



HAL
open science

Modélisation des écoulements pulsés dans les lignes d'admission et d'échappement des moteurs thermiques

N.-I. Hatat

► **To cite this version:**

N.-I. Hatat. Modélisation des écoulements pulsés dans les lignes d'admission et d'échappement des moteurs thermiques. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2015. Français. NNT: . tel-01363695

HAL Id: tel-01363695

<https://hal.science/tel-01363695>

Submitted on 11 Sep 2016

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.

Thèse de Doctorat

Nicolas Ivan HATAT

*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

Discipline : Energétique, Thermique et Combustion
Unité de recherche : Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique

Soutenue le 10 septembre 2015

Modélisation des écoulements pulsés dans les lignes d'admission et d'échappement des moteurs thermiques

JURY

Président :	Farid BAKIR , Professeur des Universités, Dynfluid, Arts et Métiers ParisTech
Rapporteurs :	Georges DESCOMBES , Professeur des Universités, LGP2ES, Conservatoire National des Arts et Métiers Sofiane KHELLADI , Maître de Conférences HDR, Dynfluid, Arts et Métiers ParisTech
Examineurs :	Cathy CASTELAIN , Directeur de Recherche, LTN, Université de Nantes
Directeur de Thèse :	David CHALET , Professeur des Universités, LHEEA, Ecole Centrale de Nantes
Co-directeur de Thèse :	Pascal CHESSE , Professeur des Universités, LHEEA, Ecole Centrale de Nantes
Invité :	François LORMIER , Responsable du Service Calculs, Le Moteur Moderne – groupe AVL

Je dédie ce travail

A mes parents et à ma sœur
pour le soutien qu'ils m'ont apporté dans les moments
de doute et de découragement tout au long de ce périple.

A la mémoire de mon oncle disparu en 2012.

“La connaissance s’acquiert par l’expérience,
tout le reste n’est que de l’information.”

A. Einstein

“Today’s scientists have substituted mathematics for experiments,
and they wander off through equation after equation,
and eventually build a structure which has no relation to reality.”

N. Tesla

Remerciements

Dans un premier temps, je souhaite remercier les membres du jury et en particulier les rapporteurs : **Mr DESCOMBES Georges**, Professeur des Universités au CNAM de Paris, ainsi que **Mr KHELLADI Sofiane**, Maître de Conférences HDR des Arts et Métiers Paris Tech. En effet, ce sont eux qui ont assumé les rôles longs et fastidieux de lecteur et de juge impartial quant à mes travaux de recherche. Je tiens également à remercier tous les membres du jury dont **Mme CASTELAIN Cathy**, Directeur de Recherche à l'université de Nantes et **Mr BAKIR Farid**, Professeur des Universités des Arts et Métiers Paris Tech, pour le temps et l'intérêt portés à l'examen de mon travail ainsi que leurs critiques très constructives. Que tous puissent trouver ici l'expression de ma gratitude la plus sincère.

Je voudrai aussi exprimer mes remerciements à mon directeur de thèse **Mr CHALET David** et à **Mr CHESSE Pascal**, tous deux Professeurs des Universités à l'Ecole Centrale de Nantes, qui ont eu confiance en moi pour conduire et mener à terme ce projet sous leur direction et de l'honneur qu'ils m'ont fait par leur participation à ce jury. Merci également au Moteur Moderne – groupe AVL de m'avoir permis d'effectuer mes trois années de thèse CIFRE au sein de leurs locaux, et à **Mr LORMIER François**, Responsable du Service Calculs, d'avoir co-encadré cette étude et d'avoir été membre du jury.

A présent, mes remerciements se tournent vers les différentes personnes de l'équipe Thermodynamique des Systèmes Moteurs du LHEEA à l'Ecole Centrale de Nantes mais également des différents services du Moteur Moderne. Une mention toute particulière pour **Mme BOSELLA Sabrina**, **Mr GIRAUD Olivier**, **Mr SOUSTELLE Olivier**, **Mr FOURNIER Alain**, **Mr LEJOT Lionel**, **Mr DURGET Martial** et **Mr ENJALBERT Éric** qui chacun à leur manière et dans leur domaine ont su m'aider, m'appuyer et me soutenir. A toutes ces personnes qui ont été de près ou de loin sollicitées par cette thèse, je les remercie de leur patience, leur aide et leur gentillesse à mon égard.

Je remercie le laboratoire d'Hydrodynamique (LadHyX) de l'Ecole Polytechnique de Palaiseau et particulièrement **Mr SELLIER Antoine**, ainsi que la Chaire Turbomachines et Moteurs du CNAM de Paris et plus précisément **Mme PERILHON Christelle** et **Mr DESCOMBES Georges** pour m'avoir permis de parfaire certaines de mes connaissances lors de cours magistraux, mais aussi de m'avoir permis de partager mon expérience d'ingénieur Energétique et Moteur lors d'encadrement de TD et d'interventions orales. Pour ces expériences uniques et ce grand honneur que vous m'avez fait, encore une fois je vous en remercie.

Enfin, parce qu'une thèse n'est pas uniquement un enrichissement d'un point de vue professionnel ; je terminerai en disant que ces trois années m'ont fait connaître des femmes et des hommes de différents pays, de différents milieux scientifiques ou autres, mais toujours aussi intéressants et chaleureux les uns que les autres et pour beaucoup devenus de vrais amis. C'est donc un grand merci adressé à ma famille, à mes proches et à mes amis ; à tous ceux qui m'ont soutenu et encouragé.

Table des matières

TABLE DES MATIERES	1
NOMENCLATURE	7
INTRODUCTION	13
CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	17
I.1. – LES PHENOMENES PHYSIQUES ET LA DYNAMIQUE DES GAZ.....	19
I.2. – LES METHODES DE RESOLUTION	20
I.2.1. – <i>Modélisations tridimensionnelles (CFD)</i>	20
I.2.2. – <i>Modélisations zéro-dimensionnelles</i>	20
I.2.3. – <i>Méthode des caractéristiques</i>	26
I.2.4. – <i>Modélisations unidimensionnelles (1D)</i>	28
I.3. – METHODES NUMERIQUES	35
I.3.1. – <i>Critère de stabilité</i>	35
I.3.2. – <i>Schémas aux différences finies</i>	35
I.4. – MODELISATION DES SINGULARITES GEOMETRIQUES	40
I.4.1. – <i>Extrémités fermées</i>	40
I.4.2. – <i>Extrémités ouvertes</i>	40
I.4.3. – <i>Variations de sections</i>	41
I.4.4. – <i>Coudes</i>	43
I.4.5. – <i>Jonctions</i>	44
I.5. – MODELISATION DES SINGULARITES GEOMETRIQUES SPECIFIQUES AUX M.C.I	45
I.5.1. – <i>Boîtier filtre à air et silencieux d'échappement</i>	45
I.5.2. – <i>Le boîtier papillon</i>	46
I.5.3. – <i>Les soupapes</i>	47
I.5.4. – <i>Géométrie du cylindre</i>	49
I.6. – APPLICATIONS DE SIMULATIONS	50
CHAPITRE II MATERIELS ET METHODE	53
II.1. – PRESENTATION DU CAS D'ETUDE	55
II.2. – MODELISATION ET SIMULATION DES ECOULEMENTS DANS LES SYSTEMES MOTEURS... 57	

II.3. – MOYENS NUMERIQUES	60
II.3.1. – <i>Le code de calcul GT-Power</i>	60
II.3.2. – <i>Le code de simulation FIRE</i>	62
II.4. – DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX	64
II.4.1. – <i>Essais tube à chocs</i>	64
II.4.2. – <i>Essais banc moteur</i>	65
II.4.3. – <i>Essais soufflerie</i>	68
CHAPITRE III ETUDE D'ÉCOULEMENTS DANS DES SINGULARITES	73
III.1. – ÉTUDES DES ÉCOULEMENTS AUX SOUPAPES	75
III.1.1. – <i>Coefficient de décharge</i>	75
III.1.2. – <i>Soufflerie : mesures traditionnelles</i>	76
III.1.3. – <i>Soufflerie : Proximité piston</i>	85
III.1.4. – <i>Impact sur le remplissage</i>	90
III.2. – MODELISATIONS TUBES / VOLUMES ET LEURS CONSTRUCTIONS GT-POWER	95
III.2.1. – <i>Descriptions des géométries</i>	95
III.2.2. – <i>Modélisations</i>	101
III.2.3. – <i>Méthodologie</i>	103
III.2.4. – <i>Analyse</i>	104
III.2.5. – <i>Conclusions</i>	131
CHAPITRE IV MODELISATION MOTEUR COMPLET	133
IV.1. – ESSAIS AU BANC MOTEUR	135
IV.1.1. – <i>Comparaison des moyens de mesures de richesse : baie et sonde NGK</i>	135
IV.1.2. – <i>Etude par analyse 5 gaz</i>	136
IV.1.3. – <i>Analyses des résultats moyennés</i>	144
IV.1.4. – <i>Analyses des résultats instantanés</i>	146
IV.2. – ANALYSE PAR SIMULATIONS	158
IV.2.1. – <i>Analyse des résultats moyennés</i>	158
IV.2.2. – <i>Analyse des résultats instantanés</i>	160
IV.3. – COMPARAISONS ESSAIS / CALCULS	171

<i>IV.3.1. – Analyse des résultats moyennés</i>	<i>171</i>
<i>IV.3.2. – Etude fréquentielle</i>	<i>183</i>
CONCLUSION.....	193
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	197
ANNEXES	207

Nomenclature

Symboles latins	Unités	Significations
a	m.s ⁻¹	Vitesse du son
AAC	°vil	Avance Arbre à Came
adm	-	Admission
A_{eff} ; S_{eq}	m ²	Surface d'écoulement effective
A_R	m ²	Surface d'écoulement de référence
c	m.s ⁻¹	Vitesse de l'onde
C	-	Coefficient de pertes
C⁻	-	Caractéristique correspondant à la valeur propre λ ₂
C⁺	-	Caractéristique correspondant à la valeur propre λ ₁
C⁰	-	Caractéristique correspondant à la valeur propre λ
C₁	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹ .K ^{-1/2}	Constante décrivant la viscosité dynamique
C₂	K	Constante décrivant la viscosité dynamique
C_D	-	Coefficient de décharge
CFD	-	Computational Fluid Dynamics
CFL	-	Coefficient de stabilité défini par Courant-Friedrichs-Lewy
Cmax	N.m	Couple maximal
D	m	Diamètre
dS_{e tube}	m ²	Section élémentaire de la tubulure
ech	-	Echappement
ent	m	Entraxe
f	-	Coefficient de pertes
F	-	Vecteur flux relatif à la dynamique des gaz
G	m.s ²	Terme résultant des forces de frottement pariétal
h		Harmonique
ht	W.kg ⁻¹	Coefficient d'échange thermique
k	m ² .s ⁻²	Energie cinétique turbulente instantanée
L	m	Longueur
M	kg	Masse
MCI	-	Moteur à Combustion Interne
Nu	-	Nombre de Nusselt
p	Pa	Pression absolue
PCI	J.k ⁻¹ g	Pouvoir Calorifique Inférieur du carburant
Pmax	W	Puissance maximale
PME	bar	Pression Moyenne Effective
PMH	-	Point Mort Haut
PMI	bar	Pression Moyenne Indiquée
Pq	W	Puissance due aux échanges de chaleur avec l'extérieur
Pr	-	Nombre de Prandtl
P_R	-	Ratio de pression absolue
qe	J.kg ⁻¹	Quantité massique de chaleur apportée par l'extérieur
Q_m ; ṁ	kg.s ⁻¹	Débit masse
r	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	Constante massique du gaz parfait
Re	-	Nombre de Reynolds
RPM	tr.min ⁻¹	Régime moteur

Symboles latins	Unités	Significations
Rs	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	Constante massique du gaz, ici 287 pour de l'air
S	-	Vecteur source lié à W
Se_{tube}	m^2	Section de la tubulure
T	K	Température
t	s	Temps
TH	-	Définit les termes d'ordre élevé
TPA	-	Méthode trois pressions (Three Pressure Analysis)
u	$m.s^{-1}$	Vitesse d'écoulement
U_{is}	$m.s^{-1}$	Vitesse isentropique
Ḃ	$m^3.s^{-1}$	Débit volumique
vil	-	Vilebrequin
Vol ; V	m^3	Volume
W	-	Vecteur représentant les inconnues relatives à la dynamique des gaz
Z₀	$Pa.s.m^{-1}$	Impédance acoustique

Symboles grecs	Unités	Significations
Ø	m	Diamètre
γ	-	Rapport des chaleurs spécifiques
γ_e	-	Facteur d'interpolation
Δt	s	Pas de temps
Δx	m	Pas d'espace
ε	$m^2.s^{-3}$	Taux de dissipation de turbulence
ε%	%	Ecart relatif en pourcentage
λ	$m.s^{-1}$	Valeur propre
λf	$W.m^{-1}.K^{-1}$	Conductivité thermique du fluide
μ	$kg.m^{-1}.s^{-1}$	Viscosité dynamique du fluide
ν	$m^2.s^{-1}$	Viscosité cinématique du fluide
ρ	$kg.m^{-3}$	Masse volumique du fluide
Σ	m^2	Surface de contrôle
τ	-	Tenseur de contraintes de Reynolds
φ	-	Flux

Autres symboles	Significations
$\frac{\partial}{\partial t}$	Dérivée partielle par rapport à la variable t
$\frac{d}{dt}$	Dérivée par rapport à la variable t
\bar{u}	Valeur moyenne de la variable u
 u 	Valeur absolue de la variable u

Indices	Significations
adm	Admission
atm	Atmosphérique
cont	Elément de contrôle
cyl	Cylindre
ech	Echappement
ext	Réfère aux conditions extérieures
frott	Terme lié au frottement pariétal
GT	Issue des simulations sous GT-Power
is	Isentropique
ref	Référence
souff	Issue des essais en soufflerie
tube	Tube

Exposants	Significations
+	Référence à la caractéristique C^+
-	Référence à la caractéristique C^-
0	Référence à la caractéristique C^0
k	$k^{\text{ième}}$ valeur

Introduction

Le domaine de la propulsion automobile doit faire face à des normes et des législations de plus en plus strictes. Ainsi, l'Association des Constructeurs Européens d'Automobiles (ACEA) a dû baisser à 120g les émissions de CO₂ sur son cycle NEDC pour la fin 2012. A l'horizon 2020, ce niveau doit être réduit à 95g de CO₂ pour tout véhicule neuf commercialisé, illustrant de fait cette volonté de diminuer les rejets de gaz à effet de serre. Dans un Moteur à Combustion Interne (MCI), diminuer les émissions de CO₂ va de paire avec la consommation du véhicule. On comprend ainsi tout l'enjeu d'obtenir la meilleure définition et compréhension des phénomènes qui ont lieu lors du remplissage du moteur ; être capable de cerner, d'appréhender et pourquoi pas au final de savoir anticiper les conséquences de toute modification apportée à l'élément propulsion dans sa globalité (conduits d'admission et d'échappement, moteur, post-traitement, ...)

C'est ainsi que durant ces dernières décennies, le motoriste se trouve être de plus en plus dépendant de l'informatique puisque les études de comportement des MCI se font grâce à des outils de simulations 0D, 1D et même 3D. Cependant, il s'est révélé que ces outils semblent ne pas donner des simulations aussi précises pour toutes les configurations de moteurs existants. Notamment lors de simulation 1D où des difficultés de conception de modèle et des erreurs lors des phases de simulation / calcul peuvent apparaître, principalement sur des moteurs monocylindres de petite cylindrée (jusqu'à 125cc).

En effet, les phases d'admission et d'échappement sont de nos jours toujours pilotées par des soupapes, reliant ainsi le cylindre aux circuits d'admission et d'échappement. Ces derniers sont composés d'une grande variété d'éléments comme : le boîtier papillon, des tubulures droites et coudées, des éléments filtrants, le silencieux (avec ses géométries si particulières d'enchaînement de tubes et de volumes), ... Ces éléments, du fait de leurs caractéristiques et de leur disposition, vont avoir une influence directe sur la capacité de remplissage du cylindre et donc par la même occasion sur le fonctionnement du moteur. Dans le cas du monocylindre, ceci est accentué par l'absence de collecteurs d'admission et d'échappement.

L'objectif de cette thèse est de mieux comprendre les phénomènes se déroulant dans le processus de renouvellement de la charge (phases et éléments d'admission et d'échappement) et donc sur le processus de remplissage du cylindre afin de pouvoir améliorer les modèles unidimensionnels déjà existant du monocylindre. Dans cette optique, ce travail va étudier dans un premier temps les effets dynamiques de l'écoulement, les échanges thermiques et les phénomènes d'amortissement d'ondes dans les boucles d'air (conduit d'admission et d'échappement). Dans un second temps, l'impact des variations de pressions, températures, débits au passage d'une soupape seront analysés, ainsi que la modélisation d'éléments aux géométries fortement tridimensionnelles (boîtes à air et silencieux d'échappement). Enfin, les résultats obtenus par différentes modélisations de moteur complet seront directement comparés à des essais réalisés au banc d'essais.

Chapitre I Etude Bibliographique

L'existence d'ondes de pression au sein de la boucle d'air d'un Moteur à Combustion Interne est un phénomène connu des motoristes : le mouvement de va et vient du piston faisant varier le volume du cylindre de manière périodique, associé aux cycles d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement, sont la source de la non-stationnarité des moteurs et donnent également lieu à la formation d'ondes dans les tubulures des Moteurs à Combustion Interne (MCI). Toutefois, lorsque les boucles d'air sont composées de géométries complexes, les connaissances relatives à ces phénomènes ainsi que les résultats de simulations numériques montrent qu'elles ne sont pas encore totalement maîtrisées.

De par l'objectif de cette thèse, l'étude bibliographique se focalisera sur les connaissances relatives aux phénomènes liés à la dynamique des gaz et la manière de les prendre en considération dans les différents modèles. Ainsi, l'analyse bibliographique peut se décomposer en différents points, à savoir :

- La description des paramètres physiques qui peuvent intervenir sur la nature des écoulements
- La présentation des équations et leurs schémas numériques qui permettent de caractériser la propagation des ondes
- Le développement des différentes modélisations des écoulements pour chaque singularité pouvant se rencontrer dans les boucles d'air (admission et échappement)

I.1. – Les phénomènes physiques et la dynamique des gaz

Le moteur thermique permet d'obtenir de l'énergie mécanique à partir d'énergie thermique stockée dans un fluide grâce à un processus de combustion. Si cet état thermique est généré par le fluide moteur lui-même, on parle alors de Moteur à Combustion Interne (MCI). Et quand la transmission du travail s'effectue au moyen du déplacement linéaire d'un piston par exemple, le moteur est dit alternatif [1].

Par ailleurs, il existe deux types de motorisations :

- Les moteurs à allumage par compression (type moteur Diesel), où le fluide admis qui habituellement est de l'air, subit une forte compression de façon à garantir l'auto-inflammation du combustible au moment de l'injection [2].
- Les moteurs à allumage commandé (type moteur Otto). Dans ceux-ci, un mélange air-combustible quasiment homogène est admis, et le processus de combustion débute avec une cause extérieure. Le plus courant étant une étincelle produite par la bougie, se propageant avec le front de flamme au reste de la chambre de combustion [1, 3].

L'évolution du cycle dans les moteurs alternatifs à combustion interne est : admission (phase d'aspiration) dans le cylindre, compression, combustion et détente, et finalement l'échappement (phase d'expulsion) des produits brûlés. La compression et la détente font parties intégrantes de ce que l'on pourrait définir comme étant un procédé thermodynamique de base permettant de transformer un état thermique généré dans le processus de combustion en un travail mécanique. L'admission et l'échappement sont les phases appelées 'processus de rénovation de la charge', c'est durant ce laps de temps que s'effectue le 'remplissage moteur' [4].

L'instationnarité d'un Moteur à Combustion Interne (MCI) ainsi que le caractère pulsé des gaz dans les conduits d'admission et d'échappement proviennent pour partie des mouvements cycliques des soupapes et du piston. Les soupapes ayant pour rôle de réguler les flux d'air/gaz d'échappement au sein du moteur. Leur calage est donc très important et nécessite une grande précision, ainsi que la connaissance de leur géométrie puisque comme l'indique Piton [5], cela influe directement sur l'écoulement.

Les soupapes impactent donc directement sur le remplissage moteur ; de bons calages [6] peuvent favoriser l'entrée "d'air frais" dans le cylindre et aider à la vidange des gaz brûlés : il est dit alors que le remplissage s'en trouve favorisé. Lorsque ce phénomène est trop important et que de l'air traverse le cylindre pour passer à l'échappement, il y a un phénomène de balayage. A l'inverse, lorsque des gaz d'échappement sont "réadmis" dans le cylindre, pouvant aller jusqu'à repousser des gaz (brûlés ou non) contenus dans le cylindre vers le conduit d'admission, cela s'appelle le contre-balayage.

Par des jeux de pressions amont soupape d'admission – cylindre – aval soupape d'échappement couplés aux mouvements des soupapes (levées de soupape), il est possible de faire varier significativement le remplissage d'un Moteur à Combustion Interne et donc ses performances et son brio. Il sera vu par la suite qu'il est même possible, sous certaines conditions expérimentales simples, d'obtenir un remplissage supérieur à 1, soit en d'autres termes, faire de la suralimentation acoustique.

I.2. – Les méthodes de résolution

De nombreuses études ont été menées en se basant sur des écoulements stationnaires ; cependant au sein d'un Moteur à Combustion Interne (MCI), les phénomènes mis en jeu tendent à devoir changer l'approche utilisée pour caractériser l'écoulement. Une onde de pression confrontée à un changement brusque de section, ou encore le mouvement des soupapes, abonde dans la caractérisation instationnaire de l'écoulement. Mais parce que très coûteux en ressources nécessaires (temps, capacités de calcul), les logiciels de simulations numériques tridimensionnels peuvent être employés à des fins de préparation [7] et / ou validation [8] de modèles 0D et 1D.

I.2.1. – Modélisations tridimensionnelles (CFD)

Décrire un fluide et plus particulièrement son écoulement est complexe. Ainsi, la dynamique des fluides assistée par ordinateur, plus communément appelée CFD (Computational Fluid Dynamics) est une branche de la mécanique des fluides qui utilise des méthodes et des algorithmes numériques afin de résoudre et analyser les problèmes qu'impliquent les écoulements de fluide. Pour y parvenir, il faut résoudre dans les domaines spatial et temporel les bilans de masse, d'énergie et de quantité de mouvement ; aussi appelées équations de Navier – Stokes [9]. La résolution directe (Direct Numerical Simulation) est difficile à réaliser du fait de sa propre complexité mais également du temps de calcul. Pour ce faire, les équations sont décomposées et traitées selon un pas de temps et un pas d'espace, et complétées par divers modèles de turbulence comme des modèles $k-\varepsilon$ [10], de turbulences et frottements aux parois, etc. Ces équations servant à définir les liquides / gaz sont associées à des conditions limites (interactions avec les parois, milieu ambiant,...) et permettent de simuler les situations les plus complexes tels que des flux turbulents ou transsoniques.

Toujours est-il que ces modèles multidimensionnels constituent les fondements des codes CFD développés et couramment employés de nos jours aussi bien dans les entreprises qu'au niveau de recherches scientifiques. Les simulations tridimensionnelles demandant des temps de calcul importants, elles sont généralement utilisées pour l'étude d'un écoulement à travers des géométries complexes, mais jamais afin de simuler un moteur complet. Ces modélisations visant à étudier un seul élément dans le but de connaître et visualiser des informations comme la nature de l'écoulement, les zones de recirculations de flux, les pertes thermiques et de charges, ...

I.2.2. – Modélisations zéro-dimensionnelles

Avec la modélisation zéro-D, les hypothèses de simulation sont les plus restrictives ; les notions de géométries sont réduites au maximum et les équations sont simplifiées au possible. La modification principale est qu'il n'y a pas de notion de maillage spatial. Différentes méthodes zéro-dimensionnelles sont abordées, de la plus simple à la plus élaborée.

I.2.2.1. – Méthode de vidange-remplissage

Les conduits d'admission et d'échappement sont des ensembles ouverts à une de leurs extrémités. De fait, la méthode de vidange-remplissage permet de simuler ces éléments comme

étant des volumes ouverts combinés à une perte de charges. De la même manière, des éléments tels que le cylindre ou le répartiteur sont modélisés comme des volumes. Ainsi, pour chaque pas de temps, la résolution de l'équation de continuité (équation de Barré de St Venant) [11] permet d'obtenir le débit masse dans les volumes. Par la suite, les équations de bilan d'énergie et de conservation de la masse peuvent être résolues.

Cette méthode ne détermine que les valeurs moyennes de débits, pression et température au cours du cycle moteur. La convergence étant assurée par une résolution itérative des équations. Tous les autres phénomènes, comme par exemple la dynamique des ondes de pression ne sont pas considérés lors des simulations.

1.2.2.2. – Méthode inertielle capacitive

La méthode inertielle capacitive est plus précise que la méthode de vidange-remplissage, grâce à l'ajout d'un degré de liberté. En effet, en décrivant l'évolution du débit masse en fonction du rapport de la longueur sur la section de passage, ainsi que de la pression, il est possible de prendre en compte la nature de la géométrie considérée. Dans la pratique, cela revient à différencier les éléments capacitifs qui seront calculés par la méthode de vidange-remplissage et les éléments inertiels décrits grâce à l'équation bilan de quantité de mouvement.

Cette méthode a été décrite et employée par Bordjane *et al* [12] lors de ses travaux concernant les écoulements à l'admission d'un moteur monocylindre. Les points forts de cette technique sont les hypothèses utilisées visant à simplifier le cas et l'absence des phénomènes pulsatoires des ondes de pression, tout en permettant d'obtenir des valeurs moyennes ainsi que des temps de calcul faibles [13].

1.2.2.3. – Méthode acoustique

La méthode acoustique est une méthode impliquant des simplifications assez fortes afin de permettre le calcul de propagation d'onde de pression. Elle est utile dans le cas d'analyses se limitant aux calculs de fréquences propres, mais est plus communément employée lors d'études de propagation et d'amortissement de sons. Cependant, elle ne permet que d'avoir une vue générale des phénomènes acoustiques.

Les simplifications de la méthode sont :

- Etat isentropique
- Vitesse d'écoulement faible (inférieure à 10% de la vitesse du son)
- Transferts de chaleur et frottements aux parois négligeables

Ainsi, il est aisé d'observer que la vitesse du son ne va différer que peu de sa valeur de référence. Il en est de même concernant les pressions, car les variations d'amplitudes des ondes de pression sont négligeables en comparaison avec la pression moyenne, ce qui ne correspond pas aux conditions se déroulant dans les conduits de Moteurs à Combustion Interne [14]. Cette méthode aurait pu être intéressante comme première approche mais elle ne sera pas employée dans l'étude présentée ici car la vitesse d'écoulement n'est pas négligeable.

I.2.2.4. – Phénomènes acoustiques

- Notions d'impédance acoustique

La connaissance de l'impédance acoustique d'un moteur est essentielle [15] ; aussi de nombreuses recherches ont été réalisées afin de savoir comment déterminer au mieux cette impédance acoustique [16]. Pour cela, il est considéré que le milieu est initialement au repos et que la propagation de l'onde est unidimensionnelle (propagation d'onde plane), gouvernée par l'équation d'onde [17] :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c_0 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (\text{I - 1})$$

Avec : $p(t)$ la pression acoustique

Dans le cas relativement simple d'un tube uniforme cylindrique, l'impédance acoustique se définit comme :

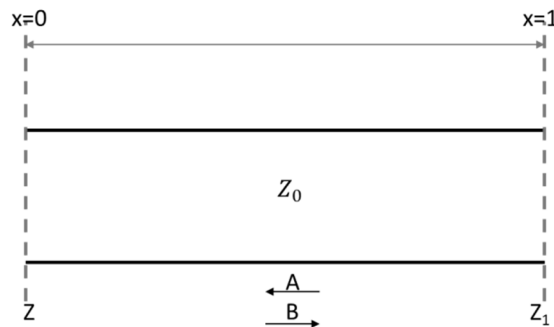


Figure 1 : Impédance d'un conduit

$$Z_0 = \frac{\Delta p}{\dot{m}} = \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot u}{\rho_0 \cdot Se \cdot u} = \frac{c_0}{Se} \quad (\text{I - 2})$$

$$Z_0 = \frac{\Delta p}{\dot{V}} = \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot u}{Se \cdot u} = \frac{\rho_0 \cdot c_0}{Se} \quad (\text{I - 3})$$

L'équation (I – 2) employée par Munjal [18] et Winterbone *et al* [19], ainsi que l'équation (I – 3) décrite par Pichard [20], sont deux formes d'impédances acoustiques récurrentes dans la littérature. Leur différence réside dans la définition du débit acoustique choisie : ce débit est alors soit massique, soit volumique. Ce que révèle l'expression de Z₀ est que, plus l'impédance est grande, plus la transmission du son au sein du conduit sera efficace.

Pour le calcul d'impédance à l'extrémité d'un conduit, Z₀ est défini comme l'impédance caractéristique du tuyau et Z₁ comme l'impédance à une extrémité (Figure 1). L'impédance d'entrée du tube se trouve être défini par l'expression :

$$Z = Z_0 \cdot \frac{Z_1 - jZ_0 \tan\left(n \cdot \frac{\omega}{c_0} \cdot L\right)}{Z_0 - jZ_1 \tan\left(n \cdot \frac{\omega}{c_0} \cdot L\right)} \quad (\text{I - 4})$$

- Onde de choc : physique du phénomène

Du point de vue de la physique, un choc est une transition brutale caractérisée par de grandes amplitudes et de très faibles temps caractéristiques [21]. Pour le cas d'un Moteur à Combustion Interne (MCI), il s'agit d'un choc se propageant dans de l'air qui provoque à son passage une modification brusque des différentes grandeurs d'état que sont la température, la pression et la masse volumique [22]. On parle alors de discontinuité.

Plus concrètement, lors d'un écoulement dans un conduit, une onde de pression (à amplitude finie) se déplace longitudinalement dans un gaz initialement au repos. L'onde de compression (idem pour la détente) peut alors être décomposée en une succession de plusieurs ondes élémentaires de petite amplitude (Figure 2).

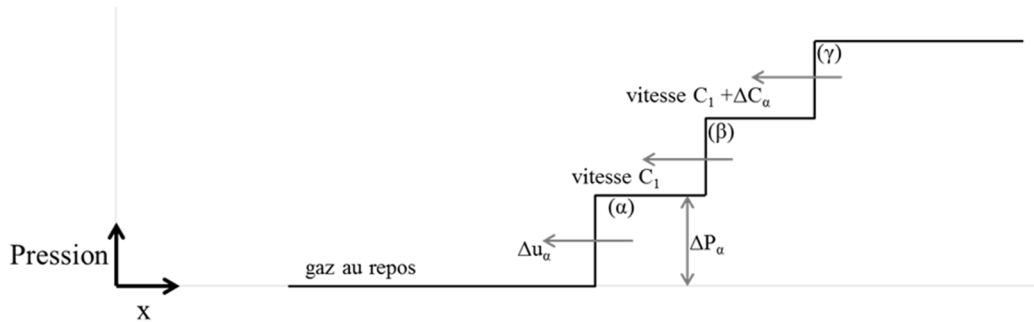


Figure 2 : Représentation d'ondes élémentaires d'une onde de compression [23]

De manière générale, cela revient à considérer :

- Une première onde élémentaire de variation de pression ΔP_α , se propageant à la vitesse du son C_1 dans un fluide au repos de masse volumique ρ_1 . La vitesse de cette onde élémentaire est alors définie par :

$$\Delta u_\alpha = \frac{\Delta P_\alpha}{\rho_1 \cdot C_1} \quad (\text{I - 5})$$

Avec : $\Delta P_\alpha > 0$ pour une onde de pression et $\Delta P_\alpha < 0$ pour une onde de dépression

En supposant des changements d'état adiabatiques, puisque le passage d'une onde de choc (détente) induit des modifications importantes dans un temps extrêmement court, une onde de compression échauffera le gaz. Cet échauffement se faisant progressivement à chaque passage d'une onde élémentaire. De manière analogue, le gaz se refroidit à chaque onde élémentaire de dépression.

- Vient ensuite la seconde onde de pression (β), qui a pour vitesse du son $C_1 + \Delta C_a$, où ΔC_a est à valeur positive dans le cas d'une compression et négative pour une détente. Et ainsi de suite avec toutes les ondes élémentaires ($\gamma, \delta, \epsilon, \dots$).

Ainsi, dans le cas d'une compression, chaque onde élémentaire est plus rapide que la précédente, se rapprochant in fine de la première. Ceci provoque la formation d'un front d'onde presque vertical. Lorsque le front résultant se déplace avec la vitesse $W_1 > C_1$, il s'agit de propagation d'une onde de choc (Figure 3, gauche).

Concernant le cas d'une détente, un raisonnement similaire permet d'expliquer que chaque onde élémentaire est plus rapide que celle qui la suit (Figure 3, droite). Ceci a pour conséquence d'étaler l'onde de dépression au cours de sa propagation [24].

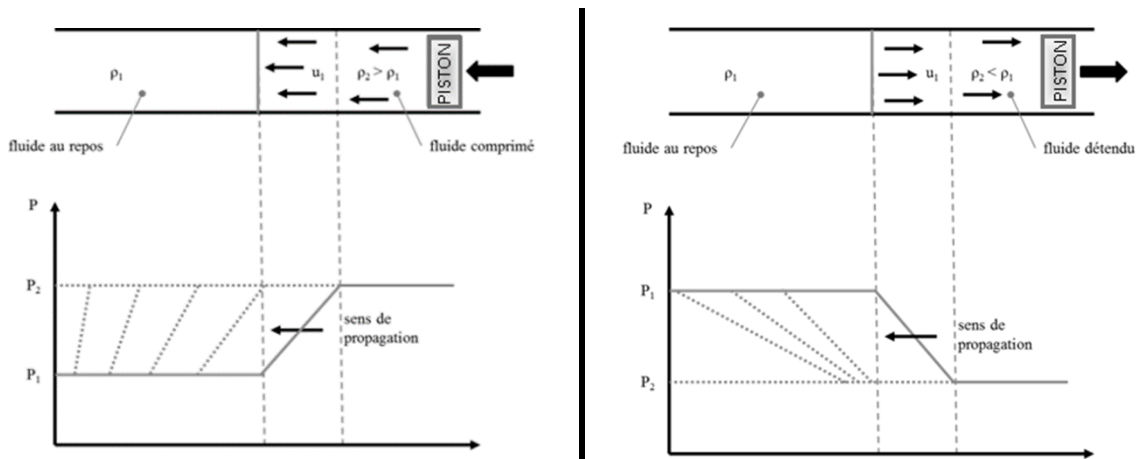


Figure 3 : Onde de compression (à gauche) et onde détente (à droite) dues à un mouvement du piston [23]

1.2.2.5. – Analogies électriques

Des études en relation avec des écoulements, et plus particulièrement de l'acoustique peuvent se faire grâce à des analogies acoustiques. Ceci est possible du fait d'analogies entre l'impédance dans les systèmes acoustiques avec les analyses de domaine fréquentiel lors de montages de transmission électrique (Tableau 1).

Tableau 1: Analogies électroacoustiques

Termes acoustiques			Correspondances en termes électriques		
Variable	Symbole	Unité	Variable	Symbole	Unité
Pression	p	N/m ²	Force électromotrice	e	V
Débit masse	Qm	kg/s	Courant	i	A
Impédance acoustique	Z	Pa.s/m	Impédance électrique	Z	Ω
Résistance	R	1/m.s	Résistance	R	Ω
Inertance	M	1/m	Inductance	L	H
Compliance	C	m.s ²	Capacité	C	F

Ces analogies sont appelées analogies directes, dans la mesure où des grandeurs acoustiques correspondent à des grandeurs électromotrices. De cette manière, des ensembles acoustiques complets tels que des filtres acoustiques peuvent être représentés sous forme de circuits électriques (Figure 4), où la pression acoustique équivaut au voltage, quand la vitesse acoustique de masses est associée au courant. En utilisant des notions de charge, d'impédance et de source, il est possible de construire tout système acoustique par son équivalent électrique [17].

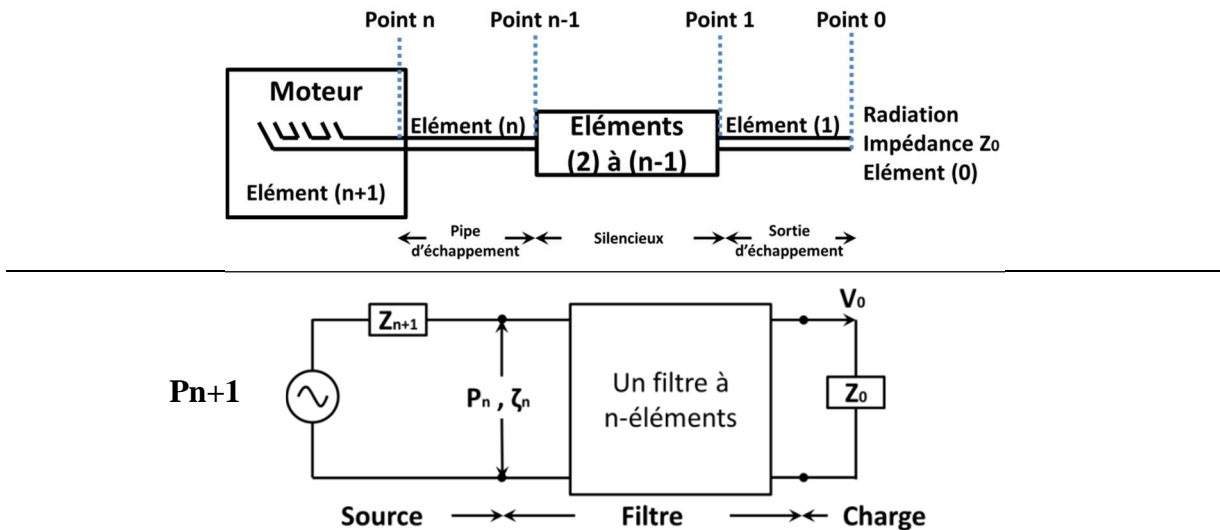


Figure 4: Schéma d'un système typique d'échappement moteur (en haut) Equivalent du système d'échappement en représentation électrique (en bas) [18]

Ce type de méthode convient dans le suivi et l'étude de paramètres de performance des silencieux (filtre acoustiques) tels que les pertes par insertion, les pertes par transmission et les différences de niveau (la réduction de bruit) [25].

- Les pertes par insertion (Insertion Losses : IL) sont définies comme la différence entre la puissance acoustique rayonnée sans aucun filtre et celle avec filtre [26, 27].
- Les pertes par transmission (Transmission Losses : TL) sont indépendantes de la source et présument un embout anéchoïque en aval. Elles sont définies comme la différence entre la puissance incidente dans le silencieux et celle transmise en aval à l'embout anéchoïque [28].
- Les différences de niveaux, sont des différences sur les niveaux de pression acoustique entre deux points arbitrairement choisis ; par exemple un dans la tubulure d'échappement et l'autre à la sortie d'échappement [29].

De ces trois techniques, la plus simple à mettre en œuvre est le dernier cas, n'utilisant que les informations fournies par les deux microphones [30, 31]. Pour cela, il suffit d'une source (haut-parleur ou générateur de pression) [32], de deux microphones implantés de part et d'autre de l'élément à caractériser, et des distances sources - microphones, et entre microphones [33]. Ensuite, grâce à l'emploi de matrices de transfert, il est possible de retrouver les valeurs d'impédances, pertes acoustiques, etc.

I.2.2.6. – Méthode par matrice de transfert

Cette méthode est étroitement liée aux analogies directes possibles entre les systèmes acoustiques et les systèmes électriques. Ainsi, des termes comme les ratios de vitesse, qui ne dépendent que de la composition du filtre, peuvent aussi être évalués par le biais de l'utilisation des matrices de transfert pour les différents constituants des éléments [29]. Les matrices de transfert, aussi communément appelées représentation à quatre pôles de paramètres ont été précédemment utilisées [34, 35].

En adoptant une pression acoustique 'p' et une vitesse 'v' comme deux variables d'état, la relation suivante peut être écrite afin de relier les variables d'état sur les deux côtés de l'élément considéré (noté 'r') dans un circuit équivalent.

$$\begin{bmatrix} P_r \\ V_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A: \text{matrice de transfert } 2x2 \\ \text{pour le r-ième élément} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{r-1} \\ V_{r-1} \end{bmatrix} \quad (\text{I - 6})$$

La matrice est de la forme $\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}$ et grâce à la relation précédente (I - 7), on obtient :

$$\begin{aligned} A_{11} &= \left. \frac{P_r}{P_{r-1}} \right|_{V_{r-1}=0} & A_{12} &= \left. \frac{P_r}{V_{r-1}} \right|_{P_{r-1}=0} \\ A_{21} &= \left. \frac{V_r}{P_{r-1}} \right|_{V_{r-1}=0} & A_{22} &= \left. \frac{V_r}{V_{r-1}} \right|_{P_{r-1}=0} \end{aligned} \quad (\text{I - 7})$$

Chacune de ces relations a une signification physique qui lui est propre. Par exemple, A_{11} est le rapport entre la pression amont et la pression en aval pour l'hypothèse d'une extrémité rigidement fermée en aval ; A_{12} est le rapport de la pression amont sur la vitesse à l'extrémité aval dans l'hypothèse que l'extrémité en aval soit totalement libre, sans contrainte.

A partir de cela, il est possible de retrouver les valeurs de pertes par insertion, par transmission ainsi que la réduction de bruit. La méthode de matrice de transfert est plus simple et plus rapide que la méthode acoustique théorique brute ; que ce soit par résolution manuelle mais également lors d'une résolution numérique sur ordinateur [18]. En effet, ayant moins de données et d'équations à traiter, les ressources informatiques nécessaires sont moins importantes comme l'ont montré Vijayasree *et al* [36]. Toutefois, d'autres méthodes numériques, notamment sur ordinateur, lui sont préférées.

I.2.3. – Méthode des caractéristiques

La méthode acoustique permet entre autre une analyse et une interprétation de la célérité locale du son $C = C(P,s)$ au sein du fluide, mais uniquement dans le cas d'écoulement linéarisé. Soit en d'autres termes, dans le cas de faibles écarts par rapport à une situation uniforme de repos.

Dans ce paragraphe, il est question d'un cas plus général où l'écoulement n'est plus une simple perturbation. Ceci amène à traiter des équations non linéaires. Les problèmes sont alors

résolus en exploitant la méthode des caractéristiques, avec ses domaines de dépendances et d'influences [37] (Figure 5).

Une des présentations possibles est celle faite par Benson [38], où le principe de la méthode des caractéristiques réside en une transformation des équations de la dynamique des gaz composées de dérivées partielles, en un système aux dérivées classiques. Le Tableau 2 suivant rappelle ces équations [37].

L'équation de compatibilité liée à la direction caractéristique C^0 est dite dégénérée lorsque l'écoulement peut être défini comme étant isentropique.

Tableau 2 : Equations à résoudre par la méthode des caractéristiques

Caractéristique	Equation de direction	Equation de compatibilité
C^0	$\left(\frac{dx}{dt}\right)_{C^0} = u$	$\frac{dP}{dt} - C_0^2 \frac{d\rho}{dt} = 0$
C^\pm	$\left(\frac{dx}{dt}\right)_{C^\pm} = u \pm C_0$	$\frac{dC_0}{du} = \pm \frac{\gamma - 1}{2}$

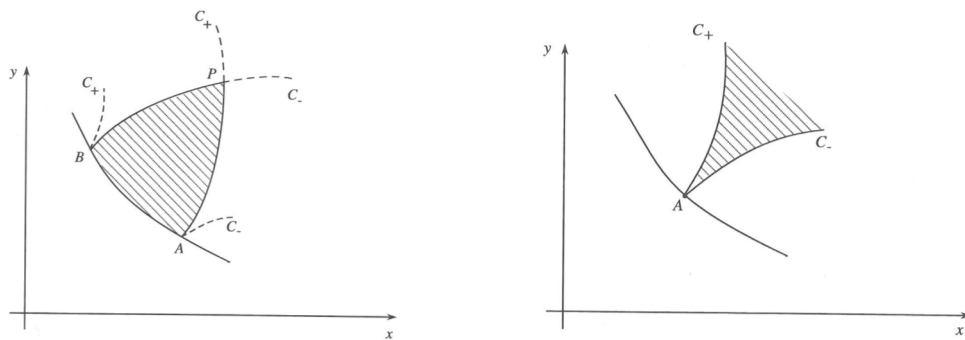


Figure 5 : Domaine de dépendance de l'arc AB (à gauche). Domaine d'influence du point A (à droite). [37]

Avec la méthode des caractéristiques, il apparaît comme réalisable de tenir compte d'éléments tels que les pertes de charges ou encore les variations de sections. Toutefois, il en résulte qu'ajouter des variables (variation de sections, thermique, pertes de charges, ...) devient très coûteux en temps de calcul. De plus, parce que cette méthode mêle résolutions graphiques et numériques (aussi bien pour les conditions limites que lors des calculs au sein du système), elle se trouve donc être une méthode assez fastidieuse à mettre en œuvre et constitue une source potentielle d'erreur relativement importante.

Enfin, un dernier inconvénient est que cette méthode oblige à avoir une connaissance en tout point et à chaque instant de l'état du système pour surveiller d'éventuelles apparitions d'onde de choc. L'apparition d'une onde de choc impliquerait un croisement des courbes caractéristiques (C^+ avec une C^+ et/ou C^- avec une C^-), ce qui romprait l'unicité de la solution. Il est alors nécessaire d'employer les équations de Rankine-Hugoniot (appelées aussi "équations de choc") en complément.

I.2.4. – Modélisations unidimensionnelles (1D)

Les simulations tridimensionnelles se trouvent être précises mais très longues en temps de calcul et nécessitent des moyens non-négligeables. Par le biais d'hypothèses intelligemment employées, il est possible de simplifier le processus de calcul, comme le démontre les différentes méthodes de simulation zéro-D. Cependant, l'aspect géométrique ainsi que les interactions entre fluide et parois y sont alors totalement perdus. Ces manques de précisions qui conduisent à plutôt utiliser une méthode 1D.

En effet, à la différence de l'approche multidimensionnelle, les simulations 1D se limitent à considérer le déplacement du fluide selon une direction, celle correspondant à l'écoulement [39]. Ainsi, les équations de Navier-Stokes se trouvent restreintes à trois équations unidimensionnelles. De plus, les contraintes de cisaillement ou celles entre les mailles liées à la viscosité peuvent également y être négligées. Ceci permet de diminuer significativement les temps de calcul.

Toutefois, même si ces modélisations sont très répandues et fréquemment utilisées dans l'ingénierie automobile, il n'en est pas moins qu'elles souffrent de défauts non négligeables. En effet, en perdant la précision de construction inhérente au caractère multidimensionnel de la CFD, la modélisation 1D se trouve limitée pour des éléments aux caractéristiques fortement tridimensionnelles [38] comme des silencieux d'échappement, des écoulements au travers de soupapes et de papillon des gaz, etc. Ainsi des hypothèses et des coefficients de pertes de charges doivent être mis en place. Des couplages avec d'autres codes, notamment avec des simulations CFD, sont possibles afin de prendre en compte tous les phénomènes mis en jeux.

I.2.4.1. – Mise en équation

Les performances et prestations des MCI sont les motivations majeures du développement constant des moteurs, avec de nos jours une forte volonté de diminuer les consommations de carburant ainsi que les émissions polluantes. Dans le cas des moteurs à allumage commandé atmosphériques, leur fonctionnement dépend essentiellement du remplissage du cylindre en air. Le mouvement du piston combiné aux cycles d'ouverture et de fermeture des soupapes produisent des ondes de pression qui se déplacent au sein des différents éléments constituant les lignes d'admission et d'échappement, ajoutant ainsi au caractère déjà compressible de l'écoulement des gaz une notion d'instationnarité. Ceci a pour conséquence d'affecter significativement le remplissage cylindre en produisant soit une suralimentation naturelle, soit des pertes d'alimentation en air [40]. Afin de pouvoir étudier ce type d'écoulements, il convient de débiter par des définitions de notations et d'hypothèses dans le but de décrire avec précision les phénomènes de propagation d'onde.

Dans les conduits à l'admission comme à l'échappement, les écoulements sont multidimensionnels. Toutefois, pour des raisons de simplicité, il est fréquent que l'écoulement soit considéré comme quasi-unidimensionnel [18, 19]. Les équations permettant de modéliser ce phénomène sont obtenues à partir de la formulation intégrale Eulérienne locale [41] :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{Vol_{cont}} \rho. dVol_{cont} + \int_{\Sigma_{cont}} \rho. (\vec{u}. \vec{n}). d\Sigma_{cont} = 0 \quad (I - 8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{Vol_{cont}} \rho. \vec{u}. dVol_{cont} + \int_{\Sigma_{cont}} \rho. \vec{u}. (\vec{u}. \vec{n}). d\Sigma_{cont} + \int_{Vol_{cont}} p. \vec{n}. d\Sigma_{cont} \\ - \int_{Vol_{cont}} \rho. \vec{F} \vec{f}. dVol_{cont} = \int_{\Sigma_{cont}} \bar{\tau}. \vec{n}. d\Sigma_{cont} \end{aligned} \quad (I - 9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{Vol_{cont}} \rho. E. dVol_{cont} + \int_{\Sigma_{cont}} \rho. E. (\vec{u}. \vec{n}). d\Sigma_{cont} + \int_{\Sigma_{cont}} (p. \vec{n}). \vec{u}. d\Sigma_{cont} \\ - \int_{Vol_{cont}} \rho. \vec{F} \vec{f}. \vec{u}. dVol_{cont} = \int_{\Sigma_{cont}} (\bar{\tau}. \vec{n}). \vec{u}. d\Sigma_{cont} + Pq \end{aligned} \quad (I - 10)$$

De par la conception d'un Moteur à Combustion Interne, l'écoulement peut être considéré comme essentiellement unidimensionnel. En effet, les tubulures ne varient que très légèrement et de façon continue sur leur axe longitudinal, ce qui permet de prendre en compte seulement la composante axiale de la vitesse. Les différentes variables représentatives de l'écoulement et de l'état thermodynamique du fluide n'évoluent elles aussi que suivant la variable d'espace longitudinale [42].

Ces variables étant en réalité tridimensionnelles, il est important lors de la modélisation, de considérer les valeurs moyennes définies par les relations suivantes :

$$\bar{u} = \frac{1}{Se_{tube}} \int_{Se_{tube}} u. dSe_{tube} \quad (I - 11)$$

$$\bar{p} = \frac{1}{Se_{tube}} \int_{Se_{tube}} p. dSe_{tube} \quad (I - 12)$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{Se_{tube}} \int_{Se_{tube}} \rho. dSe_{tube} \quad (I - 13)$$

Et.

Dans les pages suivantes de ce document, et par souci d'alléger l'écriture, il est implicite que les valeurs représentées sont des valeurs moyennes quand bien même la notation exacte n'est pas utilisée. Ce travail étant basé sur le cas de MCI, le fluide utilisé peut donc être de l'air, des gaz brûlés, un mélange air-carburant ou encore un mélange des trois. Toujours est-il que le fluide est donc considéré comme visqueux, soit en d'autres termes que des tensions de cisaillement dans l'écoulement ainsi que des frottements entre l'écoulement et les parois du tube sont à prendre en considération. De plus, des échanges de chaleur peuvent intervenir (à la paroi, ou réactions chimiques internes à l'écoulement). En prenant également en considération le caractère instationnaire de l'écoulement au travers de l'admission et de l'échappement, il en

résulte que le problème revient à résoudre quatre fonctions de deux variables indépendantes (l'espace et le temps). Quatre équations sont donc nécessaires pour fermer le système et par la même calculer la pression, la masse volumique, la température et la vitesse du fluide à tout instant et en tout point des conduits.

Avec les trois équations de la dynamique de gaz (équations aux dérivées partielles du premier ordre par rapport aux deux variables indépendantes) et l'équation d'état du fluide, ce système d'équations est fermé. En définissant de plus les conditions aux limites ainsi que les conditions initiales en chaque point, il est alors possible de calculer et de prévoir à tout instant le comportement du fluide.

En mécanique des fluides, la première équation est appelée *équation de continuité*. Elle décrit le principe de conservation de la masse par la relation suivante [43]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} = - \frac{\rho \cdot u}{Se_{tube}} \cdot \frac{dSe_{tube}}{dx} \quad (I - 14)$$

La prochaine équation est celle du *bilan de quantité de mouvement*. Concernant le travail qui suivra l'écoulement peut être considéré comme 1D, cette équation prend donc la forme :

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2 + P)}{\partial x} + \frac{\rho \cdot u^2}{Se_{tube}} \cdot \frac{dSe_{tube}}{dx} + \rho \cdot G = 0 \quad (I - 15)$$

Avec :

$$G = 2 \cdot u^2 \cdot \frac{f_{frottement}}{D_{tube}} \cdot \frac{u}{|u|} \frac{\partial}{\partial t} \int_{Vol_{cont}} \rho \cdot dVol_{cont} + \int_{\Sigma_{cont}} \rho \cdot (\vec{u} \cdot \vec{n}) \cdot d\Sigma_{cont} = 0 \quad (I - 16)$$

G est le terme des forces de frottements aux parois. Il assure la prise en compte de la contrainte de cisaillement du fait que le fluide soit visqueux. Le signe de la vitesse de l'écoulement garantit qu'à tout moment, cette force s'oppose au déplacement du fluide.

La troisième et dernière équation de la dynamique des gaz fait référence à un *bilan d'énergie*. Elle est de la forme suivante (I - 17), lorsque le fluide est considéré comme visqueux (condition de non glissement aux parois) [44]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \cdot \frac{u^2}{2} + P \frac{1}{\gamma - 1} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(u \cdot \left(\rho \cdot \frac{u^2}{2} + P \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \right) \\ + \left(\rho \cdot \frac{u^2}{2} + P \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot \frac{u}{Se_{tube}} \cdot \frac{dSe_{tube}}{dx} = \rho \cdot qe \end{aligned} \quad (I - 17)$$

L'équation des gaz parfaits (I - 18) est l'équation d'état qui est employée dans la littérature lors d'étude d'écoulement à l'intérieur de tubulures de MCI. La chaleur spécifique (Cp) étant considérée comme fixe et ce, indépendamment de la pression et de la température.

$$P/\rho = r \cdot T \quad (I - 18)$$

Une forme simplifiée des équations de la dynamique des gaz est possible grâce à une écriture vectorielle, telle que : [19]

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} = S \quad (\text{I - 19})$$

Où :

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ P \frac{1}{\gamma - 1} + \frac{\rho \cdot u^2}{2} \end{bmatrix} \quad (\text{I - 20})$$

$$F(W) = \begin{bmatrix} \rho \cdot u \\ P + \rho \cdot u^2 \\ u \cdot \left(P \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} + \frac{\rho \cdot u^2}{2} \right) \end{bmatrix} \quad (\text{I - 21})$$

$$S = \begin{bmatrix} -\frac{\rho \cdot u}{Se_{tubulure}} \cdot \frac{dSe_{tube}}{dx} \\ -\frac{\rho \cdot u^2}{Se_{tube}} \cdot \frac{dSe_{tube}}{dx} - \rho \cdot G \\ -\left(\rho \cdot \frac{u^2}{2} + P \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot \frac{u}{Se_{tube}} \cdot \frac{dSe_{tube}}{dx} + \rho \cdot (qe - G \cdot u) \end{bmatrix} \quad (\text{I - 22})$$

Pouvoir obtenir une écriture quasi-unidimensionnelle à partir de l'équation d'Euler sous forme multidimensionnelle, implique de devoir négliger certains phénomènes de dissipation d'énergie. Ainsi, Bulaty *et al* [45] ont travaillé sur la simplification des termes de viscosité interne du fluide et de la conduction dans le fluide afin d'en vérifier les conséquences éventuelles. Pour ce faire, ils ont développé le terme source (S) dans le cas d'un écoulement 1D à l'intérieur d'une conduite à section constante. Le vecteur S obtenu est alors :

$$S = \begin{bmatrix} 0 \\ -\rho \cdot G + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{4}{3} \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ \rho \cdot qe + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{4}{3} \cdot \mu \cdot u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_f \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) \end{bmatrix} \quad (\text{I - 23})$$

Il est mis en lumière que la conduction et la viscosité interne du fluide étaient des facteurs négligeables ; contrairement aux échanges de chaleur avec l'extérieur et les frottements pariétaux qui prédominent lors de calculs de dissipation d'énergie.

I.3.2.1. – Caractéristique des gaz

- Viscosité dynamique

Modéliser des écoulements avec le plus de précision possible nécessite de savoir les définir parfaitement et de connaître l'ensemble de leurs caractéristiques. La littérature montre que de nombreux auteurs se sont essayés à décrire le comportement de la viscosité dynamique de fluide. Chalet [41], lors de ses travaux, a mené une étude comparative confrontant les modèles de différents auteurs tels que Liepman *et al* [46], Bernheim [47] et Idel'Cik [48], avec des résultats expérimentaux. Il en résulte que le modèle préconisé par Winterbone *et al* [19], utilisant la loi de Sutherland à 2 coefficients (I - 24), semble être le plus pertinent tant par les résultats obtenus que par son apparente simplicité.

$$\mu = \frac{C_1 \cdot T^{\frac{3}{2}}}{T + C_2} \quad (\text{I - 24})$$

Avec : $C_1 = 1,458 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1/2}$ et $C_2 = 110,4 \text{ K}$

Winterbone *et al* [19] indiquent également que cette relation de viscosité dynamique de l'air est applicable aussi bien à l'admission qu'à l'échappement des Moteurs à Combustion Interne, dans le cadre de résolutions d'équations de dynamique des gaz. En effet, l'écoulement à l'admission comme à l'échappement se trouve être composé très majoritairement d'azote (plus de 70% d'azote).

- Transfert thermique

Lors du fonctionnement d'un MCI, il apparaît comme crucial de prendre en compte les transferts thermiques. En effet, les températures élevées des gaz d'échappement par exemple, font que les transferts thermiques avec le milieu extérieur ne peuvent être négligés. De même, Bauer *et al* [49] ont relevé le fait qu'à l'admission, le caractère pulsé des gaz peut avoir une influence sur le transfert de flux de chaleur. Quant à Heywood [40], il décrit au travers de son chapitre sur les transferts thermiques comment en fonction de leur type (conduction, convection, radiation) et de leur localisation (tubulure d'admission, soupape d'admission / échappement, cylindre, ...) ils peuvent avoir un impact sur le flux et au final, sur la prestation du moteur ; rendant ainsi les transferts thermiques non négligeables à l'admission comme à l'échappement lors de modélisations d'écoulements.

D'après la littérature, il est également coutume de considérer que les échanges thermiques 'qe' lors d'écoulement stationnaire et instationnaire sont similaires. Ce qui dans le cas de conduits cylindriques donne :

$$q_e = \frac{4 \cdot h t_{tube}}{\rho \cdot D_{tube}} \cdot (T - T_{paroi_{tube}}) \quad (\text{I - 25})$$

Avec :

$$ht_{tube} = \rho \cdot u \cdot f_{frott} \cdot \frac{\gamma \cdot r}{2 \cdot (\gamma - 1)} \quad (I - 26)$$

Trojette [50] a réalisé une analyse dimensionnelle montrant que le coefficient d'échange 'ht' (I - 26) est une fonction des nombres de Nusselt (I - 27) et de Prandtl (I - 28).

$$Nu = \frac{ht_{tube} \cdot D_{tube}}{\lambda f} \quad (I - 27)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot \gamma \cdot r}{\lambda f \cdot (\gamma - 1)} \quad (I - 28)$$

Ayant les expressions des nombres de Nu et Pr, il reste donc à pouvoir déterminer leur valeur respective. Dans cette optique, différents modèles reliant Re, Nu et Pr ont été construits (Tableau 3) afin de pouvoir décrire au mieux les échanges thermiques.

Tableau 3 : Différentes formulations de Nu pour la détermination du coefficient 'ht'

Auteurs	Equations
Woods <i>et al</i> [51]	$Nu = 0,0545 \cdot \frac{\mu \cdot \gamma}{D_{tube} \cdot (\gamma - 1)} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$
Caton <i>et al</i> [52]	$Nu = 0,258 \cdot Re^{0,8}$
Incropera <i>et al</i> [53]	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$
Meisner <i>et al</i> [54]	$Nu = 0,0774 \cdot Re^{0,769}$
Douglas <i>et al</i> [55]	$Nu = 0,02 \cdot Re^{0,8}$
Douglas <i>et al</i> [55]	$Nu = 0,0675 \cdot Re^{0,7}$

Durant une utilisation normale d'un moteur, le nombre de Prandtl garde une valeur relativement constante autour de 0,7. Combiné aux définitions du nombre de Nusselt décrites précédemment, il est possible de constater que les modélisations demeurent semblables les unes par rapport aux autres. Il sera tout de même précisé que le modèle de Caton *et al* [52] a été construit à l'origine spécifiquement dans le but de caractériser des transferts thermiques à la soupape d'échappement.

Comme le mentionne Chalet [41] lors d'une synthèse de différents modèles traitant des transferts et échanges thermiques, il en ressort que ces phénomènes n'auraient malgré tout qu'une influence assez réduite pour des études de propagation d'onde de pression au sein de boucles d'air de Moteurs à Combustion Interne.

- Coefficient de frottement pariétal

Le coefficient de frottement aux parois est défini comme le rapport de la contrainte tangentielle de frottement à la paroi sur la pression dynamique du fluide. Ceci conduit à l'expression générale :

$$f_{frott} = \frac{\tau_w}{1/2 \cdot \rho \cdot u_{\infty}^2} \quad (\text{I - 29})$$

La littérature fournit différentes formulations de ce coefficient de frottement en fonction de la nature de l'écoulement [50, 56] : écoulement laminaire / turbulent, nombre de Reynolds faible ($Re < 2000$), moyen ($2000 < Re < 5000$) ou élevé ($5000 < Re$), ... Dans le cas d'un Moteur à Combustion Interne, les écoulements sont généralement turbulents et les différences entre les formulations proviennent essentiellement des valeurs de Reynolds considérées. Enfin, les différentes formulations de coefficients de frottements pariétaux sont construites pour des écoulements stationnaires. Reste donc à tenir compte de leur évolution lors d'écoulements instationnaires.

I.3. – Méthodes numériques

Ce paragraphe présente les principaux critères, modèles et schémas de résolutions fréquemment rencontrés et utilisés lors de résolutions par méthodes numériques.

I.3.1. – Critère de stabilité

L'utilisation soutenue de l'informatique a permis la mise au point de schémas de résolution numérique pour l'étude de système d'équations. Mais pour cela, il faut impérativement pouvoir évaluer si ces schémas modélisent bien le système réel. Ainsi, dans le cas des équations linéaires, on définit les notions d'erreur (de troncature), de consistance, de convergence et de stabilité. Cependant, s'il est possible d'étendre les définitions d'erreur et de consistance à un système non linéaire, ce n'est pas le cas pour la stabilité [41].

