound, Rankine, Moteur à air chaud). Beaucoup d'études sont faites sur les systèmes de Rankine en automobile alors que le turbocompound était restreint à des applications de poids lourds et de moteur stationnaire. Des méthodologies d'analyse des systèmes de détente sont aussi étudiées permettant ainsi d'alimenter notre étude. Ce chapitre nous a permis de guider notre travail vers le turbocompound appliqué aux moteurs automobiles.

Une étude thermodynamique sur les flux énergétiques et exergétiques dans un véhicule est faite en simulation dans le chapitre 2. Cette étude a permis de mieux comprendre la répartition des potentiels de récupération d'énergie dans les fluides du moteur. Elle montre le potentiel le plus élevé des gaz d'échappement et un faible potentiel du fluide de refroidissement. L'exergie des gaz d'échappement augmente avec le régime et la charge. Cette exergie s'est avérée plus élevée sur un moteur essence que sur un moteur Diesel. Sur cycle d'homologation l'exergie est faible sur la partie urbaine.

Dans le chapitre 3 une étude expérimentale est faite sur un moteur Diesel modifié afin de comprendre les interactions du système turbocompound avec le moteur. Cette étude montre l'effet négatif de la contre pression sur le moteur : un effet d'augmentation de la PMI BP et un effet d'augmentation des IGR qui modifie le déroulement de la combustion. Une analyse des paramètres moteur qui pourront améliorer son rendement avec la présence de la contre pression est faite. Ces paramètres sont l'EGR, la pression d'injection et la pression de suralimentation. L'EGR montre un potentiel de réduction de la PMI BP et l'augmentation de la pression d'injection permet d'augmenter la PMI HP en présence de la contre-pression échappement générée par le système de récupération. Finalement, sur le moteur considéré, et avec les modifications mises en œuvre, les gains de consommation spécifique se sont avérés négligeables.

Pour compléter l'étude expérimentale et mieux comprendre les interactions internes au moteur, une étude par simulation est faite sur un moteur Diesel (chapitre 4) associé à un turbocompound. Cette étude traite en détails les conséquences liées à la contre pression. Une méthodologie complète pour l'évaluation du rendement de l'ensemble moteur avec turbocompound est développée. Dans cette méthodologie, un

contrôle de l'EGR est mis en place pour garder le même taux de gaz résiduels dans la chambre. La pression du répartiteur d'admission est maintenue constante. Un contrôle de la richesse est développé pour limiter les fumées dans les cas de manque de remplissage lié à la contre-pression. La réduction de la phase de croisement de soupape montre une réduction des gaz résiduels. Cette étude quantifie le gain apporté par ce système sur l'ensemble du champ moteur. Les gains significatifs apparaissent sur les hauts régimes et fortes charges. Deux rendements de conversion ont été testé. En prenant en compte un rendement de conversion de l'énergie avec le rendement de la turbine, les gains deviennent négligeables. Dans ce chapitre le turbocompound parallèle a aussi été étudié. Le gain de cette architecture est lié aux efficacités des turbomachines. Le couple moteur s'écroule rapidement en récupérant plus de puissance. Le bilan globale n'est positif que sur les hauts régimes et fortes charges.

Le dernier chapitre (chapitre 5) évalue le turbocompound sur un moteur à allumage commandé. Une étude par simulation est faite, analysant les interactions entre ce type de moteur avec ce système. Un modèle prédictif du moteur a été utilisé. Le contrôle du moteur est développé pour fonctionner avec le turbocompound. Dans cette étude l'avance à l'allumage est modifiée pour adapter la combustion en présence des gaz résiduels. Le système VVT permet aussi de réduire les gaz résiduels mais au détriment des pertes par pompage. Le gain sur ce moteur s'est aussi avéré limité. L'étude par simulation du cliquetis a montré que ce problème n'apparaissait pas pour le moteur considéré.

Finalement, l'étude présentée montre les paramètres du moteur à adapter afin de rendre le turbocompound intéressant. Ainsi, un moteur avec turbocompound pourrait avoir une distribution variable pour adapter le taux des gaz résiduels dans la chambre. L'EGR doit être aussi modifié pour un moteur Diesel. L'avance à l'injection ou à l'allumage devra être adaptée pour un démarrage de la combustion au bon moment en présence d'un excès de gaz résiduels. Pour la suralimentation du moteur, le turbomatching devrait être optimisé pour atteindre les pressions de suralimentation voulues avec des rendements élevés et ainsi réduire les pertes par pompage.

Le travail qui vient d'être présenté conduit à de nombreuses perspectives, tant du point de vue du système lui-même que des interactions avec le moteur.

Ainsi, le système de conversion en lui-même est analysé par l'intermédiaire d'un simple rendement. Une étude du système de conversion, qu'il soit mécanique ou électrique, pourrait être faite. Dans le cas

du système mécanique l'étude pourrait inclure par exemple des systèmes d'engrenages avec des accouplements hydrauliques ou une CVT. Une machine électrique (générateur) pourrait être étudiée pour le turbocompound électrique. De même la turbine en elle-même est simulée par une simple tuyère. Une turbine réelle pourrait remplacer celle-ci. Ainsi la variation du rendement de la turbine et le système de conversion conduiront à un rendement de récupération plus réaliste.

Notre étude est faite en régime stationnaire, il manque une étude en transitoire qui pourra compléter notre analyse. L'étude de simulation en transitoire pourra comporter des modèles 1D pour prendre en compte les inerties des lignes d'air et analyser l'influence de la contre pression échappement sur le remplissage moteur et le comportement du gaz en dynamique dans la ligne d'air complète.

Une attention particulière devrait être portée à l'interaction entre le système de récupération d'énergie et les organes de post-traitement des gaz d'échappement. Par exemple, il sera nécessaire d'évaluer l'incidence du turbocompound sur la température de fonctionnement du catalyseur et sur la régénération du filtre à particule pour les moteurs Diesel.