Le critère de stabilité de Courant-Friedrichs-Lewy (critère CFL) [57] est une relation entre échantillonnage spatial et temporel, dont le but est d'assurer la stabilité des calculs. C'est-à-dire, assurer que les erreurs introduites par la discrétisation ne sont pas amplifiées de façon infinie. Pour cela, une taille de maille notée Δx est choisie de manière à obtenir un bon compromis entre précision de la description du phénomène et temps de calcul. Généralement, la taille de maille maximale est définie à partir de la taille du plus petit élément du système à étudier. Le pas de temps Δt , est directement soumis au critère CFL préalablement défini afin d'assurer la stabilité de calcul. La règle étant que la perturbation (ou l'onde) ne peut se déplacer à plus d'une longueur de maille pour chaque incrémentation temporelle. Ce qui se traduit par :

$$\Delta t = CFL \frac{\Delta x}{c_{max}^n} \quad (I - 30)$$

Le critère CFL correspond à une valeur comprise entre 0 et 1. Quant à c_{max}^n , il s'agit de la vitesse la plus importante de l'onde dans tout le domaine au temps $t = n$. La valeur CFL recherchée doit être au plus proche de 1, afin que le calcul soit le plus efficace possible. Généralement, CFL est pris égal à 0,9 [19]

I.3.2. – Schémas aux différences finies

I.3.2.1. – Méthode de Lax-Wendroff

Les simulations dans lesquelles le transport des espèces n'est pas un phénomène important, se font moyennant le schéma de calcul de Lax-Wendroff pour son faible temps de calcul. La méthode de Lax et Wendroff part des équations qui définissent le problème d'Euler écrite dans la forme matricielle et résolve le système selon une méthode centrée, basée sur l'application d'un développement en série de Taylor. Richtmyer *et al* [58] proposent une amélioration de ce schéma en le résolvant selon une méthode à deux pas.

La méthode de Lax-Wendroff [59, 60] à deux pas est appliquée de la manière indiquée dans la Figure 6. À partir d'un maillé spatio-temporel, où à la position $\{j\Delta x; n\Delta t\}$ est assigné le point $\{j, n\}$, la valeur de W dans le point $\{j, n + 1\}$ est calculée sur la base de la valeur W, F et

de C dans les points $\{j - 1, n\}$, $\{j, n\}$ et $\{j + 1, n\}$. Pour cela sont calculés dans un premier pas les points auxiliaires. $\{j-1/2, n+1/2\}$ et $\{j+1/2, n+1/2\}$:

$$\begin{aligned} W_{j-1/2}^{n+1/2} &= \frac{1}{2}(W_j^n + W_{j-1}^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(F_j^n - F_{j-1}^n) + \frac{\Delta t}{4}(C_j^n + C_{j-1}^n) \\ W_{j+1/2}^{n+1/2} &= \frac{1}{2}(W_{j+1}^n + W_j^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(F_{j+1}^n - F_j^n) + \frac{\Delta t}{4}(C_{j+1}^n + C_j^n) \end{aligned} \quad (\text{I - 31})$$

et dans le second pas, est obtenue la valeur de W en $\{j, n+1\}$:

$$W_j^{n+1} = W_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x}(F_{j+1/2}^{n+1/2} - F_{j-1/2}^{n+1/2}) + \frac{\Delta t}{2}(C_{j+1/2}^{n+1/2} + C_{j-1/2}^{n+1/2}) \quad (\text{I - 32})$$

Où W_i^{n+1} est la valeur de W à l'instant $[(n+1)\Delta t]$ et dans la position du conduit $i\Delta x$. La stabilité de la solution reste déterminée pour la condition suivante :

$$\max(|c| + a) \frac{\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (\text{I - 33})$$

Avec c la vitesse du gaz et a la vitesse du son

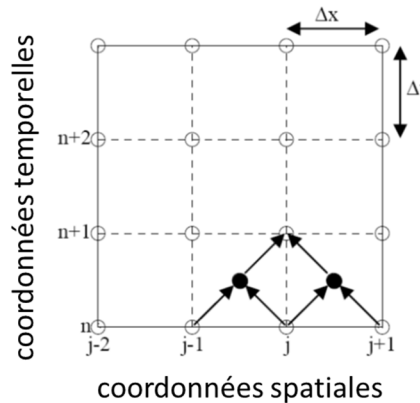


Figure 6 : Schéma de la méthode de Lax – Wendroff à deux pas

1.3.2.2. – Différences centrées

Pour favoriser l'approximation des flux (ϕ_c), il est nécessaire d'approximer ϕ_c par des valeurs variables aux centres des volumes de contrôle. Différentes techniques sont employées tout en restant globalement analogues. Ici, seules les deux qui ont été employées seront développées.

Pour le schéma de différence centré, ϕ_e est approximé par une interpolation linéaire avec les nœuds voisins P et E.

$$\phi_e \approx \gamma_e \phi_e + (1 - \gamma_e) \phi_P \quad (\text{I - 34})$$

Avec le facteur d'interpolation γ_e défini par :

$$\gamma_e = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} \quad (\text{I - 35})$$

L'approximation (I - 34) a une erreur d'interpolation qui est du 2nd ordre. On le met en évidence avec un développement en série de Taylor du terme ϕ autour du point X_P :

$$\phi(x) = \phi_P + (x - x_P) \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P + \frac{(x - x_P)^2}{2} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P + TH \quad (\text{I - 36})$$

avec TH le terme d'ordre élevé. En évaluant ceci en x_e et x_E et en en prenant la différence, on arrive à la relation :

$$\phi_e = \gamma_e \phi_E + (1 - \gamma_e) \phi_P - \frac{(x_e - x_P)(x_E - x_e)}{2} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P + TH \quad (\text{I - 37})$$

Ceci montre ainsi que le terme d'erreur prédominant dépend du carré de l'espacement du quadrillage. En impliquant des points supplémentaires dans le maillage, des schémas de différences centrées à des ordres plus élevés peuvent être définis. Par exemple, une approximation d'ordre 4 pour des mailles équidistantes est donnée par :

$$\phi_e = \frac{1}{48} (-3 \phi_{EE} + 27 \phi_E + 27 \phi_P - 3 \phi_W) \quad (\text{I - 38})$$

Où EE fait référence au voisin "Est" du point en E. On notera, qu'une application de cette formule n'a de sens que si elle est employée conjointement avec une formule (d'intégration) d'ordre 4 comme une loi de Simpson par exemple.

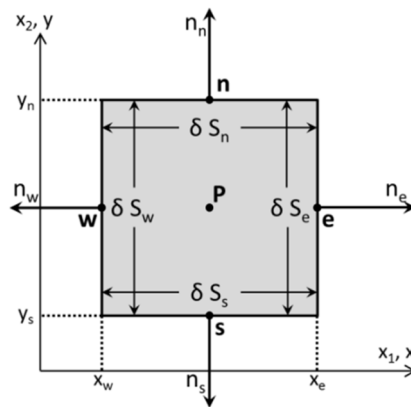


Figure 7 : Volume de contrôle Cartésien avec annotations

Lorsqu'on utilise des approximations par différences centrées, des oscillations non-physiques peuvent survenir dans les solutions numériques. Pour cela, il est fréquemment utilisé les approximations dites "upwind" qui sont peu, voire non affectées par ce problème.

La principale idée de ces méthodes est de réaliser une interpolation dépendante de la direction du vecteur vitesse. Ce faisant, on exploite la propriété de transport des phénomènes de convection, ce qui signifie que le transport convectif du flux (ϕ) a lieu seulement en aval.

I.3.2.3. – UPWIND

La méthode ‘upwind’ la plus simple pour ϕ , est de l’approximer par une fonction échelon. ϕ_e est déterminé en fonction de la direction du flux de Masse :

$$\begin{aligned} \phi_e &= \phi_P \text{ si } \dot{m}_e > 0 \\ \phi_e &= \phi_E \text{ si } \dot{m}_e < 0 \end{aligned} \quad (\text{I - 39})$$

La méthode est appelée schéma aux différences amont (upwind difference scheme). Une propagation en série de Taylor de ϕ autour du pont x_p , évaluée au point x_e , donne :

$$\phi_e = \phi_P + (x_e - x_p) \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P + \frac{(x_e - x_p)^2}{2} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P + TH \quad (\text{I - 40})$$

Ceci montre que la méthode upwind (indépendamment du maillage) a une erreur d’interpolation d’ordre 1. Le terme prédominant d’erreur dans l’approximation résultante du flux convectif devient :

$$\dot{m}_e (x_e - x_p) \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P \quad (\text{I - 41})$$

L’erreur causée par ceci est ce que l’on appelle la diffusion artificielle ou numérique, puisque le terme d’erreur peut être interprété comme un flux de diffusion. Le coefficient α_{num} est une mesure de la quantité de la diffusion numérique. Si la direction du transport est presque perpendiculaire à la face du volume de contrôle, le rapprochement des flux de convection résultant de la méthode ‘upwind difference scheme’ est bien comparable.

I.2.4.4. – Modèle de turbulence utilisé : k-ε

Le modèle k - ϵ repose sur les équations de Navier-Stokes moyennées obtenues en introduisant une décomposition des composantes spatiales de la vitesse instantanée u_i en sa fluctuation u_i' et sa moyenne temporelle $\langle u_i \rangle$.

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} &= 0 \end{aligned} \right. \quad (\text{I - 42})$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \frac{\partial \langle u_i' u_j' \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j u_i \rangle}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle P \rangle}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 \langle u_i \rangle}{\partial x_j \partial x_j} \right) \end{aligned} \right. \quad (\text{I - 43})$$

Où $\langle u_j' u_i' \rangle = \tau_{ij}$ est le tenseur de contraintes de Reynolds

Pour pouvoir fermer les équations, l'hypothèse de Boussinesq est employée en ayant recours au concept de viscosité turbulente. Il faut alors supposer que le tenseur de contraintes de Reynolds ait la même forme qu'un tenseur de contraintes visqueuses, faisant que l'écoulement turbulent se comporte comme un fluide de viscosité ν_t .

$\langle u_j' u_i' \rangle$ s'écrit alors :

$$\langle u_i' u_j' \rangle = -\nu_t \left(\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \cdot \delta_{ij} \quad (\text{I - 44})$$

Avec k l'énergie cinétique turbulente instantanée :

$$k = \frac{1}{2} \langle u_i' \rangle^2 \quad (\text{I - 45})$$

Les équations moyennées de Navier-Stokes deviennent donc :

$$\begin{cases} \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} = 0 & (\text{I - 46}) \\ \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \frac{\partial \langle u_i' u_j' \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j u_i \rangle}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle P \rangle}{\partial x_i} + (\nu + \nu_t) \left(\frac{\partial^2 \langle u_i \rangle}{\partial x_j \partial x_j} \right) & (\text{I - 47}) \end{cases}$$

Avec $\nu_t = C_\mu (k^2 / \varepsilon)$

Le taux de dissipation de turbulence, $\varepsilon = \nu \frac{\langle \partial u_i' \partial u_i' \rangle}{\partial x_j \partial x_j}$

L'énergie cinétique turbulente instantanée k et le taux de dissipation de la turbulence ε sont déterminés grâce aux équations de transport [61].

Tableau 4 : Avantages et inconvénients du modèle k-ε

Avantages	Inconvénients
Modèle simple de turbulence qui ne requiert que les conditions initiales et/ou limites	Plus coûteux à mettre en œuvre que certains autres modèle (ex : 'mixing length model')
Performant dans la plupart des problématiques industrielles comprenant des fluides	Mauvaise performance dans certains cas importants tels que: <ul style="list-style-type: none"> • flux non confinés • flux avec de grandes tensions supplémentaires • flux rotatifs • flux entièrement développés dans les conduits non circulaires
Le modèle de turbulence plus largement validé	

I.4. – Modélisation des singularités géométriques

La connaissance et l'élaboration des conditions aux limites des géométries (parois, extrémités ouvertes / fermées, soupapes,...) sont nécessaires quelques soient les méthodes de résolutions utilisées. Les singularités les plus communément rencontrées et de fait, les plus souvent traitées au travers de la littérature sont les extrémités fermées / ouvertes, les variations de sections, les coudes et les jonctions car elles sont susceptibles de perturber l'écoulement. Traitées souvent dans le cas d'écoulement stationnaire, il est toutefois possible de trouver des études récentes [41, 5] qui incluent un caractère instationnaire.

I.4.1. – Extrémités fermées

Le point fondamental d'une extrémité fermée est qu'il n'y a pas de fluide transmis. Ceci fait qu'en bout de conduit, à la paroi, la vitesse est nulle. L'onde qui est réfléchiée par la paroi est alors identique à l'onde incidente (même amplitude de pression, ...), seul le sens de propagation se trouve être inversé [19].

Ce principe de fonctionnement semble être celui adopté par la quasi-totalité des auteurs lors d'études avec des extrémités fermées à parois dites rigides.

I.4.2. – Extrémités ouvertes

Le cas d'extrémités ouvertes est essentiel, car très couramment rencontré dans un moteur : silencieux d'échappement, collecteurs de moteur, boîtier filtre à air, entrée de ligne d'admission, ... [38]. Même si certains aspects ne seront repris qu'ultérieurement, comme par exemple le cas du changement de sections.

Etudier une extrémité ouverte requiert de connaître quelques données et principes, comme savoir le sens de déplacement de l'écoulement. Cette simple donnée impacte directement le système d'équations mis en jeu : un écoulement sortant du tube étant différent de celui entrant (Figure 8 et Figure 9).

La caractéristique principale de ce type de singularité est que la pression à l'extrémité ouverte est la même que celle à l'extérieur du conduit. Dans la configuration d'une onde se propageant dans un conduit à section constante et arrivant au bout de ce dit tube, l'extrémité ouverte sur l'extérieur a pour effet majeur d'inverser l'onde incidente ; faisant qu'une onde de compression sera réfléchiée en une onde de dépression (et vice-versa). Dans le cas où l'onde incidente est une onde de compression, il en résulte également une baisse du niveau d'énergie et d'amplitude de l'onde après réflexion [62].

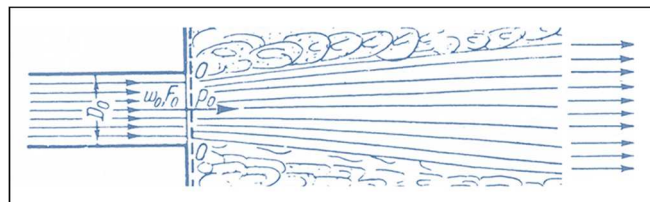


Figure 8 : Représentation de fluide sortant d'un tube [48]

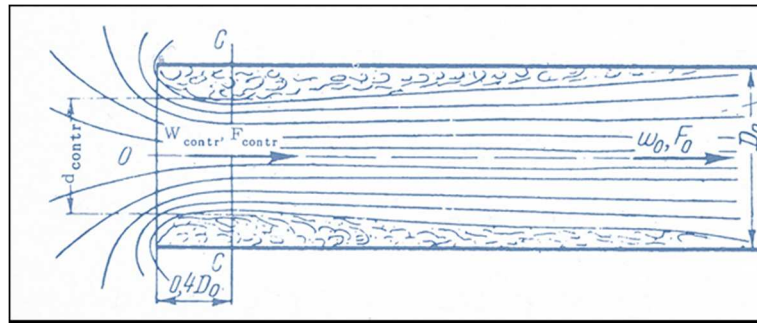


Figure 9 : Représentation de fluide entrant dans un tube [48]

Le tableau ci-dessous se base sur les travaux de Kirkpatrick [63, 64] et de Blair [65] et rappelle les systèmes nécessaires aux calculs pour ce type de singularité. Il sera noté que lors d'un flux sortant, les filets fluides sont parallèles entre eux et perpendiculaires à la surface de sortie, ce qui permet de considérer un écoulement isentropique de l'intérieur vers l'extérieur, tout comme la pression statique au sein du jet est égale à la pression à l'extérieur du tube. Dans le cas d'une entrée d'air dans la tubulure, l'écoulement est défini comme isentropique entre l'extérieur et l'entrée du tube. Il est d'usage [41] de résoudre le bilan d'énergie et de masse à chaque pas de temps.

Tableau 5 : Systèmes d'équations pour la singularité: extrémité ouverte

Flux entrant	Flux sortant
$\rho_2 \cdot u_2 = Cd \cdot \rho_1 \cdot u_1$	$\rho_2 \cdot u_2 = Cd \cdot \rho_1 \cdot u_1$
$C_{0_2}^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u_2 = C_{0_{ext}}^2$	$P_{ext} = P_2$
$\frac{P_2}{\rho_2^\gamma} = \frac{P_{ext}}{\rho_{ext}^\gamma}$	$\frac{P_2}{\rho_2^\gamma} = \frac{P_1}{\rho_1^\gamma}$
$Cd = -23.543 + 60.686 \left(\frac{P_{ext}}{P_2}\right) - 51.040 \left(\frac{P_{ext}}{P_2}\right)^2 + 14.387 \left(\frac{P_{ext}}{P_2}\right)^3$	$Cd = 0.95$

I.4.3. – Variations de sections

La connaissance des changements brusques de section dans les conduits est fondamentale. Il est clairement identifié [66, 67] que ces variations de sections (expansions comme contractions) impliquent des perturbations de pressions [68, 69]. Une onde se propageant le long d'une tubulure avec un changement brutal de section induit des réflexions significatives, et des ondes transmises à énergie réduite. Ce qui, combiné aux mécanismes de cavités résonantes expliquent comment les silencieux permettent de réduire le bruit à l'échappement sur les véhicules [70].

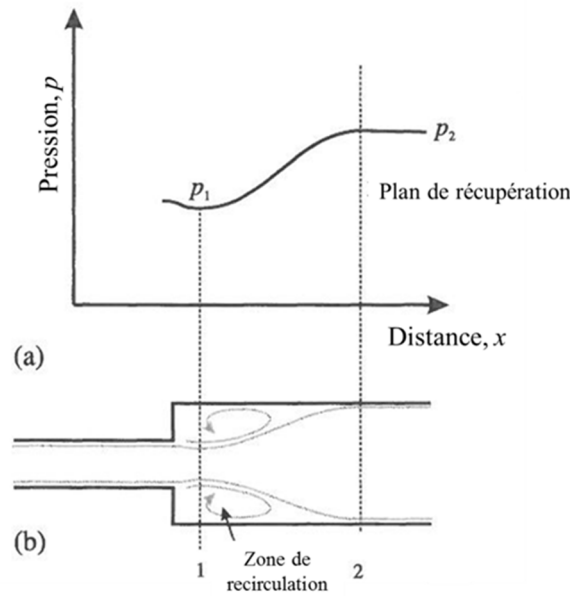


Figure 10 : Exemple de variation de section, cas d'un gaz traversant un élargissement brusque:
a) variation de pression le long du conduit b) schémas de l'élargissement [19]

Les variations de sections des parties tubulaires sont intégrées aux équations de la dynamique des gaz, relatant les phénomènes de propagation d'ondes [71]. Il est connu que des zones de recirculation et de décollement du fluide apparaissent lors de changement de sections [72]. Il est coutume de considérer qu'il s'agit de deux tubes de diamètres différents mis bout à bout (Figure 10 b).

Lors des simulations, afin de prendre en compte les perturbations induites par ce type de singularité, les équations bilans de masse, d'énergie et de quantité de mouvement sont utilisées pour chaque pas de temps. Ainsi, le système d'équation obtenu est le suivant :

Écoulement défini de 1 vers 2 :

$$\rho_1 \cdot u_1 \cdot Se_{tube_1} = \rho_2 \cdot u_2 \cdot Se_{tube_2} \quad (I - 48)$$

$$Se_{tube_2}(P_1 - P_2) = \rho_2 \cdot u_2^2 \cdot Se_{tube_2} - \rho_1 \cdot u_1^2 \cdot Se_{tube_1} \quad \text{élargissement} \quad (I - 49)$$

$$Se_{tube_1}(P_1 - P_2) = \rho_2 \cdot u_2^2 \cdot Se_{tube_2} - \rho_1 \cdot u_1^2 \cdot Se_{tube_1} \quad \text{rétrécissement} \quad (I - 50)$$

$$C_{01}^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u_1^2 = C_{02}^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u_2^2 \quad (I - 51)$$

Prendre en compte des perturbations nécessite une étape supplémentaire, une étape intermédiaire où la section effective de passage serait inférieure à la section géométrique réelle. Comme précédemment, les calculs emploient les trois équations de bilan (masse, énergie et quantité de mouvement) pour chaque pas de temps, la différence étant que la section de passage est modifiée.

$$Se_{tube_{int}} = Cd \cdot Se_{tube_2} \quad \text{élargissement} \quad (I - 52)$$

$$Se_{tube_{int}} = Cd \cdot Se_{tube_1} \quad \text{rétrécissement} \quad (I - 53)$$

Se retrouve alors un coefficient de décharge (C_D). Il permet d'intégrer de manière simple la variation de sections et ses conséquences. Différents modèles ont été mis au point [64, 73]. Cependant, ce type de singularité reste relativement complexe à étudier dans le but d'obtenir une modélisation complète. Il faudrait parvenir à tenir compte des paramètres du fluide, de la géométrie et des perturbations qu'elle engendre comme par exemple des variations de vitesse de l'écoulement lors du changement de sections, ...

Enfin, il est intéressant de noter que des variations progressives de section peuvent également être une géométrie à étudier (Figure 11) [74]. En effet, il y apparaît parfois des zones de recirculations et/ ou de décollement de l'écoulement.

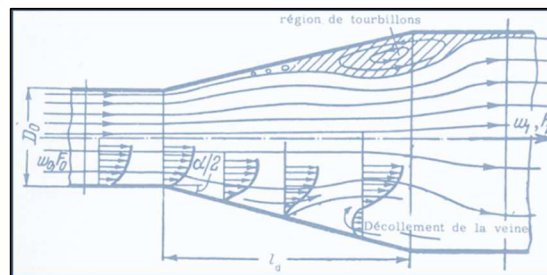


Figure 11 : Décollement de la veine et formation de tourbillon dans un divergent [48]

I.4.4. – Coudes

Les tubulures sont des éléments incontournables dans les Moteurs à Combustion Interne, servant à relier entre eux les différents organes. Afin de pouvoir optimiser la compacité et obtenir l'architecture la plus favorable possible, les moteurs sont construits à l'aide de tubes coudés.

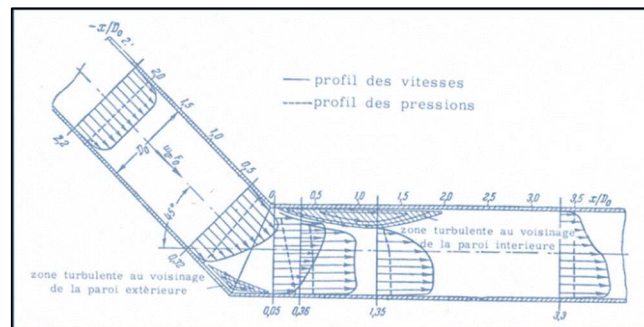


Figure 12 : Changement de profils de la pression et de la vitesse au sein d'un coude [48]

Du fait du changement de direction, l'écoulement voit sa pression et sa vitesse au niveau des parois externes et internes du coude (Figure 12). Ces phénomènes conduisent au décollement de la veine des parois comme l'illustre la figure suivante (Figure 13). Des zones de turbulences et des tourbillons apparaissent, causant des décollements du fluide de la paroi. Ce qui a pour conséquence une réduction significative de la section de l'écoulement [48]. Tout ceci étant fonction de la courbure, de la section des tubulures, des caractéristiques du fluide (densité, température,...) et de l'écoulement (vitesse, pression,...).

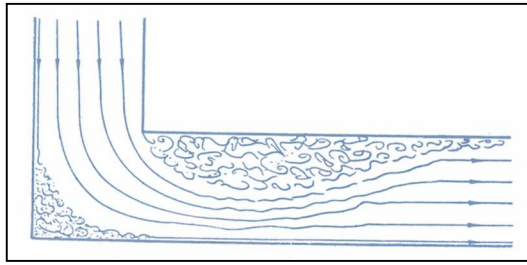


Figure 13 : Ecoulement dans un tube coudé de 90° [48]

Concernant leur modélisation, il a été tout d'abord considéré une représentation avec deux tubes droits reliés entre eux grâce à une équation servant à récupérer les pertes de charges dues au coude. Cette approche est limitée puisqu'employée pour les cas stationnaires et de par sa conception, induit une erreur sur le temps de parcours de l'onde. En effet, la courbure n'étant exprimée que par le biais d'une équation, l'aspect longueur du conduit courbé est de valeur nulle. Pour cela, d'autres modèles [56] comportent une partie supplémentaire. Entre les deux tubes droits des précédents modèles est insérée une partie coudée, où un coefficient dans le terme G des équations de la dynamique des gaz y est ajouté sans autre précision. Le but étant de tenir compte des pertes au niveau de la courbure [75].

$$G = \frac{1}{2} u^2 \frac{u}{|u|} \left(\frac{f_{frott}}{4D_{tube}} + \xi \right) \quad \text{avec} \quad \xi = 2 m^{-1} \quad (\text{I} - 54)$$

I.4.5. – Jonctions

Dans un moteur, la propagation d'ondes de pression au travers de jonctions au sein des tubulures d'admission et d'échappement est intrinsèquement un phénomène multidimensionnel. Modéliser ces dites jonctions avec un code 1D est un des principaux challenges puisque dans ces conditions, la géométrie ne peut être représentée dans son intégralité. Or il a été clairement identifié que les jonctions de plusieurs conduits peuvent avoir une influence significative sur la propagation des ondes de pression.

Des travaux tels que ceux de Winterbone [19] et Benson [38] ont longuement étudié et détaillé ces singularités [76], surtout avec des approches monodimensionnelles. Plus tard, Chalet [41] reprend et décrit les différentes configurations qu'il est possible de rencontrer, à savoir les jonctions de type T et Y ainsi que les variations angulaires entre les branches. Au travers d'études comme celle réalisée par Chalet *et al* [77], les simulations tridimensionnelles ont permis de visualiser et donc d'obtenir une meilleure compréhension des phénomènes mis en jeu pour ce type d'élément. Ceci a pour conséquence de pouvoir confronter ces résultats à ceux obtenus avec un calcul monodimensionnel et donc d'en ajuster les hypothèses et équations.

I.5. – Modélisation des singularités géométriques spécifiques aux M.C.I

Modéliser un moteur ne peut reposer uniquement sur les éléments tubulaires et de jonctions simples. Les lignes d'admission et d'échappement sont composées également de dispositifs plus complexes et spécifiques aux MCI. Comme le montre Tabaczynski dans ses travaux [78], améliorer le dessin des lignes d'admission et d'échappement et comprendre les phénomènes qui y ont lieu, permettent d'améliorer le remplissage. Ce sont donc ces éléments qui vont être abordés.

I.5.1. – Boîtier filtre à air et silencieux d'échappement

Les boîtes à air et les silencieux sont deux organes typiques de MCI. Leur conception offre une représentation efficace de ce que peut être une singularité de type 'variation de sections'. La complexité réside essentiellement dans deux paramètres géométriques :

- Les différents éléments composant les boîtes à air et silencieux ne sont pas obligatoirement cylindriques et coaxiaux [79].

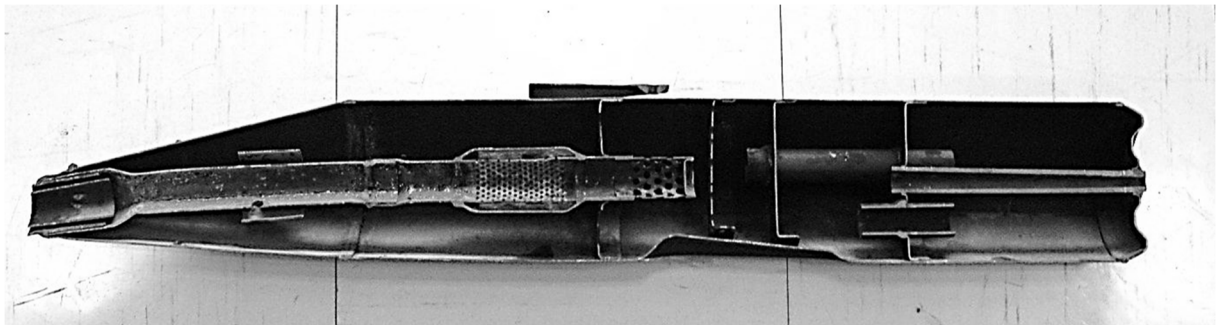


Figure 14 : Vue en coupe d'un silencieux d'échappement

- Les tubes de plus petit diamètre peuvent ne pas être « affleurants » aux volumes comme pour les cas présentés en Figure 15, mais être au contraire « pénétrant » dans les capacités (Figure 16).

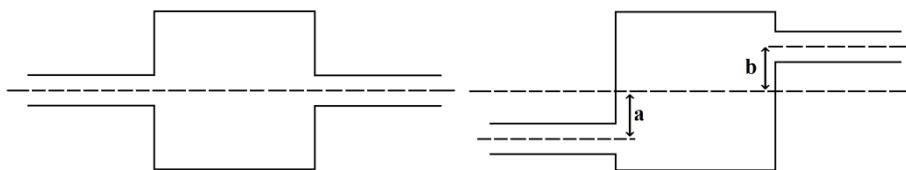


Figure 15 : Schémas de configurations "tubes affleurants"

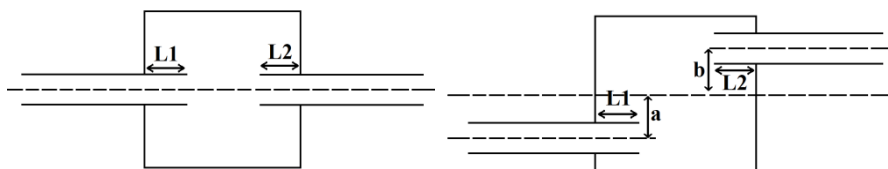


Figure 16 : Schémas de configurations "tubes pénétrants"

Des études sur ces points ont déjà été réalisées [80]. Ainsi Davies [72], Sathyanarayana [81], To [82, 83], ... ont travaillé sur différentes configurations de tubes et volumes dans le but de caractérisations acoustiques [84, 85], de réduction de niveau de pression à l'échappement [17] et de réponse fréquentielle. Ces études ont débouché entre autre sur les silencieux que l'on peut rencontrer actuellement sur nos véhicules, qui visent entre autre à réduire les nuisances sonores [86]. Toutefois, aucun travail ne confronte le fonctionnement instationnaire (type : fonctionnement d'un moteur) et l'impact acoustique d'un silencieux. En d'autres termes, vérifier si ces composants, tels qu'ils sont conçus, peuvent avoir un impact sur les niveaux de pressions au sein de l'admission et de l'échappement, et au final influencer sur le remplissage du cylindre. Ceci impliquerait des modifications des prestations et performances du moteur.

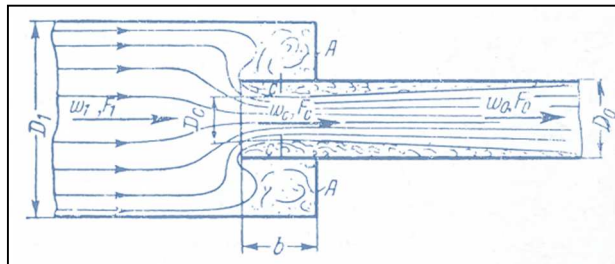


Figure 17 : Représentation de tube pénétrant dans un volume [48]

I.5.2. – Le boîtier papillon

Le rôle du papillon des gaz dans un moteur essence à injection est d'approvisionner le(s) cylindre(s) avec le bon ratio air-carburant dans le but de parvenir à une combustion satisfaisante. C'est en restreignant le flux d'air par obturation de la surface de passage (Figure 18) en fonction du régime moteur et de la charge que les conditions stœchiométriques sont atteintes.

Winterbone *et al* [19] ont opté pour une méthode décrivant le fonctionnement du papillon des gaz grâce à la variation de pression obtenue pour chaque angle d'ouverture papillon. Il apparaît que Blair *et al* [87] préconisent de porter une attention toute particulière quant à la caractérisation du coefficient résistant au niveau de cette singularité. Chalet *et al* [8] ont utilisé les simulations CFD afin d'obtenir une caractérisation complète du fluide en tout point autour du papillon. Il est entre autre apparu que des résultats bibliographiques (Winterbone [19]) pouvaient être incomplets, notamment en ce qui concerne la détermination d'onde de choc réfléchi sur le volet papillon. Néanmoins, cela peut être corrigé relativement aisément en incluant une loi, une condition due à la présence et à l'ouverture du papillon des gaz.

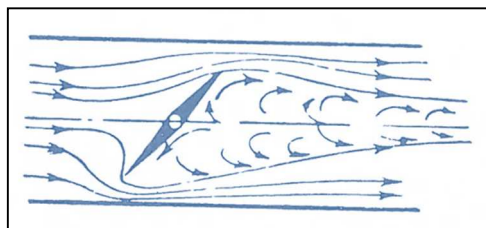


Figure 18 : Schéma d'écoulement autour d'un papillon des gaz [48]

I.5.3. – Les soupapes

Les soupapes, à l'admission comme à l'échappement, jouent un rôle crucial dans la conception et le fonctionnement des Moteurs à Combustion Interne. Elles sont caractérisées par leur géométrie (diamètre, longueur, ...), leur surface de passage ainsi que leur loi de levée (période d'ouverture), et sont de fait source de perturbations [88, 89].

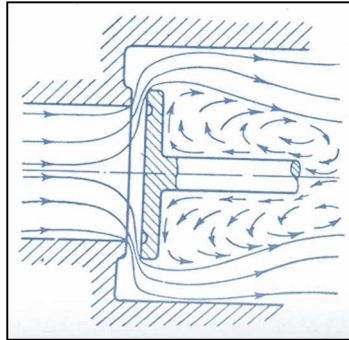


Figure 19 : Représentation d'un écoulement autour d'une soupape plate [48]

Mahrous [90] et Jang [91] ont mis en lumière l'importance des choix de lois de levée de soupape et leur impact sur les événements au sein du cylindre : à savoir les écoulements, l'homogénéisation du fluide et donc de la combustion,... Au travers d'études, il apparaît également que la nature de l'écoulement varie en fonction de la levée de la soupape. Dès 1929, le problème est identifié par Tanaka [92, 93] qui présente un modèle qualitatif de fonctionnement de la soupape en 4 zones.

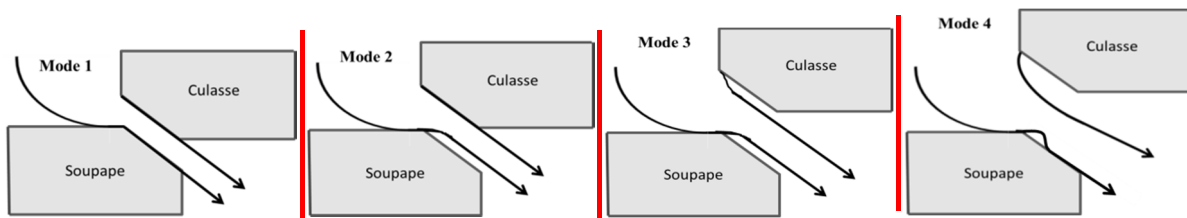


Figure 20 : Ecoulements à la soupape en fonction de la levée [94]

Repris par Weclas et Yeng-Yung [94, 95], les descriptions sont similaires les unes avec les autres et peuvent être illustrées par la Figure 20.

Un premier régime est caractérisé par un écoulement glissant contre les parois de la culasse et de la soupape qui se termine en un jet en sortie. Le second régime a pour spécificité le décrochage de la veine d'air sur la soupape. Dans le troisième régime, l'écoulement quitte les parois au niveau de la culasse mais également à la soupape. Le quatrième et dernier régime est le plus complexe, avec un écoulement complètement décollé de la paroi de la culasse et un décrochage suivi d'un recollage de la veine d'air sur la soupape. Ce dernier régime est surtout présent lors de fortes ouvertures.

D'après Blair [87], lors de levées faibles, l'écoulement reste attaché aux parois culasses et à la soupape alors qu'aux fortes levées, il y a décollement, ce qui génère des pertes non

négligeables. Ainsi, tout comme pour les extrémités ouvertes, lors de modélisations, un coefficient de décharge (C_D) est très communément utilisé. En effet, de par la présence de la soupape, la section efficace de passage se trouve être inférieure à la section réelle.

La détermination du coefficient de décharge (C_D) a bien évolué au cours des années. Tout d'abord déterminé expérimentalement à partir de sections de passage et de rapport de pressions [63], il s'est avéré qu'obtenir un coefficient de décharge convenable nécessite une approche plus complexe. Il faut en effet connaître le sens de l'écoulement par rapport à la soupape, la nature du fluide puisque les conditions à l'admission et à l'échappement (pressions et températures notamment) sont totalement différentes dans ces deux cas, et la géométrie complète de la soupape.

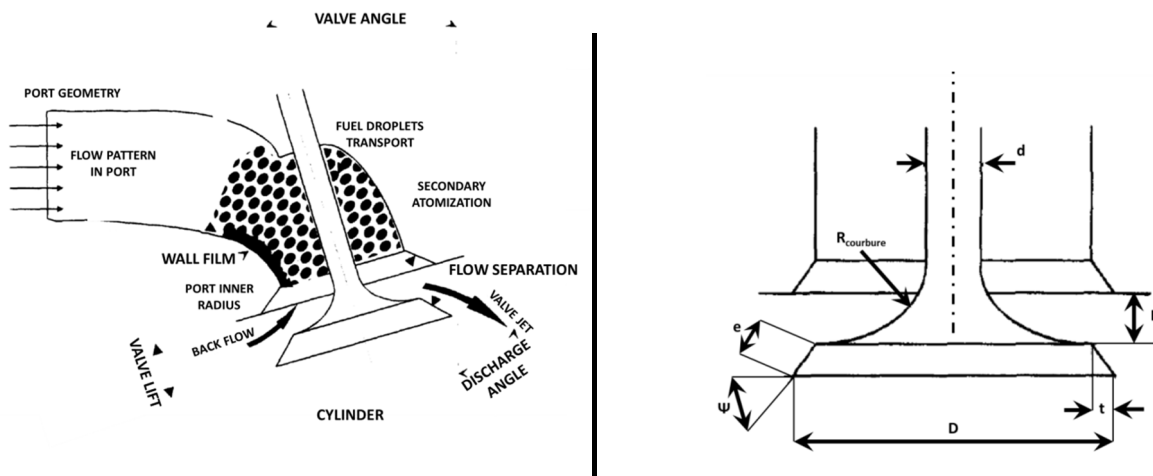


Figure 21 : Données à la soupape [94]

Blair *et al* [96, 97] indiquent que chaque moteur a son propre C_D et que les meilleurs résultats de simulations étaient obtenus après caractérisation en soufflerie. Il convient tout de même de s'assurer que ces valeurs sont toujours valables en stationnaire comme en instationnaire [98].

Relativement aux écoulements à la soupape, d'autres approches de modélisations ont été développées. Ainsi on retrouve notamment les travaux de Benson [99] qui mettent en lumière l'importance de la prise en compte des transferts thermiques aux soupapes et de leur impact sur le remplissage. De nombreux travaux se sont penchés sur la question de la thermique aux soupapes et de son influence sur le coefficient de décharge. Ces modèles sont intéressants de par leurs approches : intégration d'un maillage type deux dimensions dans un maillage monodimensionnel [100], l'incorporation de différents modèles de transferts thermiques en fonction des zones de tubulure [52],... Cependant, les phases de simulation et de calcul restent très difficiles à mettre en place et nécessitent dans la grande majorité des cas une connaissance totale de la géométrie ainsi que de la répartition de la thermique. D'ailleurs, Costello *et al* [101] ainsi que Maier *et al* [102, 103] ont étudié l'influence de la géométrie d'une soupape sur l'écoulement mais également sur les transferts thermiques.

Par ailleurs, Kang *et al* [104] ont réalisé une étude portant sur les effets relatifs au remplissage d'un moteur multisoupapes. Il y est montré que des interactions entre les deux soupapes peuvent exister et diminuer les coefficients de décharge.

Enfin, Piton [5] a eu une approche visant à visualiser et à caractériser l'impact de la thermique associée au mouvement des soupapes sur les mesures des coefficients de décharge, et de manière plus générale sur les conditions autour des soupapes. Ceci ayant pour but de s'écarter des mesures classiques des C_D effectuées à température ambiante tout en imposant des débits constants aux soupapes, pour se rapprocher des conditions de fonctionnement d'un moteur.

I.5.4. – Géométrie du cylindre

Nombre d'études [105, 106, 107] ont mis en évidence l'impact direct qu'à la géométrie des conduits d'admission, comme les conduits d'admission, sur l'aérodynamique interne du moteur. Même si l'influence sur le remplissage semble toutefois limitée [108, 109]. Néanmoins, il a été observé que la géométrie des parois du cylindre pouvait modifier le coefficient de débit. En effet, des simulations ont montré que la paroi du cylindre pouvait perturber les écoulements à la soupape (entrant et/ou sortant). D'ailleurs, Tsui *et al* [110] ont explicité lors d'études numériques les zones de recirculation se formant entre la paroi et l'écoulement sortant de la soupape, impactant de fait le débit, donc le coefficient de décharge ainsi que le remplissage.

La disposition des soupapes ainsi que leur inclinaison par rapport au cylindre ont été étudiées. Algieri *et al* [111] montrent que des soupapes plus centrées sont plus perméables à de faibles levées de soupapes. Ainsi, il est aisé de saisir l'importance de connaître et de soigner la géométrie à l'intérieur du cylindre et de connaître les interactions entre les différents éléments (parois du cylindre / soupape / piston).

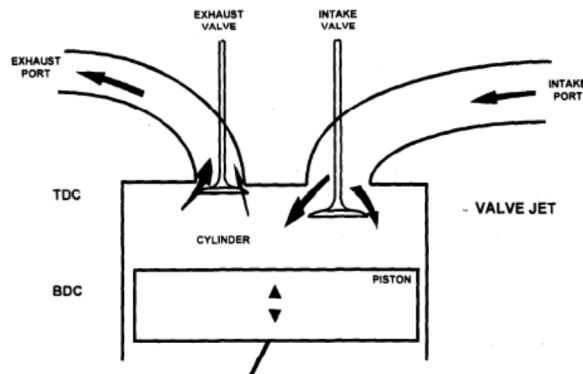


Figure 22: Schéma de croisement de soupapes et d'exemple d'écoulement [94]

I.6. – Applications de simulations

La très forte volonté des constructeurs à vouloir réduire leurs coûts de développement des Moteurs à Combustion Interne, associée aux progrès continus de l'informatique ont inexorablement conduit à réduire le nombre d'essais sur bancs moteurs et favoriser de ce fait les simulations numériques. Les recherches et travaux visant à étudier les moteurs via l'informatique ont permis d'approfondir les connaissances sur les phénomènes qui s'y déroulent et par la même occasion de créer des logiciels commerciaux. Voici quelques exemples qui s'appuient sur les phénomènes de propagation d'ondes :

Tableau 6 : Liste de quelques logiciels et groupes les commercialisant

Logiciel	Développé par
WAVE	Ricardo
WAM (Wam Action Model)	CMT-Valencia
GT-Power	Gamma Technologie
BOOST	AVL
AMESim	Siemens PLM Software

Le fonctionnement de ces codes repose sur le calcul et la résolution des équations de la dynamique des gaz, à la nuance que l'écoulement est considéré comme unidimensionnel. Leurs principaux avantages sont : un temps de calcul relativement faible et une relative simplicité d'utilisation puisqu'il s'agit de programmations de type graphique comprenant une bibliothèque des différents organes moteurs et permettant de définir les tubulures (diamètres, longueurs, transferts thermiques,...) qui les relient entre eux. La possibilité de les coupler avec d'autres logiciels ou codes (Matlab, Fluent, StarCD,...) permet d'obtenir des modèles fonctionnant en co-simulation. Ce type de fonctionnement permet une meilleure prise en compte des éléments à fortes caractéristiques multidimensionnelles ; cependant cela a pour conséquence d'affiner les résultats mais augmente considérablement les temps de calcul.

Tous ces codes se sont construits au fil des différents travaux qui se sont déroulés au cours des années, et ne demandent qu'à être optimisés comme l'illustre la Figure 23 où sont comparés des essais bancs avec un modèle sous GT-Power.

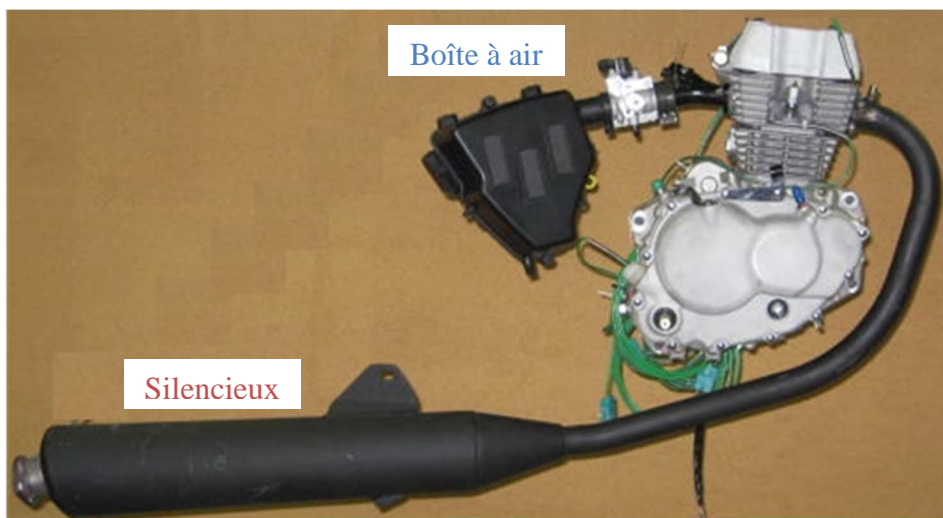
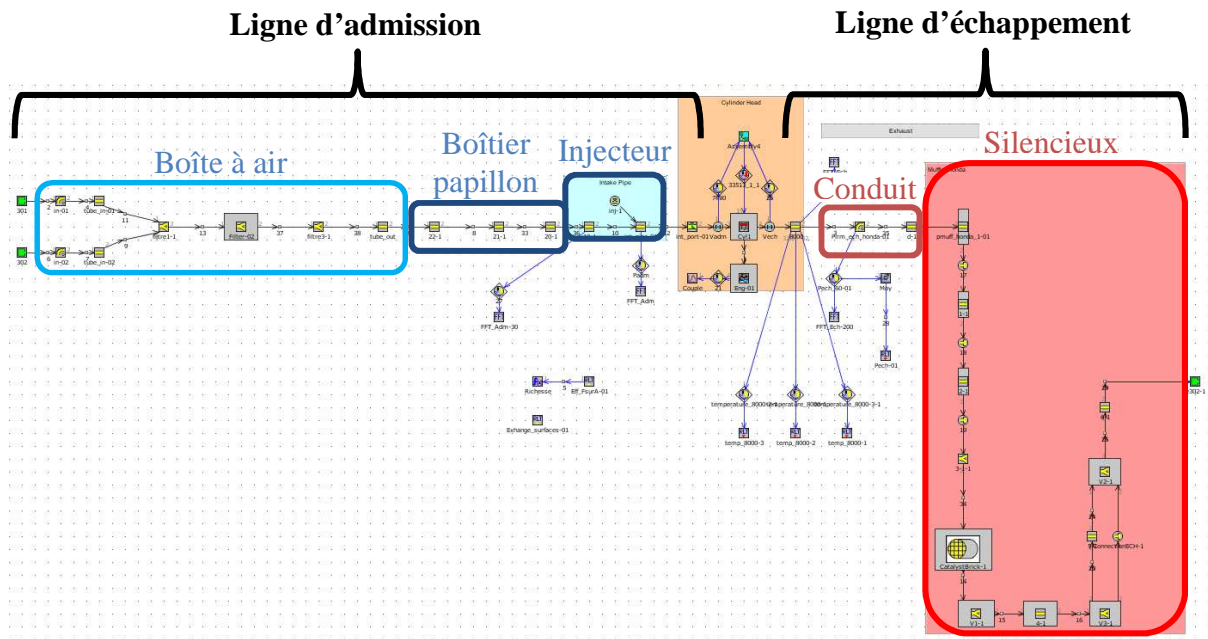


Figure 23 : Modélisation du fonctionnement d'un moteur à l'aide de GT-Power (haut)
 Vue du moteur réel (bas)

Les travaux précédents ont porté sur différents éléments qui constituent un système d'admission et d'échappement d'un Moteur à Combustion Interne. De manière générale, il s'agit d'écoulements au sein de tubulures et savoir les modéliser est une nécessité. Ainsi, différentes méthodes comme la méthode des caractéristiques ou encore aux différences finies peuvent être employées.

Les études concernant les effets des différentes géométries des silencieux d'échappement avaient pour objets la compréhension, la validation de code 1D et la réduction du bruit à l'échappement. De nombreux travaux ont été menés dans cette optique, utilisant notamment des calculs matriciels pouvant être complétés par des simulations mono- et tridimensionnelles. Ceci a permis de mettre en évidence l'influence de différentes géométries sur les ondes acoustiques.

De manière très similaire, l'étude des écoulements aux soupapes a montré l'importance de nombreux paramètres sur le remplissage comme la levée des soupapes, la géométrie des soupapes et les sièges de soupape,...

C'est afin d'obtenir une réponse quant à l'impact sur le remplissage que ces différentes études seront reprises. Les configurations et conditions initiales serviront à pouvoir confronter les résultats d'essais avec des modélisations 1D et 3D. Ainsi, des essais sur différents types de bancs, chacun adapté aux relevés souhaités, et reproduits en simulation, pourront permettre une caractérisation des écoulements et des phénomènes pouvant avoir des effets non-négligeables sur ces écoulements.

Chapitre II Matériels et méthode

L'objectif de l'étude consiste à identifier et analyser les écarts existants entre les relevés expérimentaux et les résultats de simulations 1D lors du fonctionnement du moteur complet notamment du point de vue du remplissage. L'ensemble des travaux portera donc sur des phénomènes instationnaires se déroulant dans un Moteur à Combustion Interne. A la vue de l'étude bibliographique, il est apparu qu'une modélisation unidimensionnelle pouvait être source d'approximation et donc d'écarts avec la réalité, principalement lorsqu'un écoulement traverse un système fortement multidimensionnel.

C'est dans cette optique qu'il est choisi d'étudier l'impact des système d'admission d'air ainsi que des silencieux d'échappement d'un point de vue acoustique, ondes de pression. En effet, étant des éléments fortement tridimensionnels et présents respectivement dans les lignes d'admission et d'échappement, il est donc essentiel de visualiser les phénomènes s'y déroulant et d'en améliorer la simulation dans un code 1D. De la même manière, il sera étudié les phénomènes aux soupapes et plus particulièrement évalué l'influence de la présence du piston à proximité des soupapes sur l'écoulement, lors du croisement des soupapes.

Ce chapitre se décompose en trois parties. Tout d'abord, le moteur servant de base d'étude et ses caractéristiques seront présentés. Dans un second temps, puisqu'il s'agit de comparaisons essais et calculs, les différents outils numériques utilisés seront détaillés. Pour terminer, un descriptif des moyens expérimentaux qui permettront la caractérisation du moteur complet ainsi que du silencieux et de l'étude aux soupapes est effectué.

II.1. – Présentation du cas d'étude

L'objet de l'étude est un moteur monocylindre atmosphérique de 125cc (Figure 25). Il a été choisi pour sa faible cylindrée mais également pour sa conception relativement simple. En effet, aucun système de suralimentation n'est présent. Il s'agit d'un moteur monocylindre ce qui signifie des boucles d'air épurées : pas d'influence sur les relevés de pression liée à la présence de répartiteur et collecteur d'échappement.

Ce moteur est un moteur à allumage commandé, fonctionnant dans notre cas au RON 95 *Chine* [113]. Il est à refroidissement à air. Aussi un système de refroidissement utilisant 3 ventilateurs Cobra comme indiqué en Figure 24, permet de reproduire le déplacement d'air engendré par l'avancement du véhicule. Le réglage de puissance des ventilateurs se faisant grâce au suivi de la température d'huile. En effet, en pleine charge, à chaque régime moteur correspond une température d'huile donnée.

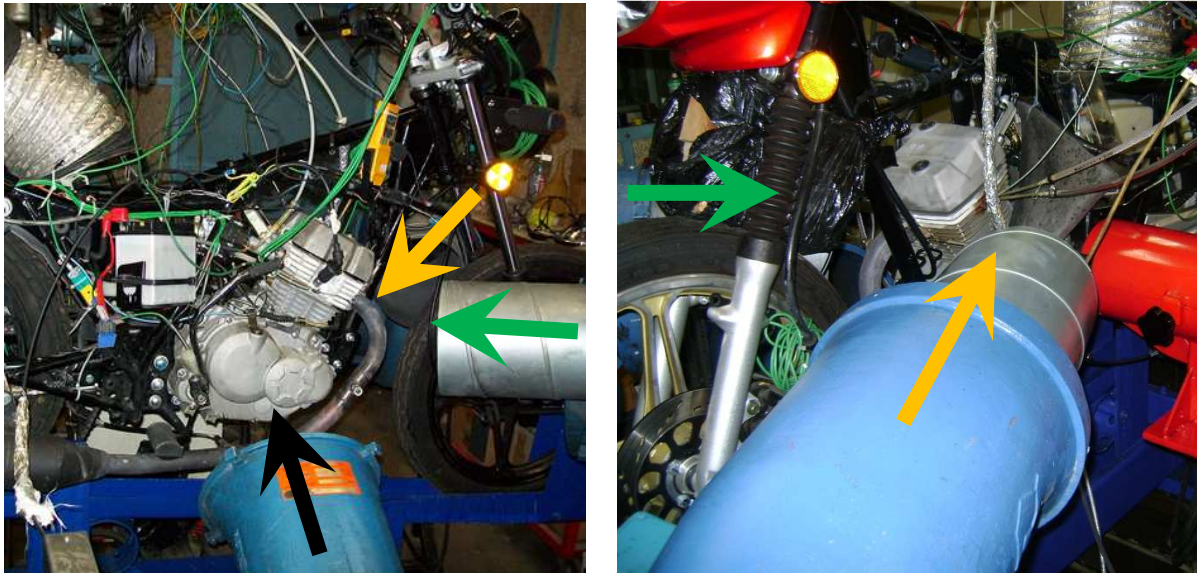


Figure 24: Dispositif de refroidissement à 3 ventilateurs

Côté cylindre, ce moteur possède un alésage de 55 mm pour une course de 52,5 mm. Son taux de compression est de 10,547. Les lois de levée des soupapes tout comme la distribution sont connues: $AOA=10^\circ$, $RFA=30^\circ$, $AOE=35$ et $RFE=0^\circ$. Comme le montre la Figure 25, le moteur série est constitué de nombreux éléments tels que le filtre à air, un boîtier papillon, un répartiteur (tube) d'admission où est injecté le carburant ainsi qu'un long conduit d'échappement débouchant sur un silencieux à la géométrie interne relativement complexe. Hormis le boîtier papillon et l'emplacement de l'injecteur, ce sont ces éléments d'admission et d'échappement qui feront l'objet de modifications lors des essais au banc (voir paragraphe II.3.2).

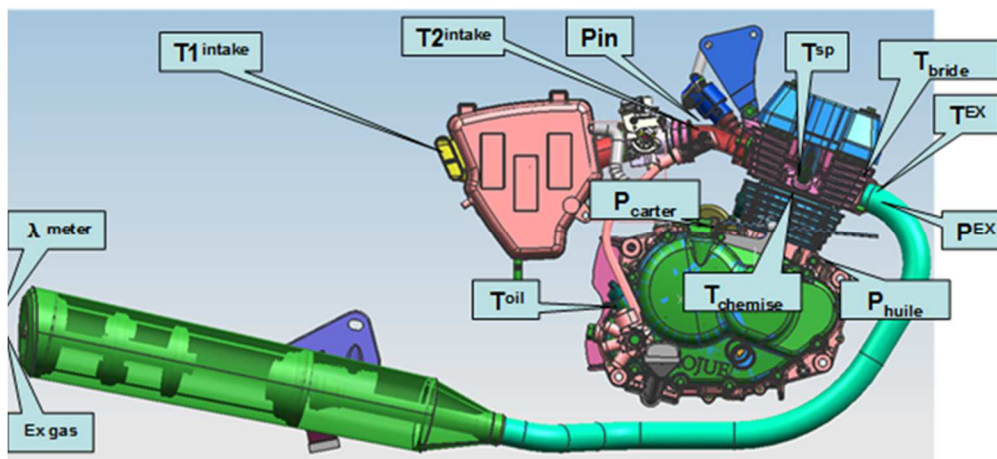


Figure 25 : Moteur monocylindre 125cc atmosphérique utilisé (vue en conception 3D)

II.2. – Modélisation et simulation des écoulements dans les systèmes moteurs

Afin de mieux cerner les phénomènes mis en jeu au sein des conduits d'admission et d'échappement, il a été bâti toute une méthodologie portant sur des essais comparés à des simulations numériques unidimensionnels et surtout tridimensionnels. Seront pris en compte dans les simulations le maximum de paramètres relevés lors des expérimentations afin de se rapprocher le plus possible du cas réel. Les niveaux de pression et de température serviront à discuter les configurations et les résultats entre eux.

Les calculs ont été réalisés à l'aide des logiciels GT-Power v7.3 [114, 115] pour les simulations 1D, et FIRE de AVL [116] pour les simulations 3D (résolution par éléments finis).

Dans l'optique de faciliter l'étude du moteur complet, il a été choisi dans un premier temps de simplifier le cas complexe d'un Moteur à Combustion Interne, et plus particulièrement les configurations d'admission et d'échappement, en séparant les éléments qui le composent en sous-ensembles élémentaires.

Ainsi une première partie va consister à se focaliser sur une étude de géométrie type 'tube / volume / tube'. Dans une simulation monodimensionnelle, l'écoulement est considéré comme unidirectionnel. Les considérations spatiales que va rencontrer l'écoulement se trouvent donc être simplifiées. Il apparaît donc (clairement) que concernant des éléments tels que le filtre à air ou un silencieux, des phénomènes comme les propagations d'ondes de pression seront modélisées de manière simplifiée. D'ailleurs, il semble qu'habituellement les modélisations 1D ne tiennent pas compte de tous les paramètres géométriques pour ne garder que les données élémentaires constituant les tubes et les volumes :

- Pour les tubes : diamètres "entrée" et "sortie", longueur, taille de maille, données matériaux et coefficient d'échange thermique.
- Pour les volumes : Volume, données matériaux, coefficient d'échange thermique, nombre 'd'entrées' et 'sorties' ainsi que la longueur caractéristique et le diamètre apparent rattachés à l'entrée (ou sortie) considérée.

En étudiant les géométries présentes dans la boucle d'air, il a été observé que l'admission et l'échappement possédaient des configurations géométriques très similaires (Figure 26). Cependant, en toute rigueur, étant différents les uns des autres, il devrait y avoir des disparités concernant les réponses de pression suivant les cas.

Pour ce faire, une méthodologie a été mise en place :

- Définition des géométries à étudier :
Elles se veulent simples afin de pouvoir être aisément construites pour des essais réels mais également pour les constructions 1D et 3D. Les configurations géométriques doivent le plus correspondre (être le plus proche possible) aux éléments rencontrés à l'admission et à l'échappement.

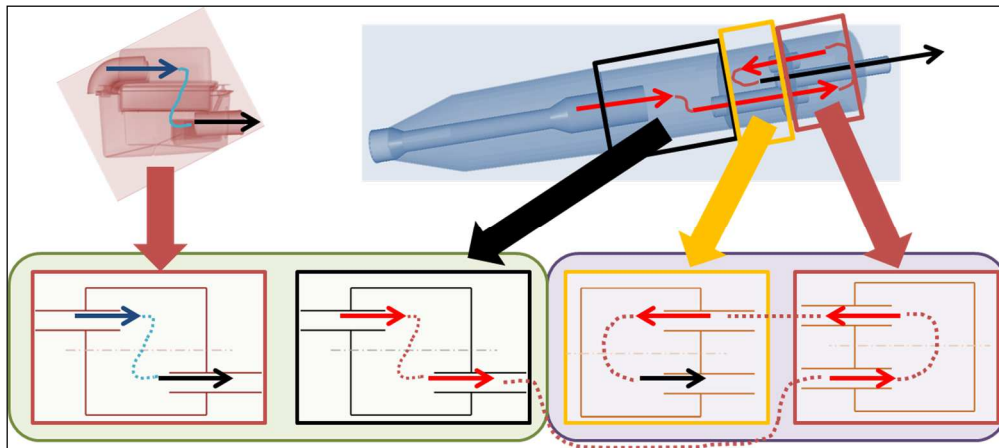


Figure 26 : Identification des géométries

Il faut garder à l'esprit que l'idée est de vérifier que le code 1D restitue correctement des mouvements de flux au sein de la boîte à air et du silencieux. Ainsi, il a été décidé d'étudier les géométries que le flux est susceptible de rencontrer et de confronter essais réels, calculs 1D et 3D ; en commençant par des configurations simples jusqu'aux plus 'complexes'. On a observé qu'il était impossible de modéliser simplement des tubes pénétrants et / ou non alignés avec le centre du volume (Figure 26). En effet, sur un code monodimensionnel, de telles considérations spatiales sont impossibles.

- La suite de la méthodologie consiste en une série d'essais et de simulations de type tube à chocs. De manière générale, le tube à chocs sert à produire, générer des ondes de pression au sein d'un système donné. Dans notre cas, il s'agira d'assemblage de tubes offrant des géométries différentes. Diverses méthodes permettent d'aboutir à l'obtention d'ondes de chocs : utilisation de charges explosives (faibles), combustion de phases gazeuses, mais pour des raisons de simplicité et parce que plus proche du point de vu physique du cas étudié, il y sera préféré la génération d'ondes de chocs par différences de niveau de pression (surpression ou dépression). Une membrane rigide est fixée afin d'isoler le système de l'atmosphère ambiante. Une dépression (surpression) est réalisée dans les conduits étanches et isolés, puis la membrane est détruite afin de générer un front d'onde. Une onde de choc vient d'être créée et se propage dans le système. Une série de capteurs instantanés de pressions et de température permettent un suivi des niveaux de pression et donc de connaître l'influence des modifications géométriques sur la dynamique du fluide. Il est évident que ces résultats seront confrontés de manière directe avec celles obtenues lors des simulations 1D et CFD (Computational Fluid Dynamics).