Bibliographie

1. http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.html. Site internet
2. http://www.moteurnature.com/actu/normes.php. Site internet
3. **Heywood, J.B.,** Internal Combustion Engine Fundamentals. s.l. : McGRAW HILL INTERNATIONAL EDITIONS, 1988
4. **Caton, J**., "Operating Characteristics of a Spark-Ignition Engine Using the Second Law of Thermodynamics: Effects of Speed and Load," SAE Paper no. 2000-01-0952, 2000, doi:10.4271/2000-01-0952
5. **Lallemand, A.,** Convertisseurs thermomécaniques, Conversion de l'énergie. Cycles générateurs, techniques de l'ingénieur, 2006
6. http://www.moteurairchaud.com/airchaud.php. Site internet.
7. **Ricquek**, **G.,** En ligne http://direns.minesparistech.fr/Sites/Thopt/fr/res/note_methodologique.pdf
8. **Rakopoulos,C.D., Giakoumis**., E.G., Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32. Pages 2-47, 2006
9. **Caton, J.,**. Implications of fuel selection for an SI engine: Results from the first and second laws of thermodynamics, fuel, volume 89, issue 11, 2010
10. **Lallemand, A.,** Thermodynamique appliquée, Bilans entropiques et exergétiques, 2006
11. **Caliskan H., Ertunc T.M., Hepbasli, A.,** Performance assessment of an internal combustion engine at varying dead (reference) state temperatures, Applied Thermal Engineering, volume 29, Issue 16, Pages 3431-3436, 2009
12. **Caton**, J., "A Cycle Simulation Including the Second Law of Thermodynamics for a Spark-Ignition Engine: Implications of the Use of Multiple-Zones for Combustion," SAE Technical Paper 2002-01-0007, 2002, doi:10.4271/2002-01-0007
13. **Dunbar WR, Lior N.** Sources of combustion irreversibility. Combust Sci Technol 1994;103:41–61.
14. **Caton, J**. "On the Destruction of Availability (exergy) due to Combustion Processes—with Specific Application to Internal-Combustion Engines." Energy 25, no. 11 (2000): 1097–1117
15. **Alkidas A. C**., "The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine," Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 110, pp. 462–469, July 1988
16. **Alkidas, A.** "The Use of Availability and Energy Balances in Diesel Engines," SAE Technical Paper 890822, 1989, doi:10.4271/890822
17. **Lipkea W. H.,** DeJoode, A. D., "A Comparision of the Performance of Two Direct Injection Diesel Engines From a Second Law Perspective," SAE Technical Paper 890824, 1989, doi:10.4271/890824
18. **El habchi A., Ternel C., Leduc P., Hetet J.F.,** Potential of waste heat recovery for automotive enginesusing detailed simulation - ASME-ATI-UIT 2010 Conference on Thermal and Environmental Issues in Energy Systems 16 - 19 May, 2010, Sorrento, Italy
19. **Briggs T.E.**, Wagner R., Edwards K.D., Curran S., Nafziger E.., "A Waste Heat Recovery System for Light Duty Diesel Engines," SAE Technical Paper 2010-01-2205, 2010, doi:10.4271/2010-01-2205
20. **Edwards, K.D**., **Wagner, R., Briggs, T**., "Investigating Potential Light-duty Efficiency Improvements through Simulation of Turbo-compounding and Waste-heat Recovery Systems," SAE Technical Paper 2010-01-2209, 2010, doi:10.4271/2010-01-2209
21. **Alexandre Duparchy, Pierre Leduc, Guillaume Bourhis, Cyprien Ternel**, Heat Recovery for next Generation of Hybrid Vehicles: Simulation and Design of a Rankine Cycle System, EVS24, 2009
22. **Bourhis, G., and P. Leduc.** "Energy and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines." Oil & Gas Science and Technology – Revue de l'Institut Français Du Pétrole 65, no. 1 (January 2010): 39–46. doi:10.2516/ogst/2009051

23. **Dijkstra, R.**, **Boot, M., Eicchorn, R., Smeulders, D.,** "Experimental Analysis of Engine Exhaust Waste Energy Recovery Using Power Turbine Technology for Light Duty Application," SAE Int. J. Engines 5(4):1729-1739, 2012, doi:10.4271/2012-01-1749
24. **Watson & Janota**, Turbocharging the internal combustion, Macmillan 1982
25. **Galindo, J.,Lujan, J.M., Serrano, J.R.; Dolz, V.; Guilain, S.** Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine. s.l. : Experimental Thermal and fluid Science, 2004, Vols. 28, pp:863-875
26. **Glikes, O and Mishra, R.** Comparison of passive and active methods of improving transient performance of turbocharged diesel engine. s.l. : University of Huddersfield, 2006. School of computing and Engineering Researchers' Conference
27. **Baines, N.,** The Turbocharging Challenge, concepts NREC, report 2006
28. **Baines, N.,** Turbocharging the Internal Combustion Engine, ASME turbo expo 2013, 2013
29. **Ulchida,H.,** Trends of turbocharging technologies R&D review for Toyota, http://www.tytlabs.co.jp/english/review/rev413e.html
30. **Vance**, B. http://www.corvaircorsa.com/vance.html. Site internet
31. **Grissom,T.** Turbocharging for Improved Engine Performance & Reduced CO2 Emissions
32. **Hiereth, H.**, **and Prenninger P.**, Charging the Internal Combustion Engine. New York: Springer, 2007
33. http://www.borgwarner.com, Site internet.
34. **Arnold, S**. "Single Sequential Turbocharger: A New Boosting Concept for Ultra-Low Emission Diesel Engines," SAE Int. J. Engines 1(1):232-239, 2009, doi:10.4271/2008-01-0298
35. **Srithar Rajoo**. Research on Vehicle Technologies (2008). Skudai, Johor: Penerbit Universiti Teknologi Malaysia, 2008
36. **Moody, J.F**., "Variable Geometry Turbocharging with Electronic Control," SAE Technical Paper 860107, 1986, doi:10.4271/860107
37. **Mohtar, H.,**Ecole Centrale de Nantes, thèse de doctorat
38. Borgwarner, http://www.turbos.bwauto.com/products/r2s.aspx. Site internet
39. **Steve Arnold**, Calta, D., Dullack, K., Judd, C. et al., "Development of an Ultra-High Pressure Ratio Turbocharger," SAE Technical Paper 2005-01-1546, 2005, doi:10.4271/2005-01-1546
40. **Hountalas DT**., Katsanos, C., and Lamaris, V., "Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocompounding," SAE Technical Paper 2007-01-1563, 2007, doi:10.4271/2007-01-1563
41. **Leonard, J.** History of the turbocompound. http://www.rotaryeng.net/sum-turbo-comp.html. Site internet
42. **Tennant, D.W.H. , Walsham, B.,** "The Turbocompound Diesel Engine," SAE Technical Paper 890647, 1989, doi:10.4271/890647
43. **Patterson, A.T.C,** Tett, R., and McGuire, J., "Exhaust Heat Recovery using Electro-Turbogenerators," SAE Technical Paper 2009-01-1604, 2009, doi:10.4271/2009-01-1604
44. **Brands, M.C.,** Werner, J., Hoehne, J., and Kramer, S., "Vechicle Testing of Cummins Turbocompound Diesel Engine," SAE Technical Paper 810073, 1981, doi:10.4271/810073
45. **Wilson, D. E.** , "The Design of a Low Specific Fuel Consumption Turbocompound Engine," SAE Technical Paper 860072, 1986, doi:10.4271/860072
46. **Holtman, R.H.** , "Testing of a Low Specific Fuel Consumption Turbocompound Engine," SAE Technical Paper 870300, 1987, doi:10.4271/870300
47. http://www.appuntidigitali.it/12496/motori-a-combustione-interna-la-sovralimentazione-4a-parte/ Site internet
48. **Jianquin, F, Jingping, L., Yanping, Y., Hanqian, Y.** Wuhan, *A Study on the Prospect of Engine Exhaust Gas Energy Recovery*. : Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011
49. **Hopmann, U., Algrain, M.C.,** "Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology," SAE Technical Paper 2003-01-2294, 2003, doi:10.4271/2003-01-2294