Une première étape repose donc sur une étude analytique d'un simple tube à chocs. Ce cas est connu de tous et relativement aisé à calculer. Vient ensuite, le cas du tube à chocs simple : un tube est mis en surpression/dépression. Puis on réitère en y ajoutant le volume et un tube tout en variant les configurations. Seuls quelques cas sont réalisés de manière concrète au banc ; pour le reste, c'est la CFD qui est employée comme outil d'essais de référence. Les essais sont alors réalisés à température ambiante. Devant prendre en considération l'impact des géométries au niveau des silencieux, les cas avec une température de 600K ont été réalisés

uniquement en CFD et en 1D. En effet, la température à 600K complique la mise en œuvre dans le cas d'essais réels. Ainsi, il sera donc possible de visualiser (par la CFD) les phénomènes mis en jeu [117, 118] et de vérifier si la méthode 1D est fidèle ou non à la réalité. Auquel cas, il sera tenté de voir s'il existe une manière simple d'en améliorer les constructions.

Dans un second temps, des essais ont été réalisés en soufflerie sur la culasse de la moto, ceci ayant divers objectifs : contrôler les valeurs des coefficients de débit (C_D) des soupapes admission et échappement de la culasse à entrer dans GT Power, mais aussi de confronter des cas basiques d'essais de soufflerie avec des résultats obtenus en monodimensionnel afin de vérifier la bonne prédictivité du code. Ces essais permettent également de savoir si la proximité du piston lors des phases de croisement de soupapes peut affecter de manière suffisamment importante l'écoulement du fluide.

Ainsi, la méthode a consisté à réaliser deux étapes comportant différents cas tests. Les essais des différents cas étaient régulièrement entrecoupés de phase d'étalonnage de la soufflerie. Il y a donc eu tout d'abord le relevé des coefficients de débit (C_D) et des sections effectives, soupape par soupape, dans le sens direct et indirect. Ceci fait, le cas du croisement de soupapes sera porté à l'étude. Les essais en soufflerie ainsi que les simulations 1D se focaliseront exclusivement sur la partie croisement de soupapes : zone de faibles ouvertures des soupapes mais importante dans le phénomène de remplissage puisqu'il s'agit des derniers instants où la soupape d'échappement est ouverte et les premiers moments où les gaz à l'admission peuvent accéder au cylindre. La dynamique de l'écoulement lors du croisement des soupapes est donc digne d'intérêt. De plus l'écoulement a lieu dans un milieu très confiné ; le piston étant au Point Mort Haut, au plus proche des soupapes et donc à même d'éventuellement impacter l'écoulement. Le tout est de pouvoir dire si le code 1D tient compte de cette situation et dans quelle proportion, respectivement aux essais en soufflerie.

II.3. – Moyens numériques

II.3.1. – Le code de calcul GT-Power

Le code de calcul GT-Power repose sur la résolution du système d'équations de Navier-Stokes de manière unidimensionnelle ce qui signifie que toutes les quantités ne sont résolues et moyennées que suivant la direction du flux. En plus des valeurs propres à la construction des modèles, certaines grandeurs sont à renseigner telles que : la méthode de résolution (Implicite / Explicite) et les propriétés du fluide (masse, conductivité thermique et viscosité dynamique en fonction de la température et de la pression,...). Le système entier est discrétisé en plusieurs volumes où chaque zone d'écoulement est représentée par un simple volume. Chacun des conduits est discrétisé en un ou plusieurs volumes. Ces volumes sont connectés par des conditions limites.

Des valeurs scalaires (pression, température, énergie interne, enthalpie, etc.) sont considérées comme uniformes dans chaque volume. Des variables vectorielles (flux massique, vitesse, flux de fraction massiques, ...) sont calculées pour chaque condition limite.

II.3.1.1. – Liste des paramètres

Lors de l'utilisation d'un code monodimensionnel, tel que GT-Power, un certain nombre d'hypothèses et de simplifications sont réalisées. Mais avant toute chose, des données relatives au système étudié sont à connaître.

Ainsi, dans le cas de modèle TPA (Three Pressure Analysis) illustré en Figure 27, les cellules servant à décrire l'environnement (notés S_1 et S_2) servent à définir s'il s'agit d'une pression d'admission ou d'échappement en y entrant les tables de pressions instantanées, ainsi que la valeur de pression moyennée dans le temps obtenues lors des essais au banc. La température ainsi que la composition de l'élément (ici de l'air à l'admission, mais également à l'échappement, par approximation) sont à renseigner.

Un autre élément particulier est à renseigner, il s'agit du cylindre (encadré en rouge Figure 27). De nombreuses données sont à compléter avec attention puisque la combustion en dépendra. Il y a principalement *quatre domaines* à définir. Comme dans toute simulation, les *conditions initiales* de pression, température et composition du gaz dans le cylindre sont à connaître. Les *conditions de résolution aux parois* tels que les ratios de transferts thermiques ainsi que les géométries piston, cylindre, soupapes et couvre culasse sont à saisir. Le troisième domaine concerne l'*objet cylindre* du point de vue du transfert thermique. Il y est défini le modèle utilisé, ici Woschni, ainsi que le choix d'une évaluation quadratique de la température convective. Le ratio de l'air du piston / l'alésage est fixé à 1,01 ; le ratio couvre culasse / alésage à 1,2. Enfin, le dernier point concerne l'*objet d'analyse de la pression cylindre mesurée*. Cette partie a pour but de définir les conditions dans le cylindre. Des informations comme l'incrémentation d'analyse (fixé à 0,25 degré), le début de combustion, le nombre de zone de température (2 dans les simulations) sont à renseigner. La table de pression cylindre mesurée ainsi que définir le mélange air-carburant entraîné comme étant homogène, sont nécessaire à la bonne modélisation des conditions dans le cylindre tout au long des cycles moteurs.

Concernant le reste du modèle, les diamètres et les longueurs des conduits des lignes d'admission et d'échappement sont à définir tout comme les régimes moteurs, les débits d'air et carburant mesurés, l'avance à l'allumage, la PMF, les jeux aux soupapes ainsi que les températures et coefficients de convection des différents éléments de l'admission à l'extrémité du pot d'échappement. Enfin, la température d'huile étant l'élément crucial avec le régime moteur et la quantité d'essence injectée pour définir les points de fonctionnement lors des essais au banc, il apparaît fondamental de renseigner également cette donnée dans les simulations. Le détail des données nécessaires est disponible en annexes.

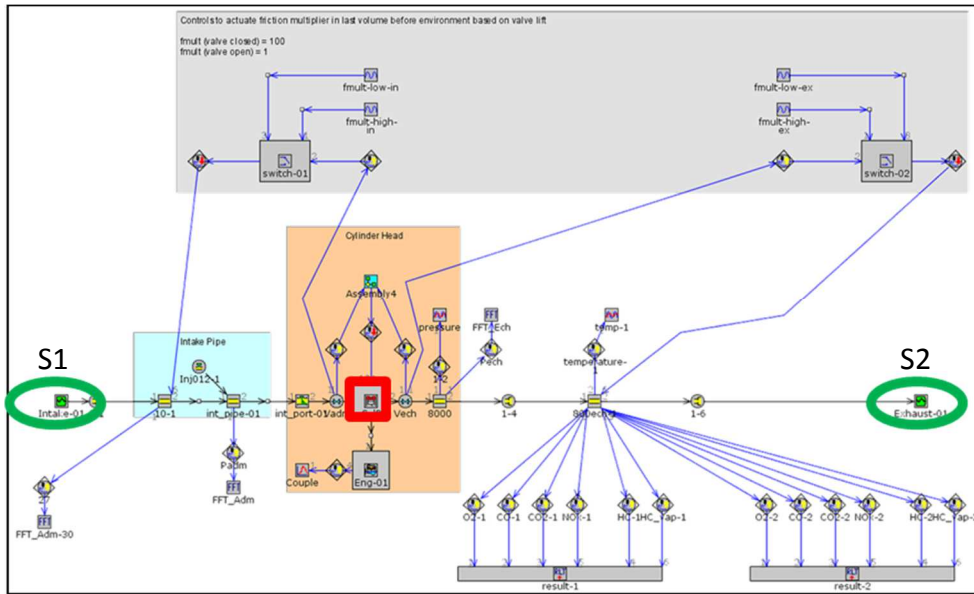


Figure 27 : TPA sous GT-Power

II.3.1.2. – Méthodologie de modélisation avec GT-Power

Le code de calcul GT-Power permet de modéliser l'ensemble du fonctionnement d'un moteur. A savoir les déplacements des fluides au sein des boucles d'air (conduits d'admission et d'échappement), mais également la représentation des transferts thermiques, combustion, pertes de charges, etc.

Toutefois, la mise en place d'un modèle nécessite certaines précautions dont notamment vérifier que la physique y est bien respectée. Il est alors habituel d'effectuer une étape intermédiaire : l'utilisation d'un modèle TPA (Three Pressure Analysis).

Le TPA est une méthode de simulation basée sur l'analyse de données de cellules tests afin de déterminer des valeurs / quantités qui sont habituellement difficiles voire impossible de mesurer de manière directe tels que : taux de combustion apparent, les fractions résiduelles, le taux de masse enfermée, etc. Ici, c'est le taux de dégagement de chaleur qui sera calculé afin d'être utilisé dans les modèles complets futurs.

Les trois pressions imposées sont la pression d'admission, d'échappement et la pression cylindre au cours du temps (angles vilebrequin) durant le cycle moteur. Notre cas d'étude est 'simple' de base, puisque monocylindre (pas de cylindre à isoler). La Figure 27 est l'illustration

de ce qui a été introduit dans le modèle GT-Power, avec le cylindre au centre (encadré en rouge) et les deux conditions aux extrémités (cercles de couleur verte). Dans le cas présenté, les conditions admission / cylindre / échappement seront celles obtenues lors d'essais et mesurées par les capteurs situés au plus près du cylindre. De par les systèmes de mesures, il est possible de disposer des températures et des pressions moyennes, ainsi que les courbes de pression instantanées (données primordiales pour les études TPA).

II.3.2. – Le code de simulation FIRE

Il s'agit d'un code de calcul tridimensionnel permettant de résoudre les équations de Navier-Stokes. Le solveur est basé sur une approche par éléments finis. L'algorithme de résolution employé permet une grande flexibilité dans l'utilisation de tous types de maillage, incluant les maillages obtenus à partir de volumes polyédriques. Le code résout les écoulements incompressibles et compressibles, ainsi que les écoulements supersoniques. L'activation de modules permet la prise en charge de divers niveaux de résolution de turbulence du fluide.

L'approche d'éléments finis de ce code CFD repose sur des principes généraux de conservation afin de décrire le comportement d'un élément lorsque celui-ci interagit avec son environnement (ces lois sont applicables aux solides comme aux liquides).

II.3.2.1. – Paramètres

La simulation CFD est sensiblement différente puisqu'il s'agit d'un code tridimensionnel. Les équations sont résolues dans toutes les directions et non plus uniquement suivant l'axe de l'écoulement. Les géométries sont représentées et maillées, ce qui est la principale caractéristique et avantage de ce type de simulation. L'élément à étudier n'est plus approximé ou schématisé mais bien représenté dans les détails. D'ailleurs, la CFD n'est pas utilisée ici pour modéliser le moteur complet mais uniquement des éléments bien précis comme des pots d'échappement, des passages de soupape ou des géométries de tubulure (coudes, extrémités par exemple) [118].

La géométrie est donc rendue très fidèlement par le biais du maillage 3D, toutefois les conditions et les hypothèses de calcul restent à être définis. Dans les études de tubes à chocs, le mode d'utilisation est instationnaire puisque le phénomène évolue au cours du temps. Une onde de choc étant rapide, le pas de temps choisi est de 10^{-6} secondes afin de respecter les critères CFL ; le tout sur une période de 5.10^{-3} secondes.

Concernant les conditions limites, il faut déclarer les plans de symétries, ce qui permet de réduire le nombre de mailles à calculer ; les interfaces entrée / sortie du fluide avec le milieu extérieur, ainsi que définir les parois rigides. Il suffit alors de renseigner dans le modèle que la surface d'entrée est une pression statique, que la surface de sortie est à pression totale ainsi que des données comme la pression, température,... La définition des conditions aux parois correspond à l'enveloppe caractérisant le contact fluide / paroi. La température, la rugosité et le mouvement relatif sont les principaux renseignements à fournir.

Le fluide au sein du système aussi doit être caractérisé, ce qui revient à identifier les propriétés du fluide. Donner la pression, la température, la densité mais également l'énergie

cinétique turbulente,... dans les conditions initiales. Enfin, comme il s'agit d'air, le Prandtl est pris égal à 0,9.

Côté solveur, les valeurs limites sont calculées par extrapolation. La méthode de résolution est la méthode SIMPLE. Les équations et hypothèses de calcul activées sont une prise en compte des équations de mouvement, de continuité, de compressibilité, de chaleur visqueuse et l'utilisation d'enthalpie statique. Un modèle k- ϵ est utilisé pour prendre en compte la turbulence. Enfin, la résolution aux parois se fait en ayant recours à la méthode hybride ainsi que la fonction standard de modèle de transfert de chaleur aux parois. Des schémas de décomposition ont été appliqués pour les résolutions d'équations ; ainsi des schémas aux différences centrées ont été utilisés pour les équations de moment et de continuité alors que des schémas UPWIND ont été employés pour les « équations de turbulence et d'énergie.

II.3.2.2. – Méthodologie de modélisation avec FIRE

Dans notre cas, le code CFD est employé avec diverses finalités ; à savoir dans un premier temps, vérifier que l'ensemble des résultats (essais expérimentaux, 3D et 1D) concordent les uns avec les autres. Par la suite, il servira de référence dans les cas non réalisés expérimentalement. Il sert ainsi de banc d'organe numérique permettant de fait la multiplication des cas à étudier, mais également de contourner certains soucis comme par exemple la réalisation des essais tubes à chocs dans des conditions d'échappement au niveau du silencieux (ici fixé à 600K).

Habituellement, les essais réalisés aux tubes à chocs concernent les cas à températures ambiantes. Pour les cas à hautes températures, comme dans le cas de conditions d'échappement, la CFD sera utilisée comme banc d'essais numérique. En effet, gérer les conditions de températures (600 K) pour les essais mais également concernant les capteurs se révèle compliqué comme l'exprimait déjà Desmons *et al* [120]. L'option de la CFD comme banc numérique est donc retenu pour ces cas-là.

II.4. – Dispositifs expérimentaux

II.4.1. – Essais tube à chocs

La mise en place d'essais tube à chocs est relativement simple. Il s'agit d'un ensemble, principalement des tubes, mis en surpression/dépression. Les relevés se font grâce à des capteurs instantanés de pression situés à différents endroits préalablement définis [121].

L'ensemble se compose, comme sur le schéma suivant (Figure 28), d'un tube de un mètre et de 27 mm de diamètre : il sert à laisser s'établir un front d'onde après l'éclatement de la membrane. De même cela sert à limiter le nombre de superpositions d'ondes et ainsi être un peu plus juste lors des interprétations. Vient ensuite la partie centrale, il s'agit d'un cylindre calibré de 95 mm de diamètre et de longueur 80 mm (il s'agit d'une capacité/volume). Puis un second tube de 50 cm de long, 27 mm de diamètre, fermé de manière rigide à son extrémité est présent. La Figure 28 présente un exemple de cas d'étude, les variantes se réalisant grâce à des configurations géométriques différentes.

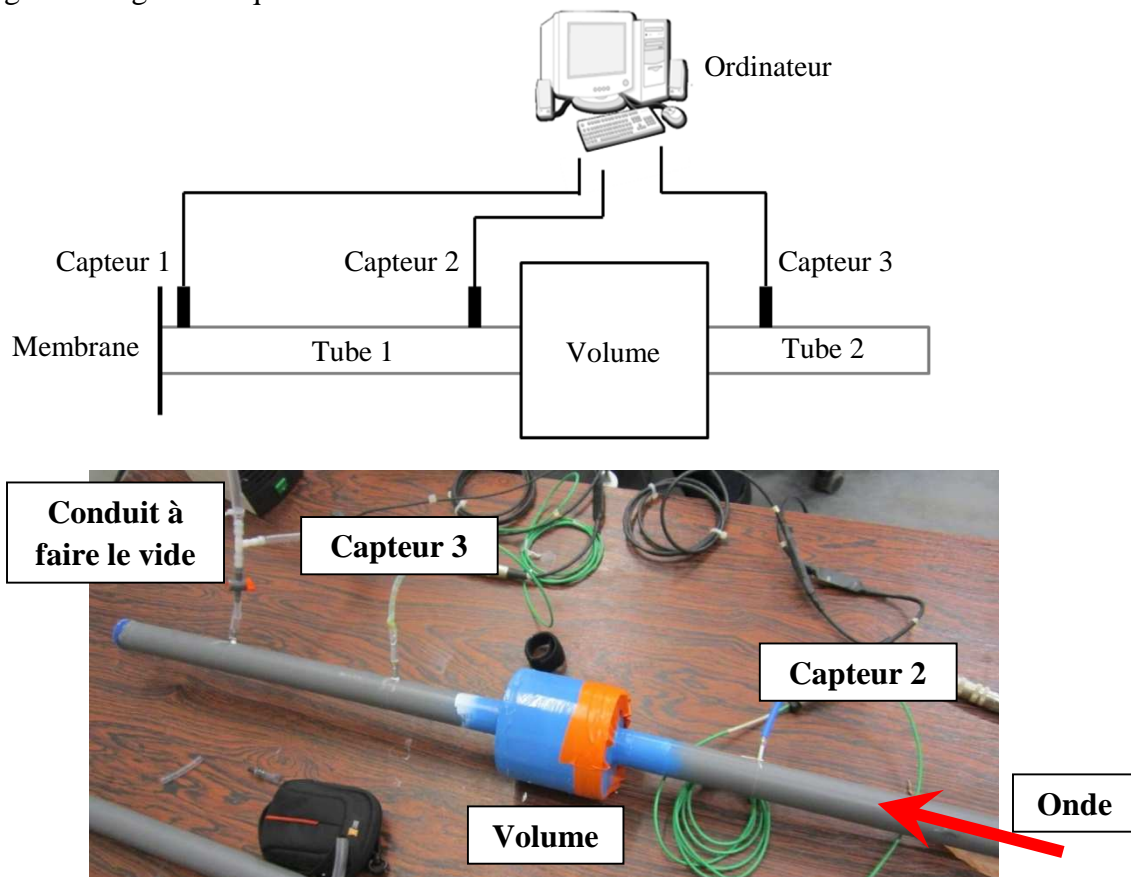


Figure 28 : Essais tube à chocs [122]

L'acquisition se fait grâce à trois capteurs Kistler type 4005AA2 [123] qui ont une erreur linéaire inférieure à $\pm 0,3\%$ sur leur plage de fonctionnement (0 ... 2 bar). Deux des capteurs sont situés respectivement à 150 mm et 850 mm de la membrane pour le tube 1. Le dernier est à 350 mm de l'extrémité fermée du tube 2 ; comme représenté à la Figure 28.

Tout le système est isolé du milieu ambiant par une membrane et est mis en dépression : 0.9 bar, 0.8 bar et 0.7 bar. Après avoir réalisé la pression désirée dans le système de tubes, la membrane est éclatée à l'instant $t=0$. Légèrement auparavant, les systèmes d'acquisition sont mis en marche ; une détection de front d'onde de pression est mise en place sur le capteur 1 afin de pouvoir synchroniser et comparer les différents essais entre eux. Les signaux de pression sont enregistrés par les différents capteurs sur une durée totale de 2 secondes avec un échantillonnage de 100 kHz. Les signaux instantanés de pression sont utilisés afin d'étudier la dynamique du flux. Le signal de sortie de chaque capteur de pression est pré-amplifié et filtré. Enfin, un post-traitement sous LabVIEW est nécessaire afin d'exploiter ces résultats.

II.4.2. – Essais banc moteur

L'étude vise à réduire l'écart obtenu entre des résultats d'essais au banc avec ceux obtenus lors de simulations 1D. Pour cela, une série d'essais a été menée sur un moteur de motocyclette monocylindre, de 125 cc de cylindrée, à injection indirecte et aspiration naturelle (moteur atmosphérique ; aucune suralimentation). Différentes configurations sont montées successivement et testées.

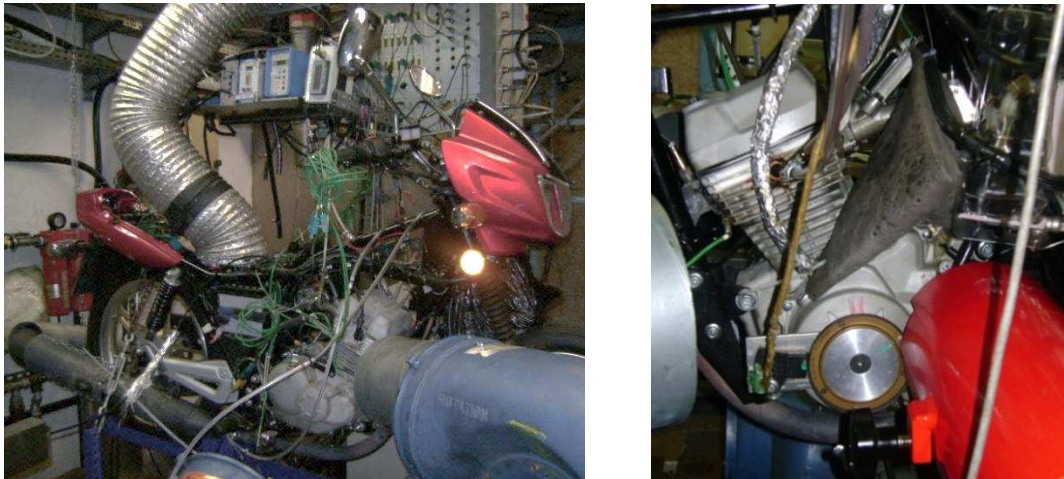


Figure 29 : Motocyclette installée dans la cellule d'essais

Moyens d'essais et matériels de mesure spécifique :

Les essais sont réalisés dans une cellule pour petits moteurs. S'agissant d'un moteur de faible cylindrée (125cc) monocylindre de motocyclette, il est aisé de voir que pour des raisons de compacité et de gain de poids, le moteur et la boîte de vitesse ne forment qu'un seul ensemble. Ils sont donc étudiés en l'état, montés ensemble, comme il est possible de s'en rendre compte avec les photographies en Figure 29. Il s'agit de la motocyclette entière qui est passée au banc. De plus, un moteur de moto comporte des fixations bien particulières aussi bien concernant la culasse que pour les lignes d'air admission et échappement.

Sont dissociés trois types de moyens de mesure :

- La balance de carburant : balance AVL 733 S

Selon l'amplification choisie, il peut être obtenu des domaines d'application allant de [0...20]kg/h à [0...150]kg/h. La précision de mesure est de l'ordre de 0,12 %, toutefois, la précision des mesures est étroitement liée aux débits de carburants traités. Un choix judicieux du temps de mesures permet de contenir l'erreur. [124]

Plage de température ambiante : 0 à 60°C sans condensation

Température du carburant injecté : -10 à 70°C.

La balance permet de faire des relevés de débits carburants ; on peut ainsi en déduire la CSE ou encore la quantité injectée.

- Le frein moteur : APICOM FR 25

La plage de mesure couvre les régimes moteurs de 100 à 15000 tr.min⁻¹, et des mesures de couples max de 120 Nm et puissance max de 21 kW à 1675 tr.min⁻¹, le frein APICOM FR 25 est adapté aux mesures pour ce petit moteur atmosphérique.

Il sera noté qu'à 9000 tr.min⁻¹, Cmax : 21.36 Nm et Pmax : 20.13 kW. Ce qui contient les performances du moteur.

Sont obtenues comme données les valeurs de couples (ou PME).

- Les capteurs :

L'ensemble des capteurs de température, de pression moyenne et instantanée sont relayés, reliés par le 'potelet' aux logiciels de post-traitement informatique (Figure 30). Les capteurs de pression instantanée, des capteurs AVL LP11DA, sont employés pour les relevés admission et échappement refroidit (x2). Ces capteurs ont des plages de mesures de 0 à 10 bars. Le capteur de pression cylindre donne des relevés de pression en fonction de l'angle vilebrequin, et permet de calculer la Pression Moyenne Indiquée.

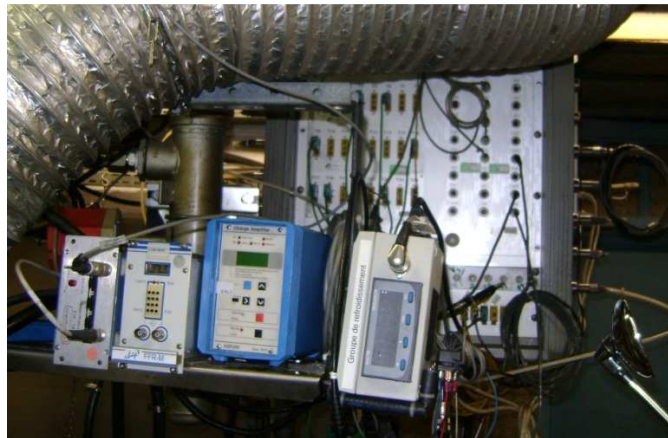


Figure 30 : 'Potelet' en arrière-plan, amplificateurs et trigger au premier plan

Contrôle de l'installation :

Un contrôle visuel des éléments de la cellule ainsi que de l'instrumentation du moteur est effectué systématiquement. Une étape est réalisée moteur tournant ; il est alors vérifié que tous les capteurs et sondes sont en état de fonctionnement et que les résultats obtenus sont

cohérents avec la réalité. D'ailleurs, il est réalisé de manière récurrente des essais de recouplement. C'est-à-dire qu'un cas d'essais comportant une configuration bien précise ainsi que des points de fonctionnement fixés est régulièrement réalisé afin de s'assurer d'aucune dérive voir défaillance dans les relevés. Ici, c'est la configuration la plus simple (uniquement des tubes droits) qui sert de référence pour les recouplements.

Ceci sert d'une part à pouvoir évaluer les écarts entre les différents capteurs, de pouvoir prévenir une panne, une défaillance naissante d'un élément du moteur ou une dérive capteur. Ceci permet également de s'assurer de la bonne alimentation du banc et du moteur.

Le libre accès à la cartographie de la motocyclette a permis de travailler avec l'excès d'air souhaité. Ainsi, lors des recouplements, les valeurs de l'excès d'air et de débits carburant devaient être similaire (variations très faibles).

Concernant les autres relevés ; pression, température, puissance, ..., il est communément souhaité des écarts de 2%. Des écarts allant jusqu'à 5% sur certaines valeurs sont tolérés, mais cela doit rester de l'ordre de l'exception pour des recouplements.

Déroulement des essais :

Les essais portent sur un moteur monocylindre de 125cc atmosphérique. Les relevés seront effectués pour des régimes moteurs [3500 ; 9000] tr.min⁻¹ par pas de 500 tr.min⁻¹ et uniquement en pleine charge. Ceci vise à balayer un nombre assez conséquent de points de fonctionnement, quand la pleine charge tend à limiter l'impact de l'ouverture papillon et facilite la reproduction des essais.

Les essais en eux-mêmes comportent différents cas répartis en 4 étapes comme indiqué au Tableau 7. La méthode consiste en étapes où chaque fois, l'ensemble passé au banc est rendu plus simple. Ainsi, l'étape 4 comporte un tube droit à l'admission, puis le boîtier papillon et le conduit où se trouve l'injecteur. Suit la culasse et enfin un simple tube droit à l'échappement. La première étape (l'étape 1), se voit travailler avec des configurations comportant uniquement des composants du moteur série.

De manière plus détaillée, est présentée une série d'essais référencés : **Ex-Cy**. La valeur 'x' donne directement le numéro de l'étape considérée. Ainsi **E1** correspond à l'étape 1 et de fait aux essais avec exclusivement des éléments du moteur série. **E2** est l'étape 2, avec uniquement des éléments prototypes. Les lignes d'admission et d'échappement sont approximées par des tubes droits et des capacités calibrées. L'étape 3, notée **E3**, est une simplification de l'étape précédente. La ligne d'admission est plus courte puisqu'elle ne comporte plus le volume simulant la présence de la boîte à air. La quatrième étape (**E4**) ne comporte que des conduits à l'admission comme à l'échappement. La référence 'y' sert à retrouver grâce au tableau ci-après de quelle configuration il est question : C1 pour Configuration 1, C2 → Configuration 2, etc. Ce référencement a permis lors des phases de préparations, montages au banc, essais puis dépouillement, de connaître aisément et à tout moment de quel montage il était question.

Tableau 7 : Récapitulatif des essais au banc moteur

Réf.	Etape	Tube adm	Tube éch	AAC (°vil)	Volume adm	Volume éch	Moteur GRG
E1-C1	Etape 1	---	---	AAC2	---	---	Moteur complet avec variation de AA
E1-C2	Etape 1	---	---	AAC1	---	---	Moteur complet
E1-C3	Etape 1	---	---	AAC1	---	---	*/ enlever : manchon à l'adm
E2-C1	Etape 2	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC1	OUI [A]	OUI [B]	---
E2-C2	Etape 2	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC1	OUI [A]	OUI [B]	Remarque : avec pénétration des tubes de 20 mm
E2-C3	Etape 2	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC1	OUI [A]	OUI [B]	Remarque : avec pénétration des tubes aléatoire
E3-C1	Etape 3	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC1	NON	OUI [B]	---
E3-C2	Etape 3	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC1	NON	OUI [B] et [C]	---
E3-C3	Etape 3	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC1	NON	OUI [B] et [C]	Remarque : avec pénétration des tubes de 20 mm
E4-C1	Etape 4	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC1	NON	NON	---
E4-C2	Etape 4	Droit L= 250	Droit L= 550	AAC1	NON	NON	---
E4-C3	Etape 4	Droit L= 150	Droit L= 800	AAC1	NON	NON	---
E4-C4	Etape 4	Droit L= 250	Droit L= 800	AAC2	NON	NON	---
E4-C5	Etape 4	Droit L= 150	Droit L= 550	AAC1	NON	NON	---

II.4.3. – Essais soufflerie

Les essais utilisant une soufflerie de ce type sont communément employés pour caractériser un écoulement au travers de systèmes donnés. Cela peut aller du simple tube à des systèmes plus complexes comme des culasses de moteur. Ce genre d'essais est d'ailleurs utilisé afin de définir les coefficients de décharge aux soupapes.

Pour y parvenir, un dispositif aspire au travers d'un organe d'admission déprimogène étaloné (de type tuyère), un débit d'air connu qui est refoulé au travers de l'orifice à tester avec une vitesse génératrice nulle, permettant la mesure du ratio de pressions qui règne de part et d'autre de l'orifice ainsi que la température dans la cuve de tranquillisation [125].

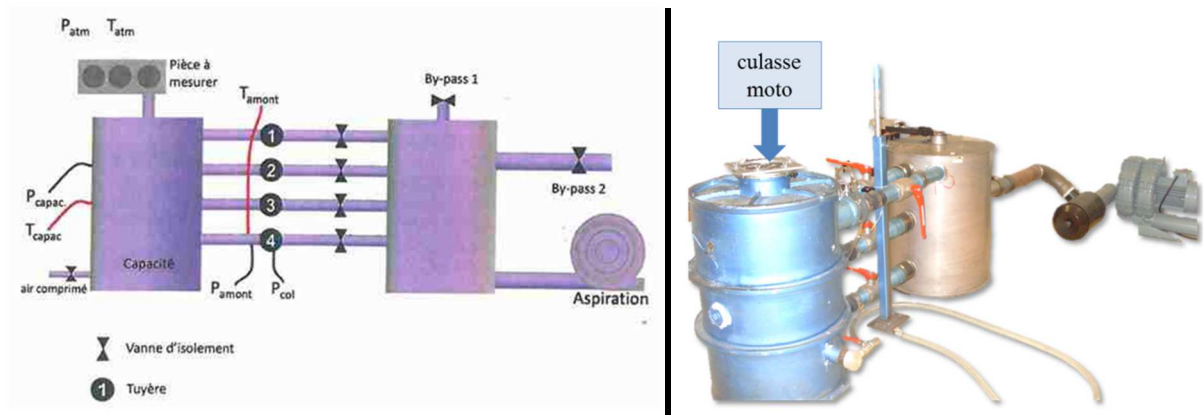


Figure 31 : Schéma du moyen d'essais et montage de la soufflerie (la capacité est en bleue)

Moyens d'essais et matériels de mesure spécifique :

Une soufflerie qui a été construite et assemblée par Le Moteur Moderne est utilisée (Figure 31). Les mesures se font par deux capteurs de pression différentielle 'ENTRAN' [126]. L'un ayant une étendue de mesure de 0/100 mbar, l'autre de 0/400 mbar, avec une précision de 0.2% de la pleine échelle.

Contrôle de l'installation :

Il est possible de contrôler l'étanchéité en surpression ou en dépression (préférée ici). Pour cela, une membrane étanche est placée sur l'orifice d'entrée de la soufflerie (à la place de la pièce à mesurer, Figure 31). Toutes les vannes d'isolement sont fermées sauf la vanne de la tuyère 2, la vanne de By-Pass 2 et le volet de By-Pass 1 qui sont totalement ouverts. Reste à ouvrir le robinet du manomètre en U, démarrer le moteur de la soufflerie et régler la dépression (lecture manomètre, $P_{\text{capacité}} \approx 500 \text{ mm CE}$) avec les vannes 1 et 2. Fermer la vanne de la tuyère 2 et laisser l'ensemble sous dépression pour vérifier qu'il n'existe pas de fuites. Il est toléré une fuite maxi de décroissance du manomètre de 60 mm/minute ; cette condition remplie, la capacité est vidée et la vanne d'isolement du manomètre en U fermée.

Equipement des essais sur culasse (Figure 32):

Il faut équiper la culasse des différents dispositifs de positionnement des soupapes et des comparateurs de contrôle. Des tubes calibrés aux diamètres des conduits d'admission et d'échappement de la culasse devront être préparés afin de relier la culasse à la capacité ; de même, pour optimiser les mesures des cordons de plasticine seront placés aux orifices d'entrée de flux dans la culasse.

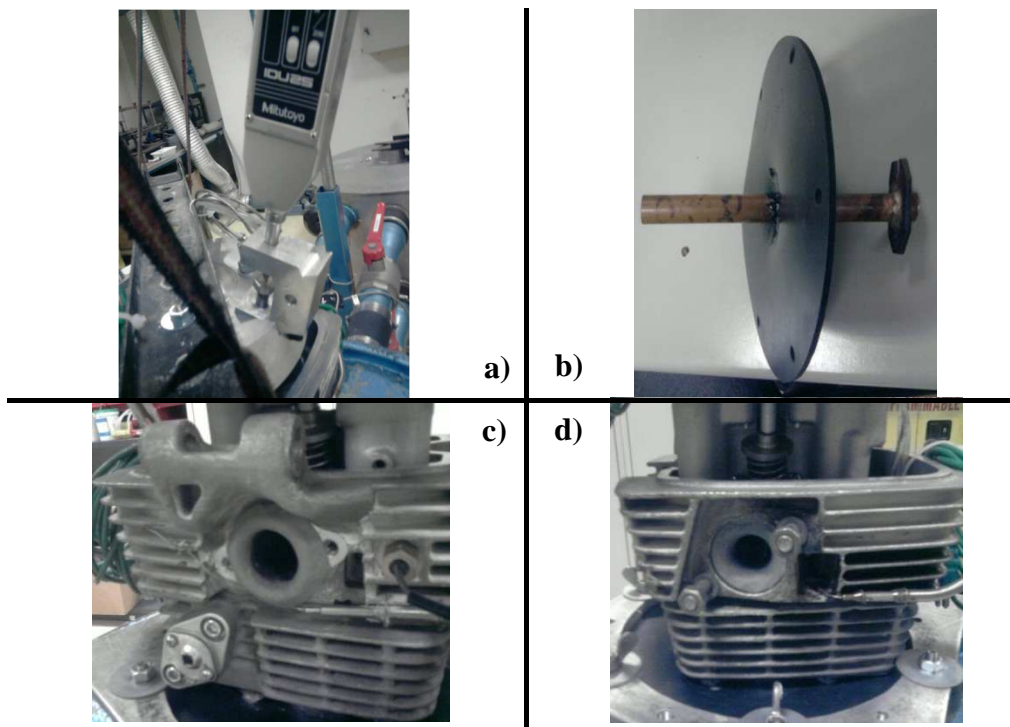


Figure 32 : Equipement pour essais sur culasse

a) comparateur digital ; b) raccord capacité/culasse ; c) plastiline admission ; d) plastiline échappement

Déroulement de l'essai :

Avant de débiter les essais, il faut régler les offsets des deux capteurs et renseigner les pressions et températures ambiantes. Cela fait, il est alors possible de relever les valeurs de section à la soupape en fonction de la levée.

Différentes levées sont consécutivement mesurées comme indiqué dans les Tableau 8 et Tableau 9 ; certaines précautions sont toutefois à prendre comme choisir la tuyère adéquate pour le débit correspondant. Malgré le fait que la dépression dans la capacité soit imposée à 50 mbar, les différentes levées modifient les débits et donc le choix de la tuyère appropriée. L'ouverture du By-Pass permet de régler la dépression dans la capacité avec une précision allant jusqu'à +/- 1 mbar.

Les essais de soufflerie comportent deux phases, la première qui se déroule de manière classique. C'est-à-dire, que les mesures se font dans le sens direct et indirect de l'écoulement ; l'entrée ou la sortie du fluide se fait par le cylindre (Figure 33 a). Une seconde étape consiste à mesurer la perméabilité dans des conditions de croisement de soupapes au travers des deux soupapes avec la présence du piston (Figure 33 b).

Comme le préconisaient Tanaka [92] et Wood *et al* [6], mais également Auriemma *et al* [127] et Battistoni *et al* [128, 129] lors de travaux plus récents, ces essais s'inscrivent dans l'idée de caractériser avec soin les soupapes et leur loi de levée ; c'est la raison pour laquelle l'écoulement sera, dans toutes les configurations, étudié dans les deux sens [96].

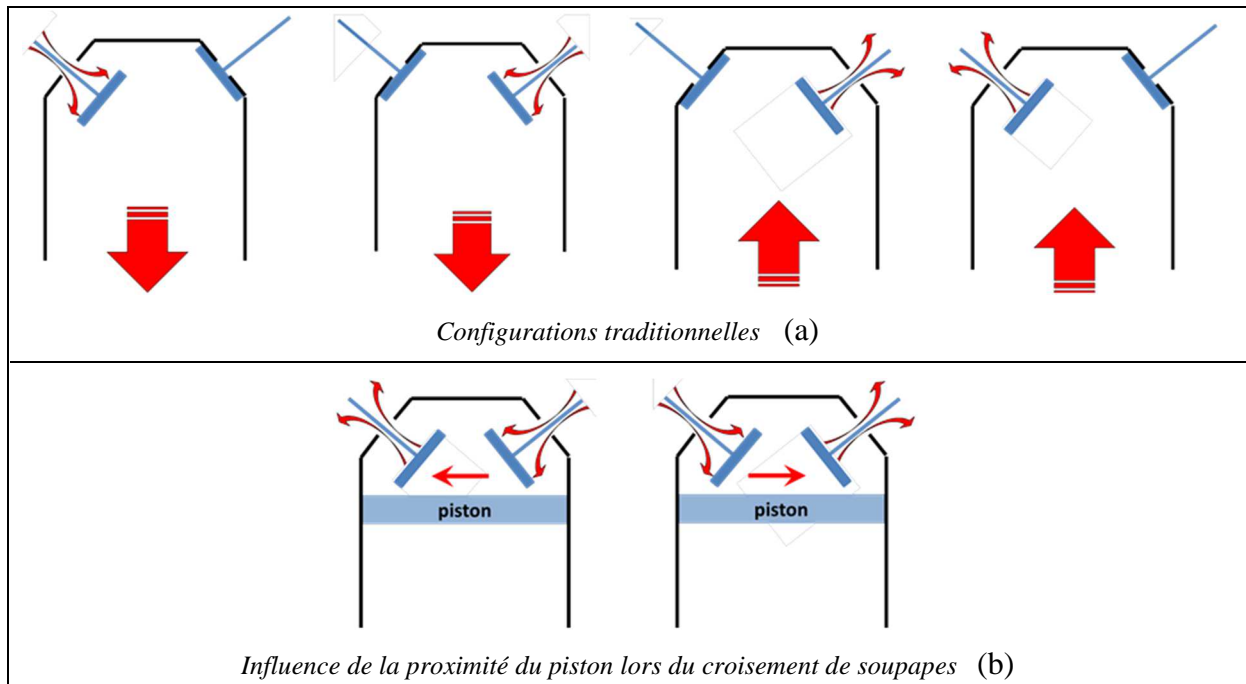


Figure 33: Différents cas d'essais soufflerie du point de vue écoulements dans le cylindre

Tableau 8: Levées de soupapes soufflerie, admission et échappement réalisées séparément

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Levées	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
Points	11	12	13	14	15	16	17	18		
Levées	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8		

Tableau 9: Levées de soupapes soufflerie, admission et échappement réalisés simultanément

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Levées admission	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,35	1,5
Levées échappement	4,2	3,1	2,8	2,45	2,3	2	1,7	1,5	1,35	1,2
Points	11	12	13	14	15	16	17			
Levées admission	1,75	2,1	2,4	2,6	2,85	3,2	4,15			
Levées échappement	1	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2			

Ce chapitre a permis de faire le point sur les différents outils (numériques et expérimentaux) et méthodologies de modélisation et d'analyse qui seront utilisés dans cette thèse :

- **Des informations à propos des outils de travail utilisés, aussi bien numériques qu'expérimentaux.**
- **Des essais et méthodes d'analyse adaptés aux phénomènes physiques à étudier.**
- **Des utilisations et des approches originales tant au niveau des procédés mis en œuvre, que concernant l'analyse des résultats obtenus**

Les différentes méthodologies de travail selon les éléments considérés et les phénomènes physiques étudiés, ainsi que les résultats obtenus sont présentés dans les chapitres qui suivent.

Chapitre III Etude d'écoulements dans des singularités

Les performances d'un Moteur à Combustion Interne sont directement liées à la quantité de carburant pouvant réagir avec l'oxygène de l'air lors de la phase d'oxydation exothermique appelée combustion. Ainsi, la quantité de carburant admise se trouve être intrinsèquement liée à la quantité d'air pouvant être admise dans le cylindre (remplissage cylindre). Il apparaît donc que cet air enfermé dans le cylindre est une notion des plus importantes à savoir déterminer lors de simulations. Or le phénomène de remplissage dépend de nombreux paramètres et notamment des propagations des ondes de pression au sein des tubulures d'admission et d'échappement des MCI. Aussi ce chapitre va porter sur deux éléments bien précis des boucles d'air de manière à pouvoir par la suite inclure les résultats des observations dans le modèle 1D complet.

Dans un premier temps, seront traités les thèmes des coefficients de décharge ainsi que l'impact de la présence du piston à proximité des soupapes sur l'écoulement lors du croisement de soupapes.

Pour cela, une soufflerie numérique est construite afin de reproduire une série d'essais réalisés sur une soufflerie fonctionnant par dépression. Tout d'abord des essais traditionnels au travers d'une soupape sont effectués. S'en suit des essais et une étude d'un écoulement au travers de la culasse : soupape admission – cylindre avec piston – soupape d'échappement.

La seconde partie étudiera certaines configurations fréquemment rencontrées dans des silencieux d'échappement. Elle portera sur les réponses des niveaux de pression de ces différents éléments lors d'essais de types tubes à chocs. Pour cela, les différentes géométries sont testées en essais réels, en simulations mono- et tridimensionnelles, dans des configurations atmosphérique et d'échappement moteur (températures de 600K).

III.1. – Etudes des écoulements aux soupapes

Le remplissage est un phénomène primordial dans le fonctionnement d'un Moteur à Combustion Interne, puisqu'un remplissage optimisé permet d'injecter plus de carburant et donc de tirer parti de toute la capacité mise à disposition par le moteur. Or, le travail bibliographique a mis en évidence que dans la liste des éléments ayant (ou susceptible d'avoir) une influence directe sur cette capacité de remplir le cylindre d'air frais, il se trouve que l'écoulement aux soupapes a une importance toute particulière. Il se traduit par un coefficient de décharge à la soupape, noté C_D [130].

III.1.1. – Coefficient de décharge

Afin d'appréhender un peu mieux la notion de coefficient de décharge, le plus simple est de reprendre la définition de ce coefficient tout en s'appuyant sur l'emploi fait dans le code 1D : GT-Power [114].

Dans le cas de soupapes, mais également pour les boitiers papillons et autres types d'orifices, caractériser les coefficients de décharge de l'écoulement dans les deux sens est nécessaire. Ces coefficients sont créés à partir de l'équation de vitesse isentropique pour un écoulement au travers d'un orifice (ici une soupape) et sont définis comme étant le rapport de la surface effective et de la surface de référence de l'écoulement [112]. Ils incluent des pertes par frottement et des erreurs dans les hypothèses de profils de vitesse dans les équations aux orifices.

Dans le cas de gaz, les coefficients de décharge peuvent être calculés en utilisant les formules suivantes [115] :

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{is} U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} \quad (\text{III - 1})$$

$$\rho_{is} = \rho_0 (P_R)^{1/\gamma} \quad (\text{III - 2})$$

$$U_{is} = \sqrt{r T_0} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (\text{III - 3})$$

Une autre série de formules est utilisée pour calculer les coefficients de décharge pour un débit critique ou dans des conditions de choc. Le débit critique est atteint lorsque le rapport de pression remplit la condition suivante:

$$P_R \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III - 4})$$

Les formules deviennent alors :

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{is} U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} \quad (\text{III - 5})$$

$$\rho_{is} = \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{1/\gamma-1} \quad (\text{III - 6})$$

$$U_{is} = \sqrt{\gamma r T_0} \left\{ \frac{2}{\gamma + 1} \right\}^{1/2} \quad (\text{III - 7})$$

Lors du calcul de C_D pour les orifices, la surface de référence A_R doit être calculée à partir du diamètre de l'orifice. Lors du calcul de C_D pour les papillons des gaz et les soupapes, la surface de référence A_R doit être calculée à partir de la valeur saisie pour l'attribut '*Diamètre de référence*'. La surface de référence reste inchangée indépendamment de l'angle ou de la position. Dans le cas de soupapes pilotées par arbre à came, deux options sont possibles :

Le C_D peut être calculé à partir de la surface de référence A_R , qui est maintenue constante pour toutes les valeurs L/D :

$$A_R = \pi/4 \cdot D_{ref}^2 \quad (\text{III - 8})$$

Le C_D peut être obtenu en utilisant la surface de référence A_R , qui est calculée de manière unique pour chaque position de levée soupape ainsi que la surface de passage (dans un tableau L/D) :

$$A_R = \pi/4 \cdot D_{ref} \cdot L \quad (\text{III - 9})$$

Dans les conditions d'essais, on a :

$$C_D = \frac{\dot{m}}{A_R \left(\rho_0 \cdot P_R^{\frac{1}{\gamma}} \right) \left(\sqrt{r \cdot T_0 \left(1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \right)} = \frac{\dot{m}}{107,41 \cdot A_R} = \frac{S_{eq}}{A_R} \quad (\text{III - 10})$$

Afin de limiter les approximations liées aux calculs successifs, il est choisi de comparer les valeurs de débits masse aux soupapes. En effet, ce sont des valeurs obtenues directement sur GT-Power et à la soufflerie comme résultats d'essais. Il était envisageable de travailler avec les sections effectives, mais comme le montre l'équation (III – 10), sections effectives et débits masses sont directement liés. Ainsi, étudier les débits est donc suffisant, sans besoin de post-traitements particuliers.

III.1.2. – Soufflerie : mesures traditionnelles

III.1.2.1. – Mise en place des modèles

Avec cette partie, seront étudiés une série de cas. Dans un premier temps sont donc réalisés les cas d'écoulements au travers d'une seule soupape (Figure 33 (a)), puis au travers des deux soupapes avec le piston positionné au Point Mort Haut. La finalité étant d'obtenir une évaluation des résultats proposés par le code 1D. Toutefois, lors de la réalisation des calculs monodimensionnels, le C_D est considéré comme une donnée d'entrée. La validation des simulations se portera sur les sections effectives (S_{eq} en mm^2) et surtout sur les débits masses (Q_m en kg/s).

Dans la simulation 1D, lors de la caractérisation d'une soupape, il faut renseigner des données d'entrée telles que la loi de levée des soupapes et les coefficients de décharge. Les C_D utilisés en monodimensionnel sont ceux obtenus à partir des débits et pressions mesurés lors des essais en soufflerie. La logique voudrait que les résultats de la soufflerie modélisée en 1D à savoir le débit, correspondent à ceux des essais réels. Ainsi il sera possible d'appréhender la justesse d'éventuels défauts de conception, de méthodologie, ...

Lors d'essais en soufflerie, est installé en entrée du système, un élément visant à réduire l'impact du changement de sections afin de limiter le plus possible d'éventuelles perturbations de l'écoulement et notamment l'apparition de pertes de charges. De cette manière peuvent être ajoutées des tulipes, ou comme cela a été le cas lors de nos essais, des cordons de plasticine. La plasticine est une pâte à modeler et à disposer à la main, qui se rigidifie au contact de l'air. Cet élément ajouté en bout de système favorise le passage de l'air depuis le milieu ambiant vers l'intérieur des conduits. Le fait qu'il s'agisse d'un rayon de courbure et non d'un élément rectiligne (conique) permet de limiter d'éventuels décollements de couches limites ou de zones de recirculation.

Il est décidé de débiter avec l'écoulement en sens "normal" à la soupape d'admission. Par la suite, trois autres configurations 1D seront testées et comparées aux essais en soufflerie. Le but est d'évaluer l'impact du choix de la modélisation de l'extrémité reliant l'atmosphère à la culasse et du choix de l'écoulement sur GT-Power. La Figure 35 illustre la modélisation réalisée en 1D. Les éléments 'e301, e302 et e303' servent à indiquer les conditions limites : 1 bar pour la mise à l'atmosphère ou 0,95 bar pour la mise en dépression, selon le sens de l'écoulement. Les deux éléments pointés de flèches rouges correspondent aux soupapes ; sont alors indiquées les valeurs de levée de soupape ($L = 0$ mm si soupape non utilisée) ainsi que leurs C_D . Enfin le cylindre est décomposé en deux parties, le volume mort servant à rattacher les soupapes, car il est impossible de lier 2 soupapes à un conduit et encore moins d'y faire respecter les inclinaisons des soupapes comme sur la Figure 34. Un élément tube sert à modéliser la zone comportant le piston. Ainsi, le volume correspondant à la somme du volume mort et du tube correspond exactement au volume du cylindre.

Attribute	Unit	1	2	3
Volume	mm ³	13065		
Part Name		chapele	chapele	cylindre
Adjacent Part Diameter		23.5	20.0	55.0
Link ID Number		1	2	3
Angle wrt X-axis (3D)		30	30	180
Angle wrt Y-axis (3D)		120	60	90
Angle wrt Z-axis (3D)		90	90	-90
Characteristic Length	mm	5.5	5.5	5.5
Expansion Diameter	mm	55	55	55

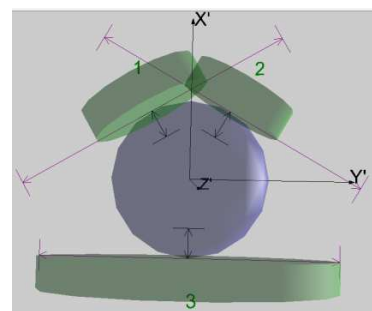


Figure 34: Représentation de l'élément volume sous Gt Power

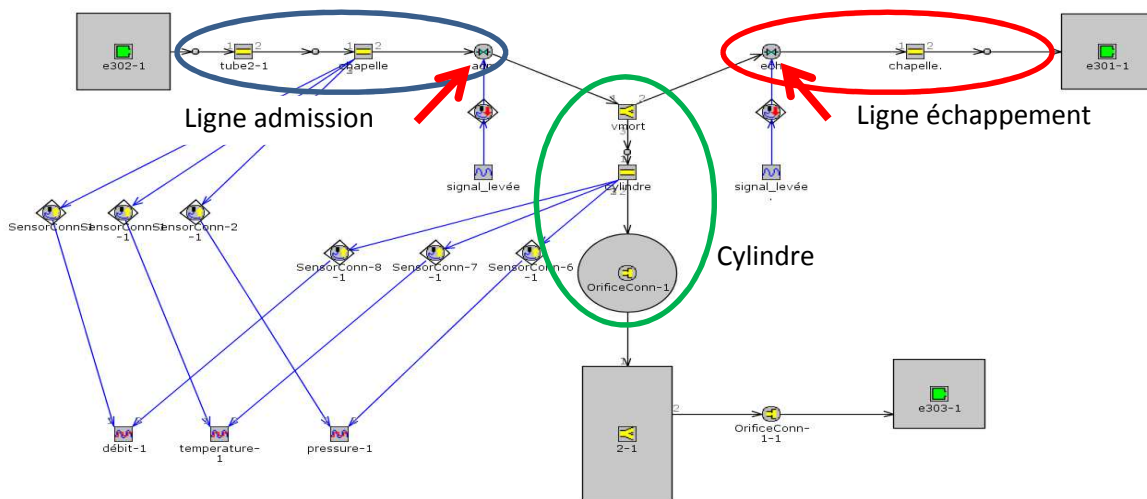


Figure 35: Modèle 1D soufflerie culasse

Par la suite les trois autres cas seront également comparés aux résultats obtenus à la soufflerie. Ainsi seront traités les cas:

- Admission, sens normal : il s’agit du cas décrit précédemment. L’air va de l’entrée de la tubulure d’admission au cylindre en passant par la soupape, comme dans le cas classique d’aspiration du moteur.
Ici, dans le modèle, la soupape d’échappement est à 0 mm de levée durant tout l’essai. ‘e302’ est fixé à 1 bar et 293 K alors que ‘e303’ est à 0,95 bar et 293 K.
Le cordon de plasticine est modélisé de deux façons :soit un rayon de courbure de 5 mm est inclus entre le tube et le milieu ambiant, soit une approximation est faite en incluant un cône aux dimensions du cordon.
- Admission, sens inverse : la dépression de 50 mbar est effectuée en entrée culasse. L’écoulement est donc réalisé dans le sens inverse de l’écoulement traditionnel. L’air se déplace donc du cylindre vers la tubulure d’admission en passant par la soupape.
Dans la simulation, la soupape d’échappement reste toujours fermée. ‘e303’ est à 1 bar alors que ‘e302’ est à 0,95 bar.
Ici, aucun cordon de plasticine n’a été mis en place du fait des dimensions du cylindre (diamètre \approx longueur), donc pas d’élément à ajouter.
- Echappement, sens normal : il s’agit de l’étude de l’évacuation des gaz du cylindre. C’est-à-dire que les gaz vont du cylindre vers la tubulure d’échappement.
Cette fois, la soupape d’admission reste close, ‘e301’ est à 0,95 bar et ‘e303’ est à 1 bar.
Comme dans le cas de ‘l’admission sens inverse’, l’air ambiant entre par le cylindre, il n’y a pas de cordon de plasticine.
- Echappement, sens inverse : il s’agit du cas où des gaz d’échappement reviendraient à l’intérieur du cylindre par phénomène de “back flow”. Les gaz vont de la ligne d’échappement vers le cylindre.

La soupape d'admission ne s'ouvre pas pendant tout l'essai. 'e301' vaut 1 bar et 'e303' est fixé à 0,95 bar afin de permettre l'écoulement.

L'ajout du cordon de plasticine à l'extrémité de la tubulure d'échappement est nécessaire ici.

Les essais en soufflerie ont été réalisés pour des levées de soupapes suivant le Tableau 10: Levées de soupapes. Ces valeurs sont les mêmes pour l'admission comme pour l'échappement.

Tableau 10: Levées de soupapes

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Levées (mm)	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5
Points	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Levées (mm)	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5

III.1.2.2. – Résultats : admission sens direct

Tout d'abord, il ressort que la manière de construire la géométrie de façon unidimensionnelle a son importance : la manière de lier les éléments les uns aux autres peut affecter les débits. La Figure 35 montre les différents éléments ainsi que la manière de les relier entre eux. Il est alors possible de noter qu'un système de flèches permet d'orienter l'ensemble, de définir un ordre dans les éléments.

La Figure 38 met clairement en évidence qu'avec une construction adéquate, les simulations sont en mesure de donner des prédictions inférieures ou égales à 7% lorsque la modélisation de la plasticine en bout de conduit est réalisée avec un élément tube. Pour la modélisation de la plasticine par un rayon de courbure de 5 mm, les écarts relatifs avec les essais réels ne dépassent pas 5%. Les écarts relatifs étant à valeurs positives, cela signifie que les modélisations sous-estiment les débits aux soupapes.

Sous GT-Power, un élément tube est retranscrit de manière géométrique par le diamètre de chaque extrémité et une longueur. La variation de diamètre se faisant par une variation continue et rectiligne, profilant un aspect conique (Figure 36 a)). La référence 'rayon de courbure' (Figure 36 b)) définit un rayon de raccordement entre le milieu ambiant et le conduit.

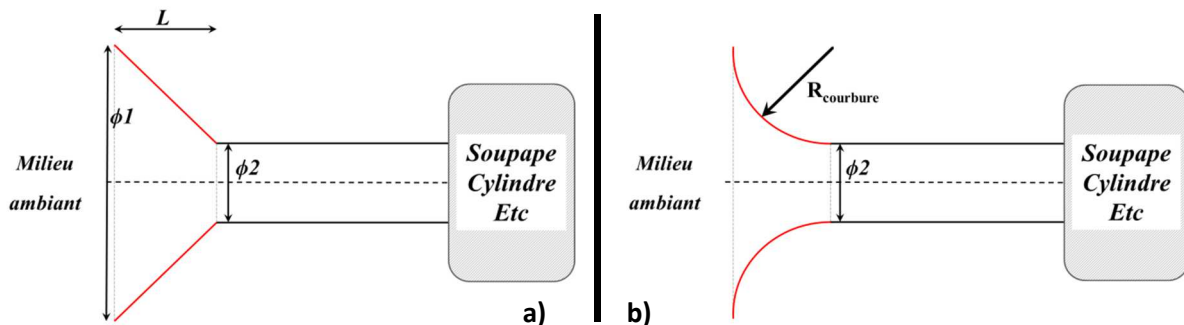


Figure 36: Schématisation extrémité conique (a) ou avec courbure (b)

Les écarts relatifs mettent bien en évidence qu'à ouvrir la soupape, donc à laisser passer plus de débit, les écarts entre les résultats des simulations avec un cône ou un rayon de courbure augmentent ; avec un débit plus faible obtenu dans le cas de la modélisation avec un élément 'cône'. Cela s'explique par le fait que le cas avec un rayon de courbure n'offre pas d'arêtes, l'écoulement se réalise sans décoller de la paroi ; alors que dans le cas d'un embout conique, la vitesse du flux associée à une géométrie discontinue entraîne une vena contracta (Figure 37). Il s'agit d'une restriction du flux limitant de fait le débit au sein du système.

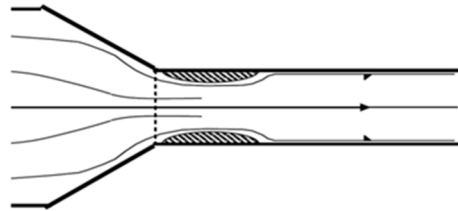


Figure 37: Décollement de l'écoulement lors d'un changement de section conique

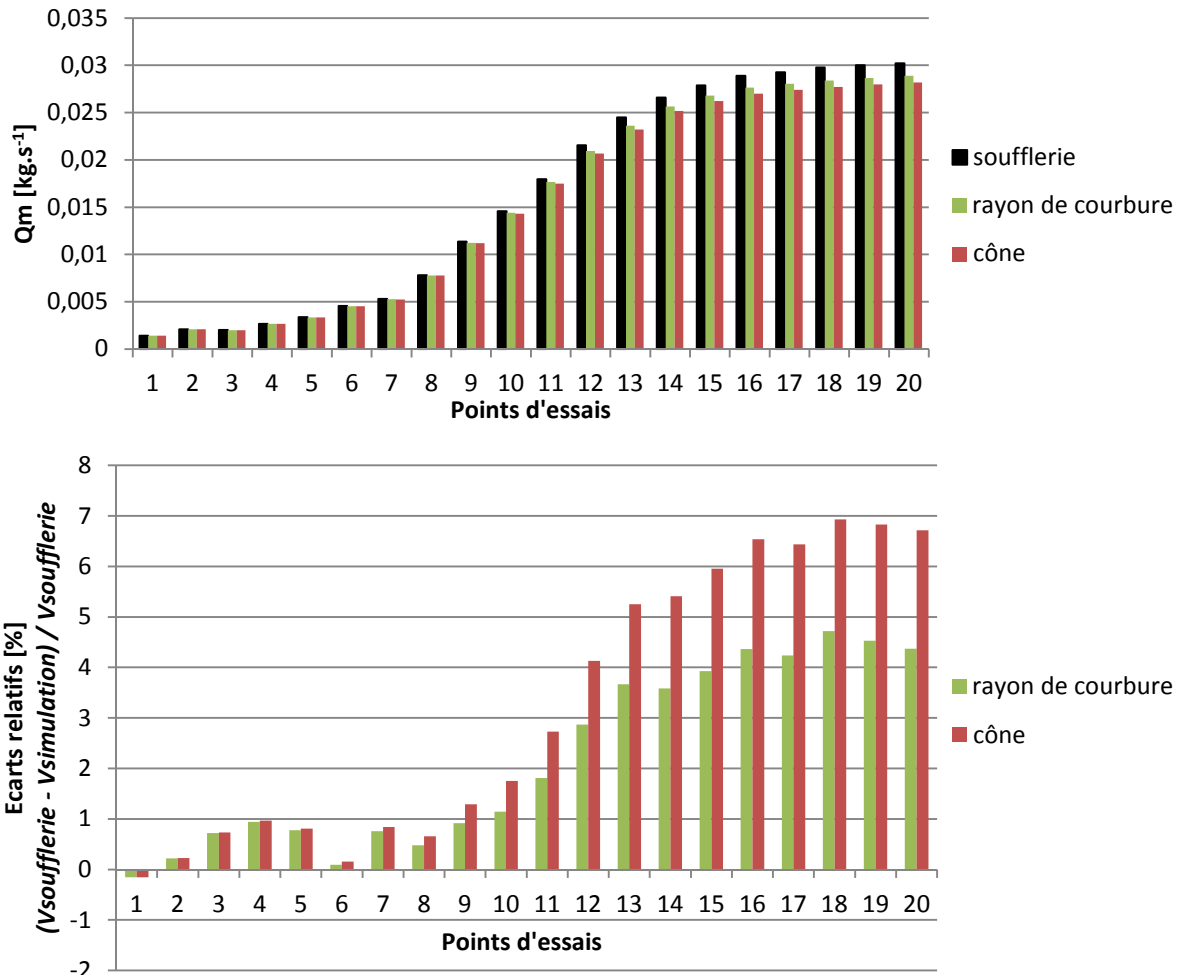


Figure 38: Comparaison des débits masses à l'admission dans le sens direct en fonction de la modélisation choisie pour un écoulement normal

De manière générale, les écarts relatifs étant à valeurs positives, cela signifie que les modélisations sous-estiment les débits aux soupapes. Exprimé différemment, le code donne l'impression de surestimer les pertes de charges dues au système, ce qui a pour conséquences de donner des valeurs de section effective plus faible que dans la réalité. Le graphique des écarts relatifs permet de montrer également que les erreurs commises s'accroissent avec l'ouverture de la soupape. Il apparaît donc nettement que la manière de modéliser est primordial, afin d'obtenir des résultats les plus prédictifs. La Figure 38 révèle une légère amélioration pour les simulations avec des rayons de courbure aux extrémités. Ces éléments étant les plus proches dans la manière de représenter des cordons de plasticine que des représentations avec des profils coniques.

III.1.2.3. – Résultats : admission sens inverse

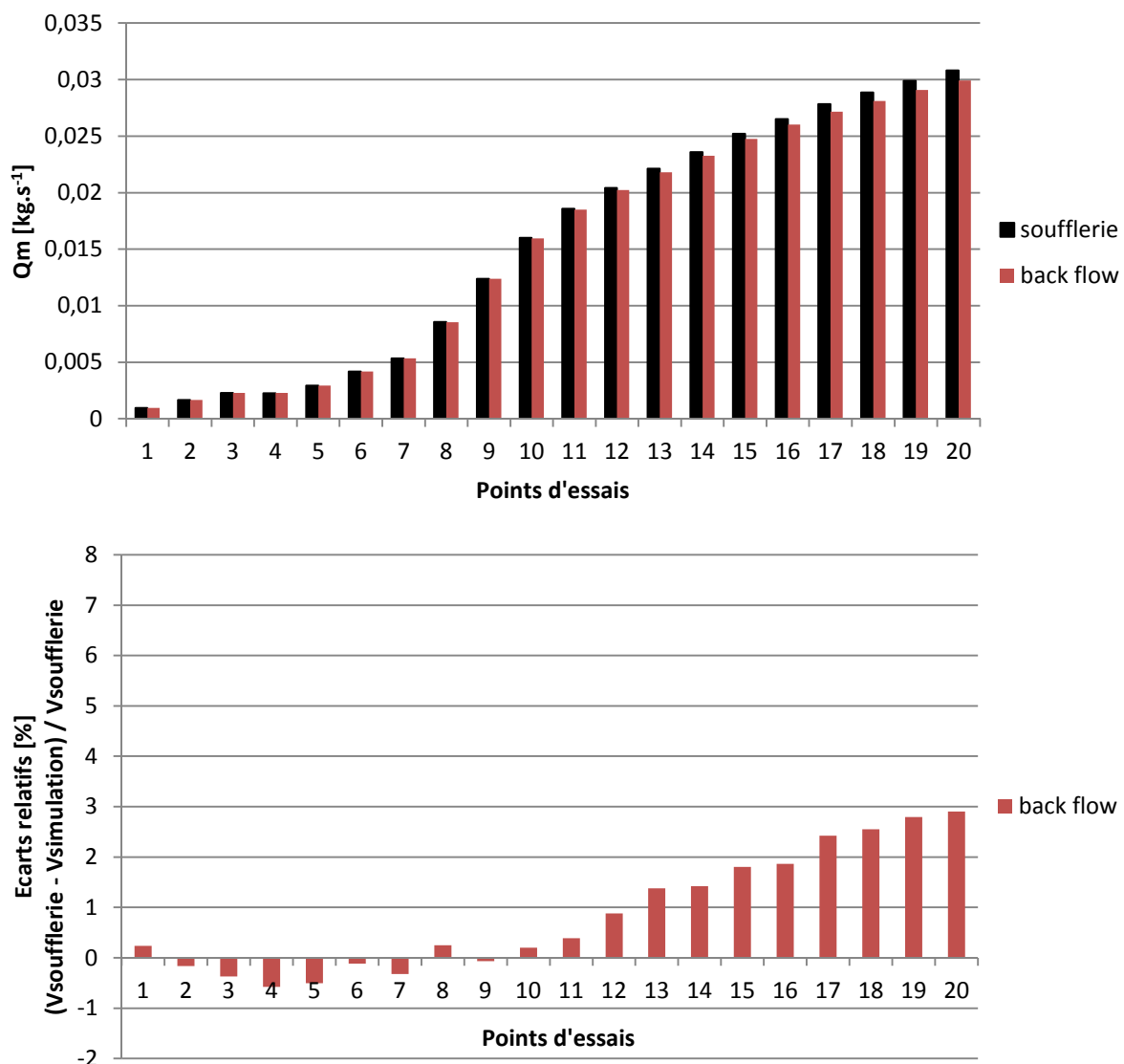


Figure 39: Comparaison des débits masses pour un écoulement à l'admission dans le sens inverse

Ici, l'air entre par le cylindre, le diamètre d'entrée est largement supérieur au diamètre à la soupape. De fait, l'écoulement à la soupape n'est que très peu voire pas perturbé par son entrée dans les conduits. La distinction des constructions 'cône' et de 'rayon de courbure' nécessaire lors des modélisations précédentes ne l'est plus ici. Il est conservé la comparaison des orientations des raccords des éléments. 'Back flow' reprend l'orientation des raccords des éléments classiques, à savoir de l'admission vers le cylindre.

Les graphes en Figure 39 montrent une fois de plus qu'une modélisation correcte d'un dispositif permet d'obtenir des simulations prédictives et efficaces. Les résultats obtenus sont inférieurs à 5%. Cependant, il est encore une fois possible de se rendre compte que la simulation est moins efficace avec l'ouverture de la soupape : plus la soupape est ouverte, moins la prédiction par modélisation 1D est efficace. La tendance allant toujours dans le sens d'une sous-estimation des sections efficaces lors des simulations.

III.1.2.4. – Résultats : échappement sens direct

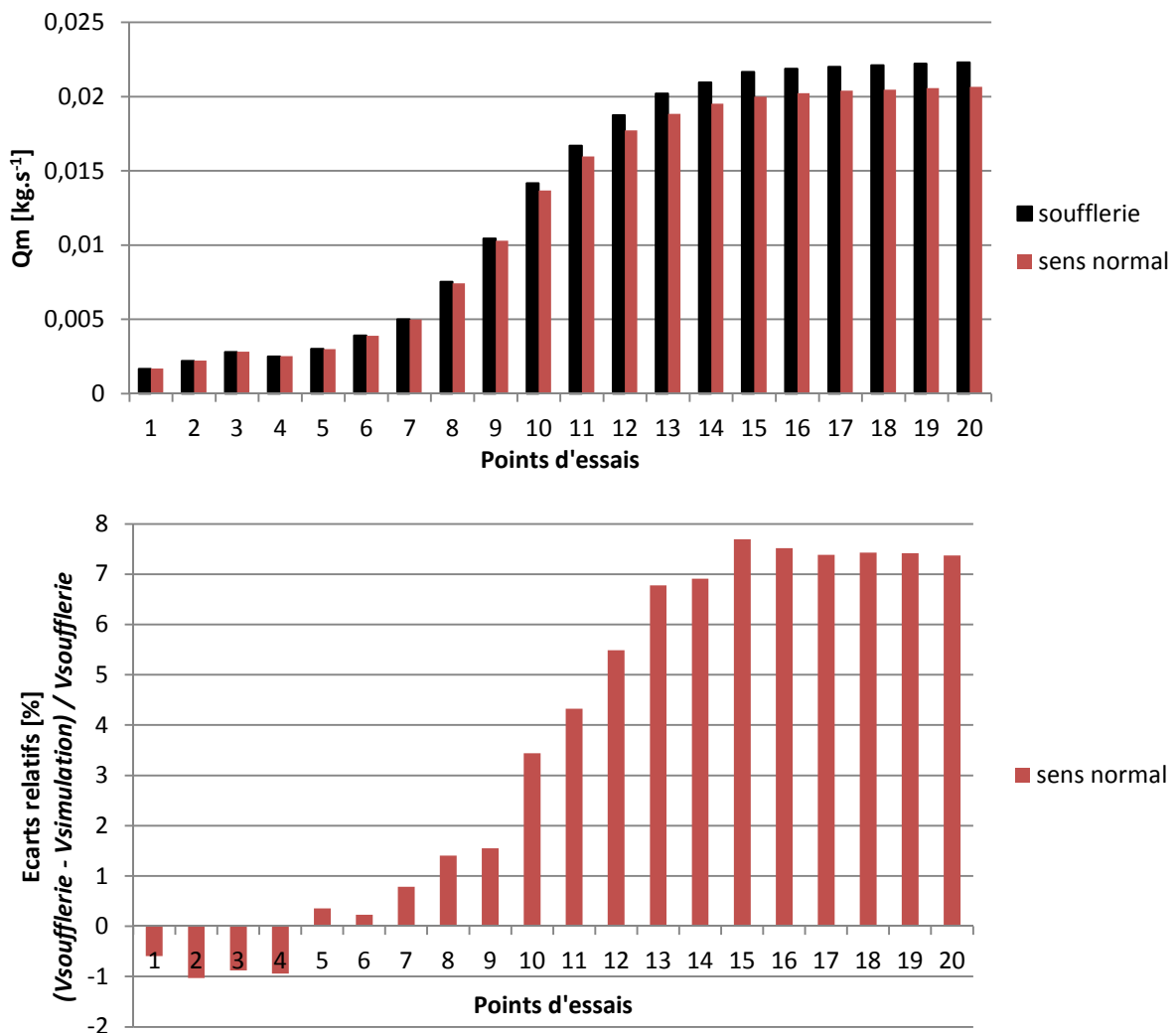


Figure 40: Comparaison des débits masses pour un écoulement à l'échappement dans le sens direct

Les mêmes méthodes que dans la partie admission ont été appliquées. Pour rappel, ici, le sens direct consiste à imposer un flux allant du cylindre vers la ligne d'échappement.

La Figure 40 permet de constater que le code 1D sous-estime les débits aux soupapes. Encore une fois, le code 1D fournit des débits insuffisants pour représenter au mieux la réalité. L'écart augmente par rapport au cas 'admission-sens normal'. Ceci pourrait provenir du fait que le diamètre à l'échappement est inférieur à celui de l'admission. Ainsi, certains effets (des prises en compte) de pertes de charges dans le calcul pourraient se voir encore amplifiés.

Toujours est-il que lors des comparaisons à l'admission, des écarts supérieurs à 5% pour de fortes levées de soupapes étaient visible. A l'échappement, ils sont toujours présents et même plus importants.

III.1.2.5. – Résultats : échappement sens inverse

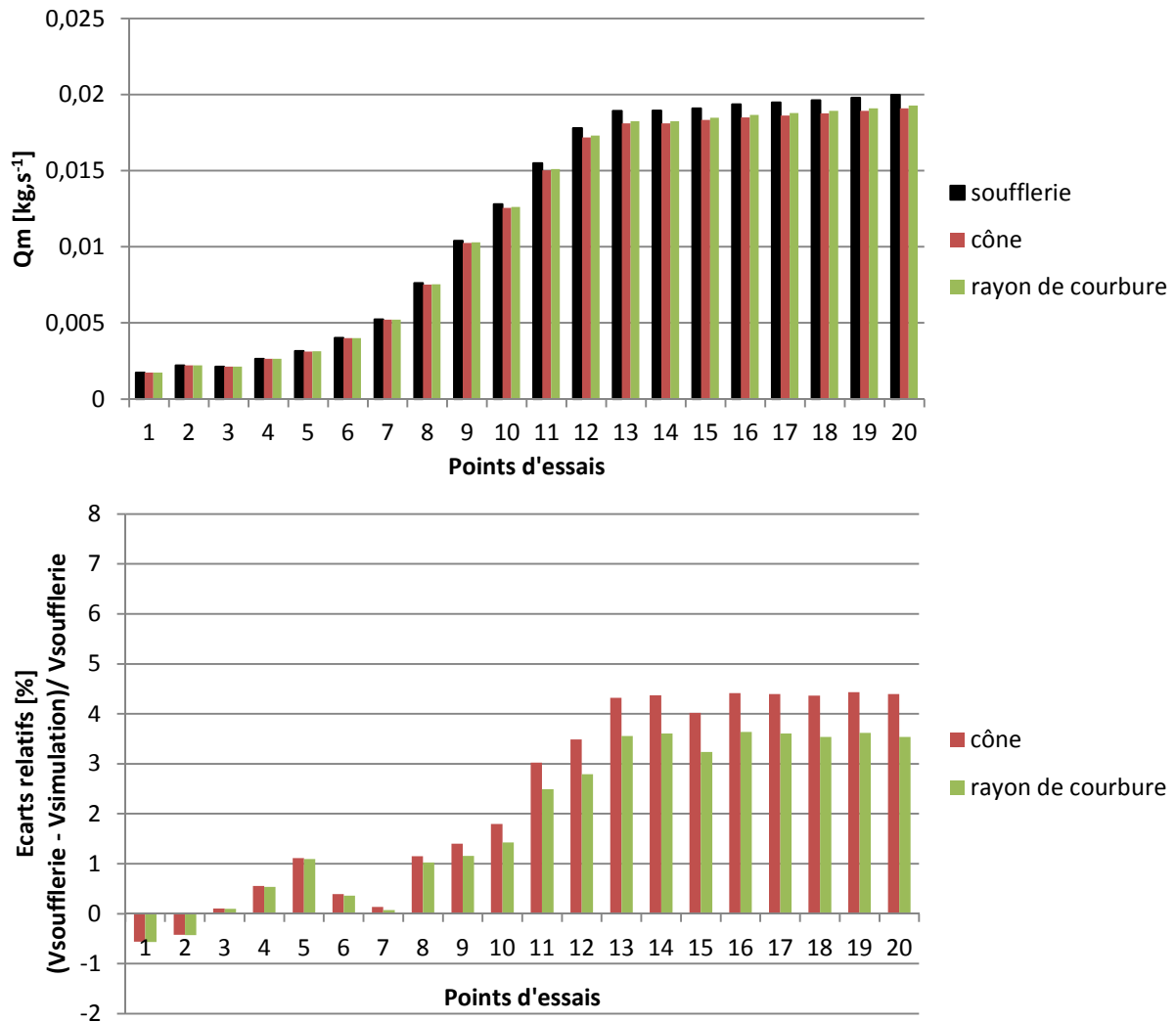


Figure 41: Comparaison des débits masses à l'échappement dans le sens inverse en fonction de la modélisation choisie

Il s'agit du cas où est étudié l'écoulement dans le sens inverse (back flow). La comparaison des courbes 'cône' et 'rayon de courbure' permet d'observer l'influence de la considération de l'extrémité de la ligne d'échappement lors de la modélisation. Même si les résultats sont très proches les uns des autres, une différence est tout de même notable. Enfin, il est aisé de retrouver l'observation effectuée à chacun des cas précédents, à savoir que pour les levées élevées (> 3 mm), les écarts observés sont les plus importants (ici supérieurs à 3%).

III.1.2.6. – Analyses :

Il est possible de noter qu'influer sur les résultats est relativement aisé par simple construction : pour cela il suffit de voir ce qu'implique le type d'embout considéré lors de la modélisation comme comparer 'cône' et 'rayon de courbure'. D'où l'importance d'avoir des modélisations les plus représentatives possibles du système étudié.

De manière générale, il ressort qu'un modèle suffisamment précis et détaillé permet d'obtenir une bonne simulation de soufflerie numérique. Toutefois, il peut être noté que globalement, au travers des cas étudiés ici, le code 1D semble surestimer les pertes de charges dues aux soupapes, ce qui a tendance à limiter le débit au travers de la soupape. De manière plus globale, lors du fonctionnement du moteur complet, avoir des écarts de 3 à 7 % (7% surtout observés dans le sens direct de l'écoulement à l'admission comme à l'échappement) aux levées maximales des soupapes, affecterait directement le phénomène de remplissage et donc les prestations du moteur.

En analysant un peu plus les résultats, il apparaît que pour de faibles levées, le code de calcul n'ait à reproduire que les pertes de charges dues aux soupapes. Ce qui revient quasiment à ne prendre en compte dans les calculs que les C_D mesurés en soufflerie. Par contre, lors de fortes levées, la tendance est quelque peu différente. Il y a toujours les pertes de charges liées aux soupapes mais du fait de débits plus conséquents, il faut tenir compte des changements de sections, des frottements aux parois, etc. Comme noté dans la partie bibliographique, l'écoulement aux soupapes est plus complexe au fur et à mesure de l'ouverture de celle-ci. C'est sur ces aspects que le code semble surévaluer les pertes de charge entrant en jeu.

Traditionnellement, lorsqu'une culasse est testée en essais dans une soufflerie, les coefficients de décharge sont alors relevés (comme indiqué / décrit précédemment). Or, ces C_D tiennent compte de l'ensemble du système soumis à la mesure. Dans le cas de fortes levées, le raisonnement décrit dans ces dernières lignes conduit à dire que, les C_D aux fortes levées de soupapes possèdent déjà l'information des différentes pertes de charges du système passé au banc. Certaines données influant sur les pertes de charges apparaîtraient donc dans les conduits et dans le C_D à la soupape, d'où l'apparition d'un débit inférieur en simulation, en comparaison avec les essais. Ceci restera toutefois à prouver et corriger en modifiant le modèle 1D existant.

III.1.3. – Soufflerie : Proximité piston

III.1.3.1. – Mise en place des modèles

Il est coutume d'effectuer des essais en soufflerie afin de caractériser une soupape pour chacun des points de sa levée, de la même façon qu'effectuer dans la partie III.1.2. Ainsi, l'étude ne s'effectue que soupape par soupape, sans tenir compte de l'éventuelle proximité du piston et donc de la probable influence de ce dernier sur l'écoulement à la soupape. La partie III.1.2 a révélé que les extrémités admission et échappement avaient également un impact sur l'écoulement lors de tests en soufflerie. Cependant, le croisement de soupapes se déroule à de faibles levées, là où les écarts observés précédemment étaient les moins importants et où visiblement les extrémités du fait des faibles débits avaient un impact relativement minime.

Il est évident que la proximité du piston n'aurait un impact réel sur les écoulements aux soupapes qu'uniquement lors du croisement de soupapes. En effet, à cet instant précis le piston se trouve au voisinage du Point Mort Haut. La chambre de combustion est presque réduite qu'au simple volume mort et les levées de soupapes évoluent entre [0 ; 4,15] mm de levée (Tableau 11 ci-après). Ainsi, il paraît logique de se demander si l'écoulement aux différentes soupapes est toujours bien caractérisé par la simulation 1D ; si une différence est constatée entre les essais soufflerie et GT Power ; et enfin, tenter de voir si cela peut être dû à la présence du piston.

Dans cette partie, plusieurs techniques (et donc résultats) seront confrontés.

Tout d'abord les essais réels à la soufflerie sont étudiés. La méthode de montage reste très similaire à celles où l'écoulement s'effectuait par une seule soupape. La différence est que l'écoulement se fera au travers des deux soupapes en série, en d'autres termes : un écoulement passant par une soupape puis dans le cylindre, avant de sortir par la seconde soupape. Le piston sera positionné au Point Mort Haut (PMH) et fixe. L'hypothèse de stationnarité du piston durant la phase de croisement des soupapes vient du fait que durant cet intervalle, le déplacement et la vitesse du piston sont très faibles.

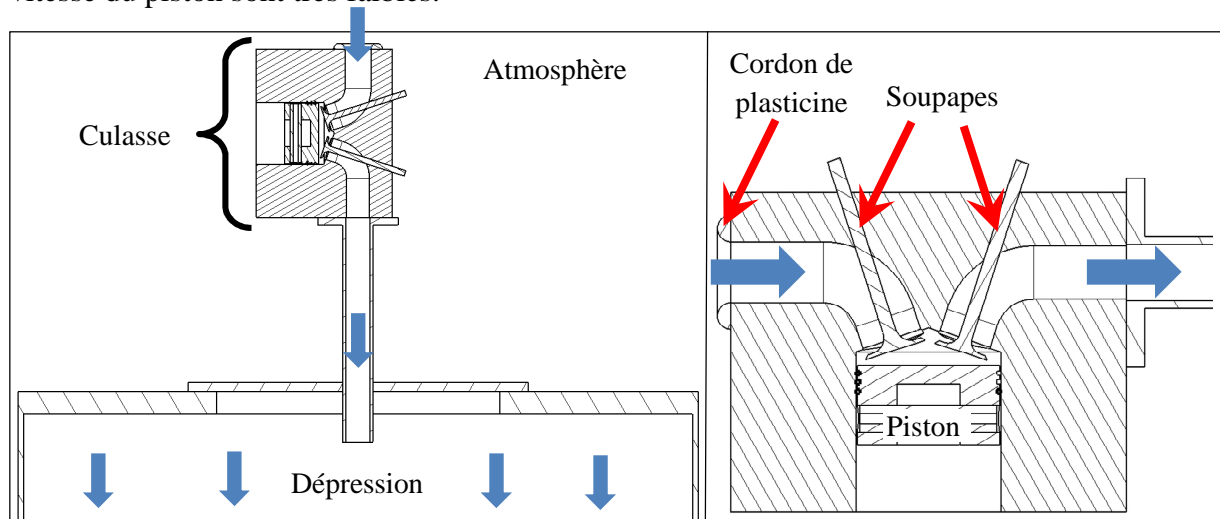


Figure 42: Présentation du dispositif expérimental

L'étude présentée en III.1.2 correspond à la méthode classique de caractérisation des coefficients de décharge de soupapes. Or, la modélisation 1D distingue chaque soupape en les caractérisant séparément. Ce seront donc les valeurs de C_D de l'étude III.1.2 donnant les écarts relatifs les plus faibles qui seront utilisés dans les constructions de cette partie, à savoir les coefficients obtenus avec la modélisation du rayon de courbure. Concernant la simulation, le modèle utilisé est comme présenté en Figure 35. Les éléments environnant à chaque extrémité des lignes d'admission et d'échappement servent à caractériser les conditions ambiantes et la dépression de la soufflerie. Le cylindre est composé de deux éléments, le premier est le volume. Il est identique au volume mort du cylindre réel. Les angles formés par les soupapes ont été réalisés au plus proche possible de la réalité (Figure 34 page 70). L'élément volume, avec l'élément cylindre moteur dans GT Power, est le seul composant permettant de relier un conduit et deux soupapes. L'élément cylindre est un tube de 55 mm de diamètre et de 5 mm de haut, obturé à une extrémité. La fermeture correspond à la position du piston. Les 5 mm correspondent à la distance laissée entre la position du piston réel et le volume mort.

Tableau 11: Levées lors du croisement des soupapes

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Levées à l'admission	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,35	1,5
Levées à l'échappement	3,1	2,8	2,45	2,3	2,0	1,7	1,5	1,35	1,2
Points	10	11	12	13	14	15			
Levées à l'admission	1,75	2,1	2,4	2,6	2,85	3,2			
Levées à l'échappement	1	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3			

Enfin, un calcul analytique est effectué dans le but d'évaluer la méthode opératoire de GT Power. Le cas analytique considère deux soupapes mises en série. Les sections effectives (et donc les débits) pour chacune des soupapes sont connues, puisque mesurées lors de l'étude III.1.2 en soufflerie. Le calcul analytique se veut juste être le calcul de débit au travers de deux soupapes. Cela consiste à utiliser les valeurs de sections effectives (S_{eq}) obtenues lors des essais en soufflerie à une seule soupape. Puis à les combiner de telle manière à reconstituer les sections équivalentes que l'on devrait avoir avec les deux soupapes en série. Ici, le calcul ne fait aucunement apparaître le piston ou un éventuel impact de ce dernier.

La formule pour calculer la Section Equivalente du système entier ($S_{eq_{total}}$) est la suivante :

$$\frac{1}{(S_{eq_{total}})^2} = \frac{1}{(S_{eq_{adm}})^2} + \frac{1}{(S_{eq_{ech}})^2} \quad \text{(III - 11)}$$

Ce calcul ne fait pas mention de l'impact du piston. Aussi ajouter les résultats d'un tel calcul lors de la comparaison des débits entre les résultats d'essais en soufflerie et en simulation 1D, permettra :

- de savoir s'il est réaliste de se contenter de représenter la réalité ainsi. Si les résultats de soufflerie coïncident avec ceux du calcul analytique, cela indiquerait que la position du piston lors du croisement de soupapes n'a qu'un impact très limité.
- de vérifier si le code GT Power modélise le croisement de soupapes sans tenir compte de la position du piston. Des résultats identiques entre GT Power et ce simple calcul

analytique mettraient en évidence que la proximité du piston avec les soupapes, ainsi que les répercussions que cela implique, ne sont pas ou insuffisamment pris en compte lors du croisement de soupapes.

Pour mémoire, il est rappelé dans le Tableau 12 les valeurs des S_{eq} pour chaque cas en fonction de la levée soupape.

Tableau 12: S_{eq} en fonction de la levée de soupape

Soupape admission Sens normal (ct211)				Soupape échappement Sens normal (ct214)			
L	Seq	L	Seq	L	Seq	L	Seq
0,3	14,5	1,5	72,8	3,1	159,3	1,2	56,0
0,4	18,7	1,75	89,3	2,8	146,1	1	46,7
0,5	25,0	2,1	111,7	2,45	128,5	0,8	36,3
0,6	31,4	2,4	129,7	2,3	118,1	0,6	28,0
0,8	42,4	2,6	142,0	2	97,3	0,5	23,3
1	49,3	2,85	157,9	1,7	81,0	0,4	19,4
1,2	58,7	3,2	180,7	1,5	70,1	0,3	15,2
1,35	65,8			1,35	63,1		
Soupape admission Sens inverse (ct217)				Soupape échappement Sens inverse (ct212)			
L	Seq	L	Seq	L	Seq	L	Seq
0,3	11,4	1,5	79,8	3,1	148,6	1,2	57,6
0,4	15,8	1,75	97,5	2,8	134,3	1	48,7
0,5	21,0	2,1	122,0	2,45	116,9	0,8	37,4
0,6	27,3	2,4	142,2	2,3	110,3	0,6	29,4
0,8	39,0	2,6	153,7	2	96,9	0,5	24,7
1	49,7	2,85	165,7	1,7	81,3	0,4	19,8
1,2	61,7	3,2	179,7	1,5	70,9	0,3	15,3
1,35	70,7			1,35	64,2		

Avec L : levée en mm Seq : section effective en mm²

Il sera également noté que lors de ces essais de croisement de soupapes, la soufflerie ne permettra que de caractériser le débit au travers de l'ensemble du système. Il sera donc impossible de connaître uniquement l'impact qu'a le piston sur l'écoulement de manière mesurable directement. Afin de pouvoir réaliser une comparaison, un calcul en monodimensionnel a également été réalisé dans les mêmes conditions. Les C_D renseignés aux soupapes sont ceux qui avaient été testés en III.1.2. Les résultats de débits sont relevés à la soupape d'échappement (choix arbitraire) puis comparés.

La relation suivante (III - 12) montre parfaitement que le débit mesuré au travers d'un système, ici la culasse et les deux soupapes, permet de calculer la section équivalente et vice-versa. Mais surtout que cela est totalement indépendant de la section de référence (donc de la soupape considérée).

$$s_{eq} = \frac{\dot{m}}{\left(\rho_0 \cdot P_R^{\frac{1}{\gamma}}\right) \sqrt{r \cdot T_0 \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \left(1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}} \quad (\text{III - 12})$$

III.1.3.2. – Analyse

Avant toute chose, une première remarque concernant les graphes de débit en Figure 43 et Figure 44, qui montrent de manière très nette une très forte corrélation entre les résultats des simulations 1D et ceux des calculs analytiques. Révélant que malgré une modélisation visant à reconstituer les conditions géométriques d'un moteur lors du croisement de soupapes, la simulation ne tient compte que de l'impact des soupapes.

Les cas étudiés précédemment avec une seule soupape montraient clairement des valeurs de débits obtenues par simulations, en deçà de celles obtenues en soufflerie. Or ici, sur les Figure 43 et Figure 44, c'est l'inverse qui se produit. Les débits masses (idem si l'on considère les sections effectives) en simulations sont supérieurs à ceux obtenus en soufflerie. De plus, les écarts entre simulations et soufflerie se trouvent être plus prononcés dans les cas à faibles débits masses (faibles sections équivalentes). Et ce, que l'on considère le flux se déplaçant dans le sens normal, c'est-à-dire de l'admission vers l'échappement, ou dans le sens inverse ; les tendances sont strictement identiques.

Toutefois, les écarts très facilement visibles entre les deux méthodes de calculs et les essais effectués en soufflerie montrent que des phénomènes autres que de simples pertes de charges aux soupapes sont en jeu dans la réalité, et que les simulations ne prennent pas en compte. La seule chose pouvant expliquer un tel renversement de tendance provient de la seule modification opérée, qui n'est autre que l'ajout du piston en position de Point Mort Haut et de l'écoulement ayant lieu dans le cylindre. Il est important ici de souligner que c'est bien parce que les calculs considèrent un écoulement parfait entre les deux soupapes, sans tenir compte des géométries (malgré des efforts de construction dans les modélisations 1D) et des éventuelles perturbations et pertes de charges qui en découlent, que de telles différences sont visibles.

Des simulations tridimensionnelles en stationnaire, mais également en réalisant un demi cycle moteur (phases d'échappement et d'admission) par exemple, pourraient permettre d'apprécier au mieux l'origine de ces écarts : écoulements aux soupapes, écoulements dans le cylindre entre les deux soupapes, ... Néanmoins, les résultats sont là. Lors des mesures traditionnelles, la simulation 1D surestime les pertes de débit dues à la présence de soupape. Lors du croisement des soupapes, le code 1D fait l'approximation d'une simple mise en série de deux soupapes sans prendre en considération que l'écoulement se réalise au travers d'une géométrie particulière, un milieu confiné dû à la présence du piston au Point Mort Haut.

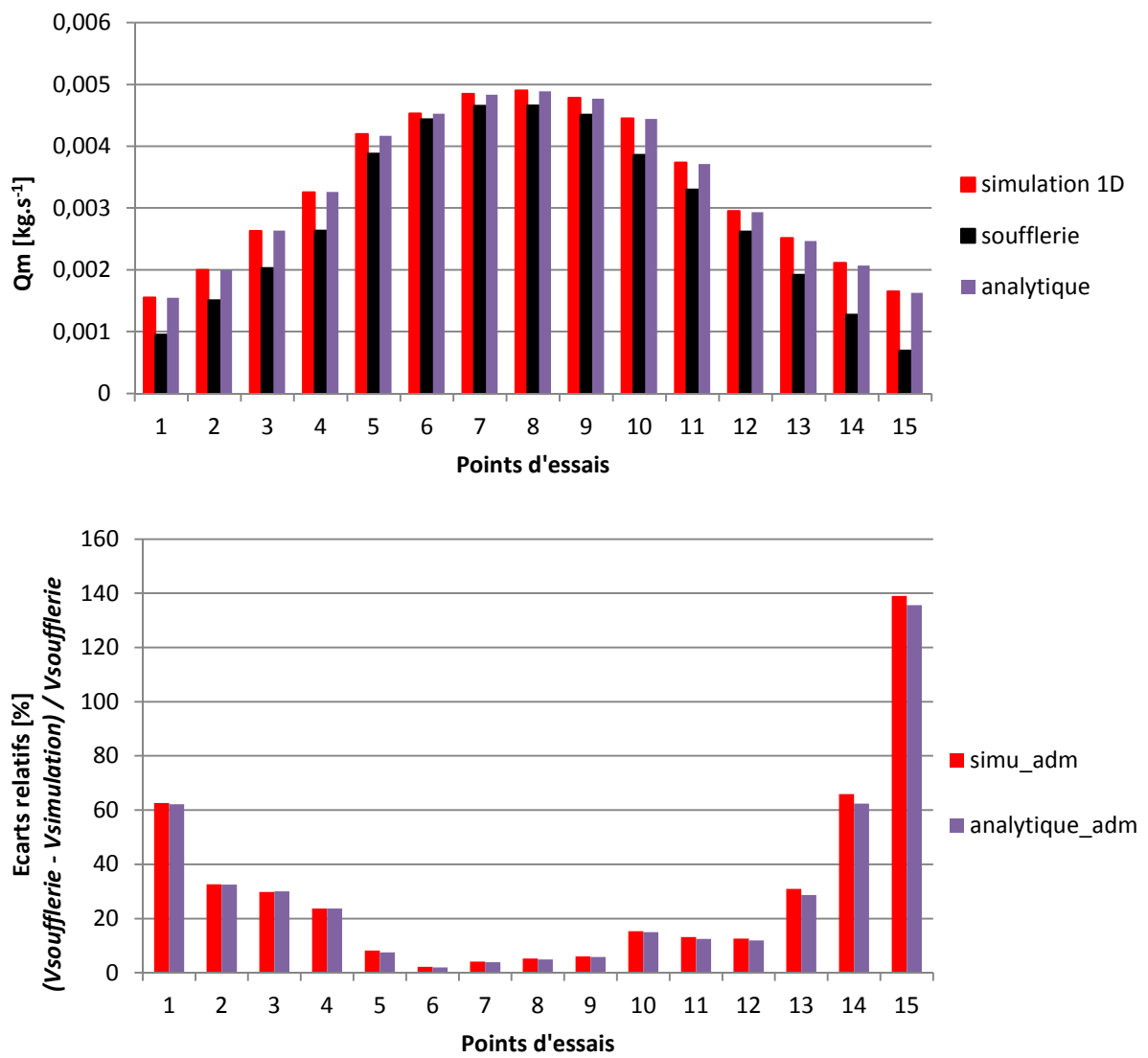


Figure 43: Configurations avec présence d'un piston. Ecoulement dans le sens normal.

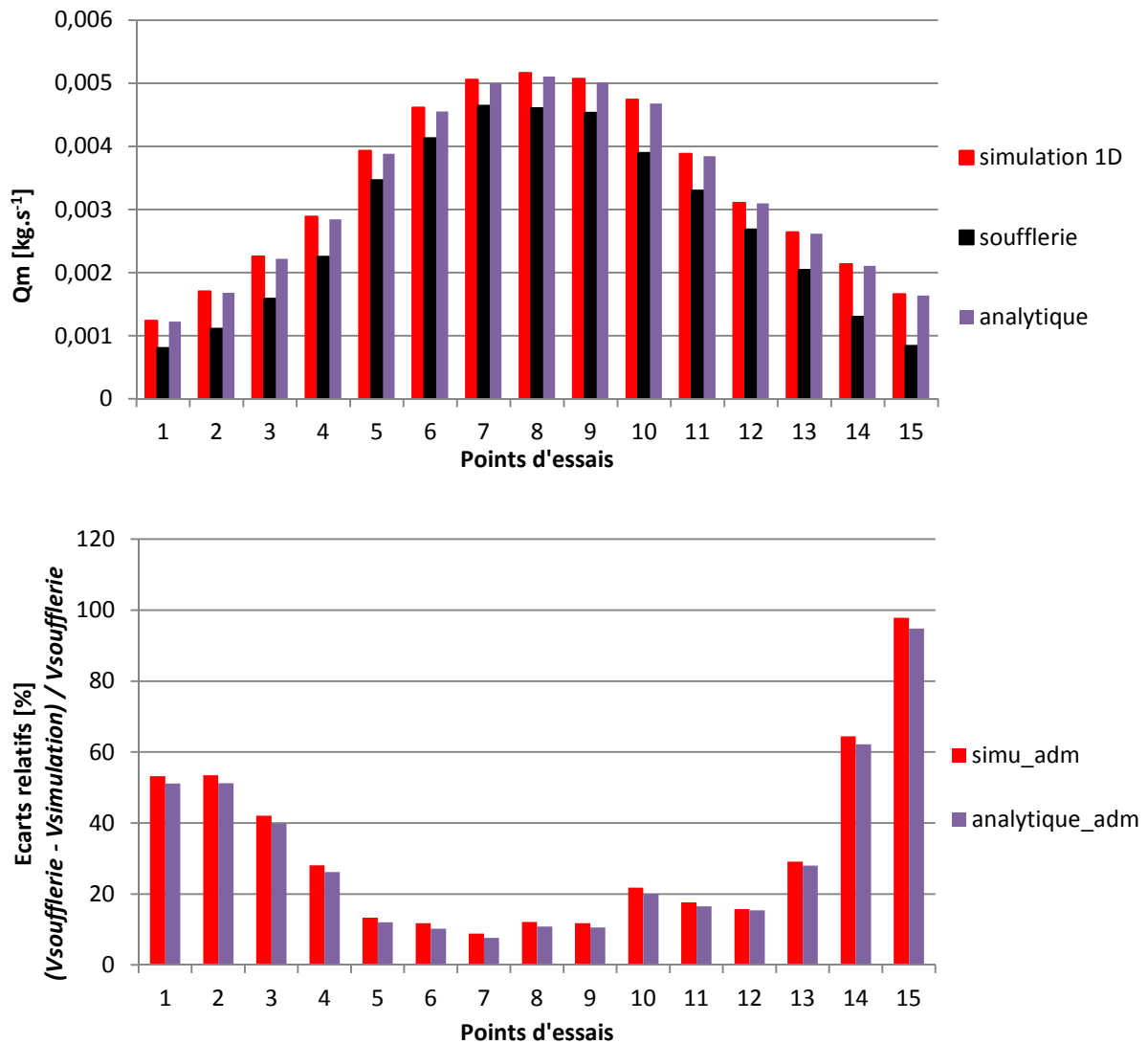


Figure 44: Configurations avec présence d'un piston. Ecoulement dans le sens inverse.

III.1.4. – Impact sur le remplissage

III.1.4.1. – Description de la démarche

Les parties précédentes concernaient les soupapes et plus particulièrement les événements se déroulant lors du croisement des soupapes. L'étude visait à vérifier que le code 1D simulait bien les perturbations et les phénomènes dus à la proximité du piston. En effet, lors du croisement des soupapes, le piston se retrouve à proximité du Point Mort Haut, à quelques millimètres des soupapes. Au travers des courbes précédentes, il est clairement apparu que la simulation de la soufflerie en monodimensionnelle montrait des différences de débits en comparaison avec des valeurs obtenues en essais réels.

Deux questions se posent :

Ceci est-il dû à l'élément volume choisi pour modéliser le cylindre dans la soufflerie virtuelle ? Et donc, est-il possible de retrouver la même tendance dans le cas d'une modélisation de moteur ?

En terme de résultats, que serait-il possible d'espérer ? Pouvoir connaître l'erreur, l'écart entre théorie et modélisation lors du croisement des soupapes, ainsi que l'écart rapporté au remplissage total.

Les paragraphes antérieurs ont permis de mettre en évidence que des écarts significatifs sont observés au niveau des études de croisement de soupapes entre les configurations de soufflerie, essais réels et simulations 1D. Ici, il est envisagé de chiffrer ces écarts d'un point de vue du remplissage. Il est donc toujours question uniquement de la partie « croisement de soupapes » du cycle moteur.

Comme il est difficile de connaître avec précision certaines données telles que les pressions, les températures, les densités, ou encore les gamma, à tous moments du cycle dans les essais réels ; elles seront donc extraites du modèle GT Power du moteur d'étude (pour rappel : moteur 125cc, atmosphérique) dont toutes les conditions d'essais et résultats sont connus et validés. La démarche décrite ci-après sera appliquée à différents régimes moteur.

Un exemple détaillé des 4 étapes est effectué en annexes (pages 207 à 213).

• 1^{ère} étape : pour chacun des points d'études (Tableau 13) correspondant à des levées précises des soupapes d'admission et d'échappement, sont relevées :

- Pour l'admission des données de surface effective (mm²) et de débits (kg.s⁻¹) à la soupape, ainsi que la pression totale en bar, la masse volumique (kg.m⁻³), la température (K), γ et R (J.kg⁻¹.K⁻¹) en amont de la soupape.
- Des données du cylindre comme la pression cylindre (bar), la masse volumique (kg.m⁻³), la température (K), γ et R (J.kg⁻¹.K⁻¹).
- Enfin, concernant l'échappement, les surfaces effectives (mm²) et les débits (kg.s⁻¹) à la soupape, ainsi que les pressions totales (bar) en aval soupape.

L'ensemble de ces valeurs serviront de conditions de fonctionnement moteur lors du croisement de soupapes.

Tableau 13: Points de croisement de soupapes réalisés en soufflerie

Angle vilebrequin	321.6	332.1	337.0	339.7	342.5	346.4	349.8	353.0
Levée soupape admission	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2
Levée soupape échappement	4.1	3.2	2.8	2.5	2.3	2.0	1.7	1.5
Angle vilebrequin	354.8	356.5	359.6	363.0	367.2	369.6	372.5	377.1
Levée soupape admission	1.32	1.5	1.7	2.0	2.4	2.6	2.87	3.3
Levée soupape échappement	1.32	1.2	1	1.8	0.6	0.5	0.4	0.3

- 2nde étape : deux tableaux de valeurs sont construits. Le premier est basé sur la section équivalente totale obtenue à partir du code de simulation unidimensionnelle pour chacun des points du croisement de soupapes. Avec ces sections équivalentes et les données de la 1^{ère} étape, il est possible d'obtenir des débits en kg.s^{-1} au travers du système soupape-cylindre-soupape. Le second est construit de la même façon, la seule différence est que les valeurs de sections équivalentes sont celles des essais en soufflerie.

- 3^{ème} étape : connaissant les lois de levées des soupapes et le régime moteur, il est possible d'évaluer un temps en seconde entre chaque point mesuré. Ainsi ayant de l'étape précédente des débits en kg.s^{-1} , il est donc possible d'estimer pour chaque régime moteur la masse totale traversant le système durant la phase de croisement de soupapes. En effet, l'intégrale des 15 valeurs de masse obtenues donne la masse ayant traversée l'ensemble.

Ceci fait, il est alors possible de calculer des écarts de 16,5% à 9000 tr.min^{-1} . Avec la même procédure, il est obtenu 18,1% à 3500 tr.min^{-1} . Le code 1D surévaluant la masse balayée durant le croisement de soupapes.

$$\text{Ecart à } 3500 \text{ tr.min}^{-1} : \varepsilon\% = \frac{1,13 \cdot 10^{-05} - 1,33 \cdot 10^{-05}}{1,13 \cdot 10^{-05}} \cdot 100 = 18,07 \%$$

$$\text{Ecart à } 9000 \text{ tr.min}^{-1} : \varepsilon\% = \frac{3,90 \cdot 10^{-06} - 4,54 \cdot 10^{-06}}{3,90 \cdot 10^{-06}} \cdot 100 = 16,49 \%$$

- 4^{ème} étape : la simulation 1D permet de connaître la masse d'air qui est passée par la soupape d'admission durant un cycle pour chaque régime moteur. La différence entre les résultats de masse, divisée par la masse d'air passée par la soupape d'admission durant un cycle, indique que l'impact sur le remplissage total sera de 1,44% à 3500 tr.min^{-1} et de 0,6% à 9000 tr.min^{-1} .

$$\varepsilon\%_{3500 \text{ tr.min}^{-1}} = \frac{11,3 - 13,3}{142,2} \cdot 100 = 1,44 \%$$

$$\varepsilon\%_{9000 \text{ tr.min}^{-1}} = \frac{3,90 - 4,54}{106,3} \cdot 100 = 0,60 \%$$

Cette démarche montre que l'approche faite lors de la simulation 1D est insuffisante si seul le croisement de soupapes est considéré. Toutefois, dans le cadre d'un fonctionnement moteur, l'erreur commise se révèle être moins importante une fois rapportée au remplissage total. On peut donc en déduire que la conséquence principale sera sur la définition des différents constituants présents dans la chambre de combustion avant allumage.

III.1.4.3. – Complément d'analyse

Pour aller plus loin dans l'analyse, il a été construit le Tableau 14 comportant deux tables de valeurs par régime moteur (ici à 3500 tr.min^{-1} et 9000 tr.min^{-1}). Dans le premier, les masses d'air écoulées aux soupapes d'admission et d'échappement sont calculées à partir de débits

obtenus par GT-Power. Le second est obtenu à partir de débits recalculés par la formule théorique issue de (III-10) :

$$Q_m = S_{eq} \cdot \rho_0 \cdot P_R^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{r \cdot T_0 \left(1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (\text{III} - 13)$$

Avec : Q_m le débit massique en kg/s S_{eq} la section effective en mm²
 ρ_0 la densité en kg.m³ γ le ratio de chaleurs spécifiques
 P_R le ratio des pressions absolues R la constante du gaz
 T_0 la température stagnante amont

Les résultats suivant sont obtenus :

Tableau 14: Comparaison des masses passant par les soupapes

3500				9000			
Masse passant par la soupape				Masse passant par la soupape			
admission	admission	échappement	échappement	admission	admission	échappement	échappement
18,5 mg	20,9 mg	13,3 mg	12,9 mg	6,10 mg	8,10 mg	6,30 mg	6,30 mg
Ecart relatif (%)		Ecart relatif (%)		Ecart relatif (%)		Ecart relatif (%)	
13,4 %		2,6 %		32,8 %		0,5 %	

Valeurs de GT-Power

Valeurs recalculées

Il est possible de noter que les écarts sont plus importants au niveau de la soupape d'admission qu'à l'échappement. Une première suggestion vient de l'aspect prise en compte des échanges thermiques aux soupapes. Il est évident que pour la partie thermique, à l'échappement, l'impact y est limité, puisque la température du fluide dans le cylindre est très proche de celle de la soupape échappement ainsi que des gaz à l'échappement en aval de la soupape. Toutefois, côté admission, le code 1D considère des échanges thermiques entre solides et gaz, laissant entrevoir des échanges de température entre culasse et gaz, ainsi que soupape et gaz, ce qui a pour conséquence de limiter l'écoulement. Ce phénomène n'est pas pris en compte par le calcul 'analytique' (utilisant les formules théoriques brutes). Or les valeurs 'analytiques' sont nettement supérieures et laissent entendre que le code 1D prendrait en compte dans les calculs de débits aux soupapes, des aspects d'échanges thermiques pour les soupapes.

La seconde explication de ces écarts provient de la pression au sein du cylindre et du temps correspondant à la durée du croisement de soupapes. Tout d'abord, la pression cylindre (P_{cyl} en bar) favorise l'écoulement à l'échappement et semble aller quelque peu à l'encontre de l'écoulement à l'admission. De plus, ici le croisement de soupapes est d'environ 70° vilebrequin, ce qui correspond à 3,33 ms à 3500 tr.min⁻¹ et 1,3 ms à 9000 tr.min⁻¹. Faisant que l'écoulement dispose de 2,57 fois moins de temps, à passer de 3500 tr.min⁻¹ à 9000 tr.min⁻¹.

L'interprétation est alors la suivante : les résultats recalculés ne prennent pas en compte certains aspects d'échanges thermiques, ni de probables mises en vitesse du fluide et frottement du fluide. Ce qui explique les grands écarts à l'admission (13% et 32%) et des valeurs bien plus faibles à l'échappement (2,5% et 0,5 %). Toujours est-il qu'ici, il est mis en évidence que des

aspects thermiques semblent être résolus, ou tout du moins pris en considération lors de la résolution par le code monodimensionnel.

III.1.4.4. – Conclusion

La prise en compte de la présence du piston (impact de la proximité piston) lors du croisement des soupapes s'est révélée être conséquente durant ces 70 degrés de croisement de soupapes ; avec des écarts relatifs supérieurs à 15% selon la prise en compte ou non de la proximité du piston. Il est apparu très clairement que ces 15 à 20% d'écarts relatifs, rapportés à la masse enfermée se sont révélés être d'un impact très limité puisque de l'ordre de 1 à 2% du remplissage total. Toutefois, ils peuvent avoir des répercussions sur la nature des gaz enfermés dans le cylindre et donc sur le processus de combustion.

Cependant, cette étude a mis en évidence que considérer des transferts thermiques parois-gaz, ainsi que des conditions d'écoulement aux parois pouvaient causer des écarts relatifs (pour l'étude du phénomène) dans des ordres de grandeur similaires. Les écarts relatifs de 15 à 20% observés, dus à la prise en compte de l'impact du piston, sont ramenés à 1,47% d'écarts relatifs si l'on tient compte de la masse d'air passant par la soupape d'admission. Or les transferts thermiques parois-gaz, ainsi que les conditions d'écoulement aux parois ont également un impact sur le remplissage compris entre 1 et 2%, et ils sont traités dans les simulations monodimensionnelles. Il serait donc judicieux de faire apparaître au même titre l'impact de la proximité du piston lors des simulations 1D.

Il a été démontré que sur un cycle global, la différence entre les essais et les calculs semble mineure. Toutefois, beaucoup de choses ont lieu lors de la phase de balayage, ce qui va avoir de nombreuses conséquences sur la détermination de la masse enfermée et surtout sur la composition des gaz en fin de phase d'admission. Or on sait que cela a des répercussions importantes sur le déroulement du processus de combustion et donc, de manière évidente, sur la nature des émissions polluantes générées lors de la combustion. Il apparaît donc primordial de prendre en compte la proximité du piston dans la modélisation des écoulements aux soupapes.

Toujours est-il que dans le cas présenté ici, le temps de croisement des soupapes est relativement court. De nos jours, de plus en plus de moteurs emploient des systèmes à levées variables de type VVT (Variable Valve Timing). Ainsi, il est possible de gérer le croisement et dans certains cas la levée maximale de la soupape. Il serait alors intéressant de poursuivre sur ce type de configurations pour des croisements plus importants.

III.2. – Modélisations tubes / volumes et leurs constructions GT-Power

Depuis plusieurs années, de nombreuses études portant sur la dynamique des gaz au sein des systèmes d'admission et d'échappement se sont succédées, travaillant avant tout à la réduction des émissions sonores à l'échappement [131] ainsi qu'à la caractérisation de ces mêmes géométries. La finalité étant de connaître l'impact d'un flux instationnaire dans des zones très précises des boucles d'air (conduit d'admission et d'échappement), d'identifier l'influence de leur conception sur le fonctionnement et les performances du Moteur à Combustion Interne. Pour cela, la simulation par ordinateur est souvent utilisée, notamment avec les codes monodimensionnels tels que BOOST [132], GT-Power ou encore WAVE [133].

Dans cette section il a donc été décidé de présenter l'étude en quatre phases. La première vise à présenter les différentes géométries qui seront étudiées par la suite, à expliquer les limites lors de simulations 1D de ces géométries et d'explicitier la méthode utilisée ici afin de tenter de résoudre ce problème. Une seconde phase décrit l'emploi qu'il sera fait des deux codes de calculs, à savoir le logiciel de CFD FIRE de AVL et la suite GT Power / GEM 3D de Gamma Technology. Enfin, viennent les deux dernières parties, avec une description de la méthodologie de travail introduisant la partie analyse des différents résultats obtenus.

III.2.1. – Descriptions des géométries

De par leur nature, les logiciels comme GT-Power ne peuvent décrire avec précision des phénomènes tridimensionnels ayant lieu dans les moteurs. Dans l'optique de pallier à ceci, il est commun d'avoir recours à des études CFD en complément afin de caractériser au mieux le flux, voire parfois de réaliser des co-simulations.

Ici il a été choisi de confronter les simulations 1D et 3D. De plus, il peut être intéressant de savoir s'il n'y a pas possibilité d'améliorer les modélisations 1D et de différencier par la modélisation des configurations géométriques à fortes composantes tridimensionnelles (comme pour les silencieux d'échappement par exemple).

III.2.1.1. – Configuration simple

Quelle que soit la configuration réelle à modéliser, un cas de figure où se trouvent successivement un tube, un volume puis un tube, sera modélisé de la manière la plus simple. En effet, seul le point de vue selon l'axe de l'écoulement est pris en considération. Ceci revient à modéliser un cas où les conduits sont face à face, coaxiaux entre eux ainsi qu'avec le volume (voir Figure 45). De nombreuses données telles que le volume (mm^3), le coefficient d'échange aux parois (pour la température), les conditions initiales du gaz et des caractéristiques "géométriques" (longueur caractéristique et diamètre d'expansion) sont tout de même à renseigner.

Les conditions initiales du gaz ne sont autres que la température (en K) et la pression (en Pa) à l'intérieur de l'élément considéré avant le début de la simulation. Pour chaque élément (tube, volume, ...) une condition initiale propre peut lui être attribuée.

La longueur caractéristique correspond à la distance entre l'ouverture du conduit sur le volume et la paroi (autre ouverture) qui lui est opposée à l'autre extrémité du volume.

Le diamètre d'expansion fait référence au diamètre que "voit" le fluide en sortant du conduit dans le volume. Dit autrement, le diamètre d'expansion est le diamètre du volume à l'interface tube / volume.

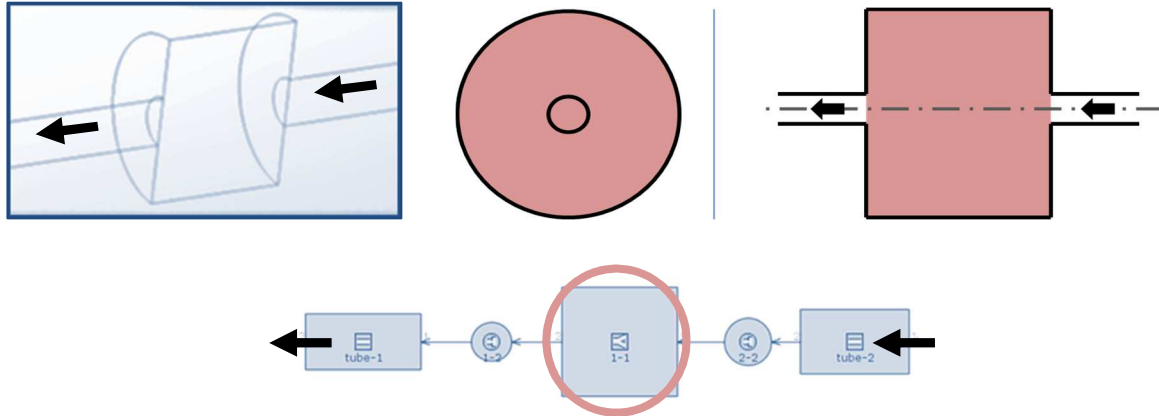


Figure 45: Représentations du cas 1 'simple' ainsi que sa modélisation GT-Power

III.2.1.2. – Méthodologie de modélisation 1D

Dans le cas de représentations de géométries à caractère fortement tridimensionnel comme le sont les pots d'échappement de motocyclette par exemple, une modélisation simple n'est plus suffisante. En effet, si de nombreuses études et des recherches se sont portées sur les agencements de ces éléments les uns par rapports aux autres afin de jouer sur les niveaux de pressions sonores (donc sur le déplacement d'ondes de pression) ; il semble logique de dire que ces configurations ne peuvent être représentées d'une seule et même manière.

Une modélisation classique va utiliser quatre caractéristiques principales de l'élément jonction (et donc du volume), à savoir le volume total, la longueur caractéristique, le diamètre d'expansion et la configuration angulaire des conduits. Cependant, des configurations où les conduits ne sont pas alignés ne sont pas reproduites fidèlement : la construction de modèle en 1D se trouve dans l'impossibilité de déclarer que deux tubes sont décalés l'un par rapport à l'autre, mais pourtant débouchant sur le même volume (cf. Figure 46).

Attribute	Unit	Object Value	Attribute	Unit	Boundary #1	Boundary #2
Volume	mm ³	2161080	Link ID Number		1	2
Material for Default Surface Roughness		user_value	<input type="radio"/> Angle (Planar Configuration)			
Surface Roughness	mm	def	<input type="radio"/> Angle wrt X-axis (3D)		0	90
Wall Temperature	K	[T-PA_1FILTRE]	<input checked="" type="radio"/> Angle wrt Y-axis (3D)		90	0
Wall Temperature Solver Object		therm-adm-plastique	<input type="radio"/> Angle wrt Z-axis (3D)		90	90
Initial State Name		Init-adm	Characteristic Length	mm	55	140
			Expansion Diameter	mm	190	77

Figure 46: Caractéristiques de l'élément jonction (volume) dans GT-Power

C'est donc en prenant en compte au maximum les possibilités mises à disposition par le logiciel de simulation qu'une 'méthode de modélisation' a été établie :

Afin de modéliser les ensembles 'tubes / volume', il ne sera pas utilisé plus de vingt constituants. Ceci afin que la modélisation reste relativement *simple* et que la simulation *ne requiert que peu de moyens*, aussi bien en ressources informatiques qu'en temps de calcul. Le choix de n'employer qu'une vingtaine d'éléments au maximum afin de caractériser ces configurations est totalement arbitraire, toutefois l'étude comportera des modélisations (avec un module de GT-Power : GEM-3D, détaillé ultérieurement) comportant un nombre plus important d'éléments afin de visualiser une éventuelle influence du nombre de sous-éléments décrivant les géométries. Concernant les modélisations, il faut que :

- les éléments de tube soient coaxiaux avec l'élément de volume auquel ils sont adjoints
- les éléments de tube soient affleurant avec la paroi de l'élément de volume auquel ils sont adjoints
- la somme des sous-volumes doit donner la même valeur que celle du volume initial
- la longueur caractéristique du volume initial soit respectée, tout comme son diamètre (pour le diamètre, essayer de se rapprocher autant que possible de la valeur du volume initial en respectant en priorité les points précédents)

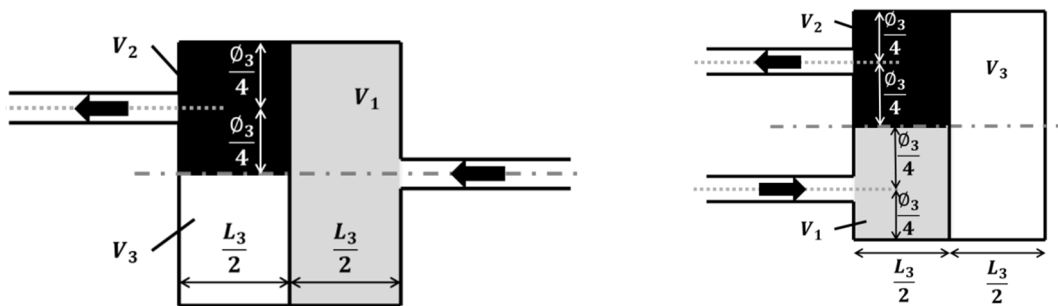


Figure 47: Exemple de décomposition en sous-volumes

Dans un autre temps, il sera utilisé le module GEM 3D de GT-Power. En effet, il permet à partir d'une représentation 3D de générer un maillage qui est retranscrit par ses soins dans le modèle 1D (GT-Power). Il sera utilisé afin d'observer si considérer une représentation fine (type maillage 3D) permet d'obtenir des résultats plus prédictifs.

III.2.1.3. – Configurations avec conduits coaxiaux

Afin de faire varier les niveaux sonores, il est courant de combiner aux variations brusques de section, des pénétrations de tubes dans le volume. La Figure 48 montre le cas avec deux tubes alignés entrant dans le volume d'une même longueur. GT-Power impose des constructions où les éléments sont bout à bout les uns aux autres et non de faire entrer un élément dans l'autre comme voulu dans cette configuration.

Il a donc été tenté de différencier ce cas du précédent en cherchant une décomposition aisée et respectant les contraintes de construction en 1D. Ainsi, le volume se trouve être découpé en trois éléments (bleu, rose et orangé). La partie rose correspond (comme indiqué sur le schéma

supérieur droit, Figure 48) à un volume où les deux tubes sont affleurants et coaxiaux à ce dernier. Les parties en bleue et orangée correspondent aux zones au sein du volume traversées par les tubes. Sous GT-Power, cela se traduit par une décomposition où les conduits sont affleurant et centrés avec l'élément capacité (volume) auquel il est relié ; et des capacités reliées entre elles par des zones ouvertes de même surface que dans la réalité. Autant que possible, les données réelles sont respectées : la somme des longueurs caractéristiques donnent la longueur totale de la capacité considérée (ici 80 mm), la somme des volumes équivaut au volume total moins le volume occupé par les 2 tubes. Le diamètre du volume rose reste identique au cas réel (95 mm), seuls les diamètres des zones bleue et orangée seront recalculés ; elles sont en toute logique inférieures. Ces deux zones se voient donc attribuées, lors de la construction 1D, de nouveaux diamètres qui équivaldraient à des volumes sans présence de conduits ; diamètres "équivalents" (ϕ_{eq}) calculés comme suit :

$$V_{bleu} = L_p \cdot \frac{\pi}{4} (\phi_{capa}^2 - \phi_{tube}^2) \quad (III - 19)$$

$$\phi_{bleu} = \phi_{eq} = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_{bleu}}{\pi \cdot L_p}} \quad (III - 20)$$

Il est possible d'observer sur la Figure 48, qu'il est relativement aisé de créer/tester différents agencements d'éléments dans les modèles 1D. Ainsi, les éléments cerclés en pointillés (Figure 48) sont d'autres constructions des zones de couleurs correspondantes décrites précédemment.

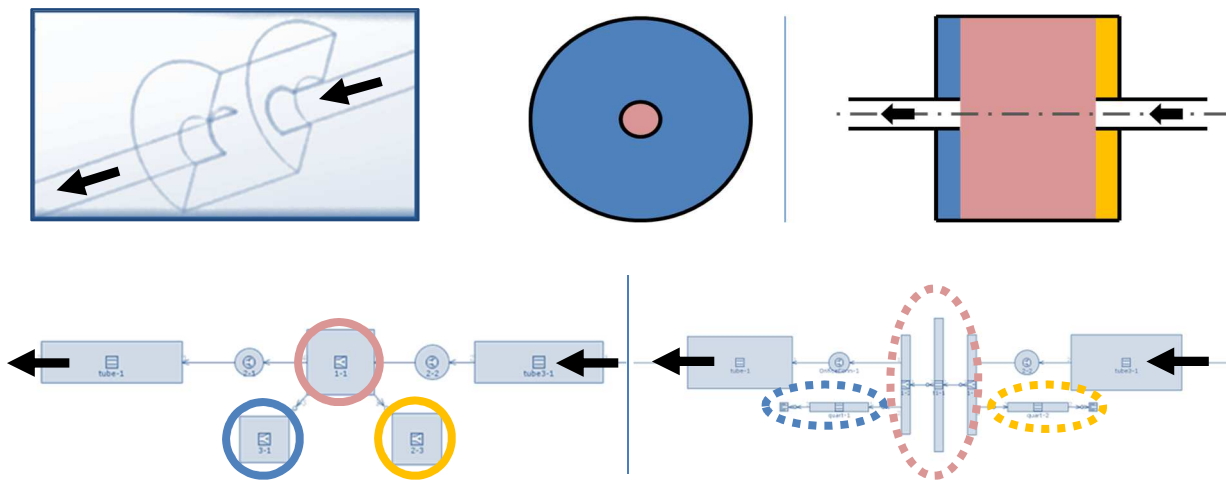


Figure 48: Représentations du cas général de 2 tubes coaxiaux pénétrants dans le volume, et 2 exemples de décompositions en sous-éléments du volume avec GT-Power

III.2.1.4. – Configurations avec conduits non coaxiaux

Dans les cas présentés dans ce paragraphe, les configurations sont plus complexes à représenter en monodimensionnel. En effet, *quid* du caractère spatial de la configuration, puisque le code 1D pour rappel ne tient compte lors de la résolution des équations uniquement de l'axe de l'écoulement.