50. **Wallace, F.**, "High Output Compound Diesel Engine Schemes - How do they Compare with State-of-the-Art Turbocharged Engines?," SAE Technical Paper 952099, 1995, doi:10.4271/952099
51. **VanDyne Ed.,** SuperTurbo for Engine Downsizing and Formula 1, Engine Expo conference october 2011
52. **Dan, C.,** New rules shuffle the F1 deck, April 2014 SAE Automotive Engineering Magazine.
53. **Weerasinghe, W.M.S.R. , Stobart, R.K. , Hounsham, S.M,** Thermal efficiency improvement in high output diesel engines a comparison of a Rankine cycle with turbo-compounding, Applied Thermal Engineering 30, 2253-2256, 2010
54. **Hountalas, D.T. and Mavropoulos, G.C.,** Potential for Improving HD Diesel Truck Engine Fuel Consumption Using Exhaust Heat Recovery Techniques,New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communications and Industrial Systems, pages 313-340
55. **Zhuge, W**., **Huang, L., Wei, W., Zhang, Y. et al.**, "Optimization of an Electric Turbo Compounding System for Gasoline Engine Exhaust Energy Recovery," SAE Technical Paper 2011-01-0377, 2011, doi:10.4271/2011-01-0377
56. **kruiswyk, R.W.,** The role of turbocompound in the era of emissions reduction, conf. IMECH, May 2012, UK, 2012
57. **Hindi, G., Zabeu, C., and Langeani, M.**, "Turbocharged vs. Turbo-Compounded Ethanol Engine: Fuel-Air Equivalence Ratio Impact," SAE Technical Paper 2009-36-0050, 2009, doi:10.4271/2009-36-0050
58. **Winterbone, D.E., Nichols, J.R., Alexander, G.I. and Sinha, S.K.,** The evaluation of the performance of exhaust systems equipped with integral pulse converters, CIMAC, 1985
59. **Winterbone, D.E., Nichols, J.R., and Alexander, G.I.,** Efficiency of manifolds of turbocharged engines, Proc. Inst. Mech. Engrs, Part D, J. Auto.Engrg, 199 (D2), 137-149, 1985
60. **Ishii**, **M.**, "System Optimization of Turbo-Compound Engine (First Report: Compressor and Turbine Pressure Ratio)," SAE Technical Paper 2009-01-1940, 2009, doi:10.4271/2009-01-1940
61. **Lodwig E.,** "Performance of a 35 HP Organic Rankine Cycle Exhaust Gas Powered System," SAE Technical Paper 700160, 1970, doi:10.4271/700160
62. **Doyle, E.**, DiNanno, L., and Kramer, S., "Installation of a Diesel-Organic Rankine Compound Engine in a Class 8 Truck for a Single-Vehicle Test," SAE Technical Paper 790646, 1979, doi:10.4271/790646
63. **Larjola J**. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). Int J Prod Econ 1995; 41:227–35
64. **Hung TC**, Shai TY, Wang SK. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. Energy 1997;22:661–7
65. **Freymann H.R. et al**, "The Second Generation Turbosteamer." *MTZ Worldwide* 73, no. 2 (2012): 18–23
66. **Lallemand, A.,** Convertisseurs thermomécaniques, Cycles moteurs à vapeur et combinés. Cogénération, techniques de l'ingénieur
67. **Teng H**, Regner G, Cowland C. Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle Part II: working fluids for WHR-ORC. In: SAE paper 2007-01-0543; 2007
68. **Liu BT**, Chien KH, Wang CC. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. Energy 2004;29:1207–17
69. **Zhang XX**, Zeng K, He MG. New technology of thermodynamic cycle for waste heat recovery of vehicle gasoline engine. In: Proceedings of Asia-Pacific power and energy engineering conference. 2009
70. **Ringler, J.,** Seifert, M., Guyotot, V., and Hübner, W., "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines," SAE Technical Paper 2009-01-0174, 2009, doi:10.4271/2009-01-0174
71. **El Chammas,** R. and Clodic, D., "Combined Cycle for Hybrid Vehicles," SAE Technical Paper 2005-01-1171, 2005, doi:10.4271/2005-01-1171
72. **Obliego** A., Ringler J., Seifert M., Hall W. Future EfficientDynamics with Heat Recovery

73. **Endo et al.**, Kawajiri, S., Kojima, Y., Takahashi, K. et al., "Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines," SAE Technical Paper 2007-01-0257, 2007, doi:10.4271/2007-01-0257
74. **Arias, D., Shedd, T., and Jester, R.,** "Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle," SAE Technical Paper 2006-01-1605, 2006, doi:10.4271/2006-01-1605
75. **Katsanos, C., Hountalas, D., Zannis, T., and Yfantis, E**., "Potentiality for Optimizing Operational Performance and Thermal Management of Diesel Truck Engine Rankine Cycle by Recovering Heat in EGR Cooler," SAE Technical Paper 2010-01-0315, 2010, doi:10.4271/2010-01-0315
76. **Nelson CR**. 50% Brake thermal efficiency achieved at 2010 emissions. In: 12th Annual diesel engine emissions reduction (DEER) conference. 2006
77. **Nelson CR**. In-vehicle exhaust energy recovery for thermal efficiency improve- ment. In: 12th Annual diesel engine emissions reduction (DEER) conference. 2006
78. **Bonnet**, **S**. Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON, thèse doctorat 2005
79. **Tannoury, E., Sirot, F**., Récupération de l'enthalpie des gaz d'échappement : application à l'automobile, rapport de fin d'étude, 2008-2009
80. **Stockholm**, J. G. "Génération Thermoélectrique." *Actes Des Journées Electrotechniques Du Club EEA-Energie Portable: Autonomie et Intégration Dans L'environnement Humain*, 2002. http://archives.tsf.free.fr/Stockolm_EnergiePortable2002.pdf.
81. **Ibrahim, E A**, J P Szybist, and J E Parks. "Enhancement of Automotive Exhaust Heat Recovery by Thermoelectric Devices." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 224, no. 8 (August 1, 2010): 1097–1111. doi:10.1243/09544070JAUTO1438
82. **Crane, D.**, Jackson, G., and Holloway, D., "Towards Optimization of Automotive Waste Heat Recovery Using Thermoelectrics," SAE Technical Paper 2001-01-1021, 2001, doi:10.4271/2001-01-1021
83. **Kobayashi M**, Ikoma K, Furuya K, Shinohara K, Takao H, Miyoshi M, et al. Thermoelectric generation and related properties of conventional type module based on Si–Ge alloys. In: Proceedings of the 15th international conference of thermoelectric. 1998
84. **Bass JC**, Campana RJ, Elsner NB. Thermoelectric generator for diesel engines. In: Proceedings of the 1990 Coatings for Advanced Heat Engines Workshop U.S. 1990
85. **IFP.** Libraire IFP Engine 2010, AMESim Rev 10 SL1
86. **S.K. Som**, A. Datta, Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes,Progress in Energy and Combustion Science, volume 34, Issue 3, Pages 351-376, 2008
87. **Chessé, P., Chalet D., Tauzia, X.,** Impact of the Heat Transfer on the Performance Calculations of Automotive Turbocharger Compressor, revue IFPEN, volume 66, no.5, pages 791-800, 2011
88. **Teng, H.,** Regner, G., and Cowland, C., "Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines," SAE Technical Paper 2007-01-0537, 2007, doi:10.4271/2007-01-0537
89. **Cong, S.,** The Effects of Exhaust Back Pressure on Conventional and Low-Temperature Diesel Combustion, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, sage journal, 2011, vol. 225
90. **Vítek, O.,** Macek, J., Polášek, M., Schmerbeck, S. et al., "Comparison of Different EGR Solutions," SAE Technical Paper 2008-01-0206, 2008, doi:10.4271/2008-01-0206
91. **Lake, T.,** Stokes, J., Pendlebury, K., and Denbratt, I., "Development Experience of a Multi-Cylinder CCVS Engine," SAE Technical Paper 950165, 1995, doi:10.4271/950165
92. **Kohketsu, S.**, Mori, K., Sakai, K., and Hakozaki, T., "EGR Technologies for a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine," SAE Technical Paper 970340, 1997, doi:10.4271/970340
93. **Alain Maiboom,** Ecole Centrale de Nantes, these de doctorat

94. **Barba Barba, C., Burkhardt, C., Boulouchos, K., and Bargende, M.,** "A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines with Common Rail Injection," SAE Technical Paper 2000-01-2933, 2000, doi:10.4271/2000-01-2933
95. **Woschni**, **G**., "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Technical Paper 670931, 1967, doi:10.4271/670931
96. **Flynn, P., Hoag, K., Kamel, M., and Primus, R.,** "A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis," SAE Technical Paper 840032, 1984, doi:10.4271/840032
97. **Primus, R**., "A Second Law Approach to Exhaust System Optimization," SAE Technical Paper 840033, 1984, doi:10.4271/840033.
98. **Jang, J.,** Yeom, K., and Bae, C., "Effects of Exhaust Throttling on Engine Performance and Residual Gas in an SI Engine," SAE Technical Paper 2004-01-2974, 2004, doi:10.4271/2004-01-2974
99. http://theturboshop.co.za/what-is-engine-knock-detonation/
100. S. **Richard**, S. Bougrine, G. Font, F.-A. Lafossas and F. Le Berr, On the Reduction of a 3D CFD Combustion Model to Build a Physical 0D Model for Simulating Heat Release, Knock and Pollutants in SI Engines, **OGST**
101. LMS AMESim, librairie IFP Engine User guide
102. http://www.auto-innovations.com/
103. http://www.car-engineer.com/fr/les-differents-cycles-de-conduite/#!prettyPhoto/3/

Annexe

Annexe chapitre 2

Cycles de conduites :

NEDC [102]

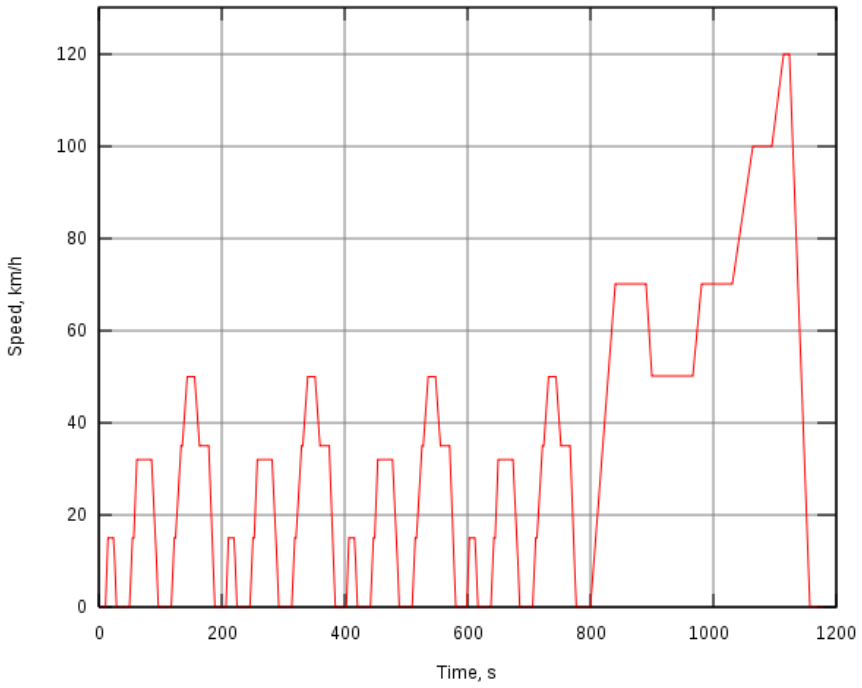
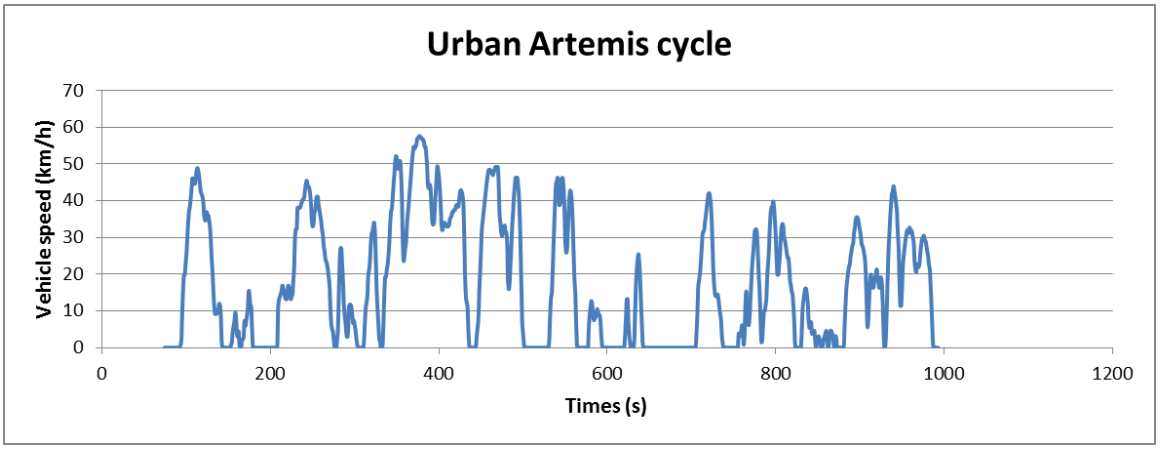


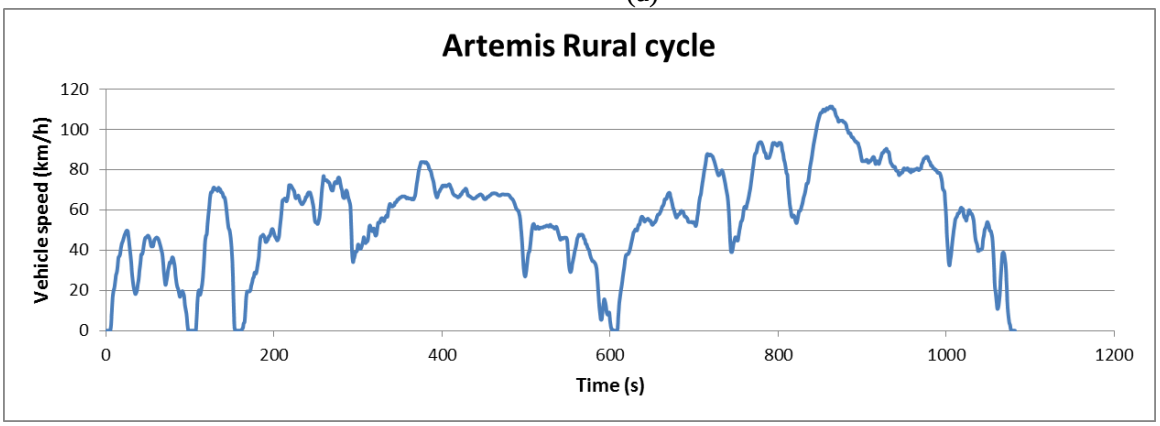
Figure 0-1: Cycle d'homologation NEDC

Le NEDC est un cycle de tests utilisé pour l'homologation d'un véhicule en Europe et servant aux mesures de consommations et d'émissions. Il a été introduit avec l'arrivée de la norme Euro 3 le 1er janvier 2000. Ce cycle, aussi appelé cycle mixte, représente l'addition des parcours urbain et extra-urbain sensés reproduire des conditions de conduite moyennes réelles.
Le parcours urbain est long de 4,052 km et est effectué avec des variations de vitesse. Une vitesse maxi de 50 km/h est atteinte à 4 reprises appelés ECE, la vitesse moyenne est de 18,7 km/h. Quant au parcours extra-urbain EUDC, il correspond à des périodes d'accélération et à des paliers à 50, 70 et 100 km/h. Une vitesse maxi de 120 km/h est aussi réalisée. Ce parcours est long de 6,955 km et est effectué à une vitesse moyenne de 62,60 km/h.