Pour ce faire, lors des constructions 1D, la méthode est employée et suivie strictement. Le cas ci-après (Figure 49), montre comment est appliquée la méthodologie dans le cas de deux tubes placés sur la même face. Ainsi, les éléments jonctions (volumes) de GT-Power sont placés afin de répondre à nos critères de construction : les tubes sont centrés et alignés avec leurs volumes. Les diamètres des volumes sont considérés de manière à ce que leur somme donne le diamètre original de la capacité ; la longueur caractéristique est fixée à 20 mm.

Les deux parties hachurées en noir sont ce qui sera nommé des 'volumes de rattrapage'. Ils servent à combler (rattraper) les écarts entre le volume original et la modélisation. En effet, il est aisé de voir que la partie rose (Figure 49) correspond bien aux cotes du volume à modéliser. Ce qui n'est pas le cas concernant les volumes liés aux tubes (bleu et vert) ; de l'espace n'est pas pris en compte. Les deux éléments hachurés sont là pour les prendre en compte. Leur aspect cylindrique est purement représentatif et est ce qui se rapproche le plus de la considération sous GT-Power de l'élément jonction. Les surfaces ouvertes, d'échange entre les différents éléments sont faites de sorte que le modèle ne considère la présence d'aucune paroi rigide entre ces éléments, les seules parois correspondent en surface et en localisation à celles du système réel.

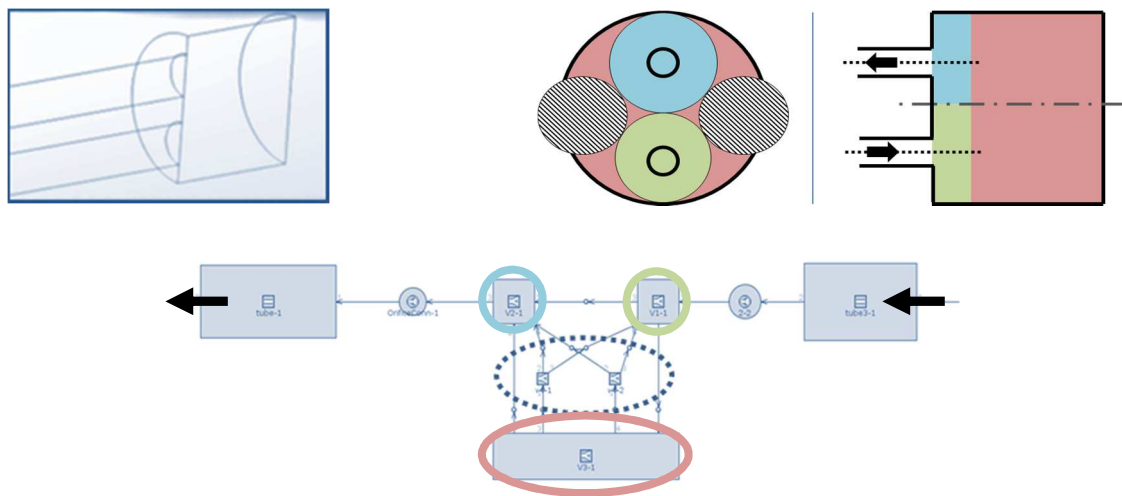


Figure 49: Représentations de 2 tubes non-coaxiaux situés sur la même face du volume, et exemple de décomposition en sous-éléments du volume avec GT-Power

La Figure 50 présente le cas le plus complexe qu'il sera donné de représenter : deux tubes non alignés l'un avec l'autre, non axés avec l'axe du volume et tous deux pénétrants dans le volume. L'organisation reste similaire aux cas précédents

En rose un volume de diamètre égal à celui de la capacité à modéliser est représenté.

Un volume en bleu clair (un pour chaque tube) avec lequel le tube est affleurant et centré. Le volume bleu foncé est calculé à partir du même diamètre que le volume voisin (bleu clair), sa longueur caractéristique correspond à la longueur de pénétration du conduit. Cependant, comme dans le cas présenté Figure 48, le diamètre (\varnothing_{eq}) de l'élément bleu foncé est recalculé pour être rentré dans GT-Power (III – 19 & III – 20).

Les parties en vert sont les complémentaires sur le diamètre des volumes bleus décrits dans les lignes ci-dessus.

Les éléments en hachuré, ici au nombre de 4, correspondent aux 'volumes de rattrapage'. Pour mémoire, ces volumes sont présents afin de pouvoir prendre en considération les zones non décrites afin de respecter le volume total de la géométrie réelle.

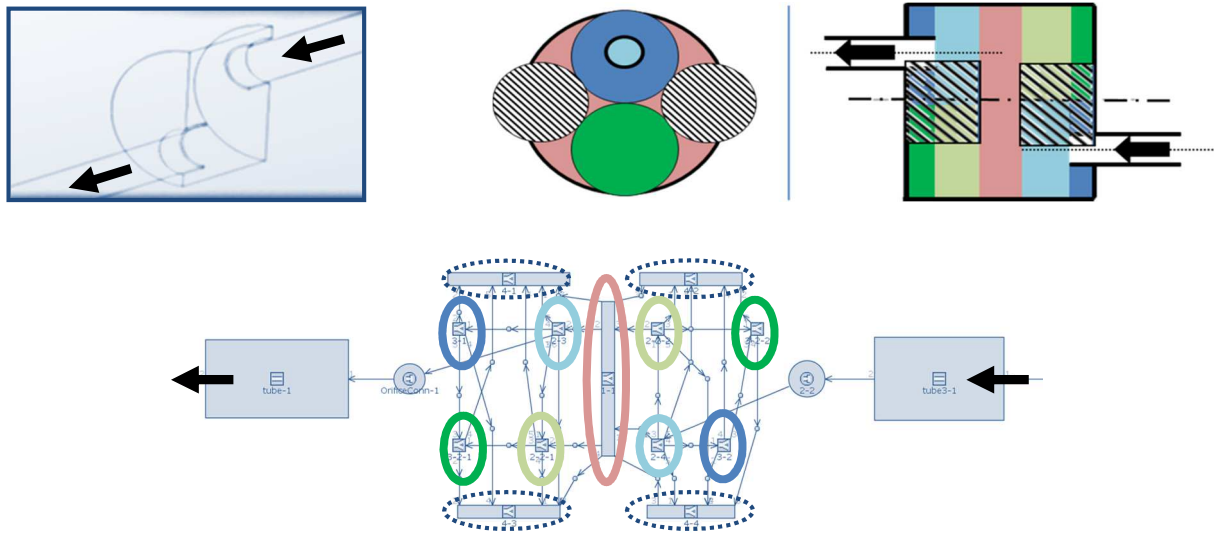


Figure 50: Représentations de 2 tubes non-coaxiaux pénétrants dans le volume, et exemple de décomposition en sous-éléments du volume avec GT-Power

Il sera intéressant de noter toutefois qu'il est possible 'd'orienter' de manière angulaire le (les) tube(s) par rapport au centre du volume. Un système de 3 coordonnées (angles) sont à renseigner par rapport à des axes (x, y, z). Grâce à cela, le logiciel sait comment agencer les tubes les uns par rapport aux autres ainsi qu'en fonction du volume (voir Figure 51).

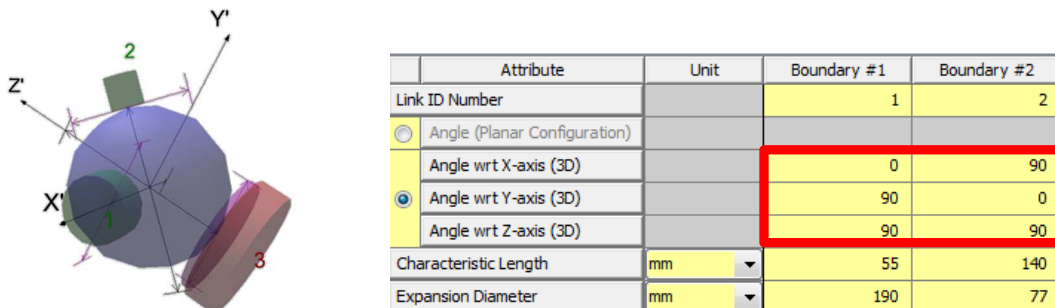


Figure 51: Prise en compte de la localisation des tubes dans le volume

III.2.2. – Modélisations

III.2.2.1. – Utilisation d'un code CFD (FIRE)

Dans notre cas, FIRE permet de réaliser des simulations de calcul en tridimensionnel : les caractéristiques de dynamiques du fluide sont obtenues par simulation (Computational Fluid Dynamic). La “géométrie du fluide” est à renseigner. Pour cela, les surfaces extérieures du fluide sont construites en 3D afin de générer un maillage représentant l'ensemble du fluide à étudier (voir Figure 52). Ici, les constructions sont réalisées avec 3 couches limites afin de faire le lien entre fluide et parois ; le maillage en lui-même est progressif, avec des mailles de 5 mm se réduisant progressivement près des parois pour n'avoir que 0,625 mm. Il s'agit de raffinement de maillage aux parois, nécessaire notamment dans la modélisation de pénétration des tubes. La géométrie étant symétrique, seule la moitié de l'élément étudié sera donc simulée.

Pour pouvoir réaliser la simulation, des données sont nécessaires comme la durée des calculs de 7,5 ms avec un pas de temps (Δt) de 10^{-6} secondes et le nombre d'itérations, ici il est fixé entre 3 et 40 itérations avec comme référence des résidus normalisés de pression et de moment de 0,0001 pour définir quand la convergence est atteinte. De même concernant les conditions initiales générales comme la pression à 1 bar (P_{ambient}), la température de 293 K (T_{ambient}), la densité de 1.19 kg/m^3 ainsi que les données de turbulence : énergie cinétique turbulente de $30 \text{ m}^2/\text{s}^2$, l'échelle de longueur turbulente de 0.003 m et le taux de dissipation turbulente de $9000 \text{ m}^2/\text{s}^3$. L'onde de choc est produite par une différence de pression entre l'extérieur, le milieu ambiant, et l'air enfermé dans les conduits. Au sein du système, la pression est de 0,8 bar avec une température de 293 K ou 600 K selon que l'on souhaite se mettre dans des conditions d'admission ou d'échappement. Les conditions de turbulence dans les tubes / volumes restent inchangées.

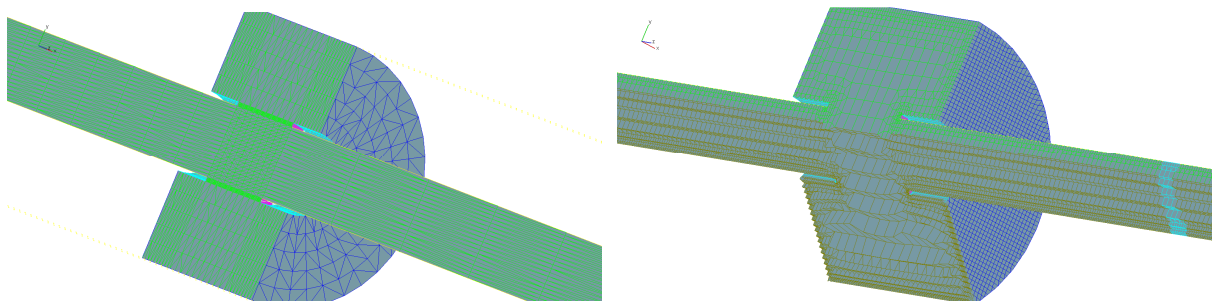


Figure 52: Exemple de surfaces de construction (gauche) ; maillage avec une coupe (droite)

III.2.2.2. – Simulation Monodimensionnel

Les simulations 1D sont réalisées à partir de GT-Power. Deux types de simulations vont être effectués. Une première étude sera réalisée avec la modélisation d'éléments effectués manuellement afin de construire les différentes géométries tels que décrites dans les parties précédentes. Une autre va consister à avoir recours à un module de GT-Power, GEM-3D, qui permet à partir d'une représentation 3D de générer un maillage qui est retranscrit par ses soins dans le modèle 1D (GT Power). L'utilisation de GEM-3D implique d'avoir ou d'être en mesure de reconstruire sous GEM-3D, la géométrie tridimensionnelle de l'élément à étudier. Dans notre

cas, les configurations de tubes et de volumes. L'avantage de la modélisation sous GEM-3D est qu'il est aisément possible de discrétiser ces volumes en mailles de dimensions souhaitées. Les géométries en 3D sont transformées en modèles 1D exploitables par GT Power. De plus, un des objectifs de cette étude est de déterminer le nombre et la forme des mailles servant à la discrétisation afin d'avoir les bons compromis entre rapidité et précision de calcul. Ainsi, pour chaque configuration de tubes / volumes, trois maillages sont réalisés de la manière suivante :

Tableau 15: Récapitulatif des dimensions des mailles sous GEM-3D

	Longueur de maille sur axe X (mm)	Longueur de maille sur axe Y (mm)	Longueur de maille sur axe Z (mm)	Nombre de nombre de mailles
Cas 1	10	10	10	1200
Cas 2	12,5	12,5	15	720
Cas 3	12,5	19	20	420

La ligne de conduite suivie est de tenter de garder des mailles dont les longueurs seraient égales selon les 3 axes considérés ($L_X = L_Y = L_Z$). Le but étant d'influer le moins possible les calculs en réalisant une construction qui pourrait être "déséquilibrée" selon un axe ; comme par exemple avec le cas 3, où $L_X \approx (3/5)L_Y \approx (3/5)L_Z$.

L'établissement de ces 3 cas d'étude repose tout de même sur quelques principes comme garder une géométrie de maille raisonnable afin d'éviter des déformations exagérées selon un axe, avoir au moins une maille entre les tubes pénétrants et la paroi du volume (voir Figure 54) et enfin pouvoir observer l'impact d'une réduction du nombre de mailles nécessaire à la modélisation.

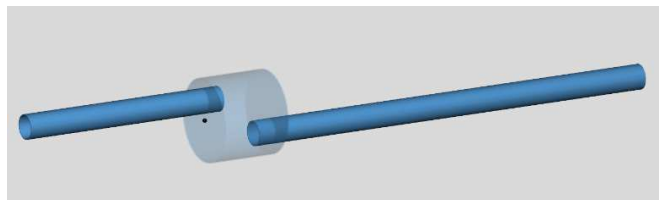


Figure 53: Exemple de représentation 3D sous GEM-3D

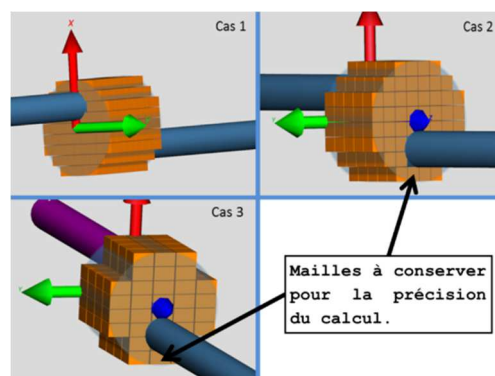


Figure 54: Représentation des 3 cas

III.2.3. – Méthodologie

Une approche en une série d'étapes successives a été mise en place. Tout d'abord, l'étape I est réalisée afin de faciliter la mise en place et la bonne configuration des codes de calcul : pour cela, un cas purement analytique est simulé. Il consiste en un tube de deux mètres de long et de cinquante millimètres de diamètre, fermé de manière rigide à une extrémité alors qu'une membrane est simulée à la seconde extrémité. Le fluide est considéré comme compressible, instationnaire et non visqueux. Le but étant de vérifier les hypothèses établies dans les simulations/modèles et que les équations de Navier-Stokes sont correctement résolues.

L'étape suivante (étape II) est très similaire ; le calcul analytique étant juste remplacé par un cas réel de tube à chocs simple. Cette fois, un simple tube droit de un mètre de long et de 27 millimètres de diamètre est testé expérimentalement mais également en CFD et monodimensionnel. Concernant cette étape et pour les suivantes, la viscosité et le transfert de chaleur sont pris en compte. Ainsi, il est entre autre vérifié si les conditions aux limites (et donc aux parois) sont correctement prises en compte.

Avec l'étape III, sont désormais testées les configurations avec les tubes et les volumes. Sont testés trois géométries types et contrôlées les différentes étapes de simulation : visualiser la bonne mise en place du maillage dans l'ensemble des constructions et que tout soit opérationnel.

La quatrième et dernière étape est la plus longue. En effet, ici, le code CFD est utilisé comme banc d'essais numérique. Une fois les précédentes étapes validées, le problème de la précision des simulations en trois dimensions se trouve être alors résolu. Toutefois, ce genre de simulations a de sérieuses contreparties que sont un temps de calcul particulièrement long et des besoins en ressources informatiques assez conséquentes. Cette étape comporte l'ensemble des géométries, y compris celles avec les tubes pénétrants dans le volume ; mais également des essais à 293 K ainsi qu'à 600 K.

III.2.4. – Analyse

Vont être analysés une par une les différentes configurations, en confrontant entre elles les différents modèles (3D et 1D avec et sans utiliser GEM-3D). Ainsi, il y aura 5 types de modélisations, allant d'une représentation simple des géométries tubes / volumes (*représentation du 'volume' par un seul élément jonction dans GT-Power*) à une configuration très complexe utilisant GEM 3D (*'maillage 1D' comportant ≈ 1200 éléments jonctions de taille 10x10x10 mm comme illustré précédemment sur la Figure 54*).

Pour rappel, dans les graphes suivants, '420', '720' et '1200' correspondent aux résultats avec GEM-3D, respectivement avec 420, 720 et 1200 sous-volumes. La courbe 'FIRE' fait référence aux résultats obtenus avec la configuration étudiée sous modélisation CFD.

Avant toute chose, il sera défini, rappelé que la configuration 'base' fait référence à la construction simple réalisée jusqu'à présent avec GT-Power et rappelée à la Figure 59. Ainsi dans les graphes suivants, les résultats obtenus avec la configuration 'base' seront systématiquement incorporés dans les graphiques afin de visualiser s'il y a amélioration ou non des résultats.

III.2.4.1. – Tube à chocs : Cas analytiques

Aucun essai expérimental de tube à chocs n'a été réalisé durant cette phase. Le cas analytique sert souvent à l'établissement des équations, ainsi que de la mise en place des modèles et de s'assurer de leur bon fonctionnement.

Dans les cas présentés, maillage et pas de temps adéquats ont permis d'obtenir les courbes ci-après. Les cas d'ondes de détente et de compression ont été réalisés afin de comparer les modèles entre eux et de s'assurer que les résultats soient cohérents. Ainsi, il a été possible de vérifier que dans les deux cas, pour une onde de compression (Figure 55) comme pour une onde de détente (Figure 56), les résultats des deux logiciels de calcul sont pour ainsi dire similaires. Il sera noté que quel que soit le code de calcul choisit (CFD ou 1D), la valeur de départ (état initial) est respectée et stable. De même concernant la valeur finale après passage de l'onde, tous les modèles convergent et décrivent le même état final.

Ces cas analytiques, rapides et simples, montrent les premières différences entre les différents modes de calcul et modèles. En effet, une courte étude de sensibilité concernant la taille des discrétisations des conduits dans GT-Power permet de visualiser que de légères différences dans les transitoires (retranscription du passage des ondes) apparaissent. En se référant aux cas monodimensionnels, il est possible de retrouver logiquement qu'un maillage fin est plus précis (mais plus couteux en temps et ressources informatiques). Enfin, les graphiques où sont confrontés les cas analytiques, résultats FIRE et GT-Power mettent en évidence des modèles plus que convenables permettant d'affirmer que discrétisations, pas de temps et choix des équations (pour cette étape tout du moins) sont correctement appréhendés et maîtrisés.

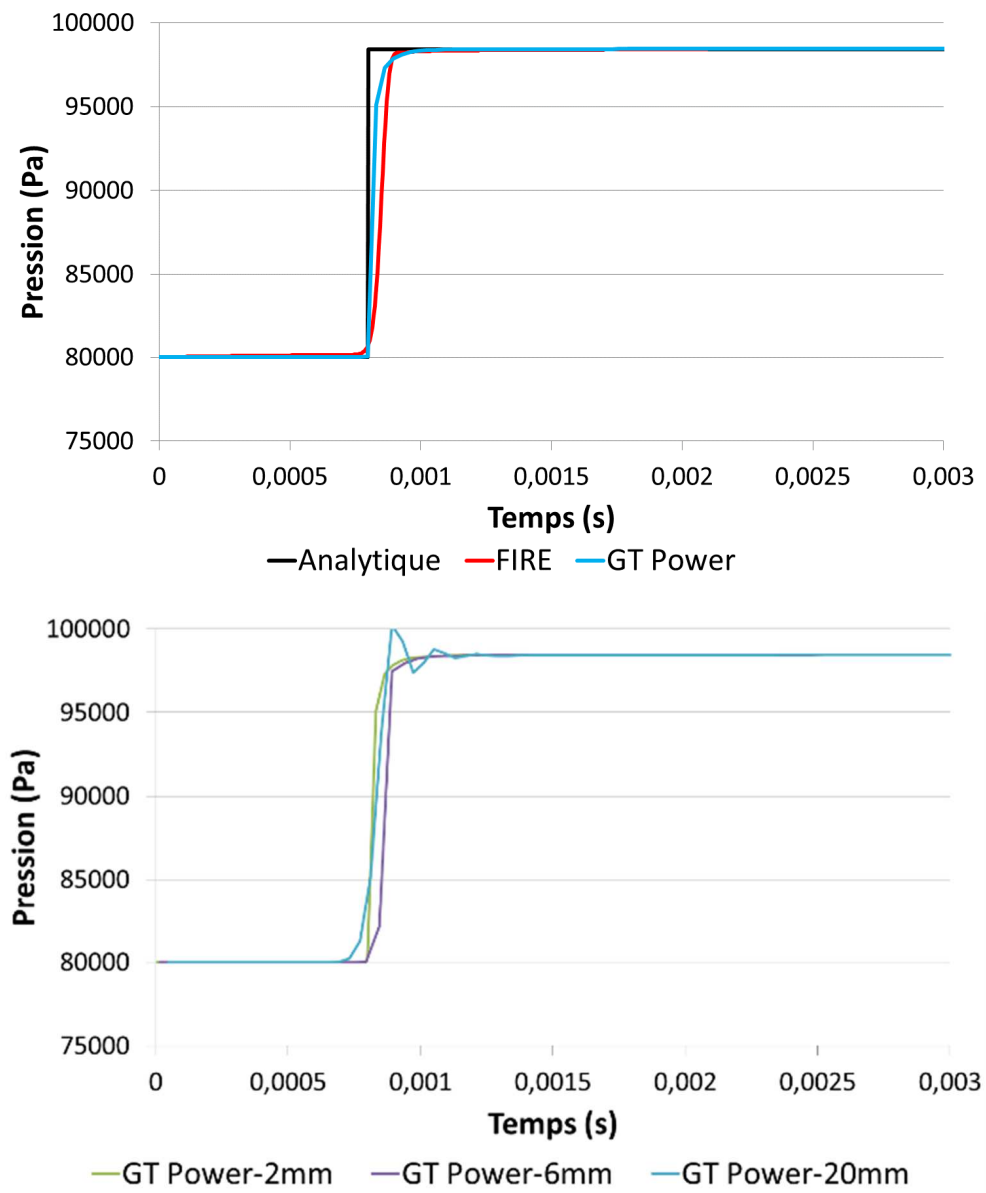


Figure 55: Cas analytique: onde de pression

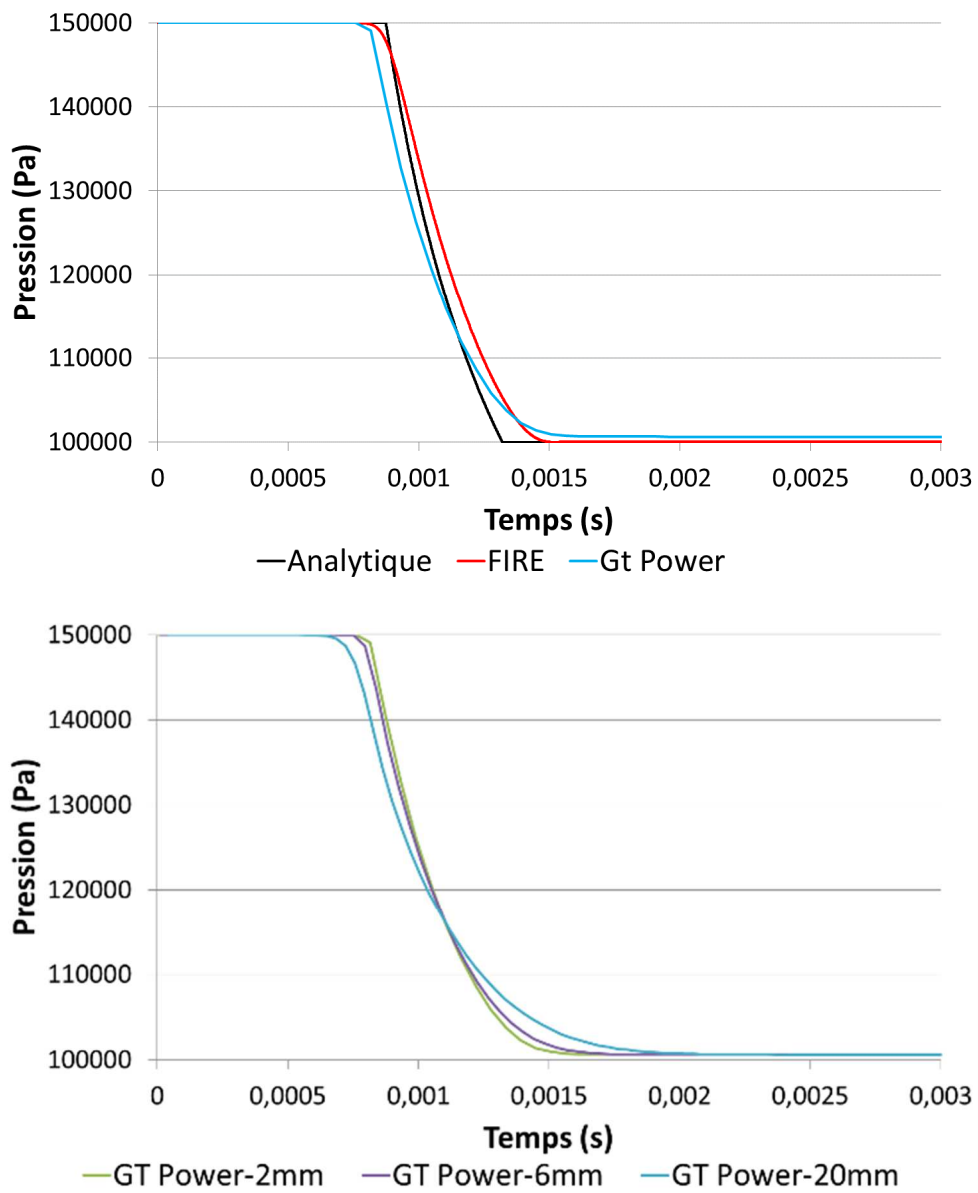


Figure 56: Cas analytique: onde de détente

III.2.4.2. – Tube à chocs : Simples tubes, cas réels

Plusieurs séries d'essais sur des tubes à chocs ont été réalisées dans le but d'obtenir des résultats expérimentaux les plus proches des trois valeurs initiales, à savoir : 0,8 bar, 0,7 bar et 0,6 bar. Les simulations mono- et tridimensionnelles sont réalisées sur la base des caractéristiques géométriques décrites précédemment, à savoir des essais de tubes à chocs dans un tube.

Il est présenté le premier cas à 0,8 bar ; dépendant directement d'essais, la valeur réelle testée est de 0,793 bar dans un environnement à 293 K. Contrairement aux cas analytiques, la viscosité et pertes thermiques sont prises en compte, et sont de fait activés dans les deux simulations (FIRE et GT-Power). Dans le cas du modèle 3D, pour les conditions aux parois, trois mailles de couche limite sont systématiquement mises en place afin de prendre en compte au mieux les phénomènes dus aux interactions fluide / parois.

Comme dans les cas analytiques, les deux logiciels donnent des résultats en accord avec les essais menés expérimentalement (Figure 57). Toutefois, un détail important est apparu concernant les calculs avec le code 1D. En effet, l'utilisateur définit le temps total de la simulation, le nombre de relevés à effectuer durant l'essai (valeur qui est souvent laissé au code afin de répondre de manière automatique aux critères CFL). Ayant donc une durée et un nombre de relevés défini, il est possible d'obtenir un pas de temps (Δt). Dans notre cas, les modèles sont construits afin d'avoir le nombre maximal de points sans avoir à réaliser de manipulations pour d'éventuelles extensions de fichiers de résultats.

Or sur la Figure 58, il est possible de voir que des temps de calcul différents (et donc des Δt différents) vont impliquer des résultats instantanés en monodimensionnel différents lors des transitions. Cependant dans la globalité, les résultats semblent très similaires. Cette étape est donc validée puisque les résultats obtenus concordent avec l'expérimental.

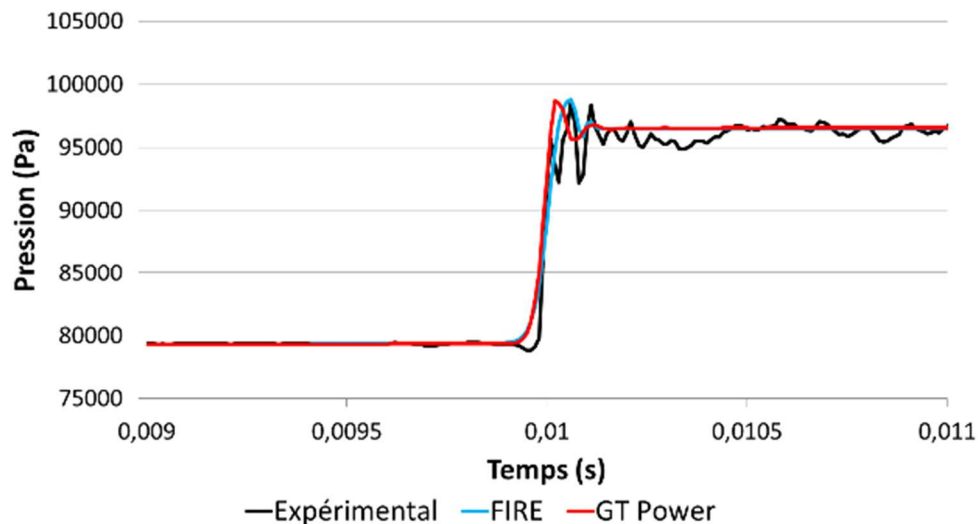


Figure 57: Cas réel: onde de pression

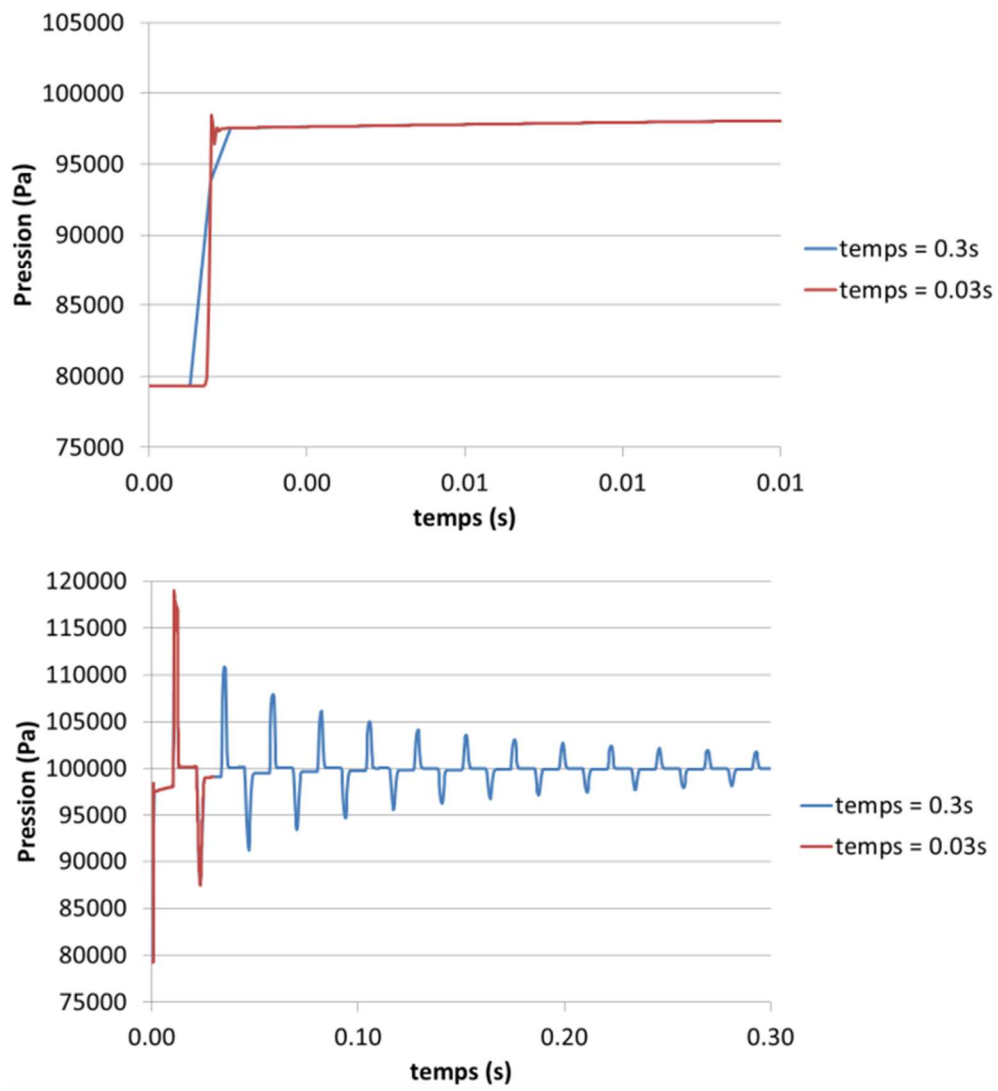


Figure 58: Présentation de modifications de temps total de simulations en 1D

III.2.4.3. – Configurations réelles à 293 K

– Configuration simple

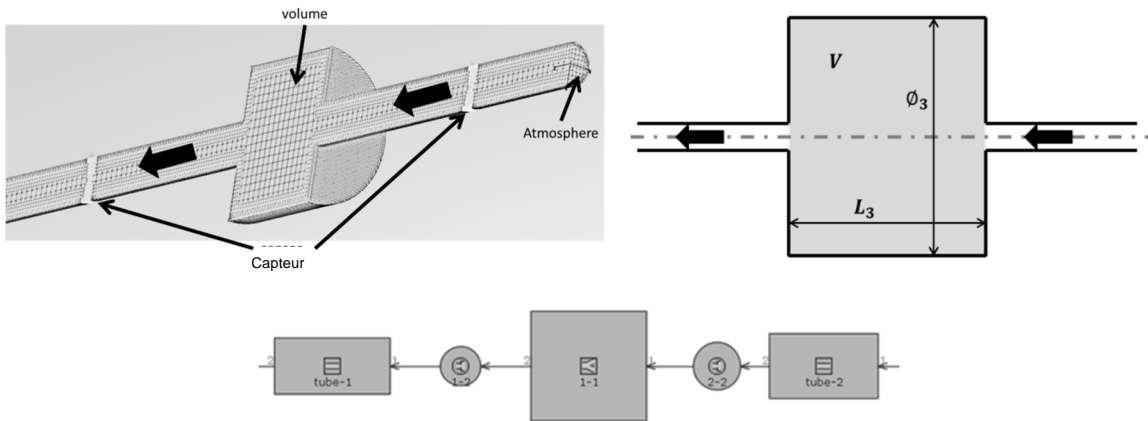


Figure 59: Cas simple: Construction CFD annotée (en haut), équivalent 1D (en bas)

Avec cette configuration d'assemblage de tubes et de volumes la plus simple, débutent les étapes relatives aux configurations tridimensionnelles. Comme au paragraphe précédent (III.2.3.2) et pour tous les cas suivants, le fluide, les conditions d'écoulement ainsi que les conditions limites sont considérés comme réels ; autrement dit, ayant les mêmes caractéristiques que lors d'essais expérimentaux (viscosité, recirculation, pertes de chaleur,...).

Avec les courbes présentées ici, on perçoit l'existence de deux niveaux d'observation possible des résultats comme présenté sur la Figure 60. Il est possible de comparer sur une échelle relativement grande (respectivement aux phénomènes étudiés, à savoir des mouvements d'ondes de pression) de l'ordre de la dixième de seconde. Alors, les profils de pression semblent être respectés et plutôt bien simulés même si plus dans le détail, les courbes monodimensionnelles semblent minimiser les variations des niveaux de pression et un léger décalage temporel apparaît.

En ne considérant que de petits intervalles comme en Figure 60 où sont confrontés résultats 1D, CFD et expérimentaux, il apparaît clairement que le code 3D reproduit plus fidèlement les moindre petites variations quand le code 1D réalise une tendance. Toutefois, il est important de rappeler que la simulation CFD n'a été réalisée que sur 75 ms et a demandé plusieurs jours de simulation quand le 1D ne nécessite que plusieurs minutes voire des heures, mais l'ordre de grandeur de temps de calcul entre les deux codes est clairement différent.

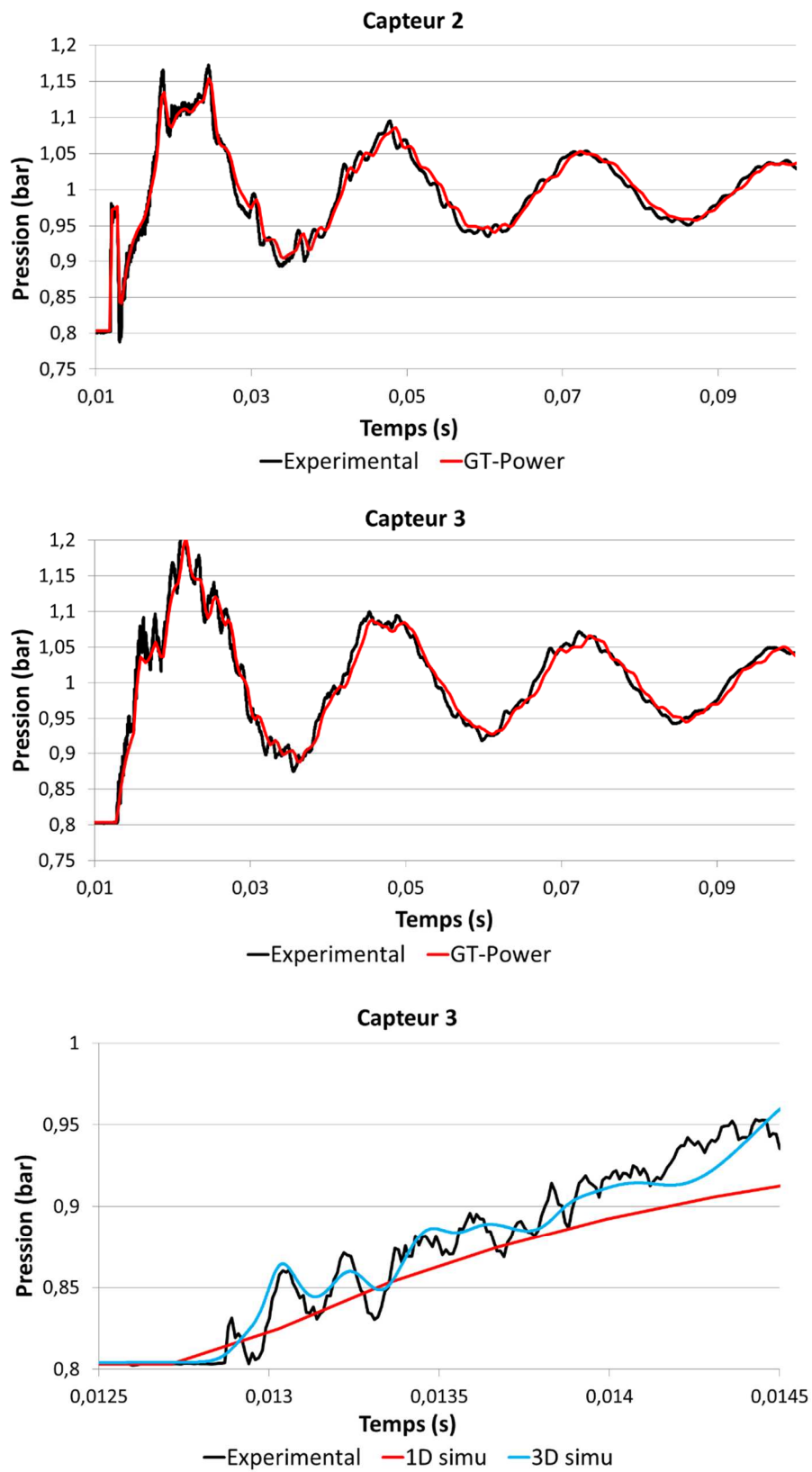


Figure 60: Pression 0,8 bar. Comparaison expérimental VS simulations

– Tubes non-coaxiaux

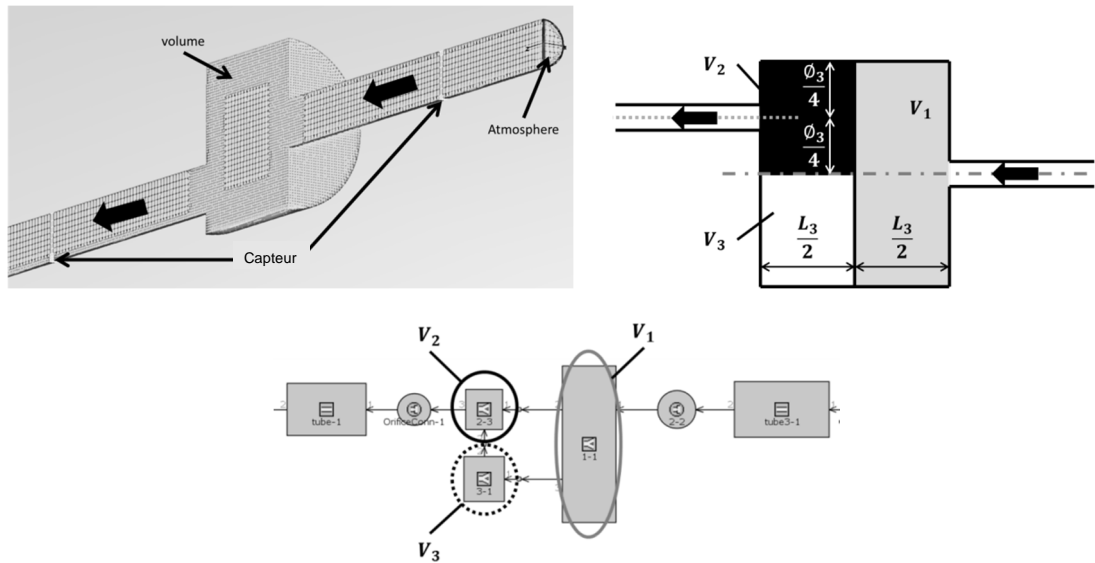


Figure 61: Tubes non coaxiaux: Construction CFD annotée (en haut), équivalent 1D (en bas)

Ici, les tubes ne sont pas coaxiaux. Au premier abord, il est possible de noter les très fortes similitudes au niveau des tendances avec le cas précédent. Concernant le comparatif entre les modèles aux capteurs 2 et 3, là encore les différents modèles semblent rendre compte des phénomènes en jeu de manière très satisfaisante. Avec l'augmentation de la dépression à l'état initial, les écarts calculs essais sont plus importants mais n'excèdent pas 5%. Ils restent tolérables.

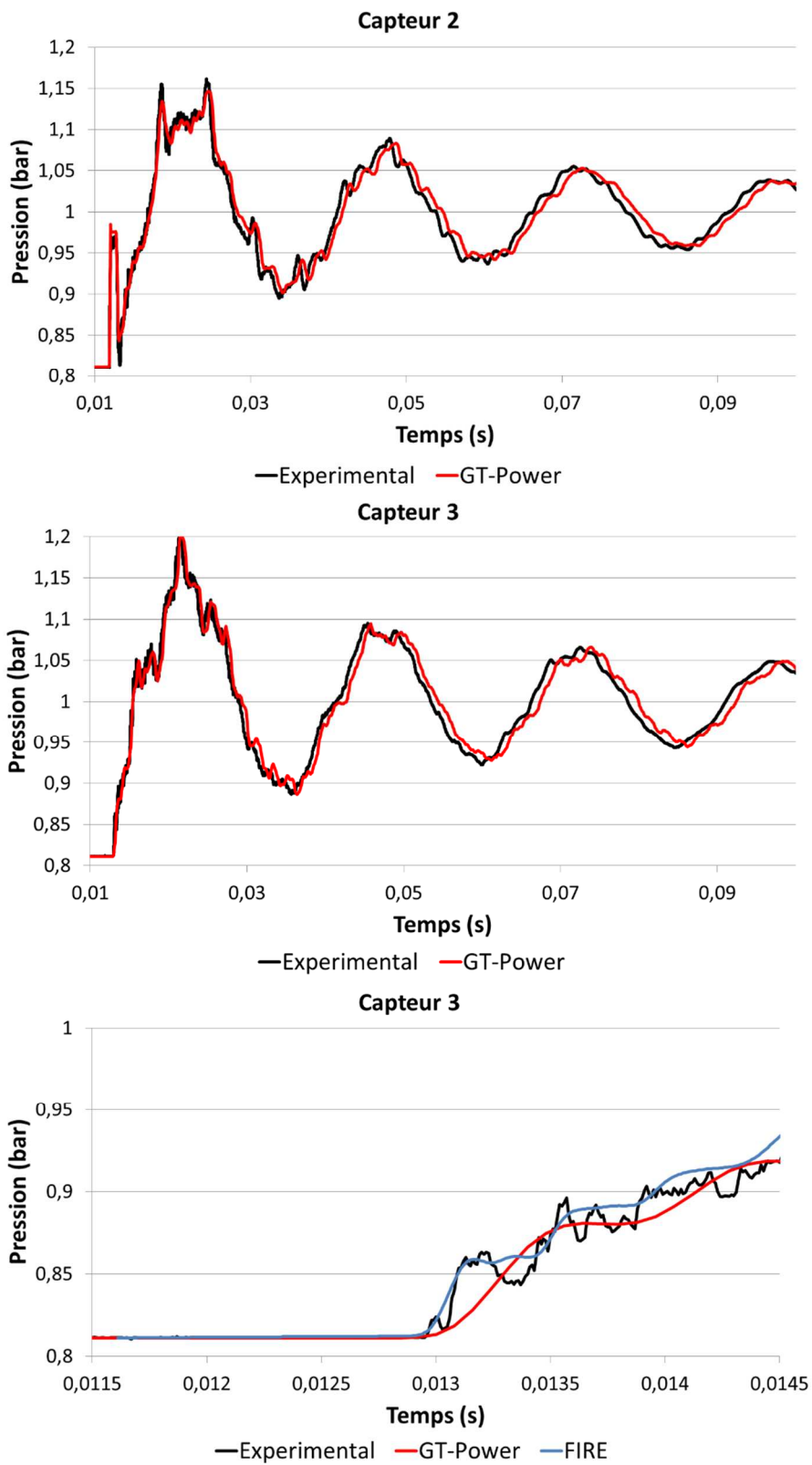


Figure 62: Pression 0,8 bar. Comparaison expérimental VS simulations

– Tubes sur le même côté

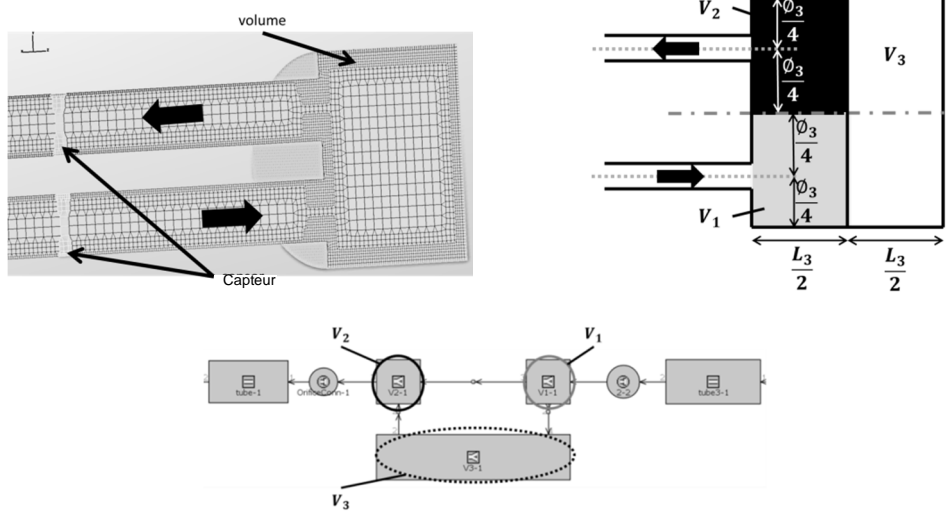


Figure 63: Tubes du même côté: Construction CFD annotée (en haut), équivalent 1D (en bas)

Dans ce troisième cas, les tubes sont localisés sur la même face de la capacité. Avec cette configuration, il semble apparaître que les écarts essais et les calculs sont réduits par rapport aux cas antérieurs. Toutefois, il est révélé une fois encore que le calcul 3D prédit mieux les valeurs instantanées et les variations de pressions que le monodimensionnel. Même si ce dernier reste tout à fait acceptable.

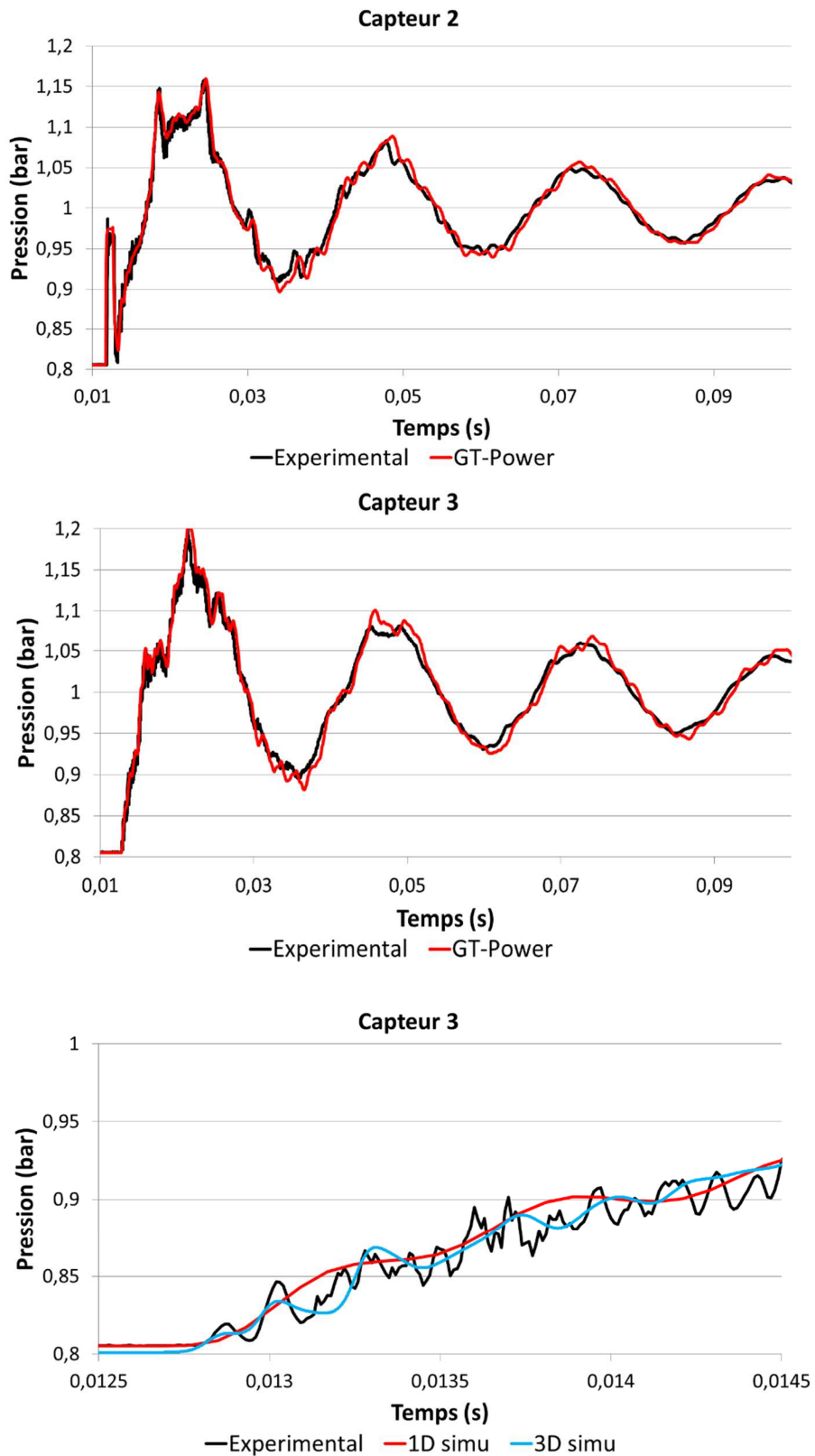


Figure 64: Pression 0,8 bar. Comparaison expérimental VS simulations

III.2.4.4. – Configurations réelles à 600 K

L'ensemble de ces géométries à base de tubes et de volumes repose avant toute chose sur les géométries rencontrées dans les silencieux d'échappement. Il est donc tout naturel de les étudier à des températures plus proches de celles rencontrées à l'échappement, à savoir à des températures de sortie de pot d'échappement, aux alentours des 600 K (soit 327°C). Quatre configurations seront testées et comparées.

Il sera également question dans ce paragraphe de constructions avec GEM-3D (cf. III.2.2.2) afin de visualiser un éventuel impact du nombre d'éléments utilisés. De plus, il n'y a plus d'essais expérimentaux pour les comparaisons. Il a été décidé d'utiliser le code CFD comme banc d'organe numérique, puisque la partie précédente avait montré une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et ceux de la CFD.

– Configuration simple (cas I)

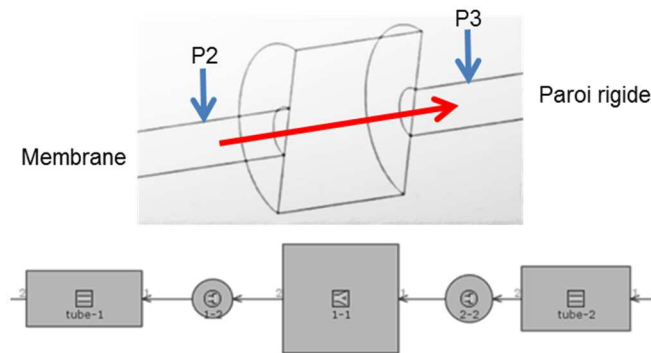


Figure 65: Cas simple: Construction CFD annotée (en haut), équivalent 1D (en bas)

Ce premier cas vise à comparer à 600 K, la configuration la plus simple réalisée habituellement sur GT-Power avec des réalisations utilisant GEM-3D composés de 420 à 1200 éléments. Deux observations viennent aisément, à savoir que sur ce type de configuration géométrique, le degré de complexité quant à l'élaboration du modèle semble n'avoir qu'un impact très réduit : il apparaît aux deux capteurs un léger décalage temporel entre le résultat simple et ceux avec GEM-3D. En se focalisant un peu plus dans les détails, il est possible de noter l'apparition d'ondulations (harmoniques) lorsqu'est augmenté le nombre d'éléments.

Cependant, le fait le plus marquant, reste les écarts observables aux deux capteurs entre les calculs 3D réalisés sous FIRE et ceux en 1D, quel que soit la configuration. Au capteur 2, les simulations 1D ne représentent pas correctement les niveaux de pression dus aux déplacements des ondes au sein du système. Certes, les variations sont bien présentes, d'ailleurs le premier front d'onde est correctement simulé (1D et 3D coïncident relativement bien). La suite du relevé montre que c'est l'interaction avec le volume, ses changements de sections brutaux et la capacité séparant les deux tubes qui causent des soucis au 1D à simuler correctement l'acoustique.

L'observation est très similaire au capteur 3, les simulations GT-Power se confondent presque. D'ailleurs, les modèles à 420, 720 et 1200 éléments sont ici aussi indissociables les uns des autres. En analysant de plus près les courbes, il ressort qu'avant 2.15 ms, les constructions utilisant GEM-3D simulent les petites variations de pressions alors qu'elles sont invisibles sur la courbe obtenue par modélisation classique. Ce qui mène à penser que l'augmentation du nombre de composants utilisés à la modélisation de l'élément volume aurait un effet bénéfique, tout en sachant que le gain global apporté reste très faible.

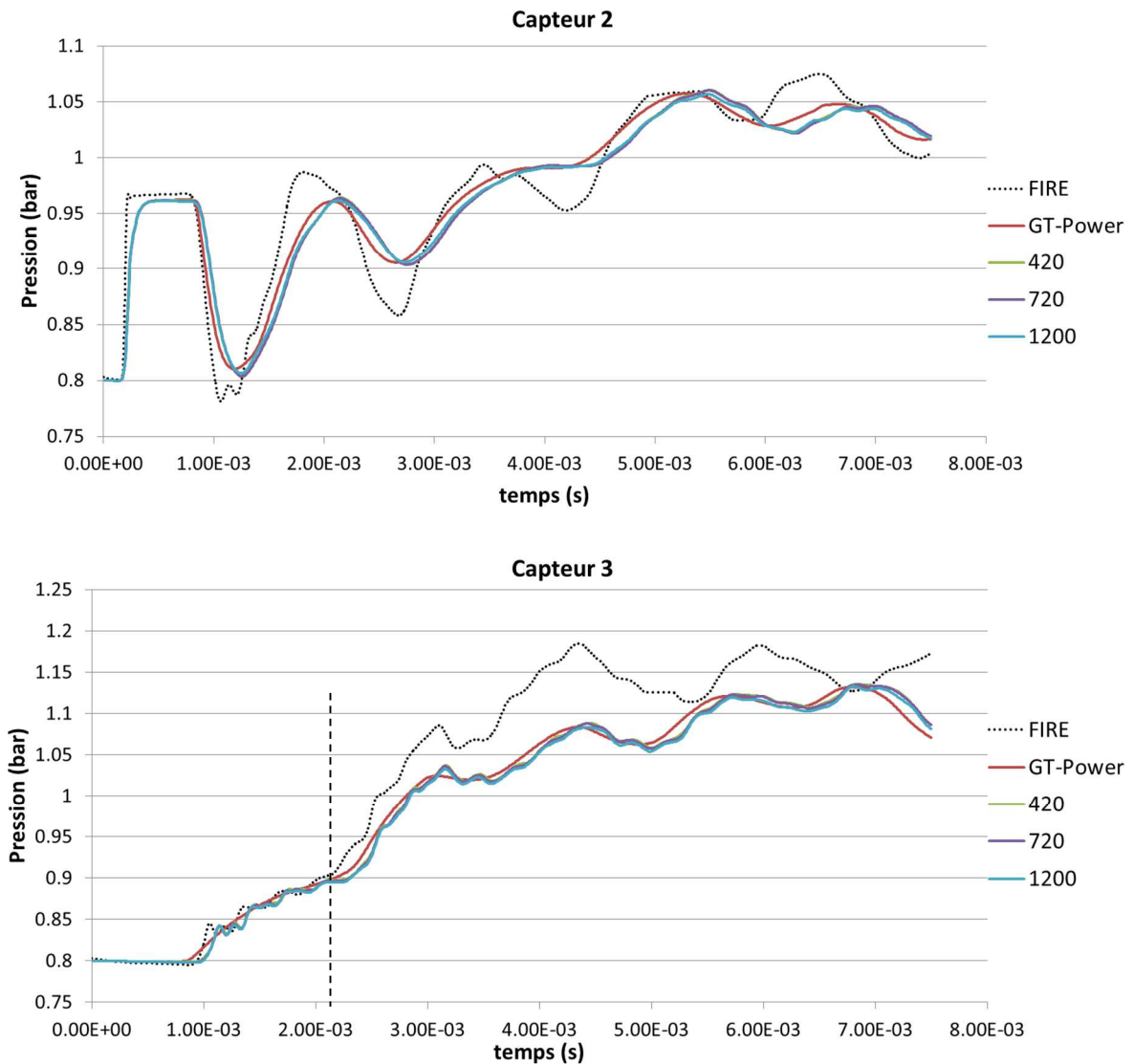


Figure 66: Comparaisons directes des résultats 1D (GT-Power et GEM-3D) et CFD (pointillés)

– Configuration symétrique avec tubes pénétrants (cas II)

La configuration étudiée ici est très ressemblante à celle du cas I précédent. Ici le souhait est de visualiser comment se comportent les modèles dans le cas où les deux tubes pénètrent à l'intérieur de la capacité. Les deux tubes pénétrants chacun de 20 mm dans une capacité de longueur 80 mm, la distance les séparant se retrouve donc divisée de moitié. Le but est de voir grâce à la CFD comment se comportent les ondes de pression (passent-elles d'un tube à l'autre ou se dégradent-elles au sein de la capacité), et tenter de visualiser si le code 1D rend bien compte des mêmes phénomènes.

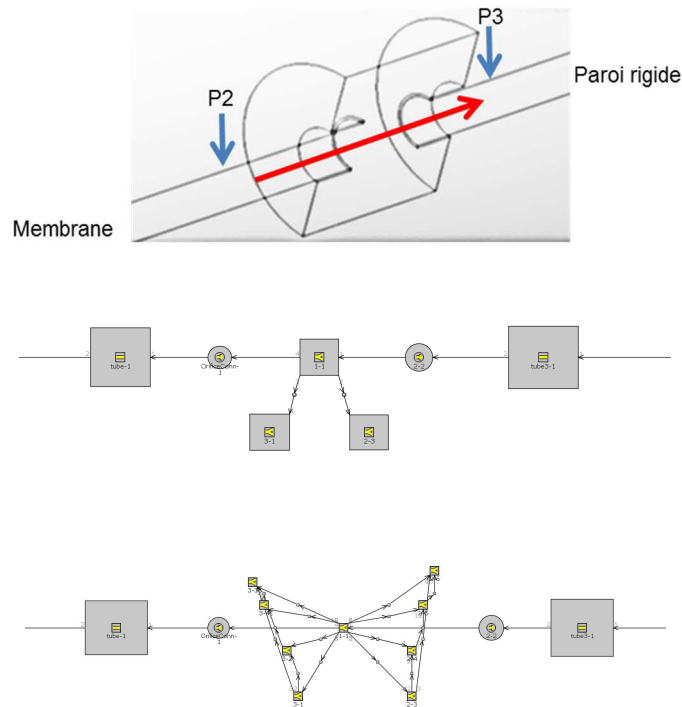


Figure 67: Tubes pénétrants : Construction CFD annotée (en haut), équivalents 1D (en bas)

Différentes décompositions de la capacité ont été réalisées et sont présentées sur des graphes différents. Les deux premiers comparent des constructions uniquement sur GT-Power et relativement simples. Les deux dernières courbes sont relatives aux essais GEM-3D, qui sont comparées aux meilleurs résultats observables dans les courbes de comparaison de modèles GT-Power (1D_9volumes).