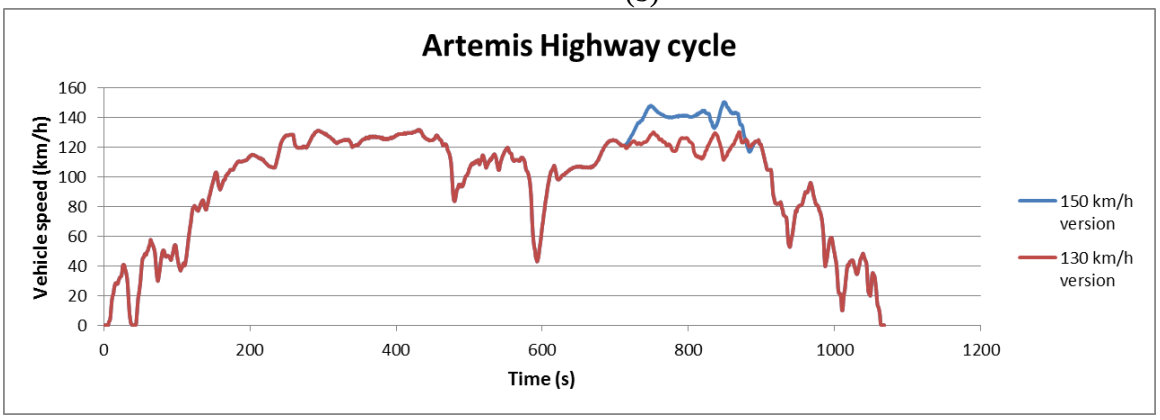
ARTEMIS [103]
Le cycle est composé de 3 configurations différentes, plus une variante supplémentaire: cycle urbain, rural, autoroute 130 km/h et autoroute 150 km/h. Les cycles Artémis ne sont pas utilisés pour la certification de polluants ou de consommation de carburant, cependant, les constructeurs automobiles utilisent ce type de cycle pour mieux comprendre les conditions réelles de conduite et pour évaluer les performances réelles de leurs véhicules.



(a)



(b)



(c)