Il sera remarqué que le calcul 3D, notamment au capteur 3, révèle une réponse sensiblement différente à celle présentée avec la configuration simple. Côté monodimensionnel, le changement dû à la tentative de construire une géométrie tenant compte de la pénétration des conduits ne crée pas de variations aussi importantes comme pour le cas tridimensionnel. Toutefois, il sera noté que décomposer la capacité en plusieurs sous-volumes dans les modèles 1D crée quelques modifications (minimes) dans les résultats. Il y a apparition d'harmoniques

supplémentaires, principalement des fréquences élevées. Mais les réponses n'ont toujours rien de comparable avec celles obtenues en CFD.

L'emploi de GEM-3D, afin d'effectuer une modélisation 1D se rapprochant à de la CFD, semble ne pas apporter de réel avantage. Les niveaux d'amplitude demeurent toujours largement inférieurs, minimisés en comparaison avec ceux révélés avec le code utilisant la résolution tridimensionnelle.

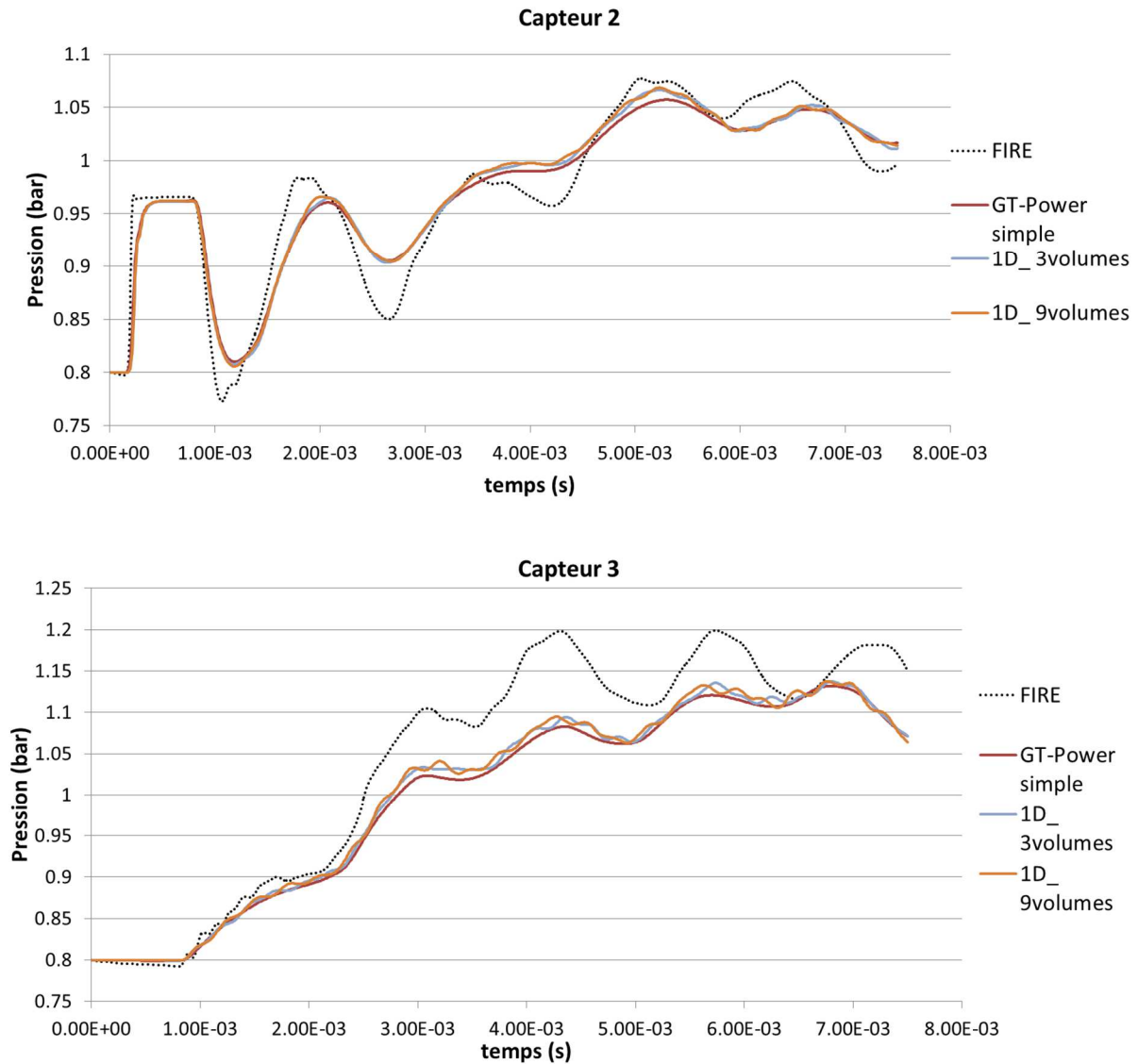


Figure 68: Comparaisons directes des résultats 1D (GT-Power) et CFD (pointillés)

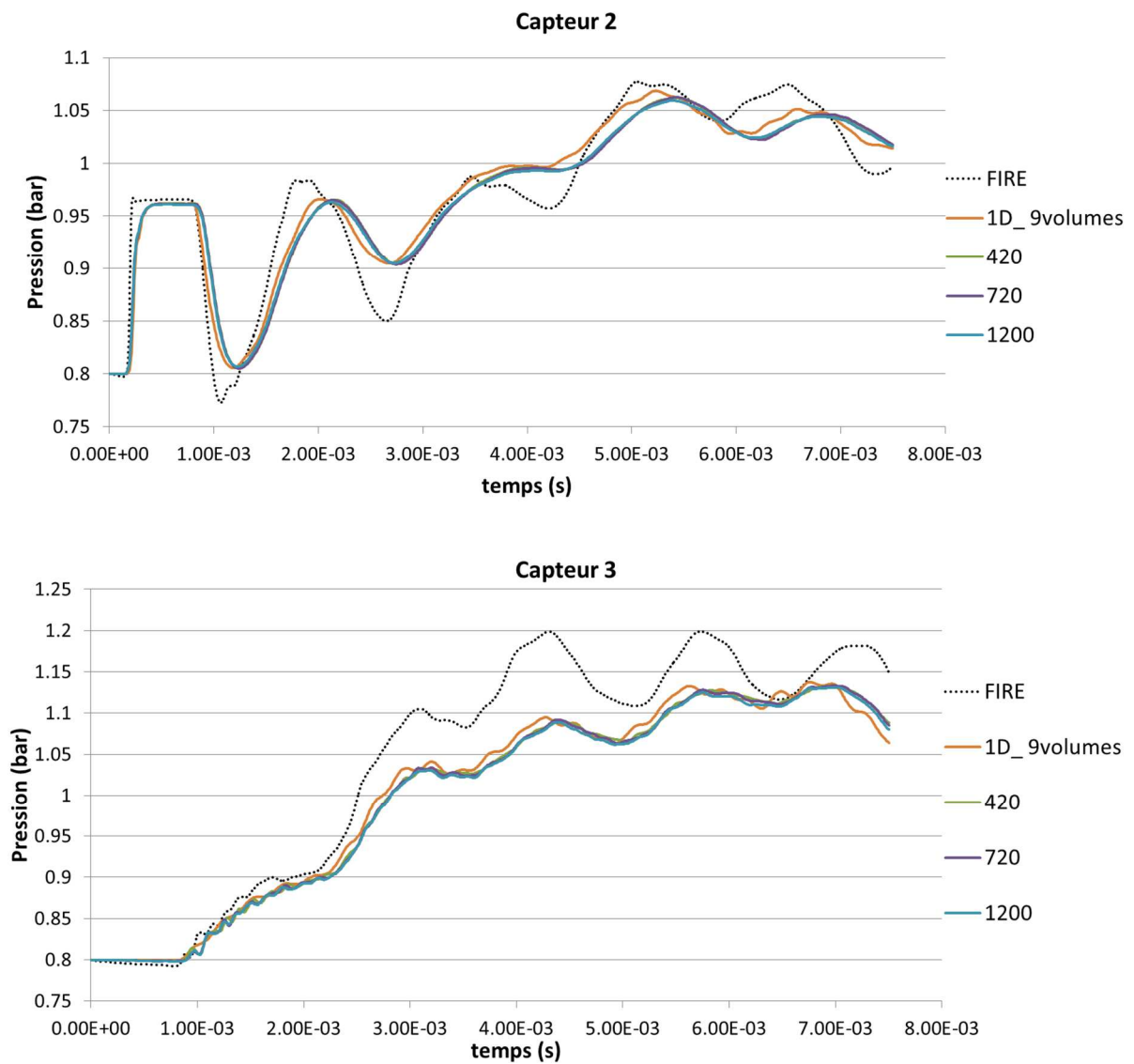


Figure 69: Comparaisons directes des résultats CFD (pointillés) et 1D. (420, 720, 1200: utilisation de GEM-3D)

- Configuration avec les tubes du même côté du volume (cas III)

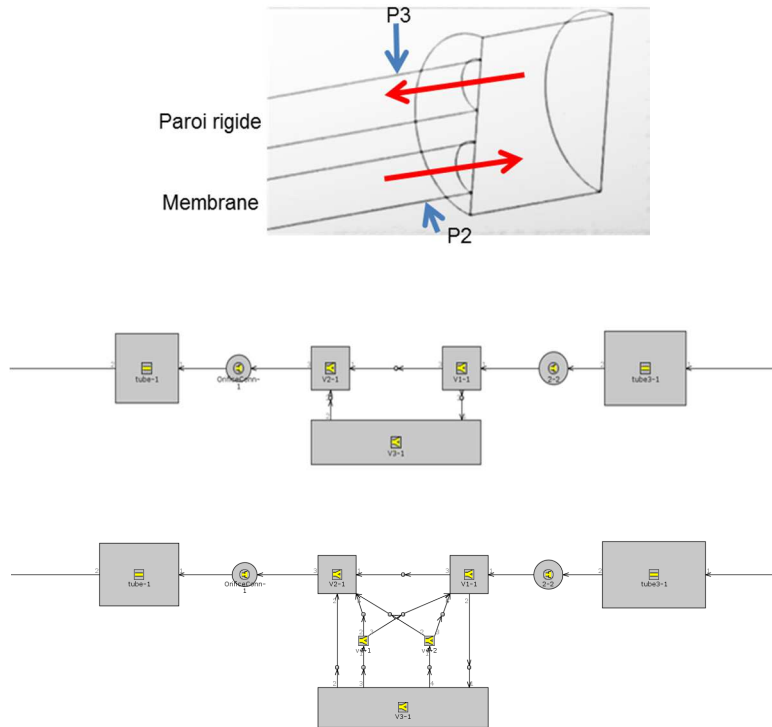


Figure 70: Tubes du même côté : Construction CFD annotée (en haut), équivalents 1D (en bas)

Le cas présenté est très différent des deux précédents. La configuration spatiale y est différente puisque les conduits sont situés sur le même côté du volume et donc ne se font plus face. Il est aisé de comprendre que la propagation de l'onde de pression d'un tube à l'autre est beaucoup moins directe. Une diffusion, dispersion de l'onde de pression dans le volume est donc à prendre en considération. Il sera rappelé pour mémoire que ce cas de figure, ainsi que le cas IV présenté ultérieurement, ont été principalement étudiés et sont toujours employés pour limiter voir diminuer les nuisances sonores à l'échappement. Les ondes acoustiques étant des ondes de pression, il apparaît logique d'apercevoir des résultats différents des précédents.

Avec les Figure 71 et Figure 72 qui présentent les différents résultats obtenus, il apparaît que le modèle 1D avec la décomposition de la capacité en sous-volumes semble bien améliorer les prévisions. Les résultats relevés au capteur 3 sont les plus importants ; la courbe '*ID_5volumes*' est en trait sur trait avec les résultats CFD. Au capteur 2, il est possible d'observer une amélioration des prédictions des maxima/minima locaux lors de chaque variation. De plus, certaines tendances et motifs de la courbe '*ID_5volumes*' sont en tous points similaires avec la courbe '*FIRE*' (comme par exemple entre 5 ms et 7.5 ms). Il faut noter que toutes les courbes en monodimensionnelles ont tendance à '*se décaler*' dans le temps par rapport à la courbe obtenue à partir de la CFD. Ceci peut provenir de la gestion des échanges thermiques aux parois ; en effet, cette partie ne se gère pas, ne se construit pas de la même façon sur les deux codes de calcul. Une courte étape visant à évaluer ce phénomène sur GT-Power sera présentée par la suite.

L'utilisation du module GEM-3D et son très grand nombre d'éléments n'améliorent en rien les niveaux de pression.

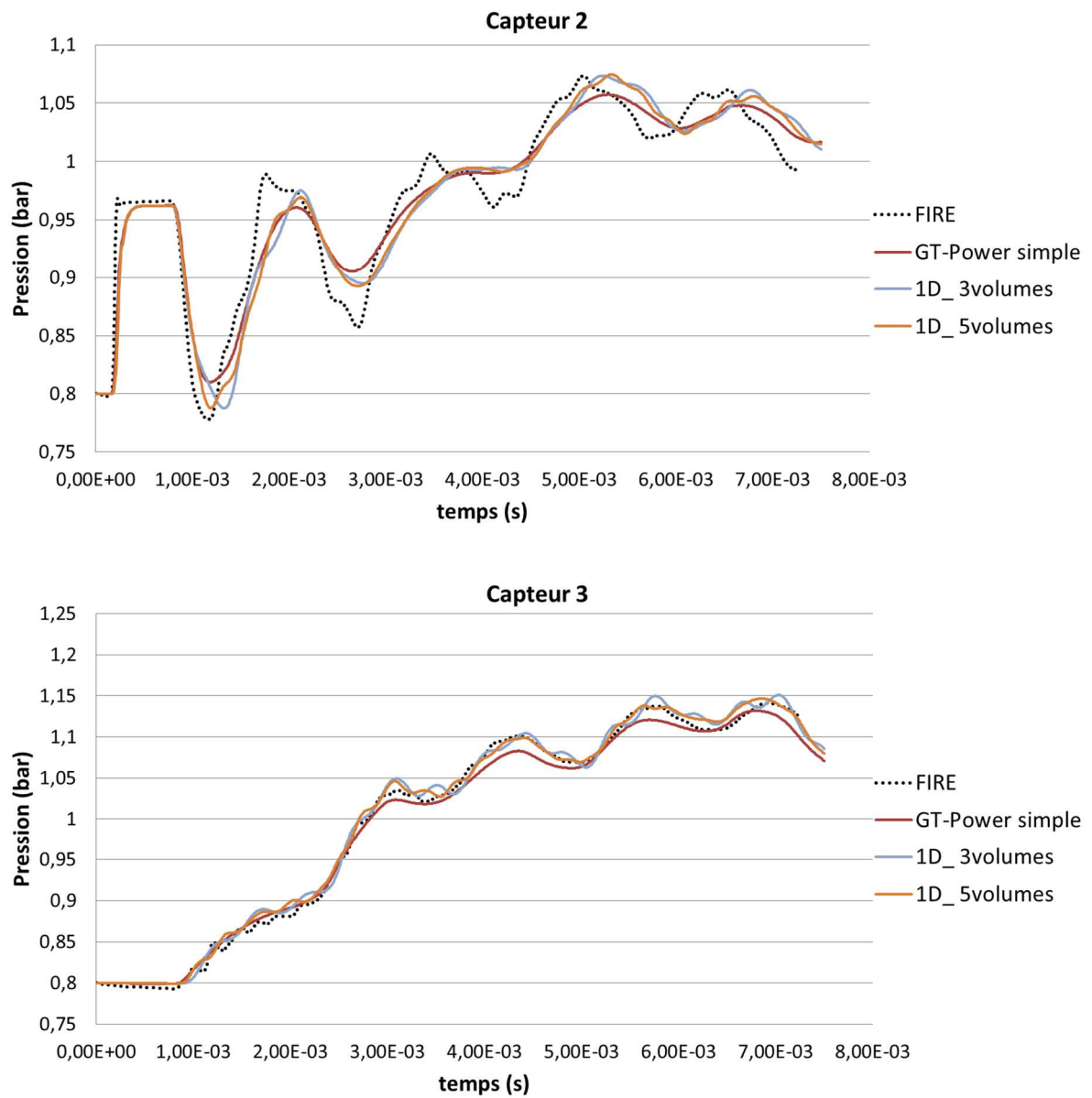


Figure 71: Comparaisons directes des résultats 3D (pointillés) et 1D.

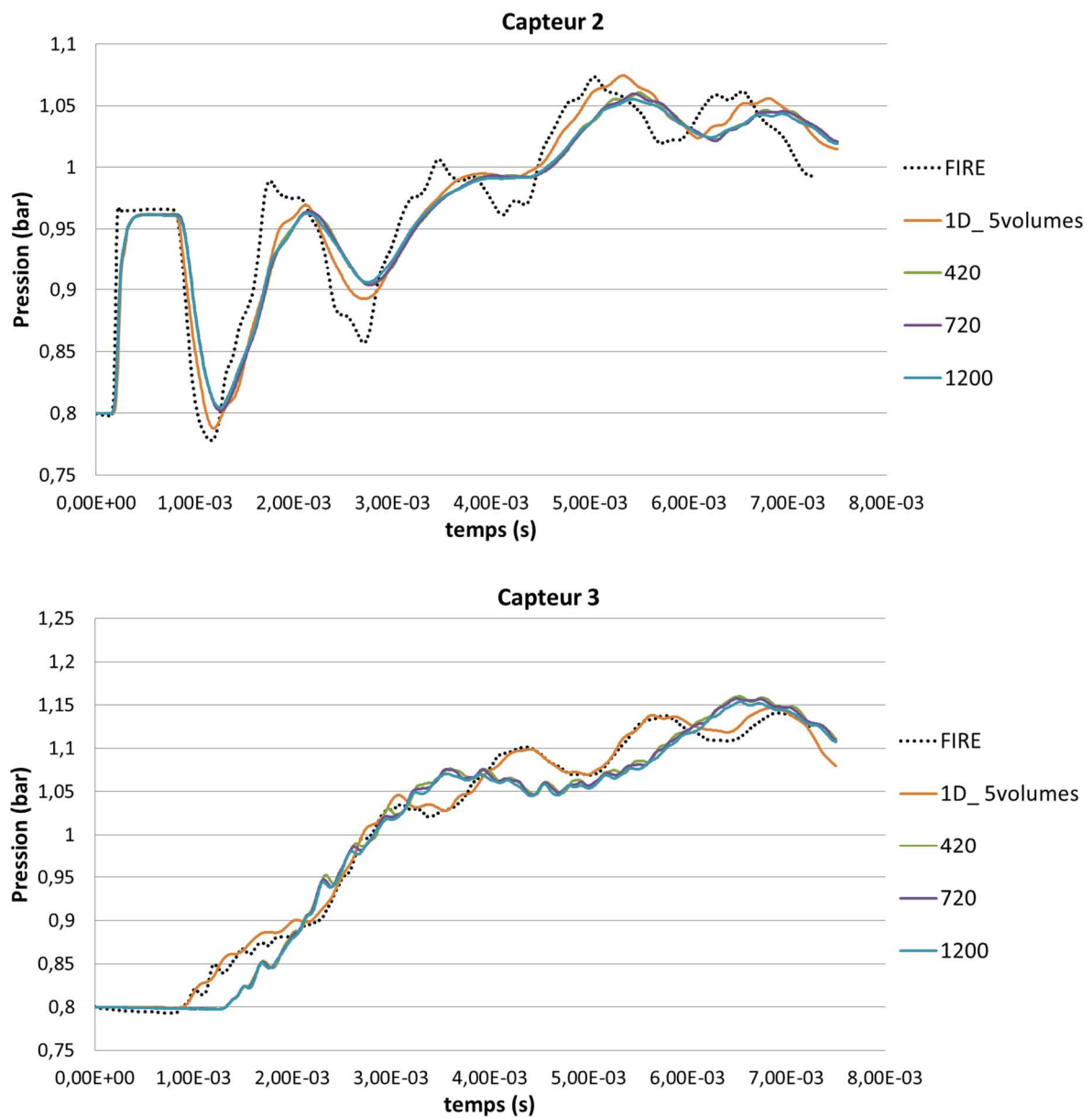


Figure 72: Comparaisons directes des résultats 3D (pointillés) et 1D. (420, 720 et 1200: utilisation de GEM-3D)

– Configuration asymétrique, tubes pénétrants (cas IV)

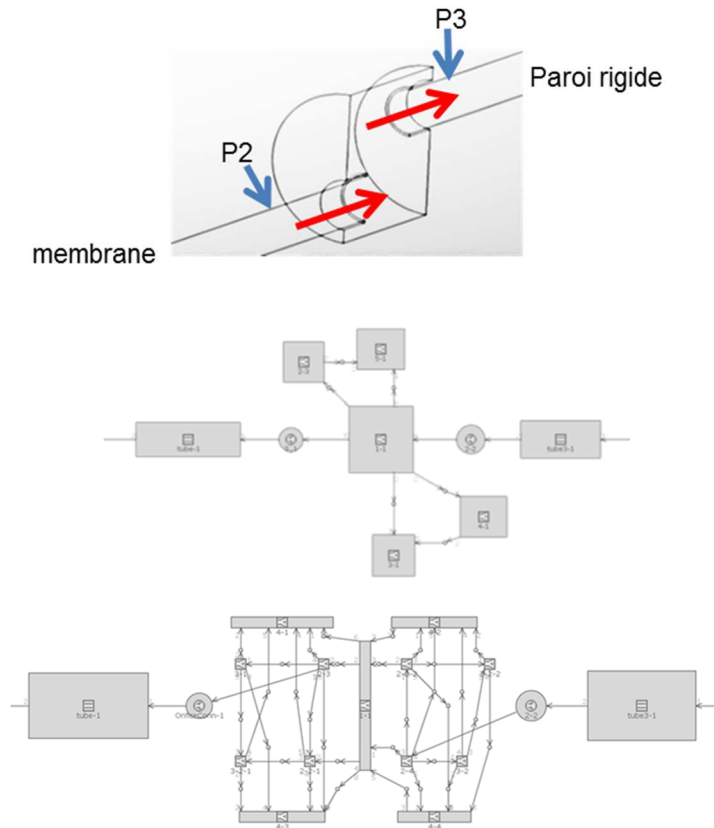


Figure 73: Tubes pénétrants asymétriques: Construction CFD annotée (en haut), équivalents 1D (en bas)

La configuration présentée ici est la plus ‘*complexe*’ réalisée ; elle comprend des tubes dont les extrémités sont deux centimètres à l’intérieur de la capacité et tous deux décalés. C’est-à-dire, non coaxiaux l’un par rapport à l’autre et non alignés avec l’axe du volume.

Une fois de plus, il ressort que la modélisation traditionnelle ‘*simple*’ donne une approche relativement bonne. Cependant la décomposition suivant la méthode proposée (cf. III.2.1) et présentée avec les résultats ‘*1D_13volumes*’, démontrent qu’affiner la modélisation peut permettre des résultats plus justes. Le graphe au capteur 3 illustre tout à fait ce propos, puisque la courbe du modèle monodimensionnel avec 13 volumes reproduit fidèlement ce qui est donné avec des calculs 3D. Par contre, utiliser un très grand nombre d’éléments en 1D ne semble pas être la solution. Cela est moins précis que le cas comportant une dizaine d’éléments.

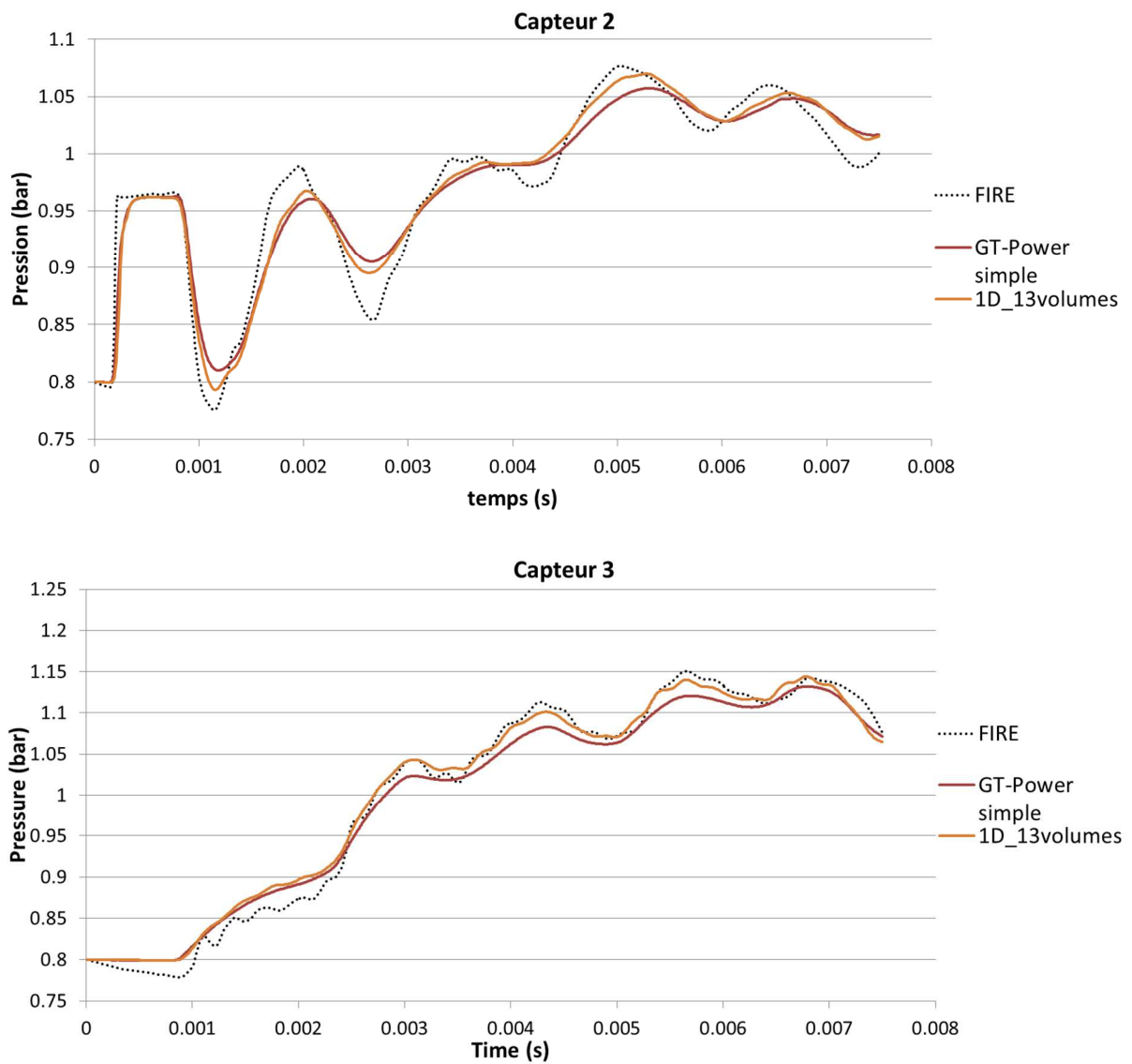


Figure 74: Comparaisons directes des résultats 3D (pointillés) et 1D.

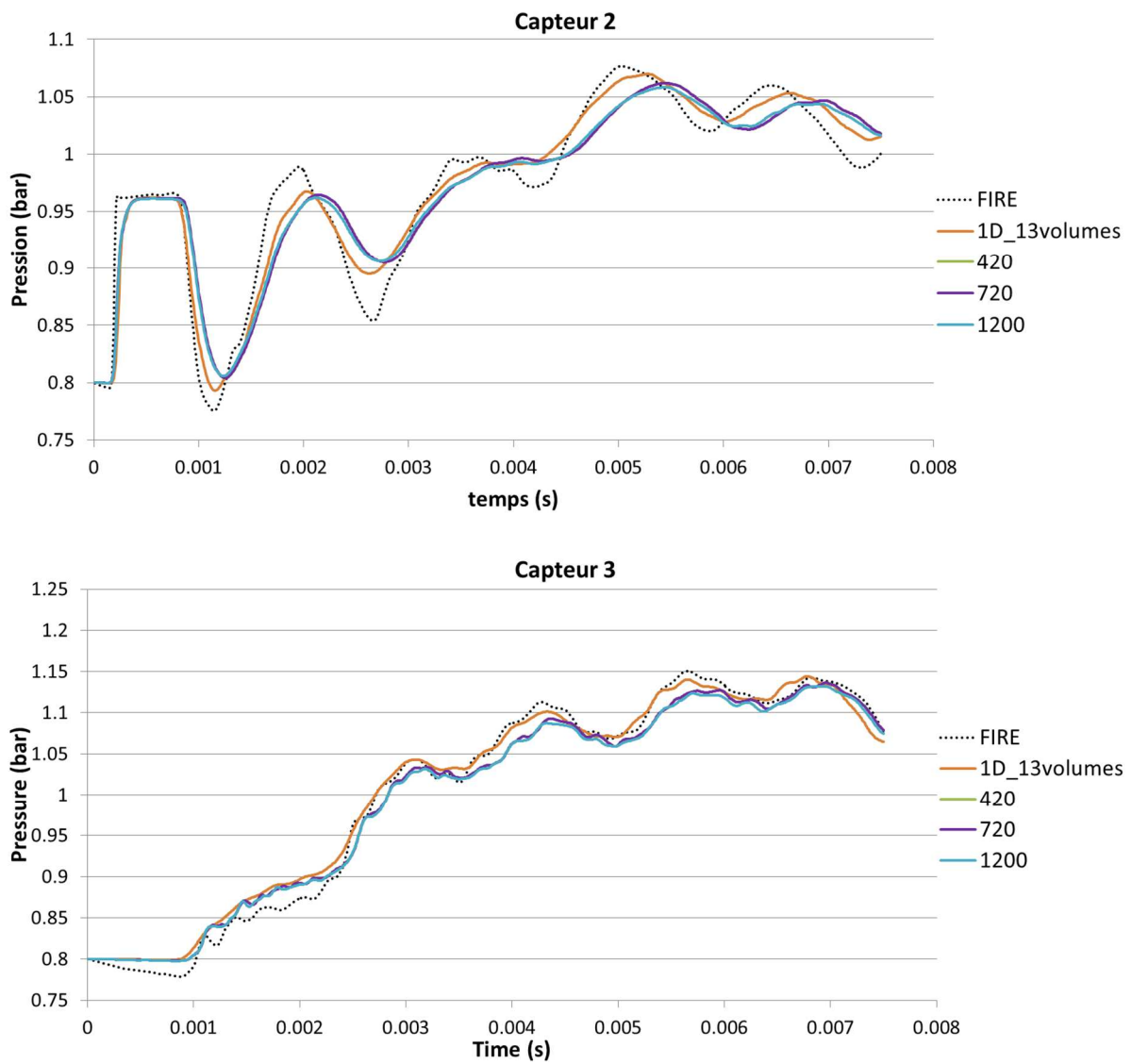


Figure 75: Comparaisons directes des résultats 3D (pointillés) et 1D. (420, 720 et 1200: utilisation de GEM-3D)

III.2.4.5. – Confrontation à 600 K

Les courbes en Figure 76 issues des résultats 3D et reprenant les différents cas détaillés au paragraphe III.2.4.4, indiquent que la prise en compte des géométries a réellement eu un impact sur le comportement des ondes de pression à l'intérieur du système. Pour $t < 1\text{ms}$ au capteur 2, le fait que tous les cas révèlent exactement les mêmes résultats est plutôt une bonne chose. En effet, cette partie correspond à un tube à chocs simple ; à la mesure d'un aller-retour d'une onde dans un tube avec les extrémités ouvertes. Par la suite, la distinction entre les courbes provient de la configuration et de son influence sur les réponses acoustiques. Les fluctuations de surpressions / dépressions dues à la capacité semblent d'une importance inférieure.

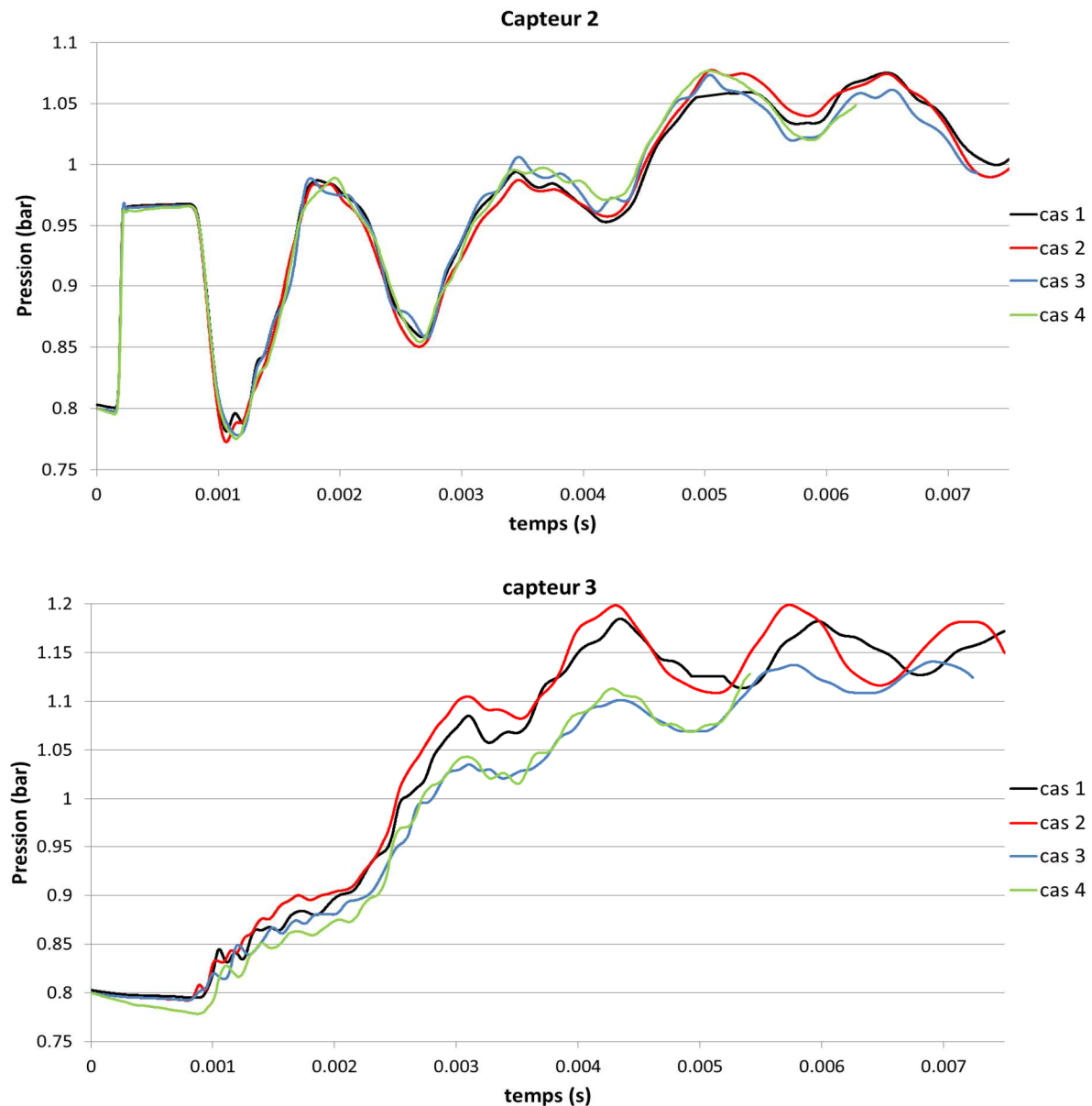


Figure 76: Comparaisons directes des résultats obtenus en CFD

Au capteur 3, les relevés ne peuvent tenir compte que des ondes transmises au tube 2 et ayant traversées la capacité. Ainsi, il paraît logique d'observer de telles différences entre les 4 cas. De plus, il apparaît nettement au capteur 3 certaines tendances. Les cas 1 et 2 concernent les configurations où les tubes se font face alors que ce n'est pas du tout le cas dans les constructions 3 et 4 ; ce qui expliquerait pourquoi les deux premiers cas sont bien supérieurs au deux derniers. L'onde de pression peut passer de manière beaucoup plus directe du tube 1 au tube 2 alors que dans les cas des tubes non alignés, l'onde doit se propager et donc se disperser au sein de la capacité avant de passer d'un conduit à l'autre.

Deux points sont à commenter. Tout d'abord, la séparation des cas (surtout courbe capteur 3) qui est possible car ici l'air à l'intérieur du système, à l'état initial, est à 600 K et non à 293K comme à l'étape 3. En effet, la température y est plus élevée, ce qui a pour conséquence d'augmenter la vitesse du son selon la relation :

$$a = \sqrt{\gamma R_s T} \quad (\text{III - 19})$$

Avec : **T** la température en Kelvins, γ le coefficient de compressibilité (1,4 dans le cas de l'air) et **R_s** la constante spécifique du gaz (287 J.kg⁻¹K⁻¹ pour l'air).

La vitesse du son, et donc des ondes de pression, étant plus élevée (**a**_{600K} = 490m/s contre **a**_{293K} = 343 m/s), la vitesse combinée à la disposition géométrique permet d'obtenir de tels résultats. La considération de la température combinée à la géométrie du silencieux influencent donc les résultats obtenus.

Le second point est dans la continuité de la remarque précédente. Il est possible de noter une certaine hiérarchie dans les résultats. A savoir que le cas 2 (courbes rouge) correspond au cas où les extrémités des deux tubes sont les plus proches et sont disposés l'un en face de l'autre. Suivant la logique présentée, il s'agit du cas où les ondes de pression de par leur vitesse de propagation due à la température et la géométrie, sont les plus favorisées pour être transmises du conduit 1 au conduit 2. C'est exactement ce qui est observable au capteur 3, avec les variations les plus importantes et les niveaux de pression les plus élevés.

Le cas 1 suit une logique similaire, toutefois les maxima de pression ainsi que les variations sont moins importantes que dans le cas 2, s'agissant ici du cas où les tubes sont face à face mais éloignés de 80 mm l'un de l'autre et non de 40 mm comme au cas 2. Ce qui est cohérent avec l'idée que les ondes de pression se 'dispersent' plus au sein de la capacité puisque la distance entre les 2 conduits est plus importante.

Viennent enfin les cas 3 et 4. Ils sont assez similaires dans leurs résultats même si le dernier cas (cas n°4) fait apparaître des harmoniques de hautes fréquences plus marquées que dans les autres configurations. Ces deux résultats apparaissent nettement inférieurs aux deux autres ; ce qui va dans le sens des remarques concernant les cas 1 et 2. En effet, les conduits n'étant plus coaxiaux, il est aisé de comprendre qu'une dispersion de l'onde de pression dans la capacité a lieu et donc une atténuation.

Respectivement aux courbes Figure 77, les tendances sont clairement différentes. Aux capteurs 2 et 3, même s'il a été observé précédemment que le 1D ne caractérisait pas avec

exactitude les fluctuations obtenues avec la CFD. Cependant, on peut noter qu'en modélisant ces géométries d'une manière un peu différente plutôt que d'utiliser le même schéma, il est possible d'obtenir des résultats se distinguant les uns des autres. Mais au capteur 3, malgré une différenciation possible des résultats de ces 4 cas, il apparaît que les simulations monodimensionnelles font comme si lors des calculs, la pression dans un volume y était uniformément répartie. Ce qui permet d'observer des écarts entre les configurations, mais beaucoup moins marqués que dans les cas des simulations tridimensionnelles (cas 1 et 2, différents des cas 3 et 4).

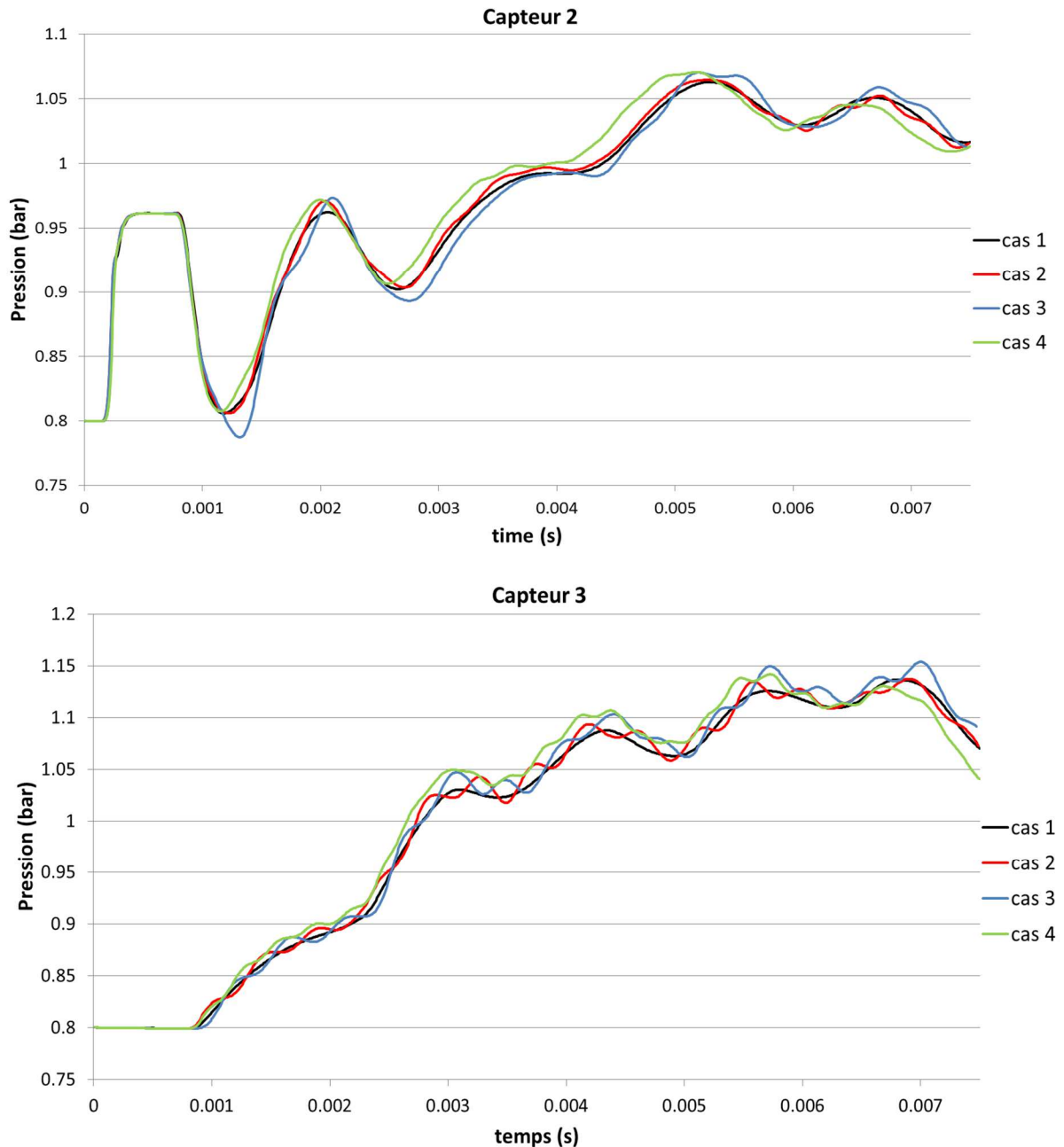


Figure 77: Comparaisons directes des résultats obtenus en 1D

Avec la comparaison effectuée en Figure 78, il a voulu être mis en évidence l'impact du à des modifications des coefficients d'échange aux parois sous GT-Power. Ont donc été testés les cas où le solveur de température aux parois était "ignoré" (*Ign* dans GT-Power), ce qui revient à imposer une température de paroi fixe ; ainsi que les cas où les températures parois évoluent dans le temps du fait de la prise en compte des échanges thermiques, notamment avec l'extérieur. La température paroi est alors calculée à chaque pas de temps pour être utilisée dans les modèles. Dans ces configurations, la température paroi est fixée à 293 K tout comme le milieu environnant. La variable [0 ; 5 ; 150] $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ n'est autre que le coefficient de convection externe. C'est-à-dire le coefficient qui définit la relation thermique qu'il peut y avoir entre la paroi et l'air extérieur.

En comparant la courbe à 600 K sans solveur aux parois avec son homologue à 293 K, il est aisé de noter l'importance de tenir compte de la température aux parois. Le gaz à l'intérieur du système échangeant thermiquement avec les parois, il est possible de constater que la considération des conditions aux parois a un impact direct sur les déplacements des ondes de pression. De même, les courbes correspondantes aux cas avec températures parois à 293 K et des conditions de solveur aux parois montrent une évolution des tendances directement fonction des coefficients thermiques.

Il sera noté que le cas 'T293K-Twallsolver(5)' en Figure 78 correspond à la courbe '1D_13volumes' en Figure 75.

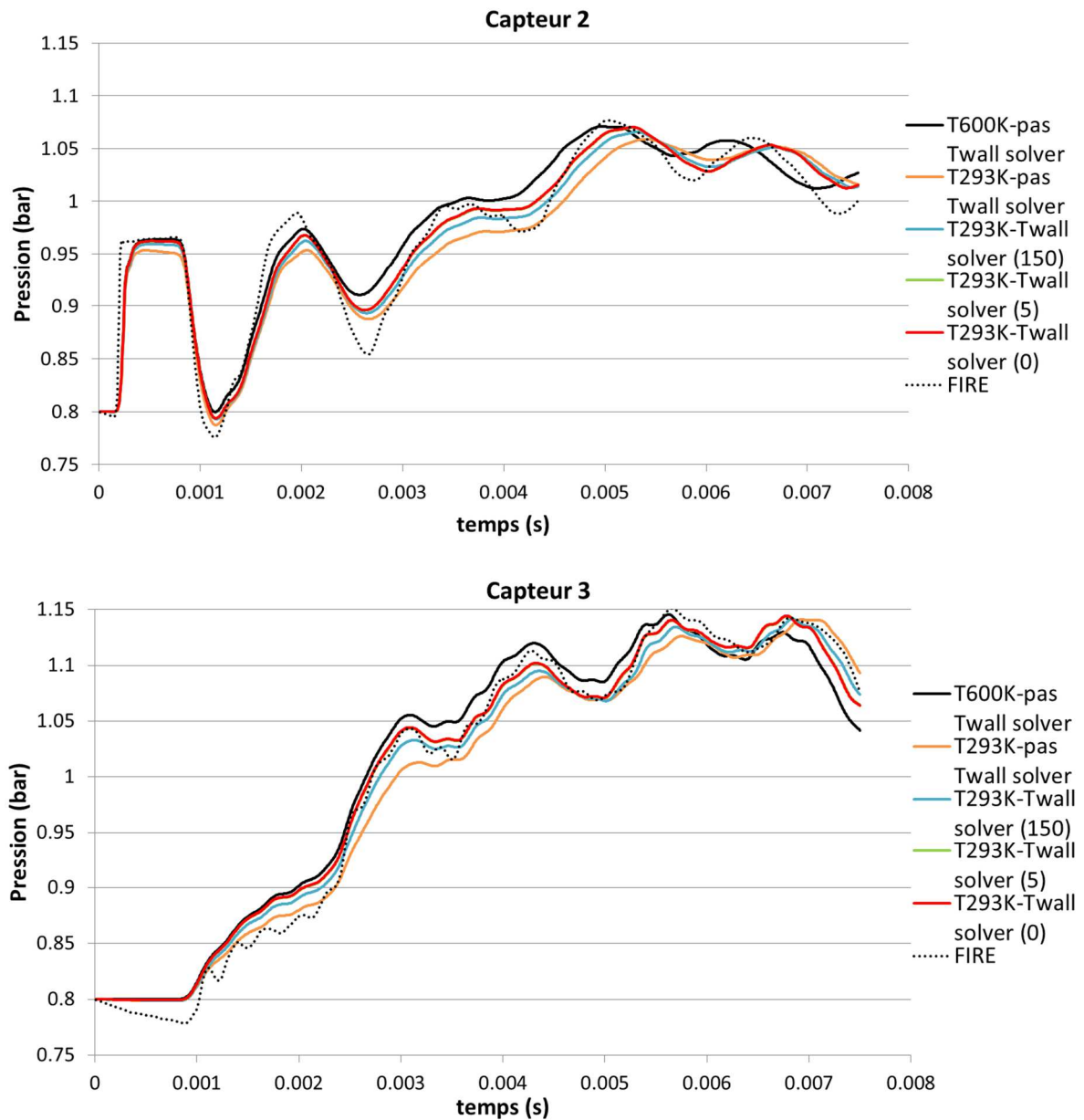


Figure 78: Comparaisons directes des résultats obtenus en 1D, concernant les transferts thermiques

- ‘T600K-pas Twallsolver’ : Température milieu ambiant = 600K. Conditions d’échange aux parois non pris en compte
- ‘T293K-pas Twallsolver’ : Température milieu ambiant = 293K. Conditions d’échange aux parois non pris en compte
- ‘T293K-Twallsolver(150)’ : Température milieu ambiant = 293K. Coefficient d’échange thermique à la paroi = 150
- ‘T293K-Twallsolver(5)’ : Température milieu ambiant = 293K. Coefficient d’échange thermique à la paroi = 5
- ‘T293K-pas Twallsolver(0)’ : Température milieu ambiant = 293K. Conditions d’échange aux parois non pris en compte. Rugosité = 0

III.2.5. – Conclusions

Il a été vu précédemment que les calculs 3D réalisés avec FIRE mettaient en avant que des géométries spatialement différentes avaient pour conséquences des niveaux de pression au capteur après volume, différents suivant les cas étudiés. De sorte que la géométrie impliquait un signal de pression qui lui est propre. Cependant, il ressort qu'avec les codes 1D, la remarque du paragraphe précédent n'apparaît pas de manière aussi significative. Certes, des constructions grâce à la méthode énoncée dans les pages antérieures de ce document montrent que les résultats obtenus peuvent être influencés, modifiés suivant la manière de modéliser. Mais l'impact final reste moins important que lors des simulations 3D.

Les courbes des pages antérieures, visaient à vérifier l'impact de la 'multiplication' du nombre d'éléments servant à décrire la géométrie tubes / volume. Pour cela, il a été utilisé GEM 3D, un module de GT-Power qui permet d'obtenir des décompositions de plusieurs centaines voire un millier de volumes (éléments 'jonction' sous GT-Power).

Il en ressort que les résultats, bien que différents les uns des autres, ne révèlent pas d'écarts significatifs entre eux, ni une nette amélioration par rapport aux résultats obtenus avec la méthodologie énoncée.

Ainsi, une décomposition assez simple de l'ordre d'une vingtaine d'éléments paraît être suffisante à la différenciation des constructions concernant les réponses des niveaux de pression (Figure 77). Toutefois, sur des cas simples de tubes à chocs mis en température, il demeure des différences importantes qui séparent les résultats 3D et 1D, comme peuvent l'illustrer les Figure 76 et Figure 77. Il est également apparu que les échanges thermiques aux parois peuvent avoir un impact non négligeable sur les résultats. Il faut donc bien connaître les conditions de températures et les transferts gaz/parois – parois/air extérieur, ainsi que leur retranscription dans le modèle (Figure 78).

Le principal objectif du travail de thèse repose sur l'identification et l'étude d'éléments susceptibles d'influer le remplissage. Le travail bibliographique a permis d'abonder dans le sens des deux études réalisées lors de ce chapitre. Ces études se sont portées sur deux zones et caractéristiques bien distinctes du moteur ; à savoir l'écoulement lors du croisement des soupapes et l'impact de géométries fortement tridimensionnelles sur les niveaux de pression au sein des boucles d'air.

Lors de l'étude aux soupapes et de la dynamique dans le cylindre, il a été observé que l'impact de l'approximation 1D sur les résultats de remplissage était totalement relatif. En effet, il en est ressorti qu'en se focalisant uniquement sur la période de croisement des soupapes, l'erreur commise était importante (de l'ordre de 15 à 20%), et ce du fait notamment de la non prise en compte des deux soupapes en série avec la géométrie de la chambre. Pourtant, ces écarts importants, une fois rapportés à l'ensemble d'un cycle moteur, sont plus faibles mais pourront tout de même avoir des conséquences sur les processus de combustion.

Toutefois, Battistoni et Mariani [134] ont montrés qu'une étude CFD de chambres de combustion permet de mieux cerner l'aérodynamique interne. Voisine *et al* [135] ont également mis en évidence que l'amélioration de la compréhension des phénomènes physiques mis en jeu dans la chambre de combustion d'un moteur passe obligatoirement par la connaissance de l'écoulement au cours d'un cycle, qui est très éloigné de l'écoulement moyen. Les motoristes se basant uniquement sur cet écoulement moyen perdent alors beaucoup d'informations sur la réalité physique du mouvement dans le cylindre. Ce genre d'études gagnerait donc à être complété par des approches CFD.

La seconde partie concernant la considération d'éléments fortement tridimensionnels lors des simulations 1D était basé sur le fait que les codes monodimensionnels, de par leur nature, ne permettaient pas de tenir compte de certains aspects géométriques. Or des éléments comme les boîtes à air et les silencieux d'échappement sont connus pour modifier les niveaux sonores et donc les niveaux de pression. Il paraissait donc logique au vu de ces notions bibliographiques d'étudier leur impact. Il est apparu que ces éléments sont en effet amenés à modifier les écoulements, qui peuvent varier selon les températures considérées.

La méthode la plus précise étant sans conteste le calcul CFD (même s'il nécessite des moyens importants). La simulation 1D s'est révélée relativement juste sur une large échelle dans le cas du tube à chocs ; toutefois en se focalisant uniquement sur une plage de temps de l'ordre d'un cycle moteur, elle apparaît moins précise que la CFD. La manière de représenter les éléments en monodimensionnel a permis (sans changer la géométrie à modéliser) d'obtenir des résultats un peu plus précis.

Ceci montre que sans modifier fondamentalement le code mais plus l'utilisation/modélisation, les résultats peuvent être améliorés. Il est ressorti avant toute chose de cette étude que ces éléments doivent être traités et modélisés comme des résonateurs de Helmholtz et que l'aspect thermique y est essentiel.

Chapitre IV Modélisation moteur complet

Les chapitres précédents ont consisté à décrire et étudier des éléments susceptibles d'expliquer les écarts importants entre les essais et les simulations 1D observés lors de travaux antérieurs. Des méthodologies de mise en place de simulations ainsi que des essais au banc moteur ont été employées dans cette ultime partie.

Une première étape concernera essentiellement les essais au banc moteur, avec des confrontations de résultats entre sonde NGK et baie d'analyse cinq gaz, des suivis et vérifications de mesures / tendances par suivi des gaz, pour poursuivre avec l'analyse des essais moteurs.

La seconde partie se focalisera uniquement sur les simulations monodimensionnelles. Comme précédemment, les résultats seront comparés les uns aux autres afin d'en évaluer l'impact et les influences dues aux modifications réalisées sur les lignes d'admission et d'échappement.

La dernière consistera à confronter les essais et les calculs sur des résultats instantanés, moyennés et fréquents.

IV.1. – Essais au banc moteur

Dans cette première partie, il sera traité uniquement les résultats des essais menés au banc moteur. Ainsi, différents aspects seront analysés et comparés entre essais, et donc entre différentes configurations testées. Il pourra alors être montré l'influence des conduits et du balayage sur les prestations du moteur, par le suivi de pressions instantanées ainsi que des rejets de polluants. Pour rappel, les configurations ExCy correspondent à des montages au banc (comme décrit au Tableau 7 page 70, paragraphe II.4.2), où l'admission et l'échappement sont soit de type « série », soit remplacés par des éléments « protos ». Les éléments testés vont de simples tubes dont la longueur varie à des systèmes complexes de tubes et volumes montés en série.

L'étape IV fait référence aux cas les plus basiques de configurations de moteur testés au banc. Aussi, l'essentiel du travail de recherche et de mise en place de méthodologie ont été réalisés sur ces cas. Il est tout de même rappelé que les étapes I à III correspondent à des niveaux différents de complexité du moteur différents, comportant chacun des configurations bien précises. L'étape I correspond à un montage moteur type série alors que l'étape IV voit le moteur testé avec des conduits admission et échappement entièrement de type prototype, avec de simples tubes (Tableau 7 page 70).

IV.1.1. – Comparaison des moyens de mesures de richesse : baie et sonde NGK

Dans cette partie, les courbes visent à vérifier et justifier la comparaison des courbes à venir d'O₂, NO_x, HC, CO et CO₂ mesurés par la baie. En effet, afin de pouvoir comparer les résultats entre eux, il est nécessaire de prouver que les essais ont été réalisés sans des conditions identiques, à savoir les mêmes conditions de richesses imposées ($R_{baie} = 1,1$ entre 3500 et 7500 tr.min⁻¹, $R_{baie} = 1,2$ entre 8000 et 9000 tr.min⁻¹). Il est possible de noter que les valeurs mesurées à la baie sont contenues dans un écart inférieur à 2% par rapport à nos valeurs cibles ($R = 1,1$ et $R = 1,2$) ce qui est parfaitement acceptable.

La « richesse NGK », est la valeur de richesse obtenue par la sonde NGK de la moto, servant au bon fonctionnement du calculateur. La « richesse baie » est celle recalculée à partir des différentes mesures de polluants fournies par la baie 5 gaz. En comparant les résultats obtenus à partir de la baie et de la sonde NGK (Figure 79), des écarts de mesures supérieurs à 2% apparaissent. Ce qui prouve la limite d'utilisation et de comparaison entre différents moyens de mesures, pourtant utilisés sur de mêmes essais. Il faudra donc faire preuve d'auto-critique et de prudence quant aux résultats et analyses ; toutefois dans les cas et parties qui suivront (Figure 80 et suivantes), il s'agira bien de la valeur de richesse donnée par la baie qui servira de référence pour définir les points de fonctionnement.

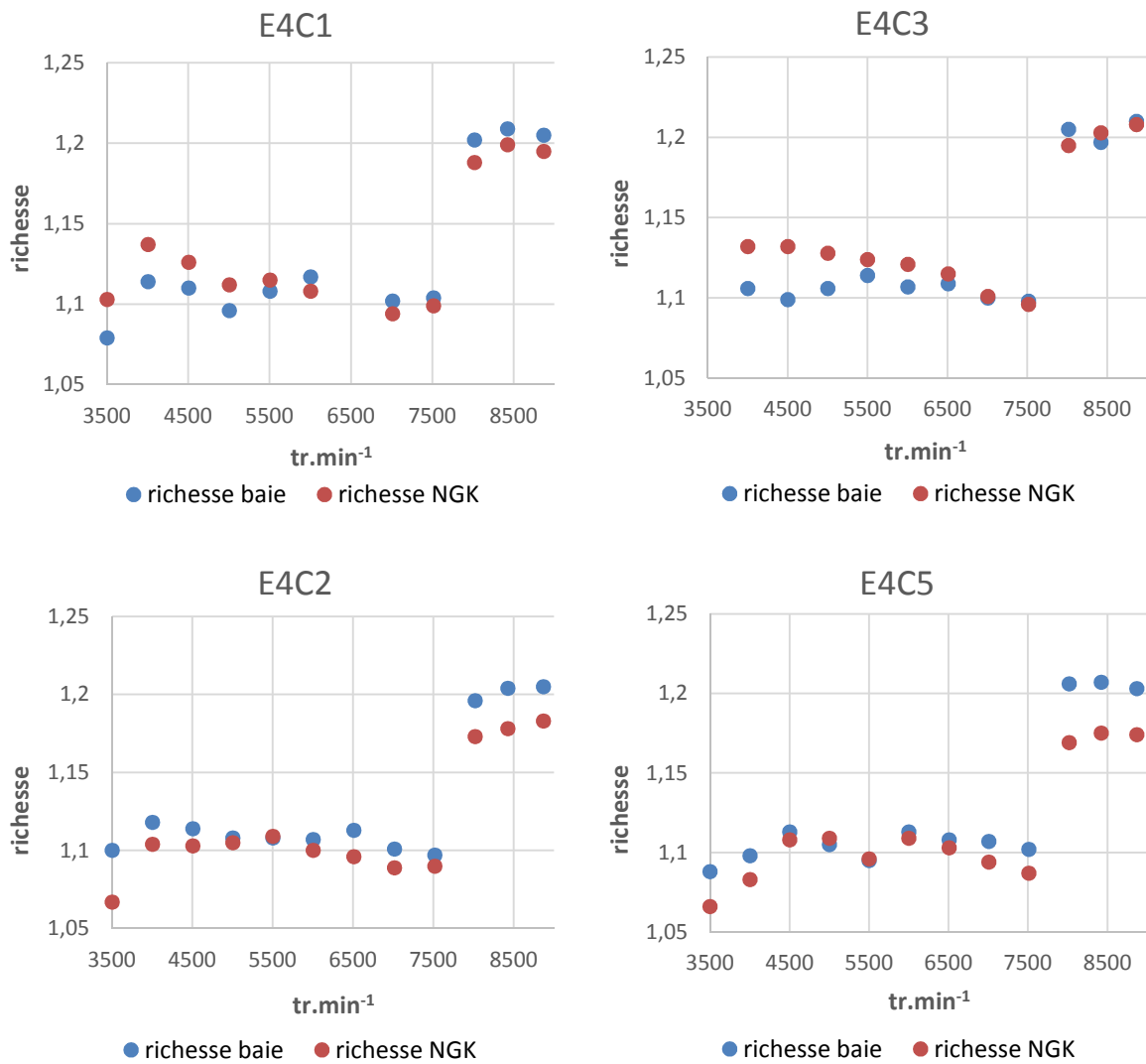


Figure 79: Comparaison de relevés de richesse entre baie 5 gaz et NGK

IV.1.2. – Etude par analyse 5 gaz

Il est relativement surprenant de retrouver pour des richesses supérieures à 1 ($R=1,1$ et $R=1,2$) des pourcentages d'oxygène à l'échappement supérieurs à 1%. En effet, une combustion en milieu riche a en théorie comme caractéristique principale un déficit d'oxygène face à la quantité de carburant introduite dans la chambre de combustion. De cette manière, la théorie voudrait que tout l'oxygène soit consommé, associé à une hausse de la formation de CO à l'échappement [40]. Il est donc aisé de concevoir qu'il y ait des présences de traces d'oxygène, mais les valeurs devraient être quasiment nulles, ou tout du moins inférieures à 1%.