Figure 2: Cycle ARTEMIS

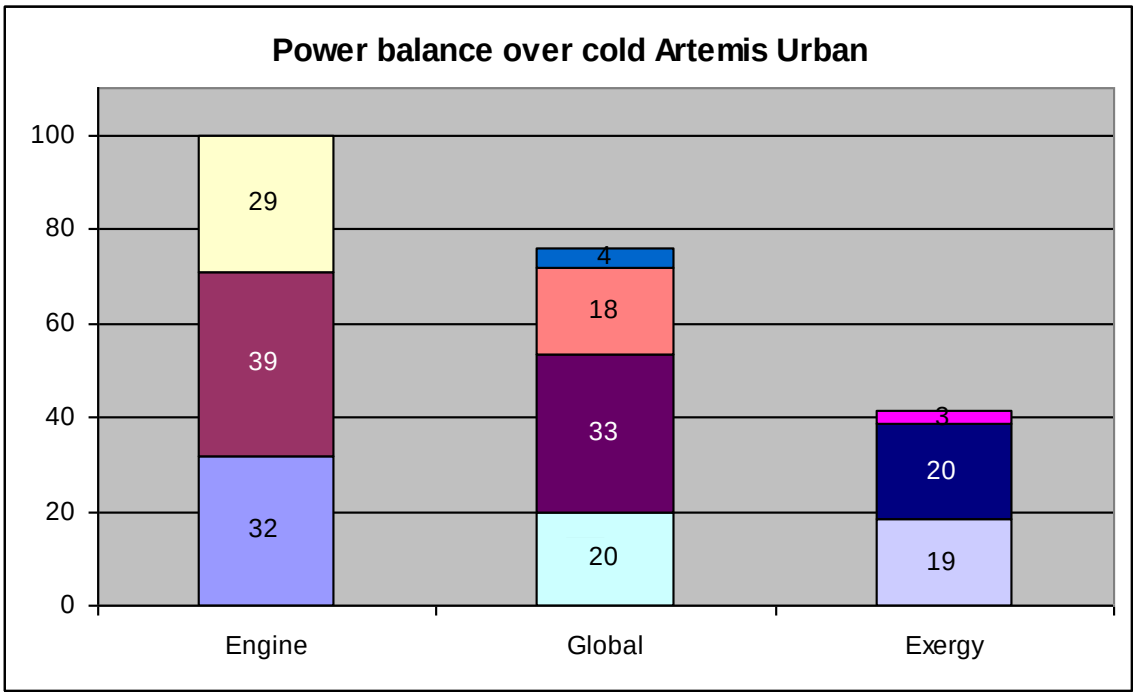


Figure 0-3: Bilan de puissance sur ARTEMIS Urbain

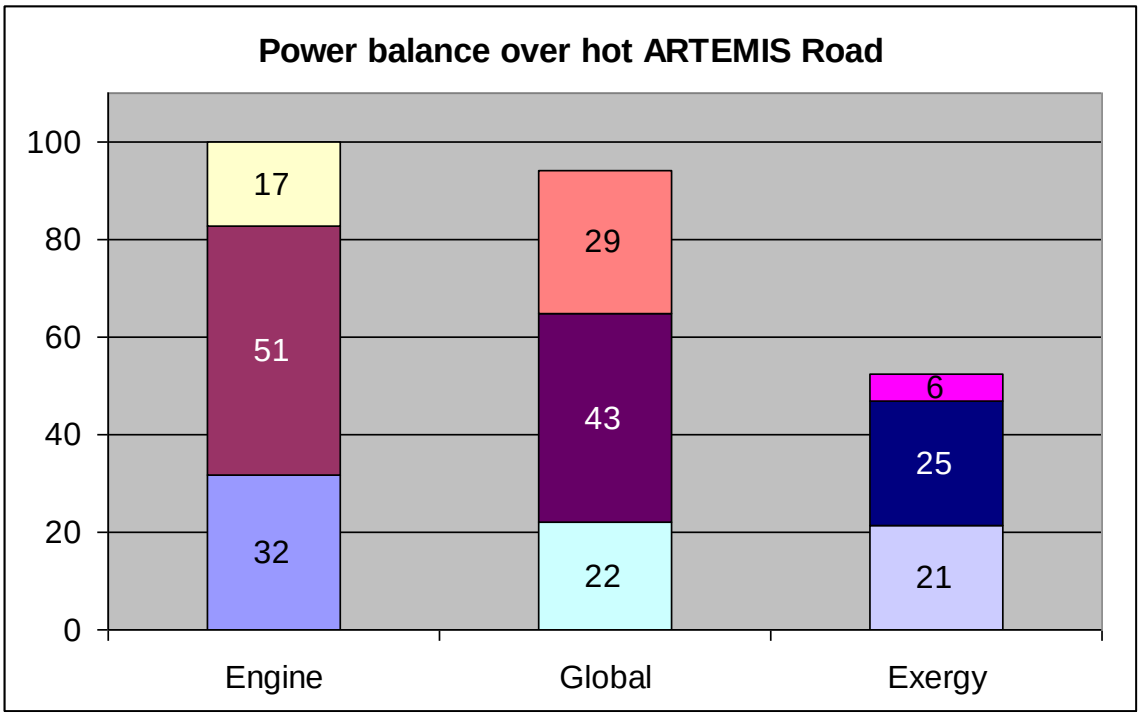


Figure 0-4: Bilan de puissance sur ARTEMIS Road

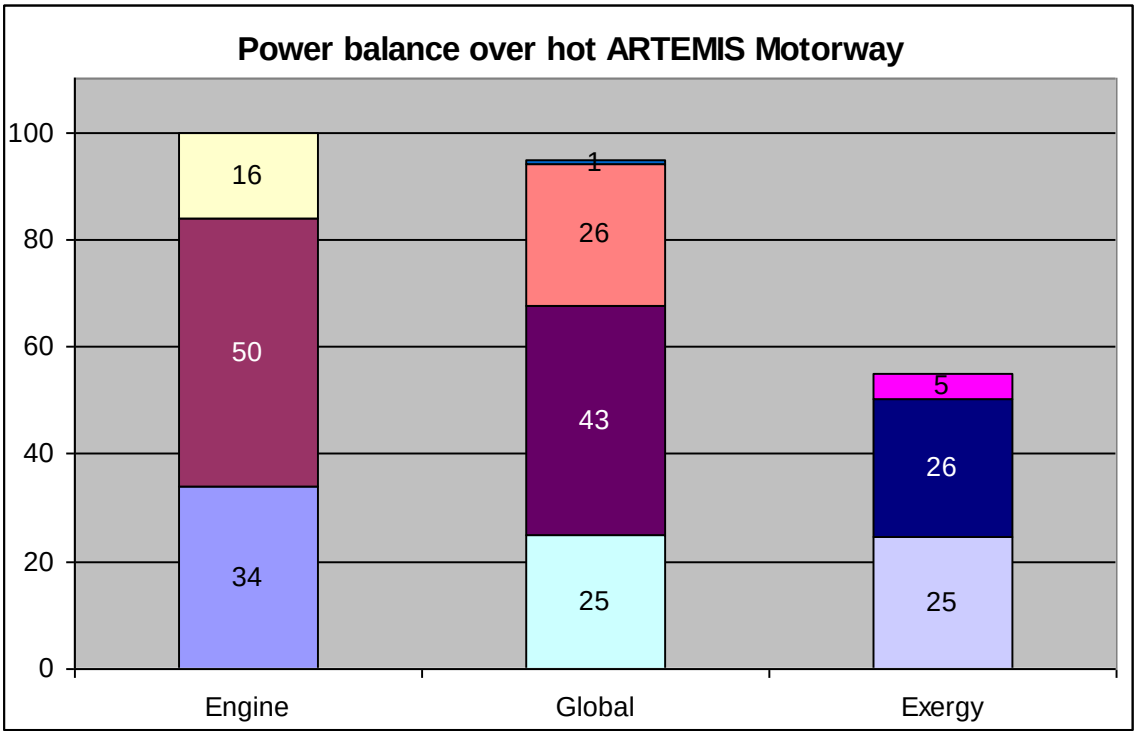


Figure 0-5: Bilan de puissance sur ARTEMIS Motorway

Tableau 0-1: Bilan d'analyse à l'échappement sur ARTEMIS

Exhaust Analysis on ARTEMIS cycle		
	Enthalpy flow rates %	**Exergy flow rates%**
Artemis Urban-Road - Motorway	42	25
Artemis Urban	33	20
Artemis Road	43	25
Artemis Motorway	43	26

Modèle de Gaz THPN

Ce modèle de gaz est utilisé dans les différents simulateurs utilisés. Dans ce modèle de gaz, AME-Sim se base sur un fichier de format ASCII, dans lequel se trouve les caractéristiques de référence, afin de calculer les caractéristiques du gaz variant en fonction de la température et la pression 62.

Tableau 0-2: Format du tableau contenant les caractéristiques thermodynamiques de référence d'un gaz THPN

3	Index
T0	Reference temperature [K]
Cp0	Reference constant-pressure specific heat Cp [J/kg/K]
r	Perfect gas constant r [J/kg/K]
mu0	Reference absolute viscosity [kg/m/s]
lam0	Reference thermal conductivity [W/m/K]
tmin	Minimum temperature allowed [K]
tmax	Maximum temperature allowed [K]
Cpc	Constant coefficient for Cp
Cpt	Temperature coefficient for Cp
Cpt2	Squared temperature coefficient for Cp
muc	Constant coefficient for absolute viscosity
mut	Temperature coefficient for absolute viscosity
mut2 viscosity	Squared temperature coefficient for abs.
lamc	Constant coefficient for thermal conductivity
lamt	Temperature coefficient for thermal conductivity
lamt2	Squared temperature coef. for thermal conductivity

Le Tableau 12montre la forme du fichier ASCII.

Le calcul de la viscosité, de la constante spécifique et la conductivité se font par les formules suivantes:

$$\mu(T) = mu_0.10^{mu_C + mu_t.\Delta T + mu_{t2}.\Delta T_2}$$

$$Cp(T) = cp_0.(Cp_c + Cp_t.\Delta T + Cp_{t2}.\Delta T^2)$$

$$\lambda(T) = lam_0.(lam_c + lam_t.\Delta T + lam_{t2}.\Delta T^2)$$

Il existe deux versions du [101] dans AMESim, qui sont soit pour de l'air frais, soit pour les gaz brûlés.

Le calcul de l'enthalpie spécifique se fait de la manière suivante :

$$h = cpc.cp_0.\Delta T_0 + cp_0.\Delta T.(cpc + cpt.\frac{\Delta T}{2} + cpt_2.\frac{\Delta T^2}{3})$$

Annexe chapitre 3

Les particules sont mesurés par un fumimètre qui mesure la fumée et après ils sont transformés en débit par une corrélation au-dessous.

Les émissions au banc sont mesurées à sec (en retirant la partie vapeur d'eau) en pourcentage, ils ont transformés en débit par les formules suivantes.

$$\mathrm{PM}\left(\frac{\mathrm{mg}}{\mathrm{m^3}}\right) = \frac{1}{0.405}.5.32.\mathrm{FSN}.\exp(0.3062.\mathrm{FSN})$$

$$\mathrm{PM}\left(\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{h}}\right) = 10^{-3}.\mathrm{PM}\left(\frac{\mathrm{mg}}{\mathrm{m^3}}\right).\mathrm{Q_{ech_humide}}$$

$$\mathrm{Q_{ech_humide}} = \mathrm{dm_{fuel}}.[\frac{1 + \left(\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{F}}\right)_{\mathrm{st}}}{\rho_{\mathrm{gaz_{brûlés}}}} + \frac{(\lambda - 1).\left(\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{F}}\right)_{\mathrm{st}}}{\rho_{\mathrm{air}}}]$$

$$\mathrm{Q_{ech_sec}} = \mathrm{dm_{fuel}}.[\frac{\left(1 + \left(\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{F}}\right)_{\mathrm{st}}\right).\sigma}{\rho_{\mathrm{gaz_{brûlés}}}} + \frac{(\lambda - 1).\left(\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{F}}\right)_{\mathrm{st}}}{\rho_{\mathrm{air}}}]$$

$$\mathrm{CO}\left(\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{h}}\right) = \frac{\mathrm{M_{CO}}.\mathrm{CO(ppm)}.\mathrm{Q_{ech_sec}}}{10^3.\mathrm{V_m}}$$

$$\mathrm{HC}\left(\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{h}}\right) = \frac{\mathrm{M_{HC}}.\mathrm{HC(ppm)}.\mathrm{Q_{ech_sec}}}{10^3.\mathrm{V_m}}$$
$$\mathrm{CO_2}\left(\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{h}}\right) = \frac{\mathrm{M_{CO_2}}.\mathrm{CO_2(\%)}.\mathrm{Q_{ech_sec}}}{10^3.\mathrm{V_m}}$$
$$\mathrm{O_2}\left(\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{h}}\right) = \frac{\mathrm{M_{O_2}}.\mathrm{O_2(\%)}.\mathrm{Q_{ech_sec}}}{10^3.\mathrm{V_m}}$$

Calcul de la masse molaire des gaz d'échappement en fonction de lambda

L'équation de combustion en stœchiométrique peut s'écrire :

$$C_xH_{1.8x} + \left(x + \frac{1.8x}{4}\right)(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow xCO_2 + \frac{1.8x}{2}H_2O + 3.76\left(x + \frac{1.8x}{4}\right)N_2$$

Le rapport A/F en stoechiométrique est de 14.24.

Pour une combustion à mélange lambda pour une mole de carburant,

$$n_{air} = \frac{14.24.M_{fuel}}{29}.\lambda = \frac{14.24.13.8x}{29} = 6.78x.\lambda$$

Avec une mole d'air est formée de : $0.21.(O_2 + 3.76N_2)$ l'équation en mélange pauvre devient :

$$C_xH_{1.8x} + \left(x + \frac{1.8x}{4}\right)(O_2 + 3.76N_2) + excèsAir \rightarrow xCO_2 + \frac{1.8x}{2}H_2O + 3.76\left(x + \frac{1.8x}{4}\right)N_2 + excès\ Air$$

Avec $excès_{air} = \left(6.78x.0.21.\lambda - \left(x + \frac{1.8x}{4}\right)\right).(O_2 + 3.76N_2)$

Masse molaire des gaz d'échappements :

$$M_{échap} = \frac{xM_{CO_2} + \frac{1.8x}{2}M_{H_2O} + \left(6.78.0.21.x.\lambda - \left(x + \frac{1.8x}{4}\right)\right)M_{O_2} + 6.78x.0.79.\lambda M_{N_2}}{x + \frac{1.8x}{2} + \left(6.78.0.21.x.\lambda - \left(x + \frac{1.8x}{4}\right)\right) + 6.78x.0.79.\lambda}$$

Dans la baie horiba les %CO2 sont mesurés à sec, donc le H2O n'est pas pris en compte. Pour cela dans la masse molaire on ne le compte pas (valeur 0 en rouge).

$$M_{échap} = \frac{44 + 0 + \left(6.78.0.21\lambda - \left(1 + \frac{1.8}{4}\right)\right)32 + 6.78.28.0.79.\lambda}{1 + 0 + \left(6.78.0.21.\lambda - \left(1 + \frac{1.8}{4}\right)\right) + 6.781.0.79.\lambda}$$

$$M_{échap} = \frac{44 + \left(6.78.0.21\lambda - \left(1 + \frac{1.8}{4}\right)\right)32 + 6.78.28.0.79.\lambda}{1 + \left(6.78.0.21.\lambda - \left(1 + \frac{1.8}{4}\right)\right) + 6.781.0.79.\lambda}$$

$$M_{échap} = \frac{-2.4 + 195.54\lambda}{-0.45 + 6.78.\lambda}$$

Pour un lambda de 2.4 par exemple, on obtient :

$$M_{échap} = 29.5\ g/mole$$

En effet on obtient une valeur trop proche de la masse de l'air ambiante vue que le pourcentage est relativement faible.

Annexe chapitre 4

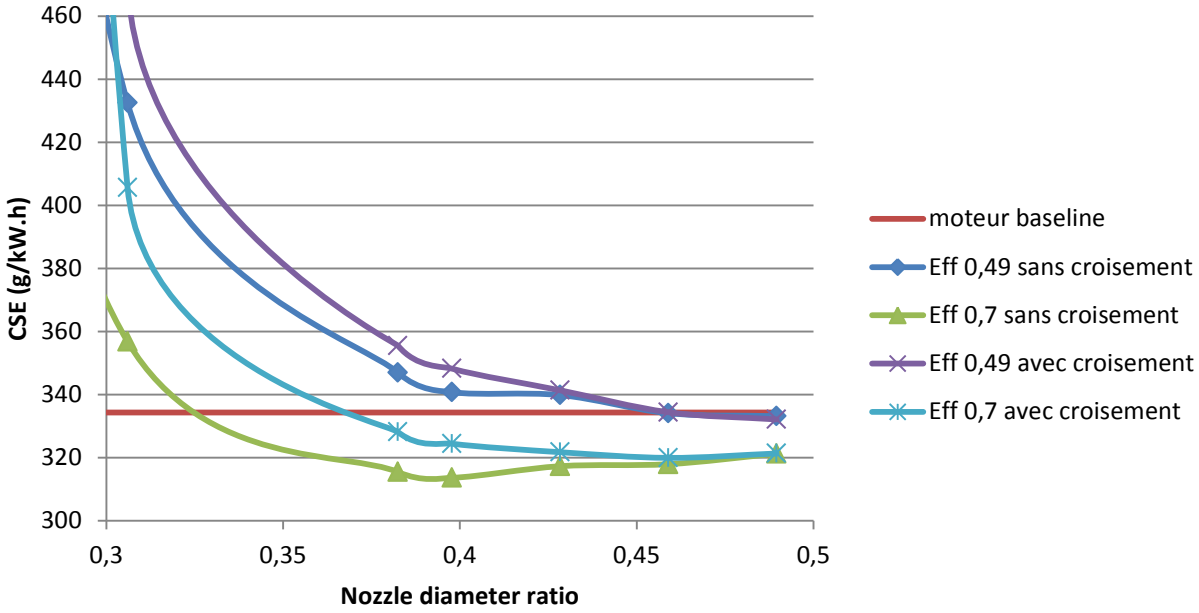


Figure 6: CSE global en function du rapport de diamètre pour le point 4500 tr.min^{-1}, 6 bar de PME

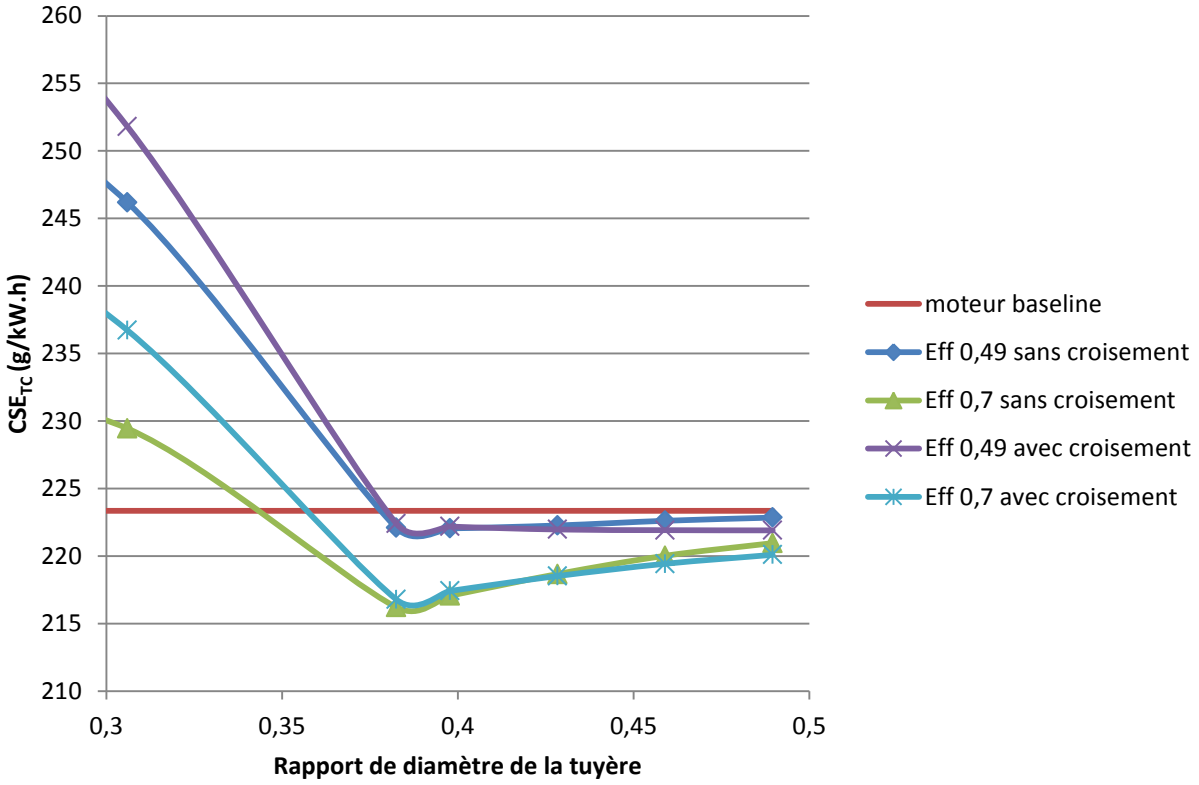


Figure 7: CSE global en function du rapport de diamètre pour le point 2000 tr.min^{-1}, 10 bar de PME