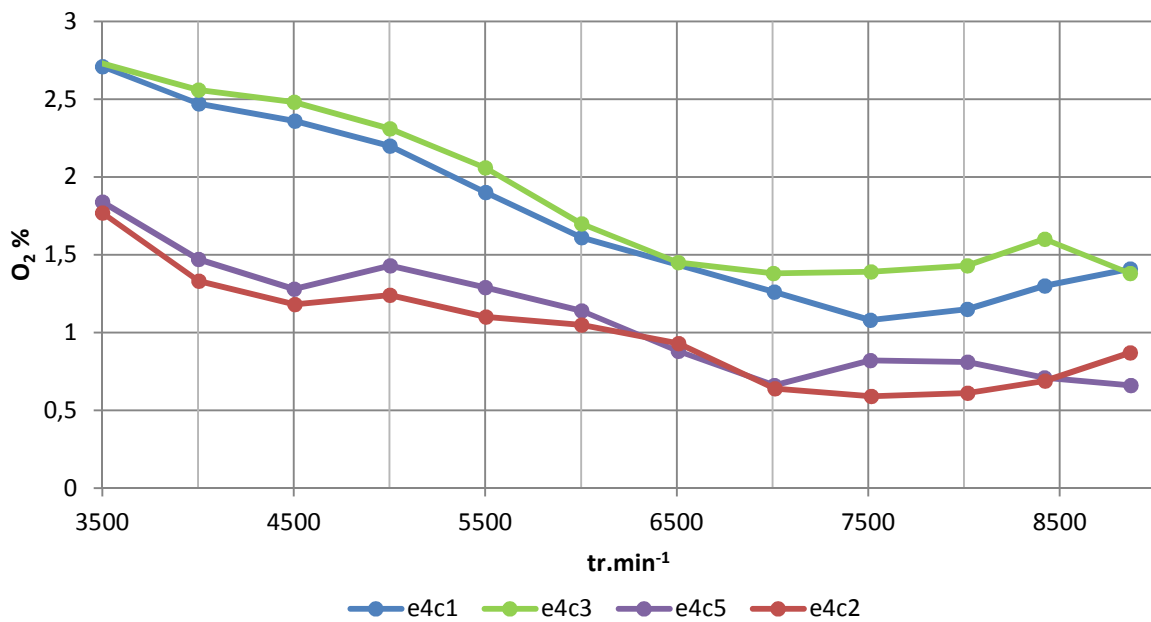


Figure 80: Rejets d'oxygène à l'échappement suivant quatre cas simples.

La Figure 80 révèle que les tendances de ces courbes d'oxygène sont identiques d'un cas à l'autre, avec de manière générale une décroissance du pourcentage d'oxygène lors d'une augmentation du régime moteur. A la vue de ce graphe, il semblerait que seules les différentes configurations d'admission et d'échappement (seuls éléments à varier ici) expliquent les comportements suivant : la séparation en deux groupes bien distincts (E4C1 – E4C3) et (E4C2 – E4C5), qui comportent des pourcentages d'oxygène nettement différents. Le premier groupe, avec les pourcentages d'oxygène les plus élevés, correspond aux cas avec un échappement long (ici 800 mm) alors que le second groupe possède un conduit d'échappement raccourci de 250 mm (longueur totale de 550 mm).

Deux autres rapprochements de configurations peuvent être effectués à savoir : (E4C1 – E4C2) et (E4C3 – E4C5). Il apparaît que cela provient du choix des conduits d'admission, de la même façon que lors de l'observation précédente, l'échappement avait une influence sur les courbes. Ici, l'observation se limite aux hauts régimes, à savoir 7000 tr.min⁻¹ et supérieurs. E4C1 et E4C2 correspondent à un conduit d'admission de 250 mm, et révèlent des valeurs décroissantes à 7000 et 7500 tr.min⁻¹ puis croissante de 8000 à 9000 tr.min⁻¹. Concernant les cas E4C3 et E4C5, le conduit d'admission est réduit à 150 mm de longueur. Ces deux configurations mettent en évidence une tendance différente, avec une première phase de rejet d'oxygène croissante puis décroissante.

Ceci est de l'ordre de l'hypothèse, extraite d'une observation réalisée sur le taux d'oxygène à l'échappement. Reste à vérifier si cela peut se retrouver au travers d'autres observations.

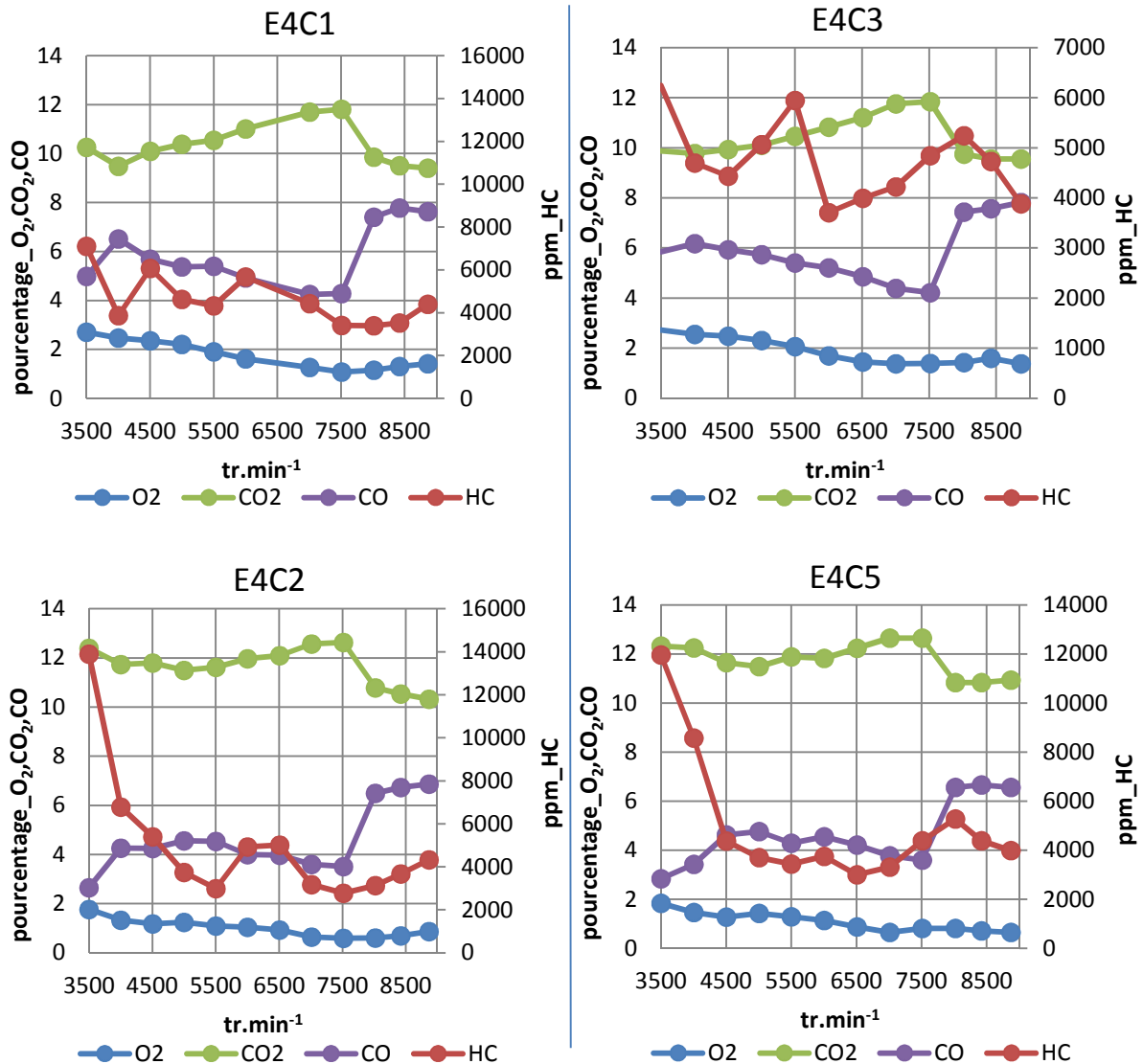


Figure 81: Emissions d'O₂, CO, CO₂ et HC selon quatre configurations simples d'admission et échappement

Dans les quatre cas de figures présentés ci-dessus (Figure 81), une corrélation est obtenue entre les valeurs. En chaque point, à une hausse de production de CO correspond une chute du pourcentage d'oxygène. Toutefois, le taux de CO est un indicateur de combustion incomplète puisqu'il est le résultat d'une oxydation partielle des éléments carbonés constituant le carburant en CO₂. Il est alors aisé de faire le lien entre les émissions [d'oxygène et CO], [CO et CO₂], ainsi que de leurs fluctuations.

En d'autres termes, le CO est un sous-produit, un intermédiaire d'oxydation d'éléments carbonés servant à la formation de CO₂. A l'échappement, il est le résultat de combustions incomplètes dues à différents facteurs possibles, comme un déficit d'oxygène lors de la combustion ou par exemple du fait d'une richesse supérieure à 1 avec une quantité de carburant

injectée supérieure à l'oxygène permettant de tout oxyder en CO₂. De même, un refroidissement brusque peut impacter la combustion en perturbant les phénomènes d'oxydation du carbone. En effet, les fortes conditions de températures et pressions à la manière de celles présentes dans le cylindre sont nécessaires à la transformation de l'oxygène en CO₂, contrairement aux conditions à l'échappement (et à plus forte raison à l'admission) moins chaudes et à des pressions aux alentours d'un bar. De fait, même si la combustion peut se poursuivre un moment dans le conduit d'échappement, la combustion dépend du temps passé dans le cylindre. Enfin, la propagation de flamme (vitesse de la flamme), et donc la combustion dépend de la capacité à réagir entre l'oxygène et le carburant. Cela est donc étroitement lié avec le mélange carburant / comburant, faisant de la turbulence un élément très important. Cette remarque laisse entrevoir que la géométrie interne du cylindre ainsi que la dynamique des gaz entrant et sortant du cylindre auront leur importance.

Sur les quatre cas, les courbes montrent bien l'étroite relation entre les émissions de CO et de CO₂. Ainsi, lorsque les taux de CO augmentent, il est possible de voir une diminution du CO₂ et réciproquement. Ceci est très aisément notable lors du changement de richesse : R = 1,1 de 3500 à 7500 tr.min⁻¹ et R = 1,2 de 8000 à 9000 tr.min⁻¹.

Toutefois, un point pose question. Dans la phase à richesse 1.1, les pourcentages de CO et d'oxygène diminuent avec la hausse du régime moteur, et ce malgré la réduction du temps de réalisation de la combustion. Or la physique de la combustion révèle qu'une baisse des émissions de CO (donc une hausse des CO₂) correspond à une meilleure combustion, oxydation. Ceci abonde dans le sens des explications précédentes, à savoir que les conditions thermiques dans le cylindre et / ou à l'échappement doivent permettre une meilleure combustion, voire de la poursuivre à l'échappement. Avec la hausse du régime moteur des phénomènes tels que la turbulence dans le cylindre peuvent se trouver favorisés, permettant une meilleure homogénéisation du mélange et donc une meilleure combustion.

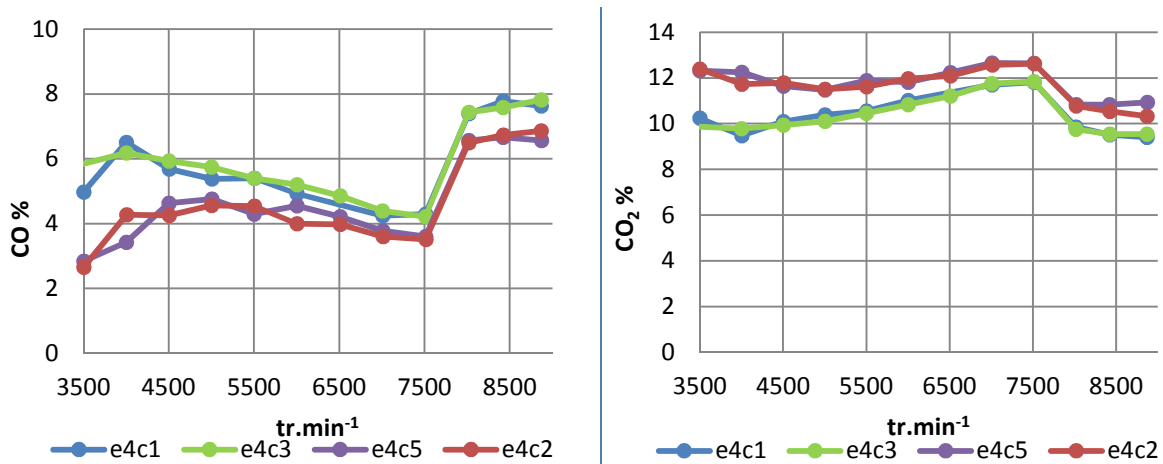


Figure 82: Rejets de CO et CO₂ à l'échappement suivant quatre cas simples

En regardant la superposition des quatre cas aussi bien en pourcentage de CO comme pour le CO₂, il est possible d'effectuer la même observation que celle effectuée lors de l'analyse du graphique relatif aux pourcentages d'oxygène, à savoir la formation de deux groupes

(E4C1 – E4C3) et (E4C2 – E4C5). Le rapprochement qui avait pu être fait concernant les conduits d'admission est beaucoup moins évident avec les valeurs que sont les pourcentages de CO et de CO₂.

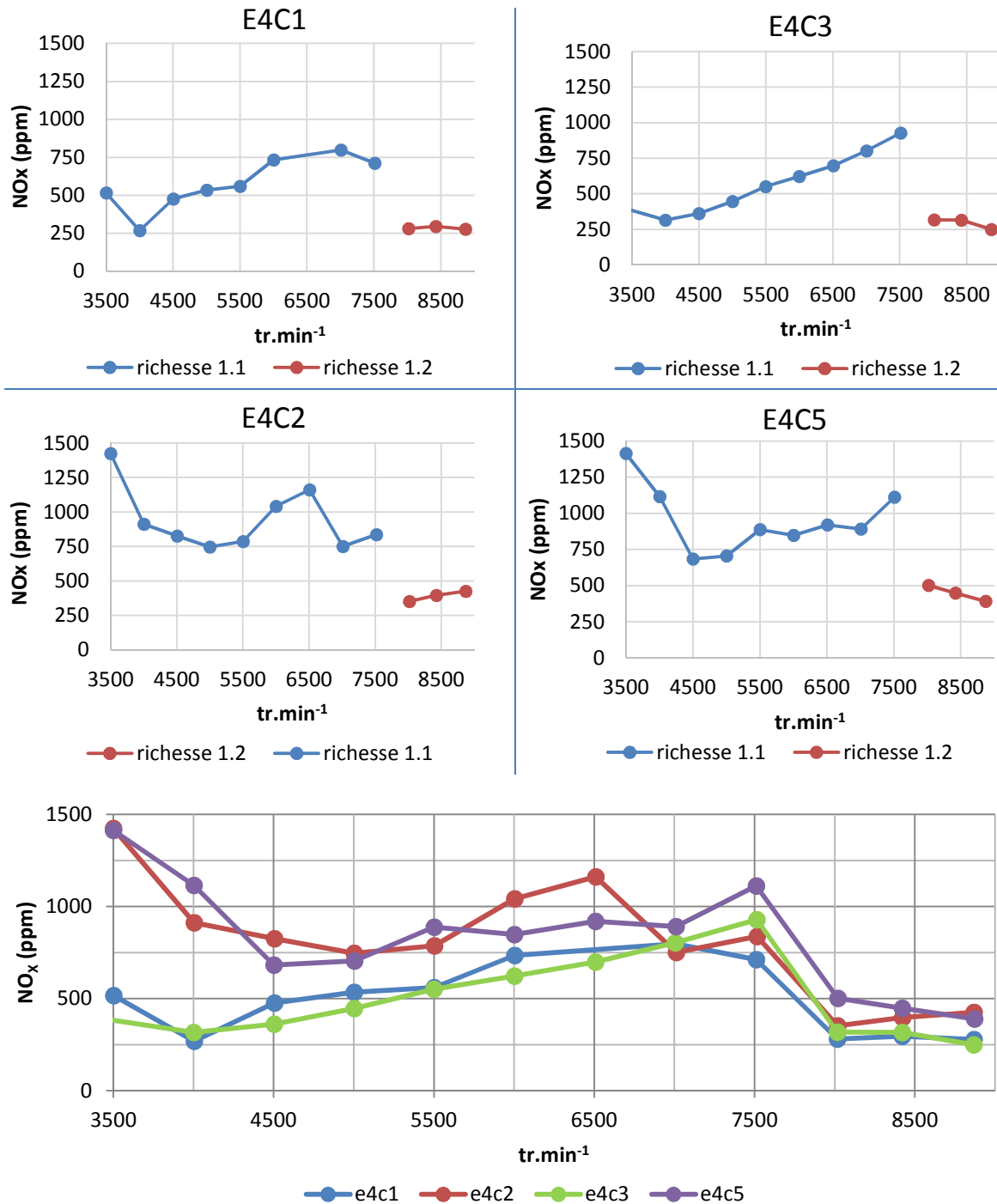


Figure 83: Emissions de NO_x suivant les quatre configurations

Les NO_x sont révélateurs d'une "bonne" combustion, ou tout du moins que des températures plus ou moins élevées ont eu lieu durant la combustion. De manière générale, une concentration élevée de NO_x correspond à de fortes températures dans le cylindre dues à un fort taux de dégagement de chaleur.

Il est possible d'observer très nettement sur la Figure 83, les deux groupes identifiés précédemment pour les régimes entre 3500 et 7000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$. Pour les régimes moteurs plus élevés, la répartition est moins évidente ; très probablement dû à la superposition des effets engendrés par les conduits d'admission avec ceux de l'échappement.

Dans le but de tenter de visualiser au mieux un éventuel phénomène de remplissage – balayage, des combinaisons de résultats ont été menées. De cette manière, des résultats de HC (hydrocarbures) ont été tracés en fonction de valeurs d'oxygène (Figure 84) ; de même le rapport CO/CO_2 a été tracé en fonction du régime moteur (Figure 85).

Dans un cas idéal, les relevés d'oxygène proviennent uniquement d'un phénomène de balayage. Dans le cas contraire, ils seraient la conséquence de zones non brûlées dans le cylindre ou encore de fuites dans la ligne de prélèvement de gaz (ce dernier point ayant été vérifié). Les HC quant à eux peuvent provenir du balayage. En effet, les HC correspondent aux relevés des hydrocarbures (carburant) à l'échappement. Or initialement ceux-ci sont injectés à l'admission (soupape fermée) et se retrouvent donc mélangés à l'air lors de l'ouverture de la soupape d'admission. Ainsi, mesurer des traces d'hydrocarbures à l'échappement ne peut avoir que de deux explications : du balayage (passage de fluide directement de l'admission à l'échappement) ou des variations d'efficacité de combustion. Il sera noté que dans tous les cas, la richesse étant supérieure à 1, il y aura un excès de carburant ; il restera donc des hydrocarbures imbrûlés. Néanmoins, travaillant à des richesses imposées : $R = 1,1$ de 3500 à 7500 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ puis $R = 1,2$ de 8000 à 9000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$, les taux d'hydrocarbures à l'échappement ne devraient pas varier pour des richesses constantes.

Ces tracés résument et permettent une très bonne visualisation des différentes observations antérieures. Ils confortent l'affirmation que les configurations à l'échappement et à l'admission (à moindre échelle) influent sur les émissions polluantes et donc comme expliqué, impactent la combustion par le biais du remplissage / balayage.

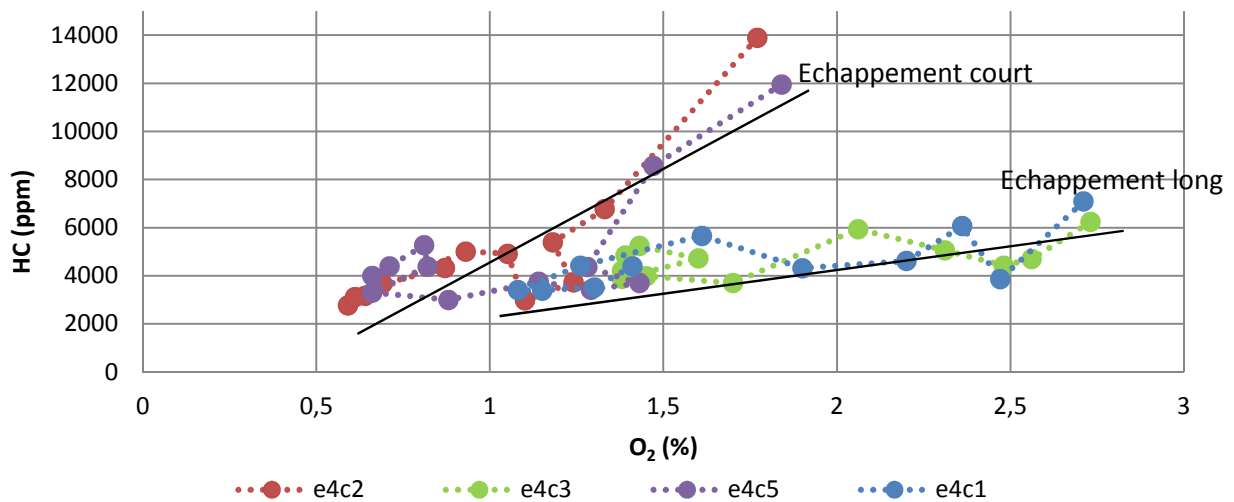


Figure 84: Emissions de HC en fonction du O₂ à l'échappement

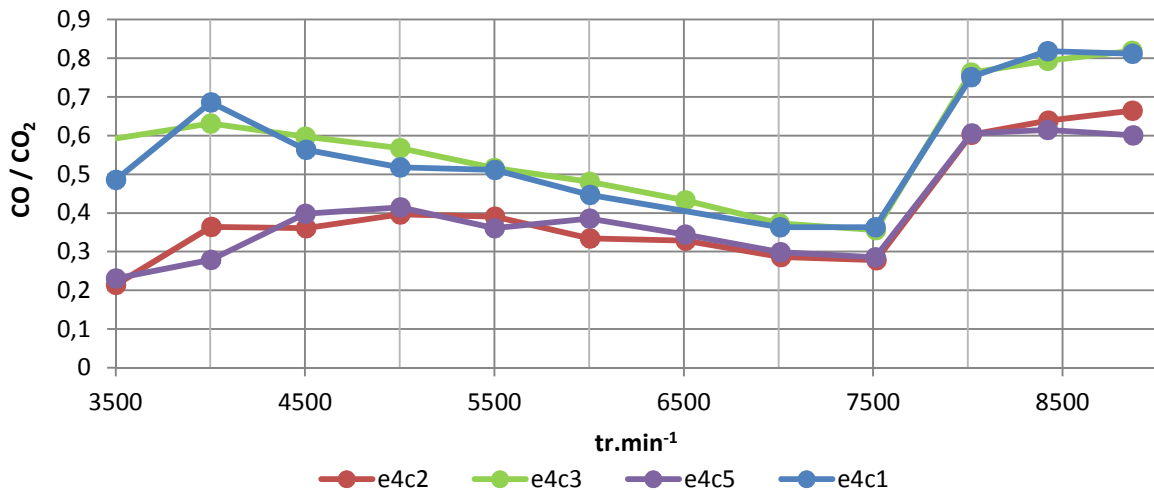


Figure 85: Ratio CO/CO₂ en fonction du régime moteur

Avec la Figure 86, une autre comparaison a été effectuée : il s'agit de superposer les résultats (courbes) de pression avec ceux des HC mesurés par la baie à l'échappement. En effet, la différence de pression entre l'admission et l'échappement permet d'identifier le sens d'un éventuel écoulement au travers des soupapes et du cylindre, si écoulement il y a ; le fluide se déplaçant du maximum de pression vers le minimum, le calcul du $\Delta P(adm-ech)$ est le suivant : à un régime moteur donné, les moyennes des pressions instantanées à l'admission et à l'échappement sont réalisées sur le temps de croisement des soupapes. Il est ensuite effectué une différence de ces valeurs moyennes.

Les HC mesurés à l'échappement proviennent du carburant injecté dans l'admission alors que la soupape est fermée. Cette quantité de carburant est connue et imposée afin d'obtenir une richesse de 1,1 ou 1,2 selon les régimes considérés. L'idée est que de cette manière, les HC

devraient être de très bons marqueurs d'éventuels phénomènes de balayage – contre balayage, un peu de la même façon que les pressions, lors du croisement des soupapes.

Il est relativement facile de remarquer que sur les quatre cas présentés ici, les comportements / tendances décrites par les deux variables ($\Delta P(adm-ech)$ et HC) coïncident. Confortant les observations précédentes, ainsi que l'hypothèse indiquant que des phénomènes non négligeables de balayages puissent être mis en jeu ici. Tout du moins, dans le cas d'un moteur monocylindre atmosphérique, même si les pressions instantanées aux soupapes d'admission et d'échappement sont impossible à mesurer, il est toujours possible de se représenter le balayage grâce aux HC.

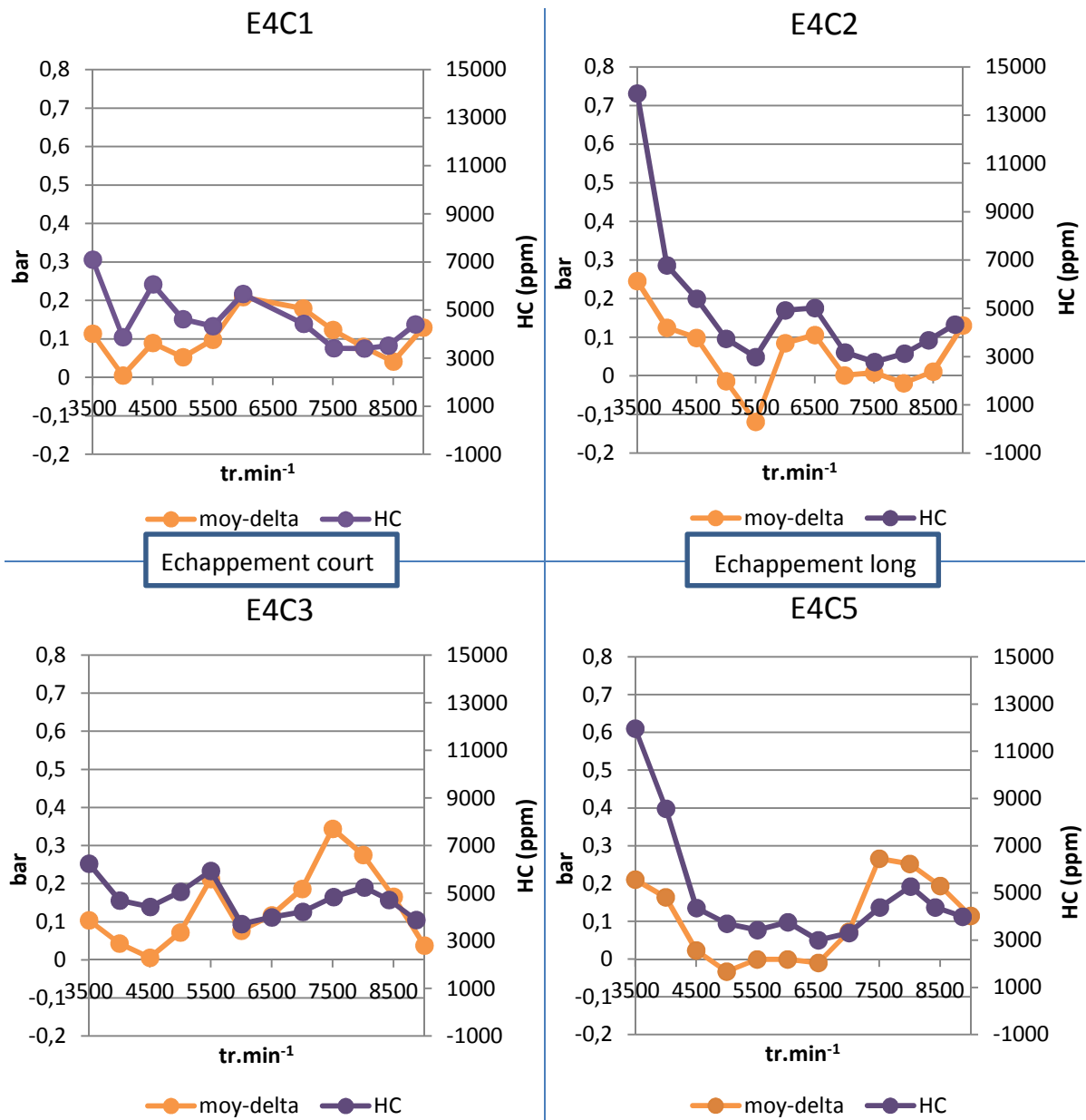


Figure 86: Comparaisons des deltas de pressions avec des mesures de HC

IV.1.3. – Analyses des résultats moyennés

La Figure 79 avait permis de comparer les moyens de mesures au banc moteur. Les courbes de richesse en Figure 87 indiquent parfaitement la capacité à reproduire fidèlement les mêmes points de fonctionnement d'un essai à l'autre, de telle sorte qu'il est alors possible de comparer tous les essais réalisés au banc, les uns par rapport aux autres. Il sera noté qu'initialement, pour un fonctionnement du moteur en configuration série, les richesses étaient fixées initialement à $R=1,1$ pour les régimes de 3500 à 7000 tr.min^{-1} , puis $R=1,15$ de 7500 à 8500 tr.min^{-1} , et enfin à $R=1,2$ à 9000 tr.min^{-1} . Néanmoins, la simplification des lignes d'admission et d'échappement a eu pour conséquence, et ce pour des raisons de thermiques à l'échappement essentiellement, l'obligation de modifier certains points de richesse ; à savoir : $R=1,1$ pour les régimes de [3500 ; 7500] tr.min^{-1} et $R=1,2$ pour [7500 ; 9000] tr.min^{-1} .

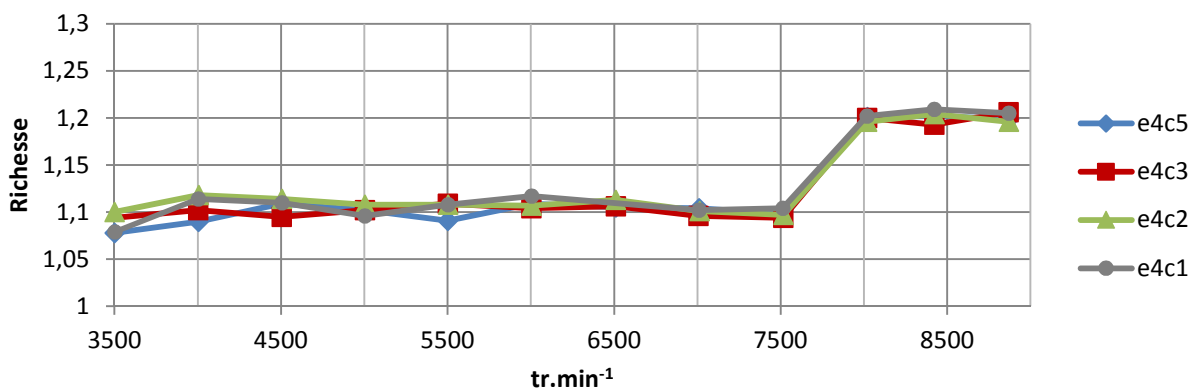


Figure 87: Courbes de richesse

Les courbes de débits d'air et de remplissage sont liées l'une à l'autre. Les fluctuations et autres variations se retrouvent dans les deux graphes ; les amplitudes se trouvent être la principale différence.

En effet, en reprenant les points aux différents régimes dans les Figure 88 et Figure 89, il est possible de relever des tendances similaires. Ainsi par exemple, à 5500 tr.min^{-1} , il est possible d'observer que le débit est le plus faible pour la configuration 2 (E4C2), puis viennent E4C5, E4C1 et E4C3. La même constatation est faite avec le remplissage. Ce type de rapprochement est faisable à tous les régimes, même si cela est plus aisé à certains régimes moteurs qu'à d'autres.

Dans le détail, il est apparu que selon les plages de régimes moteurs considérées, des regroupements par paires des cas testés sont identifiables. Il sera donc noté qu'aux bas régimes moteur, le choix des conduits semblent avoir une influence mais il est plus difficile de relier un résultat et donc un phénomène, à un éventuel changement de configuration. Chaque configuration semble avoir une réponse qui lui est propre. De 5000 à 7500 tr.min^{-1} , c'est la longueur du conduit d'échappement qui semble influencer sur le remplissage, puisque de manière générale, E4C2 - E4C5 (échappement de 550 mm) et E4C1 - E4C3 (échappement de 800mm) forment des regroupements. De la même façon, aux hauts régimes, l'admission a un impact prépondérant et indiscutable, regroupant les configurations E4C3 - E4C5 (admission de 150 mm) et E4C2 - E4C1 (admission de 250 mm).

Toutefois, les configurations semblent avoir des réponses de remplissage qui leurs sont propres, pour chaque régime moteur. De fait, bien qu'il ait été possible de décrire de grandes tendances, il ressort très clairement que ce sont les combinaisons des conduits d'admission et d'échappement qui font que chacun des quatre cas présentés réagissent si distinctement les uns des autres.

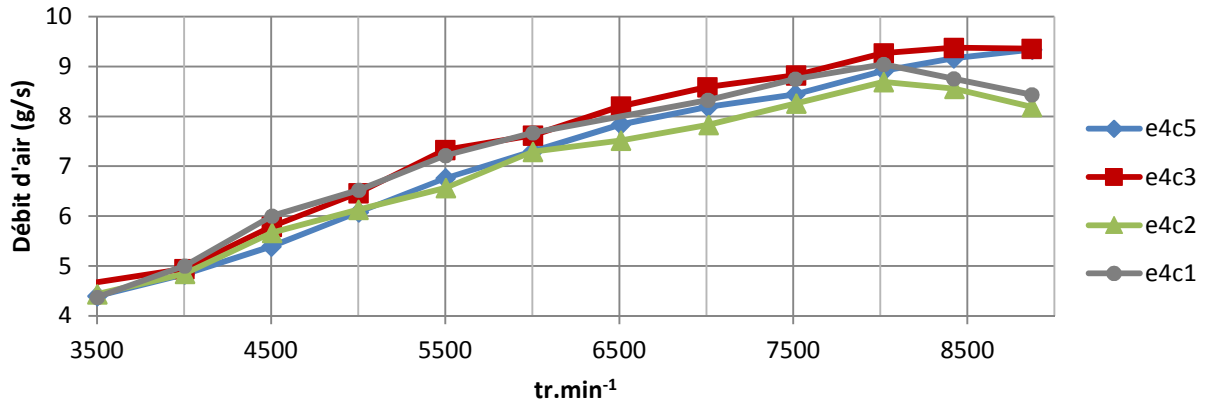


Figure 88: Courbes de débit d'air

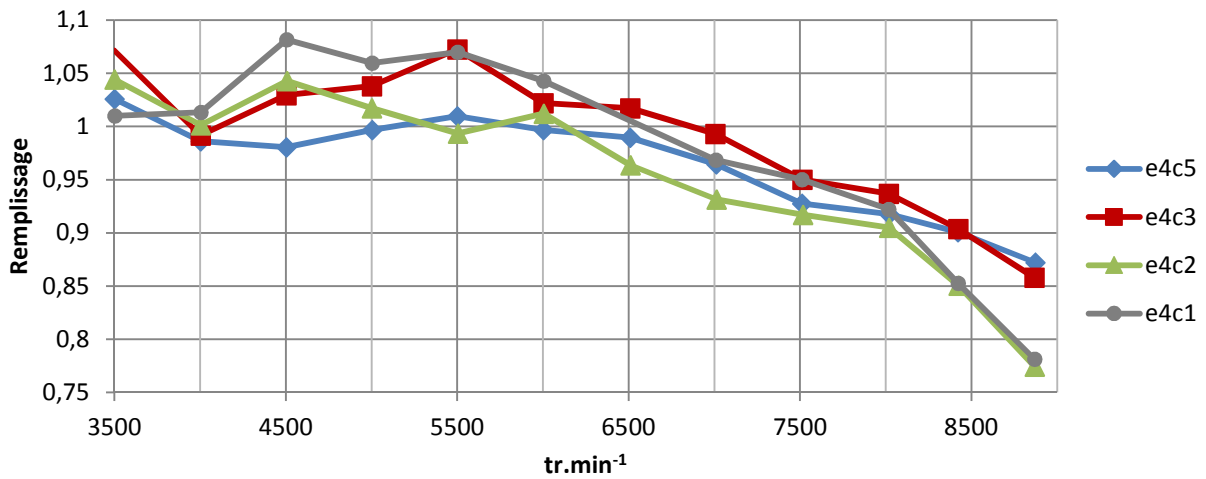


Figure 89: Courbes de remplissage

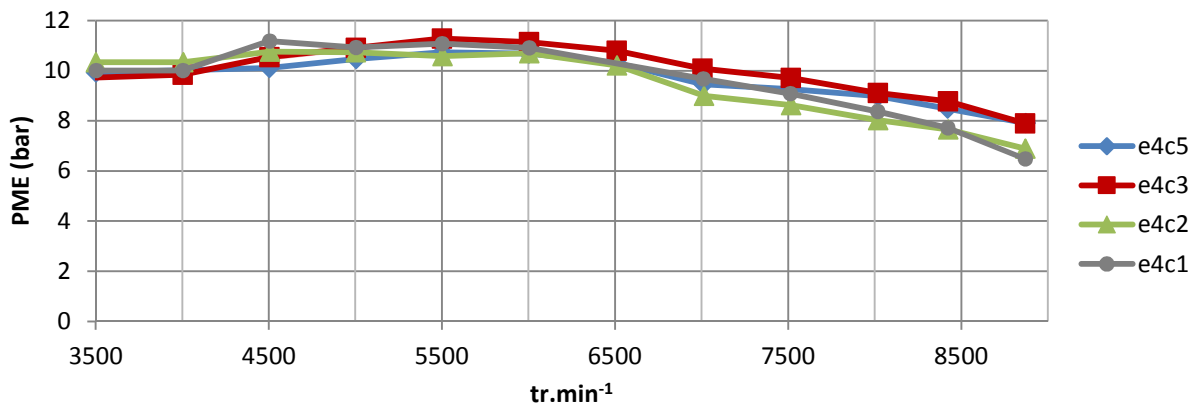


Figure 90: Courbes de Pression Moyenne Effective

IV.1.4. – Analyses des résultats instantanés

- Identification des capteurs

Note : En fin de document (en annexe) se trouvent les courbes instantanées de chaque cas (E4C1 – E4C2 – E4C3 – E4C5) pour chaque régime [3500 à 9000] tr.min⁻¹.

Les relevés de pressions des deux capteurs à l'admission et à l'échappement sont tracés. Les courbes bleue et orange claires correspondent aux levées soupapes, respectivement à la soupape d'admission et d'échappement. Ainsi, il est primordial d'observer que le PMH de fin de compression est à l'angle 0 degré (angle vilebrequin). Par conséquent, il est possible de visualiser la zone de balayage autour du point à 360 degrés.

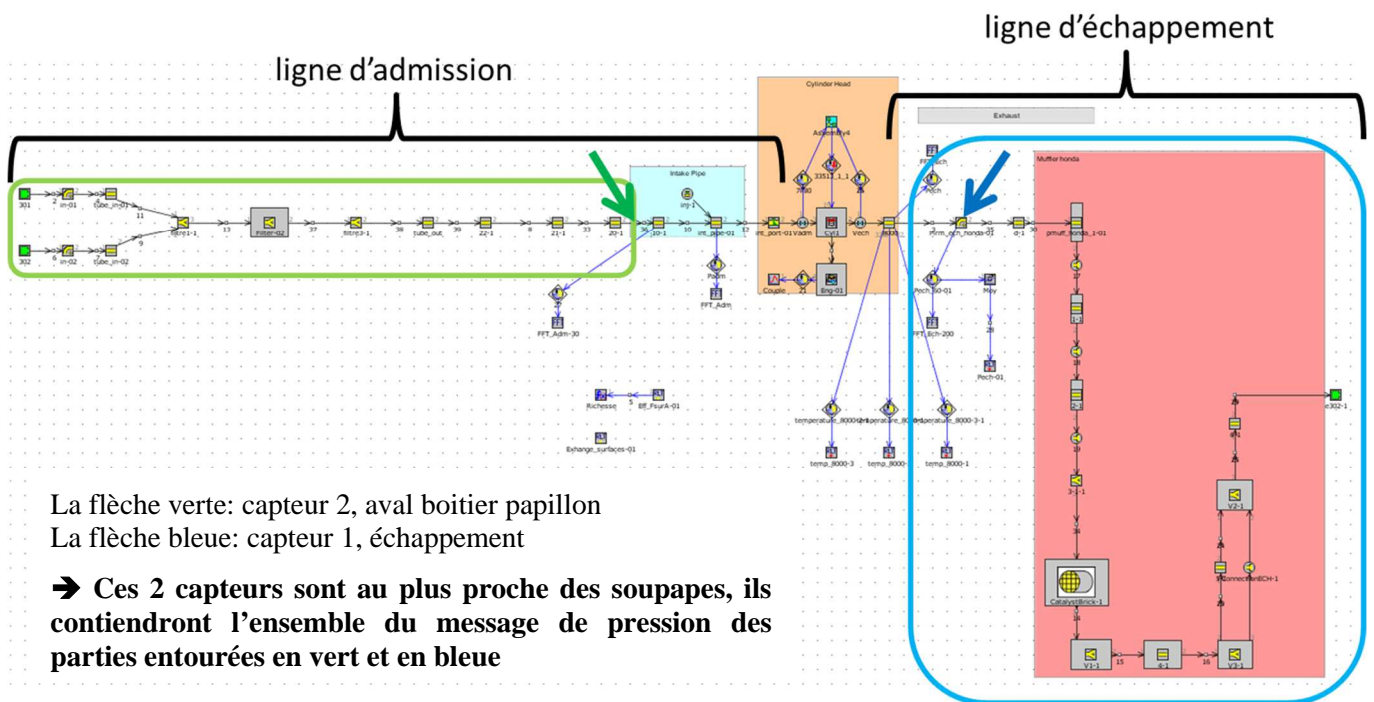


Figure 91: Schéma d'implantation des capteurs de pression instantanée

Afin d'avoir à l'esprit l'emplacement des différents relevés de pression effectués au banc moteur et simulés en 1D, le schéma de la Figure 91 représente le cas du moteur dans sa configuration série. Le capteur « adm2 » juste en aval du boîtier papillon ainsi que « ech1 » juste en sortie culasse, ont tous deux des positionnements inchangés quel que soit la configuration testée. Le capteur « adm1 » se trouve en amont du boîtier papillon et est donc très proche de l'extrémité du conduit. Le capteur « ech2 » se localise soit 15 cm en amont du catalyseur pour le cas de l'échappement série, soit à 15 cm de l'extrémité du tube d'échappement (pour les cas protos). Ceci rappelé, il est alors possible d'identifier les courbes obtenues en fonctions des capteurs utilisés.

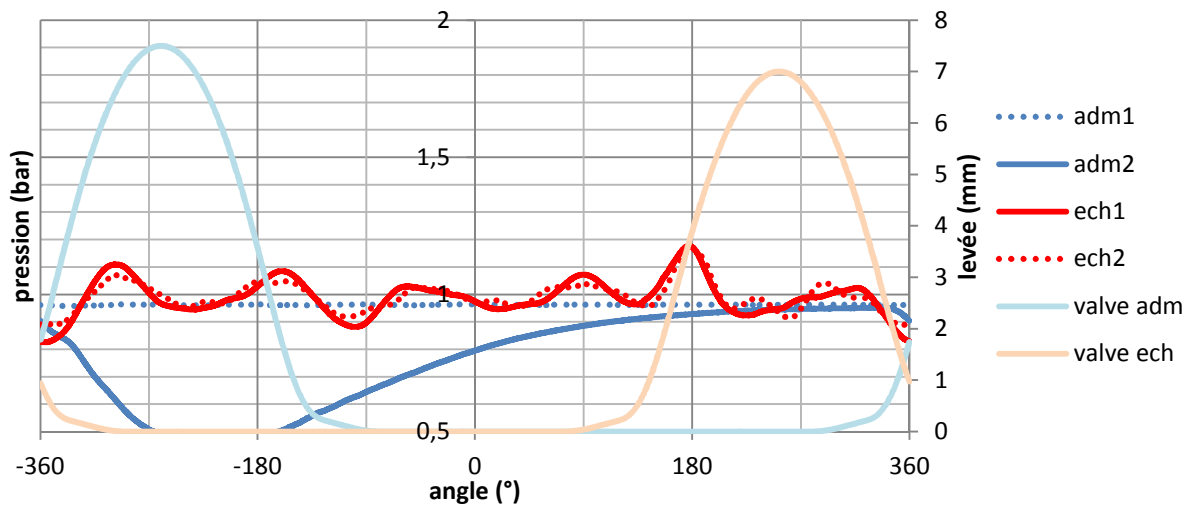


Figure 92: Signaux instantanés pour l'essai E4C2, 3500 tr.min⁻¹, charge partielle

Ces courbes de charge partielle en Figure 92 permettent de retrouver que le capteur 'adm1' correspond bien à celui placé en amont du boîtier papillon. En effet, sa valeur constante proche de la pression atmosphérique mais légèrement en dépression, est caractéristique d'un capteur proche d'une extrémité ouverte avec une faible dépression. 'adm2' correspond au capteur implanté entre le boîtier papillon et l'injecteur, à quelques centimètres de la soupape d'admission. La forte chute de pression causée par le papillon des gaz lors de la phase d'admission (-370° à -150°) est alors observable. L'ouverture papillon étant faible, une forte perte de charges est alors présente au niveau du papillon des gaz donnant la chute de pression visible sur ces relevés.

Il est possible d'identifier par la même occasion l'intervalle relatif à la phase d'admission grâce à la courbe de dépression 'adm2'. Il en est de même avec le pic de surpression pour l'échappement aux alentours de 180° (plus facilement identifiable sur les courbes de pleine charge). Côté échappement, c'est le léger décalage entre les deux courbes (rouge pointillée et continue) qui permet de retrouver à partir de ces tracés que 'ech1' est bien le capteur le plus proche de la soupape alors que 'ech2' est celui situé en bout de tube, avant le système d'extraction des gaz (qui comprend des tubes, et un volume de tranquillisation).

Afin de ne pas multiplier le nombre de courbes présentées, il a été délibérément décidé de se concentrer uniquement sur quatre régimes lors de l'étude des pressions instantanées. Il s'agit des deux régimes moteurs extrêmes (3500 et 9000 tr.min⁻¹) ainsi que deux autres régimes : 4500 et 6500 tr.min⁻¹. En effet, la Figure 89: Courbes de remplissage montre des variations de tendances ainsi que des différences entre les configurations relativement prononcées précisément à ces quatre régimes moteurs.

- 9000 tr.min⁻¹

De la Figure 89, il est aisé de s'apercevoir que les quatre configurations proposent des résultats distincts. La configuration 2 (E4C2), avec une admission de 250 mm et un échappement de 550 mm, montre le moins bon remplissage. Suit de très près par la configuration 1 (E4C1), puis vient le cas E4C3 avec une amélioration de plus de 5% de remplissage, pour terminer avec la quatrième configuration (E4C5, avec une admission de 150 mm et un échappement de 800 mm) correspondant à celle ayant le meilleur remplissage.

Il sera également noté que lors du croisement de soupapes, les pressions à la soupape d'échappement (ech1) des cas 1 et 3 sont les plus élevés. Mais surtout que les écarts de pressions entre admission et échappement durant cette même période sont plus importants au cas 3, et surtout au cas 5. Ceci provenant essentiellement de la pression d'admission qui ne chute pas directement dès l'ouverture de la soupape d'admission. Les configurations E4C3 et E4C5 possèdent des conduits d'admissions courts (150 mm), ce qui semble suffisant pour modifier la dynamique de l'écoulement au sein de l'admission.

Dans les 4 configurations, le cylindre évacue ses gaz pendant la phase d'ouverture de la soupape d'échappement du fait que la pression cylindre soit supérieure à la pression à l'échappement. Lors du croisement des soupapes, la pression admission étant supérieure à celle de l'échappement, l'écoulement se poursuit, vidant encore un peu plus le cylindre de ses gaz brûlés. Ceci, associé à une dépression admission moins forte dans les cas E4C3 et E4C5 que pour les configurations E4C1 et E4C2, explique que le remplissage à 9000 tr.min⁻¹ soit le meilleur pour E4C3 et E4C5.

Avec ces instantanés, il est très aisé de noter que les résultats de pression échappement sont identiques pour [E4C1 ; E4C3] et [E4C2 ; E4C5] alors que concernant l'admission, il s'agit de [E4C1 ; E4C2] est [E4C3 ; E4C5]. Ces observations sont en total accord avec le choix des conduits mis en place à l'admission et à l'échappement.

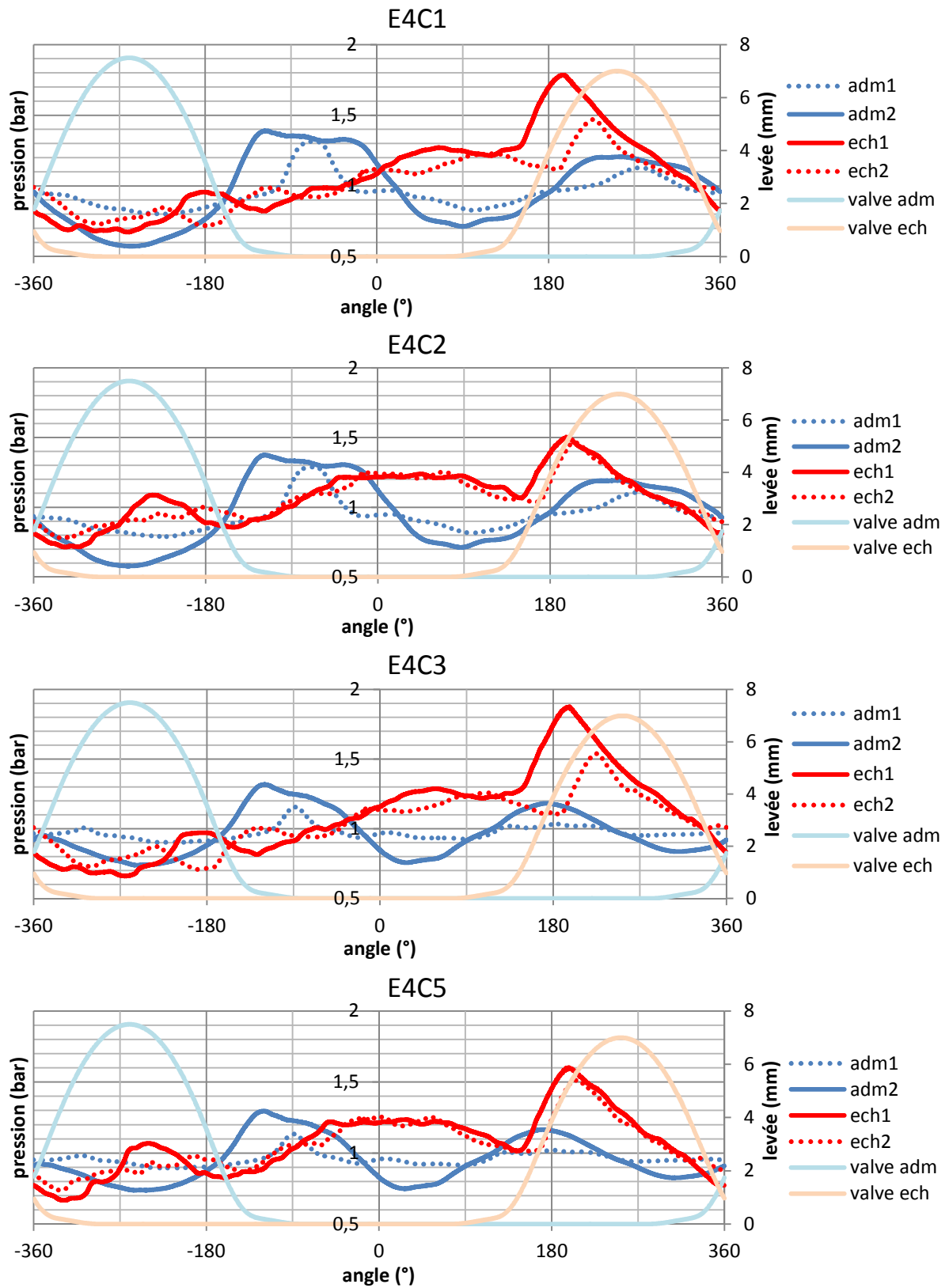


Figure 93: Pressions instantanées à 9000 tr.min⁻¹

- 7500 tr.min⁻¹

A 7500 tr.min⁻¹, la répartition des résultats de remplissage est différente à celle observée à 9000 tr.min⁻¹. Bien que le cas E4C2 soit toujours le cas où le remplissage est le moins performant, la configuration 5 n'est plus celle qui permet le meilleur remplissage. De plus, même si la répartition en deux groupes n'est plus aussi franche qu'à 9000 tr.min⁻¹, il en est toujours de même ; cependant la répartition ce fait en fonction des différents tubes montés à l'échappement.

L'aspect des résultats d'échappement permet de retrouver les similitudes entre [E4C1 ; E4C3] et [E4C2 ; E4C5]. Lors de l'ouverture de la soupape d'échappement, les configurations où le tube d'échappement est court (550 mm, [E4C2 ; E4C5]) présentent une bouffée d'échappement supérieure de 0,2 bar. Cependant la chute de pression qui s'en suit est plus rapide que dans les deux autres cas, ainsi les différences de la Figure 89 ne proviennent pas de la phase d'échappement.

Avec le croisement de soupapes, le cas avec l'admission long (250 mm) et l'échappement court (550 mm) est très défavorable au remplissage ou tout du moins à la capacité à évacuer les gaz du cylindre. En effet, la pression d'échappement est supérieure à celle de l'admission ; et comme l'écoulement va du maximum de pression au minimum, le cas est donc défavorable.

La pression d'échappement est la même pour le cas E4C5, toutefois le conduit d'admission est plus court (150 mm), ce qui modifie la pression d'admission. Or il se trouve que pendant le croisement de soupapes, la pression admission est supérieure à celle de l'échappement et est même supérieure à 1 bar. Cependant, sa pression d'admission est également la plus faible durant la phase d'ouverture de la soupape d'admission.

E4C2 a une pression admission plus favorable lors de la phase d'admission, alors que la pression échappement est supérieure à celle de l'admission lors du croisement de soupapes. E4C5 est son inverse, cependant les proportions font que les résultats sur leur remplissage sont identiques.

Pour E4C3, les très forts écarts entre la pression admission et la pression échappement compensent une pression d'admission relativement basse, mais surtout permettent une très bonne vidange des gaz d'échappement. Ce qui signifie que cela aide à ne garder que des gaz frais dans le cylindre. E4C1 présente une différence entre la pression admission et échappement lors du croisement de soupapes moins importante que pour E4C3. Toutefois, il est à noter que la pression admission lors de la phase d'admission est meilleure.

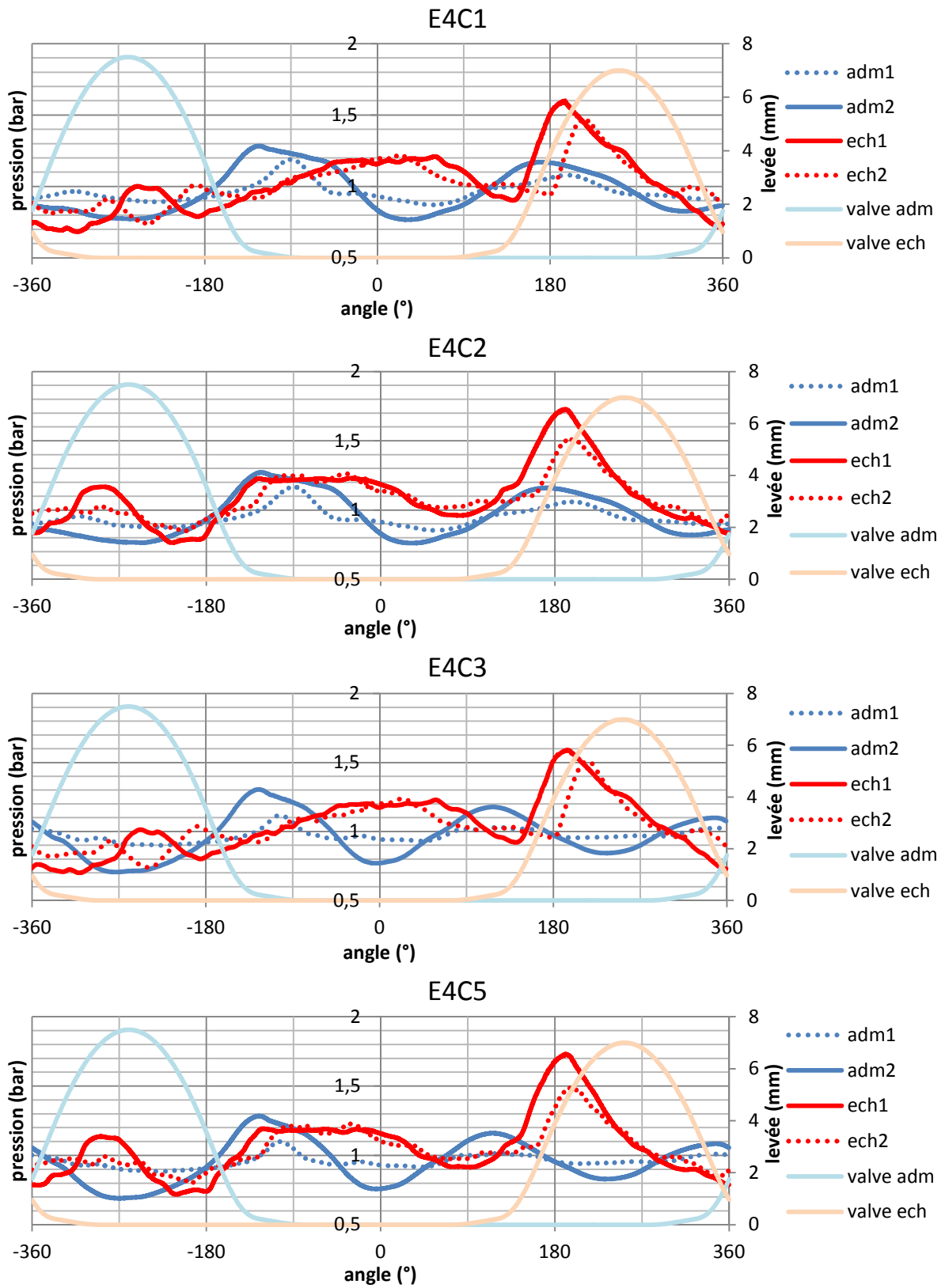


Figure 94: Pressions instantanées à 7500 tr.min⁻¹

- 5500 tr.min⁻¹

A ce régime, deux groupes se sont formés suivant la longueur du conduit d'échappement. Ainsi le minimum de remplissage, qui est tout de même de 1, correspond aux cas avec un échappement court de 550 mm. Les deux autres cas font 6% de remplissage de plus. Avec des valeurs supérieures à 1, il s'agit typiquement d'un cas de suralimentation acoustique. La configuration des ondes fait que le remplissage se trouve très favorisé.

Le cas E4C2 est le plus défavorable au remplissage à 5500 tr.min⁻¹ ; sa valeur de remplissage étant légèrement inférieure à 1. Ce qui indique que la quantité d'air frais qui est passée et restée dans le cylindre malgré le cycle moteur et la dynamique des gaz, est à peine plus petite que la quantité théorique qu'admettrait le moteur, à savoir la capacité même du cylindre. Des quatre cas présentés ici, E4C2 est le seul à présenter une pression à la soupape d'échappement supérieure à celle de l'admission lors du croisement des soupapes. Ceci a pour effet de faire remonter des gaz d'échappement vers l'admission. La dynamique est inversée au phénomène recherché ; il s'agit du phénomène de contre-balayage. Néanmoins, le très bon niveau de remplissage peut s'expliquer par une forte bouffée d'échappement à près de 1,8 bar et une pression à l'admission en fin de la phase d'admission de 1,2 bar.

Le fait que les résultats de E4C5 soient légèrement supérieurs provient du fait que son admission était différente. Ce changement de longueur (diminution de 100 mm) a été suffisant pour que l'admission et l'échappement aient le même niveau de pression lors du croisement de soupapes. Ainsi, il n'y a pas de gaz d'échappement qui ait pu revenir dans le cylindre. D'où l'amélioration par rapport au cas E4C2.

Les observations à ce régime moteur bien précis montrent qu'il est possible d'obtenir de très bons remplissages moteurs. Mais surtout, que le choix des lignes d'admission et d'échappement peut conduire à de la suralimentation acoustique puisque le remplissage est supérieur à 1.