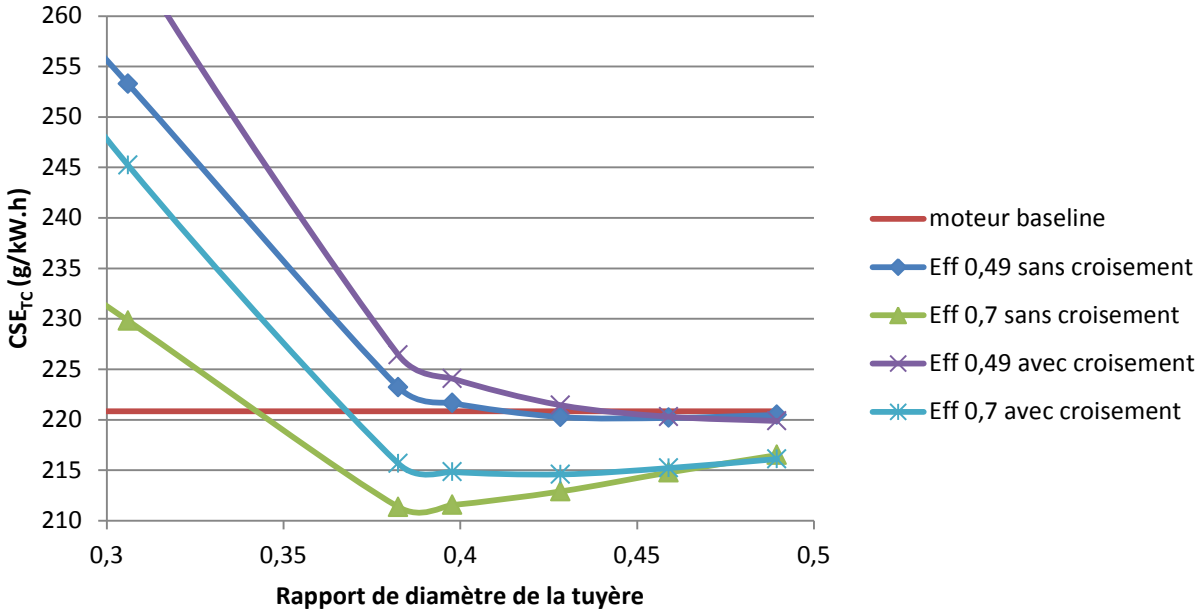


Figure 8: CSE global en function du rapport de diamètre pour le point 2500 tr.min^{-1}, 15 bar de PME

l'université nantes angers le mans

PÔLE DE RECHERCHE ET D'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

Centrale Nantes

Thèse de Doctorat

Youssef ISMAIL

EVALUATION DU POTENTIEL DES TURBINES DE RECUPERATION D'ENERGIE A L'ECHAPPEMENT SUR MOTEUR AUTOMOBILE

TURBINES POTENTIAL EVALUATION FOR EXHAUST ENERGY RECOVERY ON CAR ENGINE

Résumé

L'augmentation du prix de pétrole ainsi que la sévérité des normes de pollution poussent les ingénieurs automobiles de trouver des solutions innovantes en vue de réduire la consommation et polluer moins. L'augmentation du rendement du moteur thermique est l'une des voies les plus exploitées dans nos jours. Parmi les différentes possibilités d'augmenter ce rendement vient la récupération de l'énergie à l'échappement qui propose de mécaniser l'énergie perdue sous forme thermique par le biais d'un système de conversion de l'énergie. Le problème de cette solution est d'abord dans le potentiel du fluide de l'échappement d'être converti en travail mécanique, ainsi que le rendement du système de conversion et les interactions du système avec le moteur thermique qui viennent modifier son fonctionnement. Dans ce contexte cette thèse se focalise sur la récupération de l'énergie à l'échappement via une turbine de récupération de l'énergie. Cette solution permet de convertir l'énergie de l'échappement en travail au niveau de la roue de la turbine. Ce dernier peut être remis au vilebrequin via une démultiplication mécanique et assister au développement du couple moteur (turbocompound mécanique), soit converti en électricité (turbocompound électrique).

Dans une première partie de la thèse une étude basée sur le premier et le second principe de la thermodynamique (approche exergétique) est effectuée. Cette étude évalue le potentiel théorique de mécanisation de l'énergie à l'échappement.

Par la suite de la thèse, une méthodologie d'évaluation du potentiel de récupération d'énergie par une turbine est développée. Cette méthodologie prend en compte les interactions entre la turbine de récupération et le fonctionnement du moteur. Dans celle-ci, nous montrons des adaptations nécessaires au moteur pour le faire fonctionner correctement en ajoutant la turbine de récupération qui génère une contre pression. Des essais banc moteur ont été réalisés suivi d'une étude par simulation du moteur et de la turbine de récupération. L'évaluation de ce système est faite sur deux types de combustion essence et Diesel. Une explication détaillée des phénomènes prenant lieu dans le moteur après l'ajout du système de récupération est proposée. Finalement, des conclusions sont tirées sur l'apport de ce système sur le rendement global sur les différents points de fonctionnement du moteur

Mots clés

Récupération de l'énergie, bilan d'énergie et d'exergie, turbocompound, turbine de récupération, contre pression échappement, combustion et gaz résiduels

Abstract

The rising price of fuel and the severity of the pollution norms push automotive engineers to find innovative solutions to reduce fuel consumption and pollution. The increased efficiency of the combustion engine is nowadays one of the most used methods. Among the various possibilities of increasing the efficiency is the exhaust energy recovery which proposes to transform to mechanical work the thermal energy lost through a system of energy conversion. The problem with this solution lies first in the potential of the exhaust fluid to be converted into mechanical work, and the performance of the conversion system and the interactions of the system with the engine which modify its operation. In this context this theses focuses on the recovery of energy to the exhaust via a turbine for energy recovery. This solution converts the energy of the exhaust into work at the turbine wheel. It can be delivered to the crankshaft via a mechanical gearing and assist in the development of engine torque (mechanical turbocompound) or converted into electricity (electrical turbocompound).

In the first part of the thesis a study based on the first and second law of thermodynamics (Exergy approach) is performed. This study evaluates the theoretical potential for mechanization of energy in the exhaust.

Subsequently, a methodology for assessing the potential of energy recovery via a turbine is developed. This methodology takes into account the interactions between the power turbine and the engine operation. In this methodology, we show the necessary modifications to the engine to make it work correctly by adding the recovery turbine that generates a backpressure. Engine tests were carried out on engine test bench followed by a simulation study of the engine and the power turbine. The evaluation of this system is made on two types of combustion gasoline and diesel. A detailed explanation of the phenomena taking place in the engine after adding the recovery system is proposed. Finally, conclusions are drawn about the contribution of this system on the overall performance on different operating points of the engine.

Key Words

Energy recovery, energy and exergy balance, turbocompound, power turbine, exhaust backpressure, combustion and residual gases.