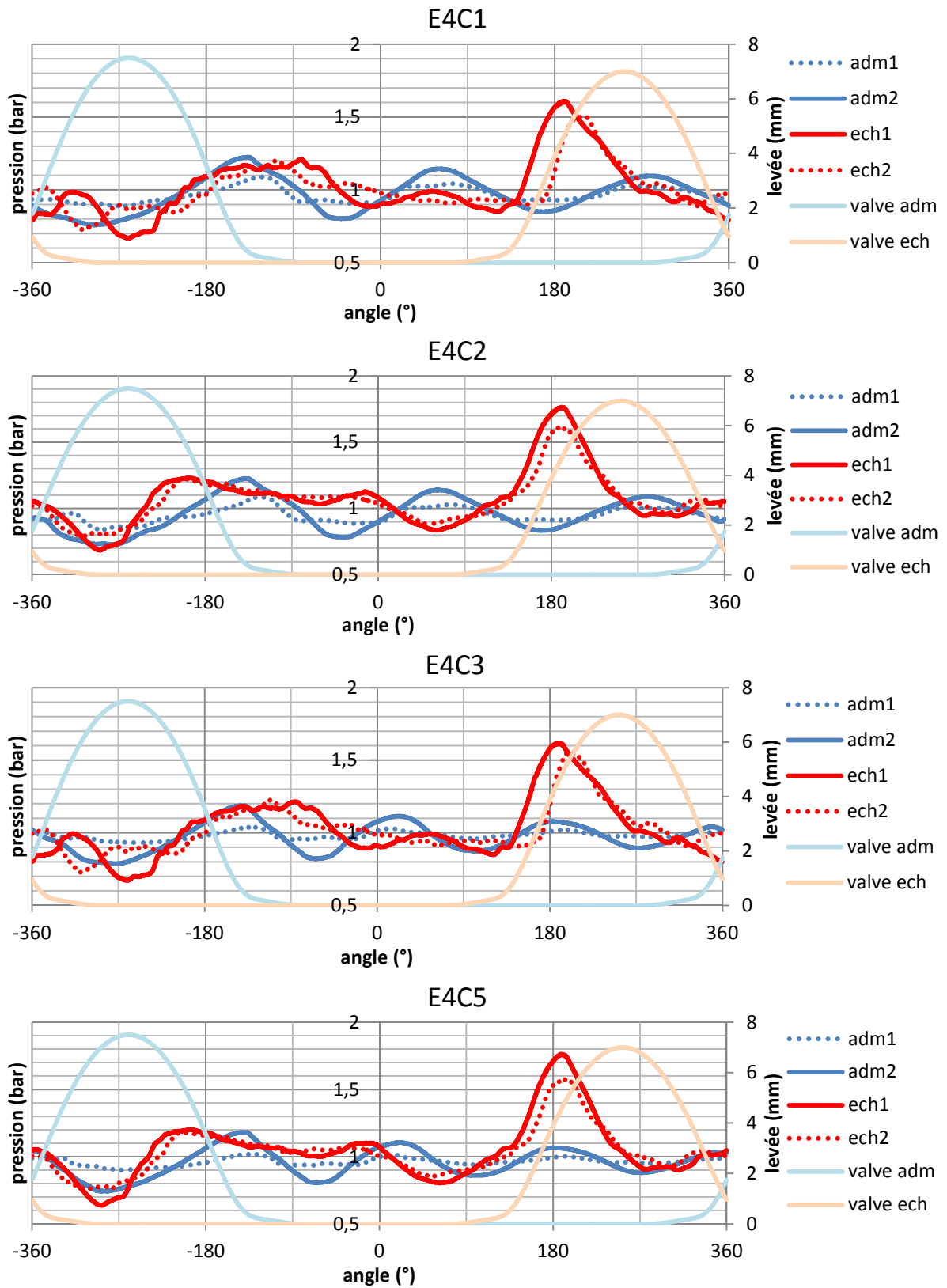


Figure 95: Pressions instantanées à 5500 tr.min⁻¹

- 4500 tr.min⁻¹

La répartition des résultats à 4500 tr.min⁻¹ est différente de celles observées aux régimes précédents. Dans ce cas-ci, E4C1 est la configuration qui assure le meilleur remplissage (cf. Figure 89), alors que E4C5 est le moins performant. Avec les configurations E4C2 et E4C3, il est possible de noter que deux configurations qui possèdent des conduits admission et échappement différents puissent avoir des valeurs de remplissage si proche.

Dans le détail, le pic de pression (bouffée d'échappement) est plus étalé dans le temps aux cas E4C1 et E4C3. Ainsi la vidange des gaz brûlés contenus dans le cylindre est plus longue, ce qui sous-entend de permettre une admission en gaz frais plus aisée.

C'est donc la combinaison de ce phénomène avec la pression admission à la fermeture de la soupape d'admission qui semble expliquer la répartition observée en Figure 89. En effet, lors du croisement de soupapes, les tendances sont sensiblement identiques : la pression à l'admission est supérieure à celle de l'échappement.

La configuration E4C1 est celle qui donne le meilleur remplissage. Du côté des pressions instantanées, cela se traduit par une pression échappement élevée (bouffée d'échappement), qui dure un peu plus longtemps dans le temps lors de la phase d'échappement, et une pression d'admission plus élevée que dans les trois autres configurations de la Figure 96. A l'inverse, E4C5 a une bouffée d'échappement moins étalée dans le temps et une pression admission maximale inférieure de 0,1 bar à celle de E4C1. Ce qui représente tout de même 10% d'écart.

Concernant E4C2 et E4C3, les configurations d'admission et d'échappement sont des combinaisons de E4C1 et E4C5. Ils disposent ainsi soit de 'l'avantage' dû à l'échappement, soit à l'admission. Deux détails ressortent : l'admission semble avoir un impact légèrement plus favorable que l'échappement, et enfin, il est possible de retrouver les valeurs de E4C2 et E4C3 comprises entre E4C1 et E4C5.

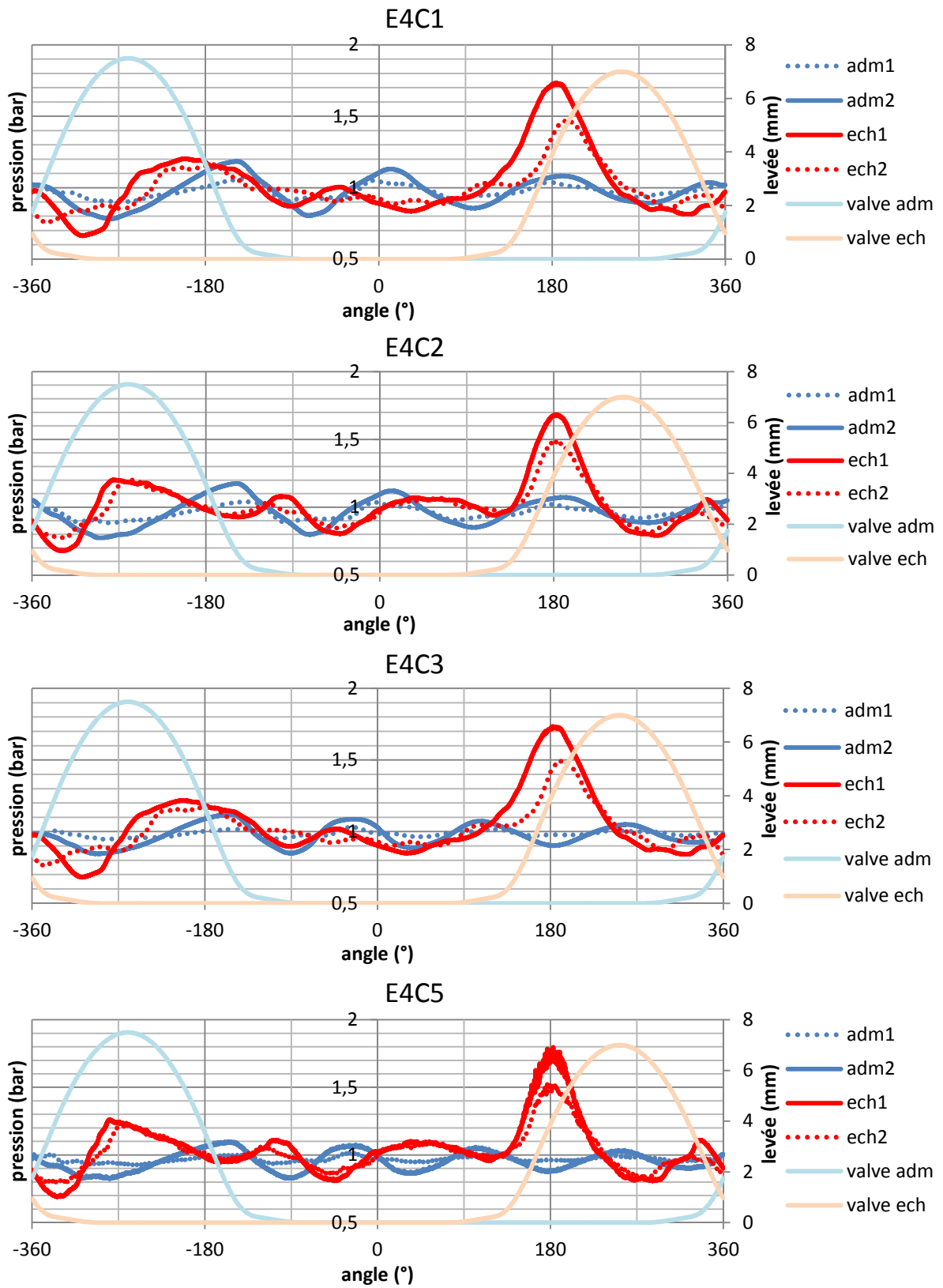


Figure 96: Pressions instantanées à 4500 tr.min⁻¹

- 3500 tr.min⁻¹

A 3500 tr.min⁻¹, qui est le régime moteur le plus faible essayé lors des essais au banc, les niveaux de remplissage sont étalés. Ici, réaliser la même analyse que celle réalisée aux régimes précédents se révèle être plus compliqué. En effet, il ne se démarque pas aussi nettement que précédemment un quelconque avantage lié aux choix de l'admission et/ou de d'échappement.

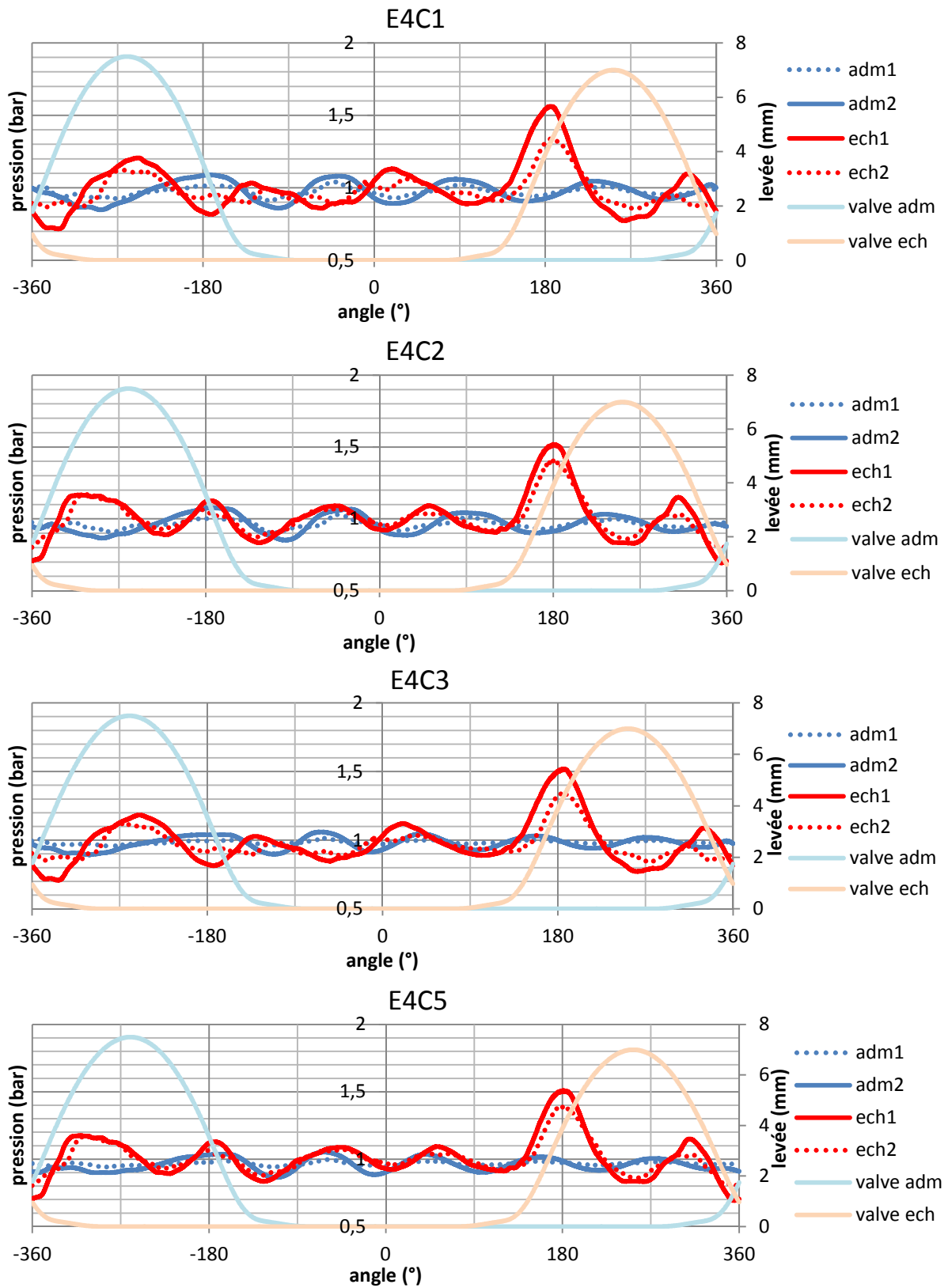


Figure 97: Pressions instantanées à 3500 tr.min⁻¹

IV.2. – Analyse par simulations

Des simulations au banc moteur ont été réalisées, présentées et étudiées aux paragraphes IV.1.3 et IV.1.4 sur des considérations de cycle et en instantané. Ces confrontations ont permis, entre autres, de mettre en évidence les similitudes et les différences entre les configurations. Cette seconde partie portera donc sur les simulations numériques de ces mêmes cas. Les résultats obtenus seront donc traités et examinés selon un schéma identique.

Le but n'est pas de comparer directement les valeurs entre essais et calculs mais de visualiser si les simulations reproduisent les tendances et la manière dont sont traitées des variations de configurations.

IV.2.1. – Analyse des résultats moyennés

En observant les courbes présentées en Figure 98 à Figure 101, différentes remarques peuvent être faites. Tout d'abord, les résultats de richesse obtenus en simulations sont beaucoup plus disparates que lors des essais au banc. Pourtant la quantité de carburant est la même que celle obtenue lors des essais au banc moteur, et les lois de dégagement de chaleur sont obtenues après une étude TPA. Les variations de richesse sont donc indépendantes de ces deux points, elles sont de fait dues à la quantité d'air admise. Ce point coïncide avec l'observation qui peut être faite à la Figure 89, à savoir des variations plus importantes du remplissage et donc de la quantité d'air qui est passée par la soupape. Pour rappel, dans les modèles GT Power, la richesse est une valeur récupérée, un résultat de l'essai.

De primes abords, les courbes de remplissages semblent avoir des comportements et des tendances similaires. Même s'il apparaît clairement des amplitudes très supérieures lors des simulations numériques, laissant à penser que le code de calcul surestimerait les effets acoustiques dans les conduits d'admission et d'échappement, ou tout du moins la dynamique des gaz. Pour cela, il sera analysé successivement les résultats de pressions instantanées obtenues lors des simulations informatiques, puis ils seront confrontés à ceux des essais au banc moteur.

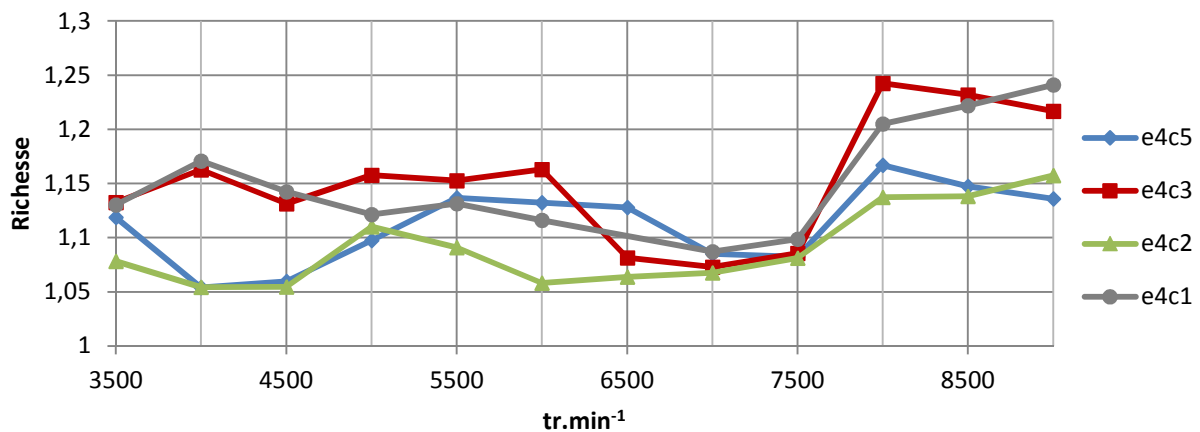


Figure 98: Etape IV, courbes de richesse

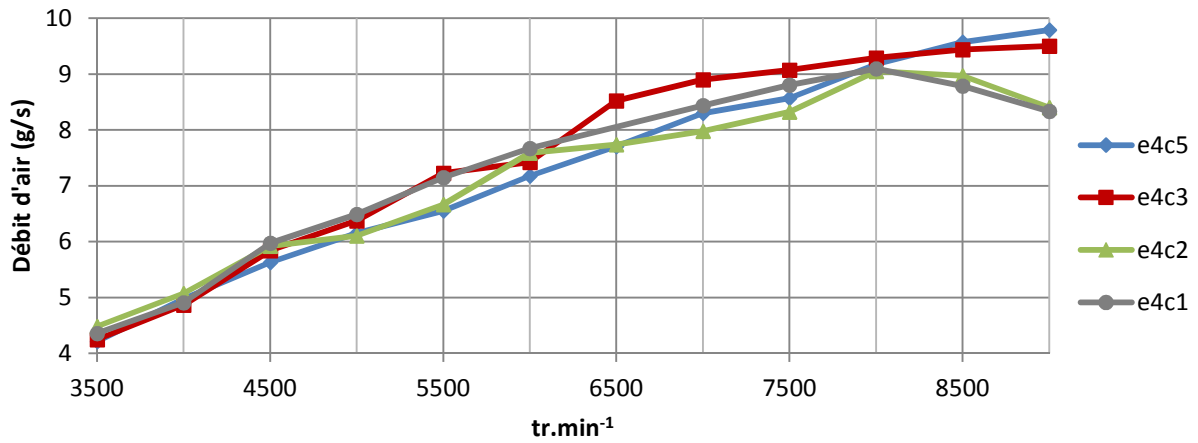


Figure 99: Etape IV, courbes de débits d'air

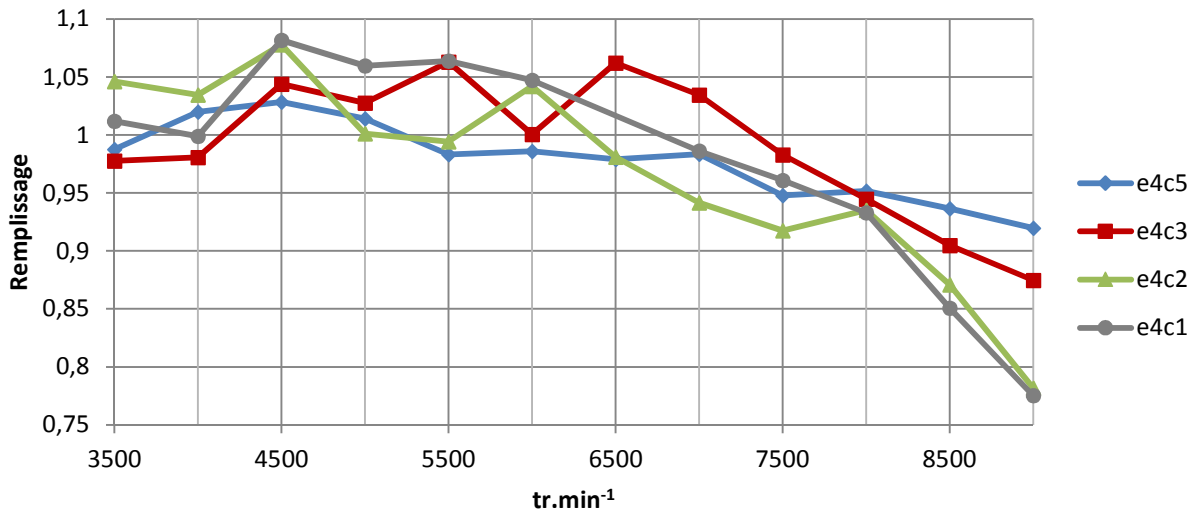


Figure 100: Etape IV, courbes de remplissage

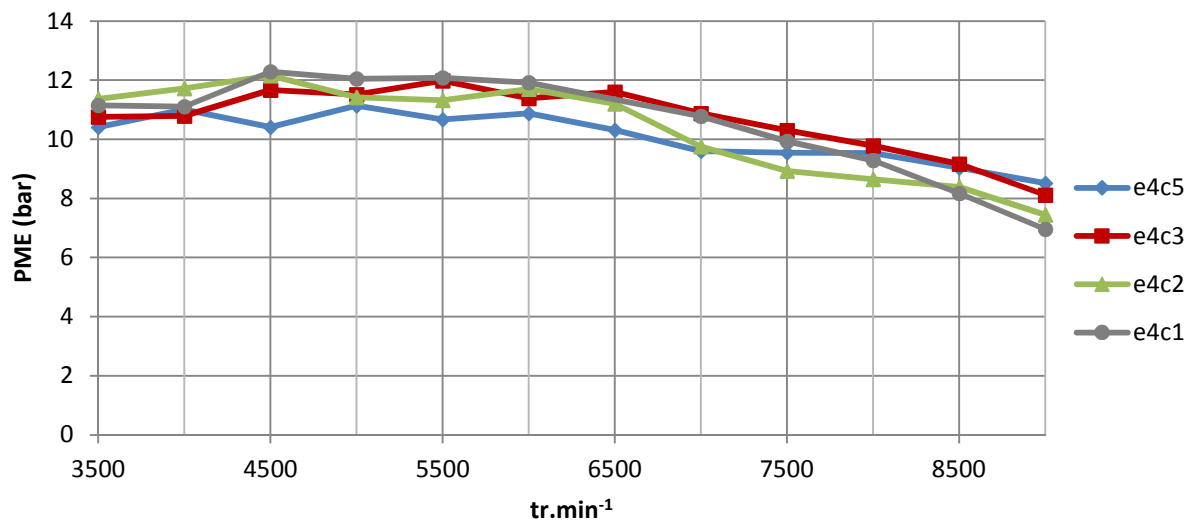


Figure 101: Etape IV, courbes de Pression Moyenne Effective

IV.2.2. – Analyse des résultats instantanés

- 9000 tr.min⁻¹

La Figure 100 concernant les valeurs moyennées de remplissage permet de visualiser la répartition du remplissage moteur suivant la configuration admission/échappement choisie. Il ressort que les deux premières configurations sont celles qui induisent le moins bon remplissage. S'en suit la configuration E4C3 ; et c'est E4C5 qui permet d'obtenir le meilleur remplissage moteur.

Concernant les résultats instantanés (Figure 102), il est possible de noter des similitudes et ressemblances entre les configurations pour les essais au banc moteur, comme au paragraphe IV.1. Toutefois, des différences non négligeables apparaissent, faisant par exemple que les pressions d'échappement E4C2 et E4C5 (idem E4C1 et E4C3) qui devraient être identiques ne le sont pas. Il en est de même à l'admission. Certes, ces différences ne sont pas aussi importantes que lors de changement de configurations d'admission ou d'échappement, mais méritent toutefois d'être notées.

Ces quatre configurations se trouvent être composées soit d'une bouffée d'échappement et d'une pression d'échappement relativement élevées, soit d'un écart entre les pressions d'admission et d'échappement important durant la phase de croisement des soupapes. Ces deux phénomènes se complètent plutôt bien mais n'expliquent pas de manière nette ces écarts de remplissage. L'explication semble provenir de la pression d'admission, où E4C1 et E4C2 partagent la configuration la plus défavorable du conduit d'admission à 9000 tr.min⁻¹. A savoir le conduit de 250 mm. Sur ces deux cas, la pression 'adm P2' est la plus basse lors de la phase d'admission avec un minimum inférieur à 0,7 bar.

Avec E4C3, ce minimum atteint 0,8 bar, lorsque la pression minimale est de 0,84 bar pour E4C5. Avoir une pression à la soupape admission la plus élevée possible permet soit de limiter le reflux des gaz du cylindre vers l'admission dû à une pression admission trop faible face à celle du cylindre, soit de favoriser l'entrée d'air dans le cylindre.

Concernant les tendances des courbes 'adm P2' et 'ech P1', elles sont plutôt similaires avec celles observées Figure 93.

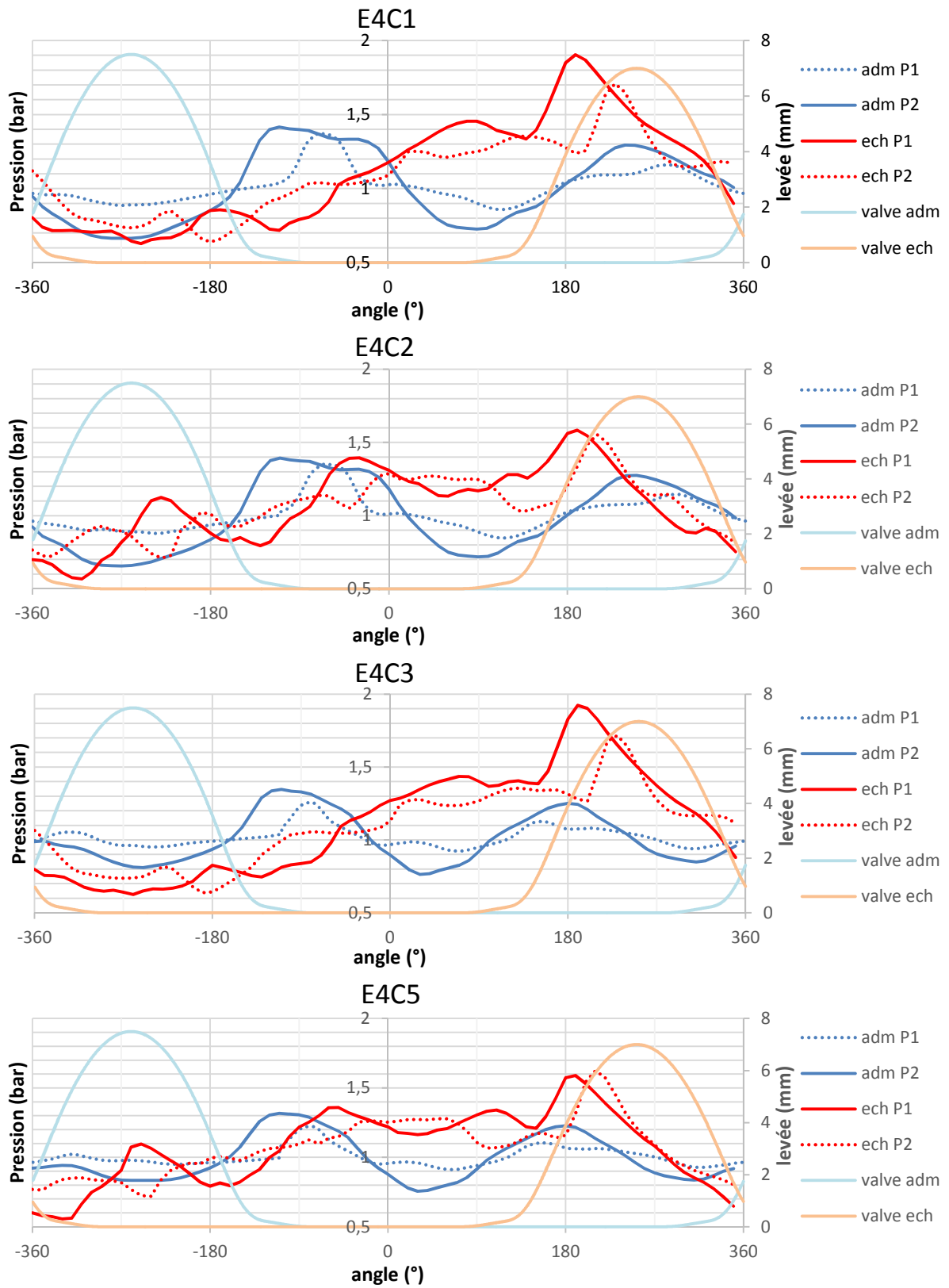


Figure 102: Pressions instantanées à 9000 tr.min⁻¹

- 7500 tr.min⁻¹

Les binômes [E4C1 ; E4C3] et [E4C2 ; E4C5] se caractérisent par leur configuration de la boucle échappement. La phase d'échappement entre ces deux groupes est clairement différente, un groupe où la pression maximale dépasse les 1,8 bars alors que l'autre groupe n'atteint pas les 1,6 bars à la soupape d'échappement. Mais parce que la pression décroît plus lentement, le cylindre peut ainsi profiter d'une bonne vidange de ses gaz brûlés plus longtemps.

Concernant le croisement de soupapes, il est possible d'observer que E4C2 est la configuration où l'écart 'adm P2' et 'ech P1' est le plus réduit. Ainsi, l'écoulement des gaz de l'admission vers l'échappement est le moins favorisé. Contrairement au cas E4C3 où cette différence est maximale, avec une pression d'admission élevée (pouvant être supérieure à 1,1bar).

La pression d'admission durant la phase d'admission est une notion également importante. Ici, les deux premières configurations sont celles ayant les meilleurs niveaux de pression lors de cette phase. Toutefois, l'impact de ces différences de niveaux de pression semble être moins prépondérant que la phase d'échappement et de croisement de soupapes.

Enfin, en comparant ces courbes avec les résultats d'essais au banc, il peut être noté que les tendances sont bien respectées. Cependant, il ressort que les niveaux de pression sont de manière assez nette, surévalués lors des simulations numériques. Pouvant aller jusqu'à 0,2 bar de différences, ce qui représente près de 10% d'écarts.

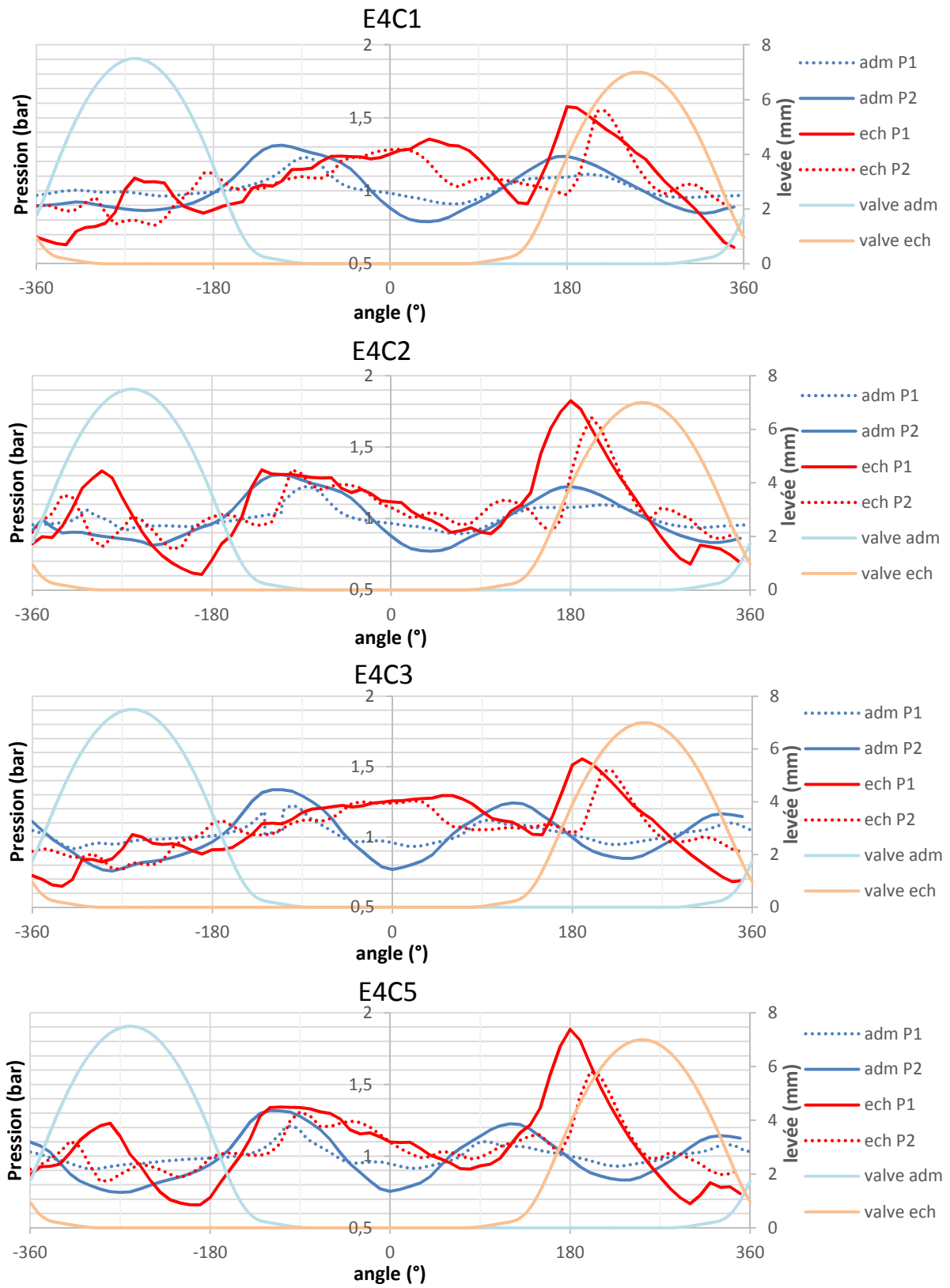


Figure 103: Pressions instantanées à 7500 tr.min⁻¹

- 5500 tr.min⁻¹

Malgré le fait que E4C5 ait une bouffée d'échappement plus élevée que dans les autres configurations, elle reste la configuration qui remplit le moins bien. Il apparaît que l'effet de bouffée se trouve contrebalancé par une faible pression à l'admission et surtout par de la dynamique des gaz lors du croisement de soupapes plutôt favorable à du "backflow". Puisque la pression à la soupape échappement est supérieure à celle de l'admission.

La comparaison entre les trois autres configurations montre que toutes les trois possèdent des phases d'échappement et de croisement de soupapes très proches les unes des autres. La principale variante provenant de la différence de pression lors de la phase d'admission. En effet, [E4C1 ; E4C3] ont une pression admission plus élevée que celle de E4C2 (et de E4C5). Ce qui va dans le sens des configurations [E4C1 ; E4C3] qui donnent des valeurs de remplissage supérieures à 1,05 quand [E4C2 ; E4C5] sont inférieures à 1,05.

Concernant la comparaison des résultats Figure 104 avec ceux de la Figure 95, il en ressort de manière générale que la simulation a tendance à accroître les amplitudes des niveaux de pression au court du cycle moteur.

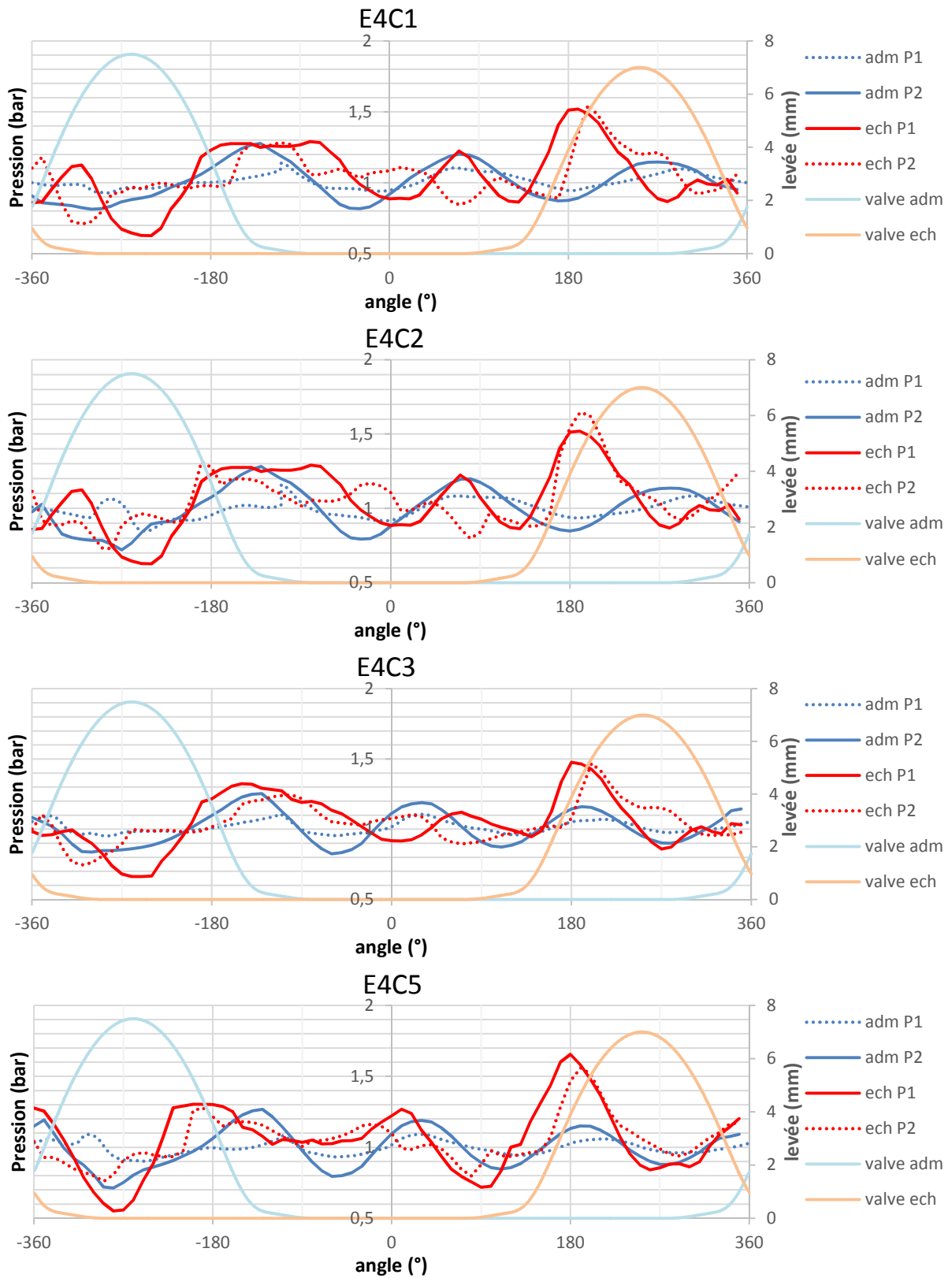


Figure 104: Pressions instantanées à 5500 tr.min⁻¹

- 4500 tr.min⁻¹

E4C1 est la configuration qui offre le meilleur taux de remplissage avec E4C2. Toutes deux partagent le même conduit d'admission. Ce qui indique clairement que l'admission influe sur la répartition en deux groupes. En observant les quatre courbes, il est possible de noter que l'acoustique est clairement différente.

E4C5 possède une bouffée d'échappement faible suivie d'une dépression importante. A l'opposée, la première configuration comporte les niveaux de pression les plus élevés tout au long de la phase d'échappement, faisant de cette configuration celle qui est le plus susceptible de vidanger au mieux le cylindre.

Cependant, il n'est pas évident d'identifier l'impact qu'auraient les instantanés sur le remplissage, de manière aussi évidente qu'à haut régime.

Lors de comparaisons avec les essais au banc moteur (Figure 96), les tendances des différentes ondes de pression se trouvent être très prononcées. La différence vient des amplitudes de pression qui sont amplifiées dans les simulations 1D. De manière générale, les valeurs de pression lors de simulations connaissent des écarts de 0,1 à 0,2 bar par rapport aux essais ; soit 10 à 20 %.

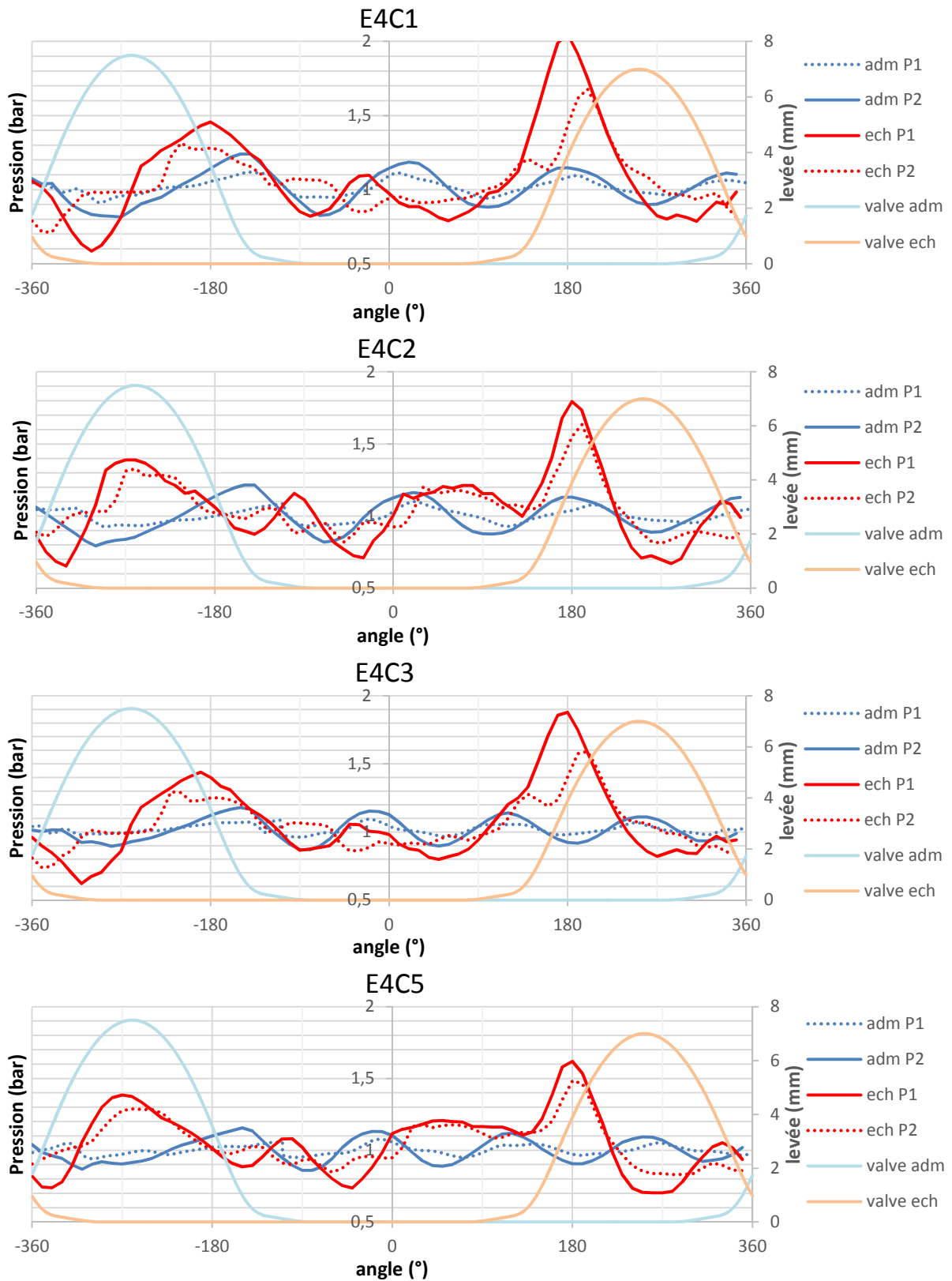


Figure 105: Pressions instantanées à 4500 tr.min⁻¹

- 3500 tr.min⁻¹

Avec ce dernier régime moteur à étudier, encore une fois, l'identification des lignes d'admission et d'échappement utilisées est aisée entre les différents cas. Ainsi, les modèles restent cohérents et stables.

E4C2 est la configuration qui, à 3500 tr.min⁻¹, présente le meilleur taux de remplissage (Figure 100). Elle combine les trois points principaux pour cela : une bouffée d'échappement la plus élevée, associée à la meilleure phase d'échappement ; une pression d'échappement très inférieure à celle de l'admission lors du croisement des soupapes, ce qui favorise l'évacuation des gaz d'échappement et tend vers un phénomène de balayage. Pour terminer, une pression d'admission plutôt bénéfique au remplissage est présente lors de la phase d'admission, notamment à la fermeture de la soupape.

Il en est de même pour E4C1 puisque E4C1 et E4C2 partagent des conduits d'admission identiques. Cependant, il y a une nuance, la chute de pression dans la phase d'échappement y est plus importante que pour E4C2, et de plus, la seconde hausse de pression d'échappement est également moins importante. De ce fait, la phase d'échappement se trouve être moins performante puisque les écarts de pression lors du croisement de soupapes sont moins grands que pour E4C2. Bien que E4C5 et E4C3 soient supérieurs à 0,98, ils sont les moins efficaces à 3500 tr.min⁻¹ en remplissage.

Le principal souci, est que malgré la bonne reproduction de ces tendances, il y a des écarts conséquents au niveau des pressions instantanées avec les relevés obtenus lors des essais. Ces différences sont telles que même le classement en fonction des capacités de remplissage s'en trouve modifié (Figure 97 en comparaison avec la Figure 106).

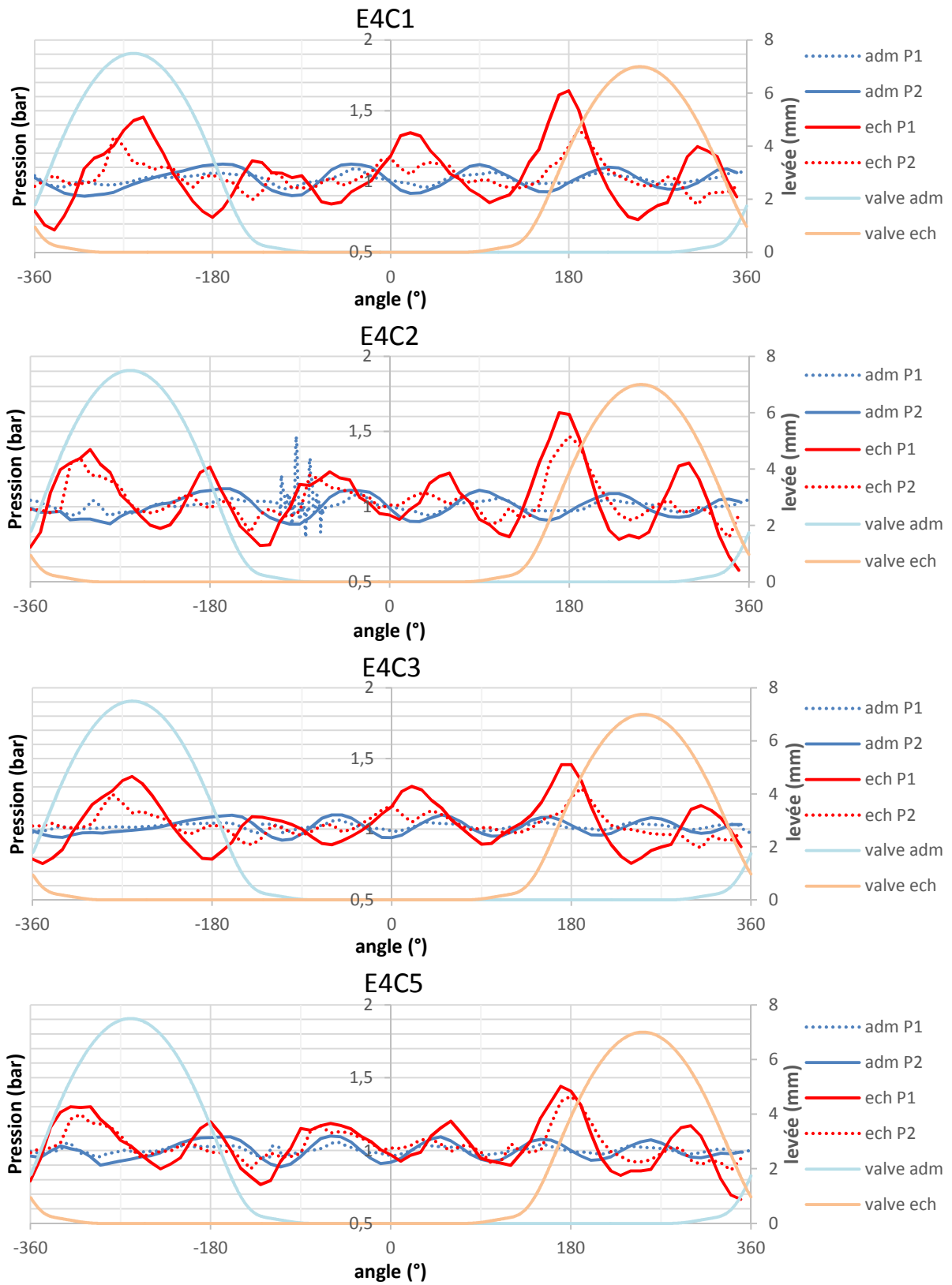


Figure 106: Pressions instantanées à 3500 tr.min⁻¹

De manière générale, après les différentes observations menées dans les parties IV.1 et IV.2, il ressort que les tendances des résultats d'essais sont dans la globalité bien reproduits par les simulations. L'étude des pressions instantanées a mis en évidence que les simulations permettaient de reproduire la plupart des phénomènes acoustiques du moteur. Les ondes de pressions relevées lors des essais au banc moteur, à l'admission comme à l'échappement, ont été retrouvés après les calculs 1D. Le problème majeur étant les amplitudes. A l'admission comme à l'échappement, des écarts de l'ordre de 0,1 à 0,2 bar apparaissent. Signifiant :

- Soit, que la simulation surestime la génération d'ondes de pression lors des ouvertures des soupapes car c'est bien le fonctionnement du moteur et ses cycles de mouvement du piston, combiné aux lois de levée des soupapes qui induisent la production d'ondes de pression dans les boucles d'air.
- Soit, que les modèles 1D sous-estiment des phénomènes visant à atténuer les ondes de pressions tels que : des pertes de charges aux soupapes ainsi qu'aux extrémités ouvertes, l'impact de la présence du piston lors du croisement des soupapes, ou encore une atténuation due aux interactions entre les gaz et les parois du fait des échanges thermiques, de la rugosité, etc.

Lors de la conception des modèles, l'aspect thermique a surtout été traité au niveau de la culasse. Celle-ci est refroidie à l'air grâce à des souffleries ; et modéliser les échanges culasses-ailettes et ailettes-air nécessite une attention toute particulière et avant tout une méthodologie. Dans les modèles présentés ici, une fois les échanges thermiques culasses et échappement configurés, ils sont maintenus identiques d'un modèle à l'autre.

Les instantanés ont permis une meilleure compréhension des résultats de remplissage obtenus en essais et en simulations. Ils ont également permis de visualiser un peu mieux les qualités et faiblesses des modèles. Mais surtout que les modèles réalisés étaient relativement corrects et prédictifs.

La partie suivante va donc confronter au cas par cas les résultats issus des simulations 1D avec ceux des essais du point de vue : cycle complet. Ainsi, le fonctionnement global du moteur et de sa modélisation seront comparés.

IV.3. – Comparaisons Essais / Calculs

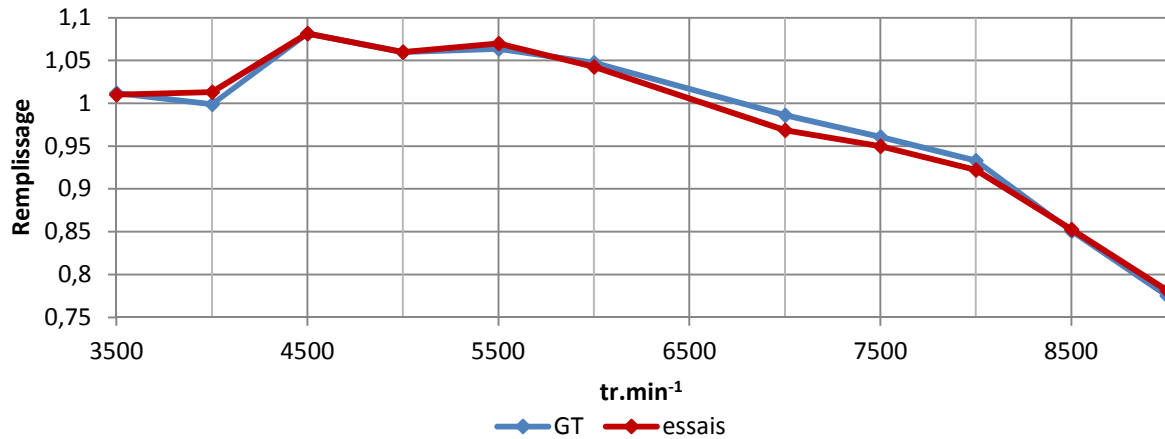
IV.3.1. – Analyse des résultats moyennés

- E4C1

La justesse des simulations concernant le remplissage est très précise. En effet, les tendances y sont très fidèlement reproduites et surtout les écarts essais / simulations sont très faibles (inférieurs à 2,5%). Il faut noter tout de même que E4C1 a été le cas permettant la mise en place des coefficients et des modèles. Il a été celui utilisé pour ajuster les différents coefficients comme les coefficients d'échange thermique ou encore les jeux aux soupapes et les PMF. Ces valeurs obtenues et qui sont invariantes puisqu'intrinsèques au moteur, elles seront utilisées sans être retouchées dans les modélisations suivantes.

Ainsi, il est aisé de comprendre que cette justesse de simulation est faisable mais reste à vérifier qu'elle est robuste au travers des modifications géométriques (conduits d'admission et d'échappement), mais également de quelques variations liées au fonctionnement du moteur (thermique, pression, ...)

La simulation 1D reproduit les variations comme le montre la brusque augmentation à 4500 tr.min⁻¹ sur le graphe de remplissage. Toutefois, malgré une richesse et un remplissage adéquates, la PME résultante est toujours supérieure de près de 1 bar à celle mesurée aux essais.



Régime moteur	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
Ecart relatif (%)	0,29	1,87	0,48	0,43	0,99	-0,03	-pb-	-1,37	-0,63	-0,61	-0,38	1,16

Figure 107: Comparaison de remplissage entre essais / calculs

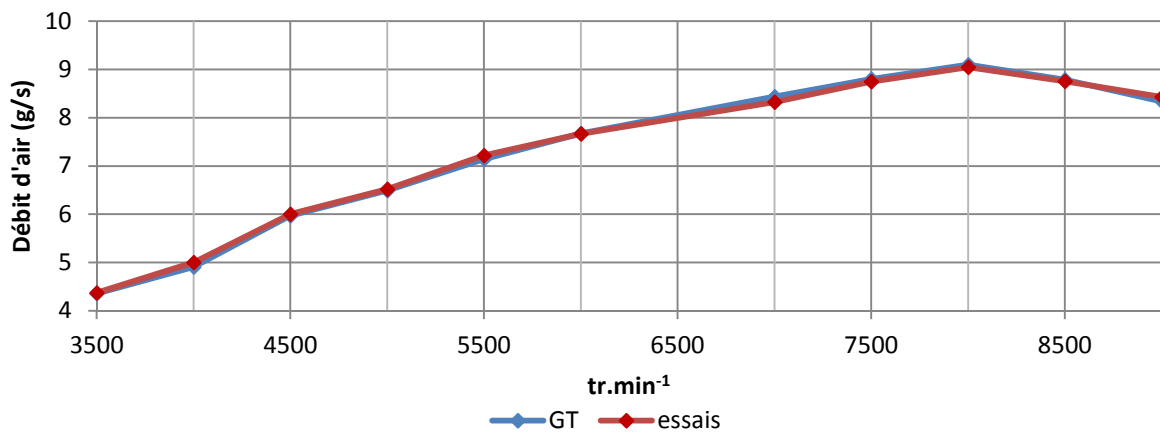


Figure 108: Comparaison de débits d'air entre essais / calculs

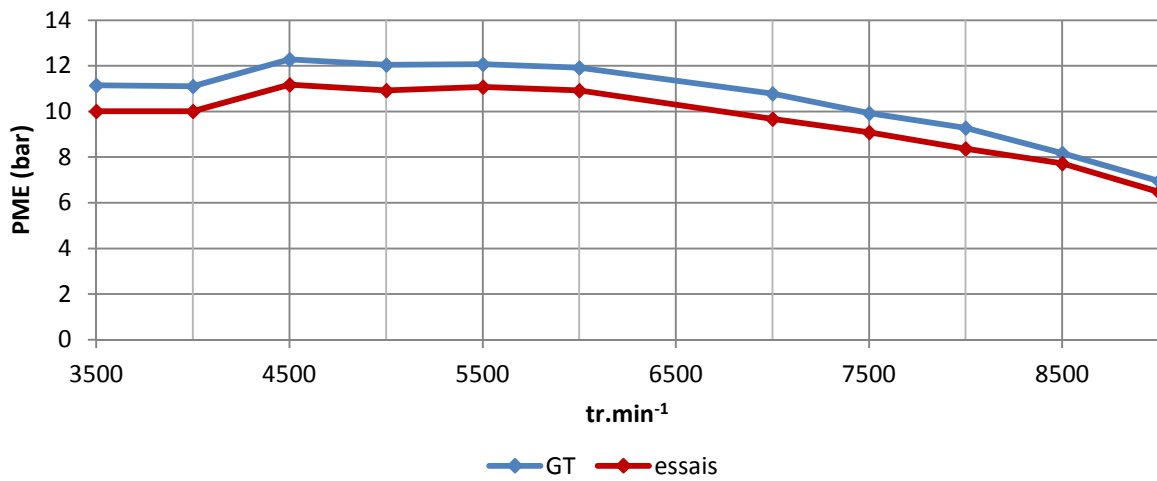


Figure 109: Comparaison de Pression Moyenne Effective entre essais / calculs

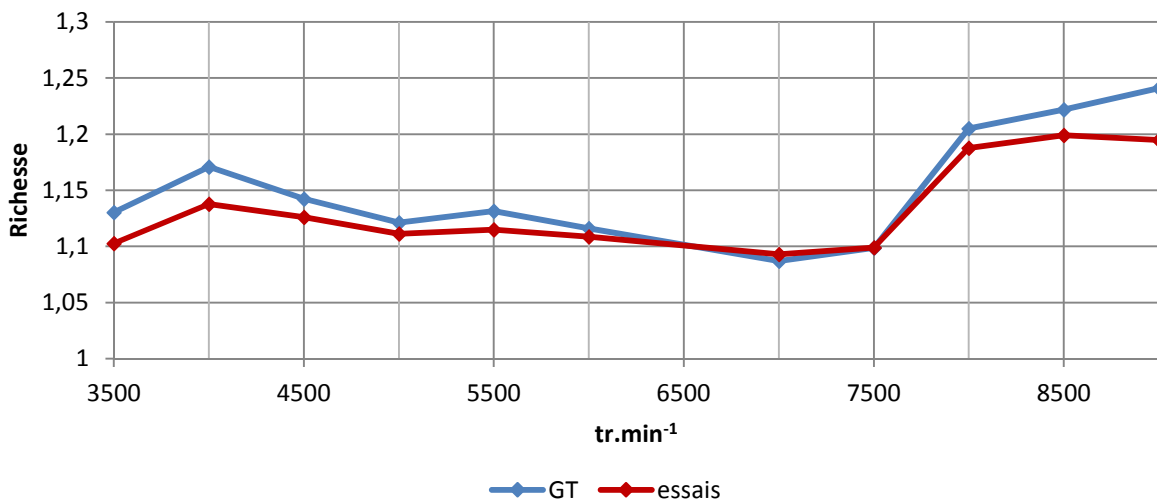
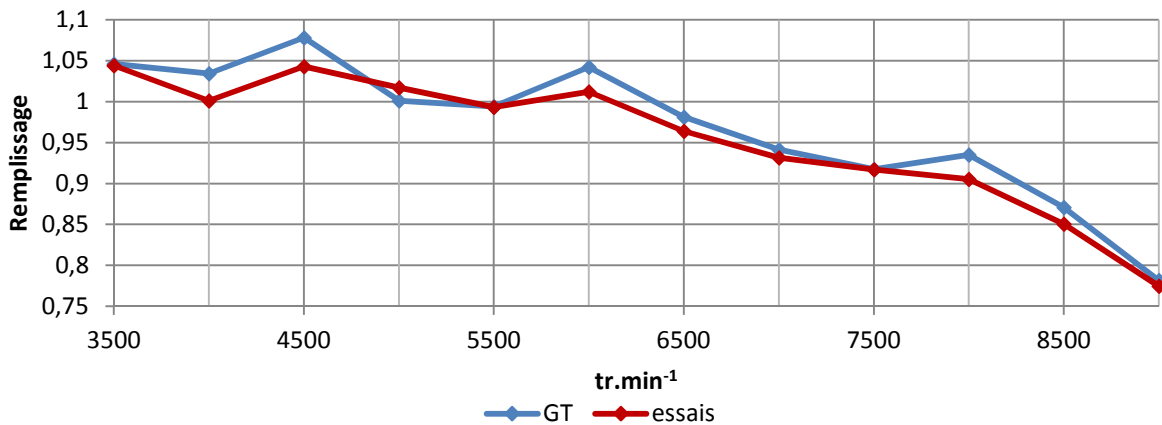


Figure 110: Comparaison de richesse entre essais / calculs

- E4C2

Ici, il est possible de voir que les tendances sont encore respectées, les variations de la courbe de remplissage des essais se retrouvent dans les résultats de la simulation. Cependant, les écarts entre les essais et les calculs sont compris entre 0 et 5%. Ce qui est moins précis que dans la configuration E4C1, toutefois ces résultats sont tout à fait corrects.

Concernant les notions de richesse et de PME. Pour la richesse, de même qu'à la configuration précédente, à chaque régime il est possible de relever les mêmes types d'écarts qu'en remplissage. La PME est toujours de 1 bar supérieur à celle des essais.



Régime moteur	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
Ecart relatif (%)	-1,08	-4,63	-4,46	0,34	-1,57	-4,13	-3,02	-1,94	-0,77	-4,16	-4,84	-2,59

Figure 111: Comparaison de remplissage entre essais / calculs

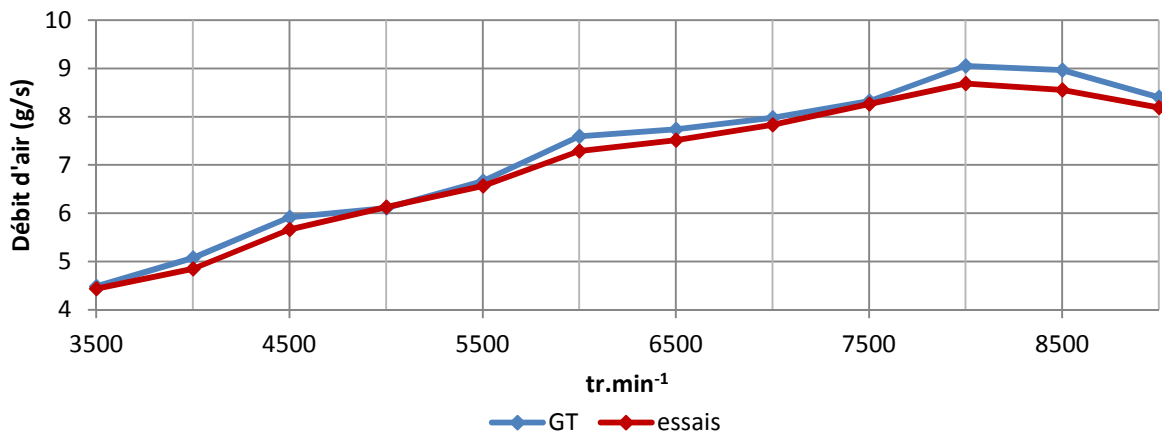


Figure 112: Comparaison de débit d'air entre essais / calculs

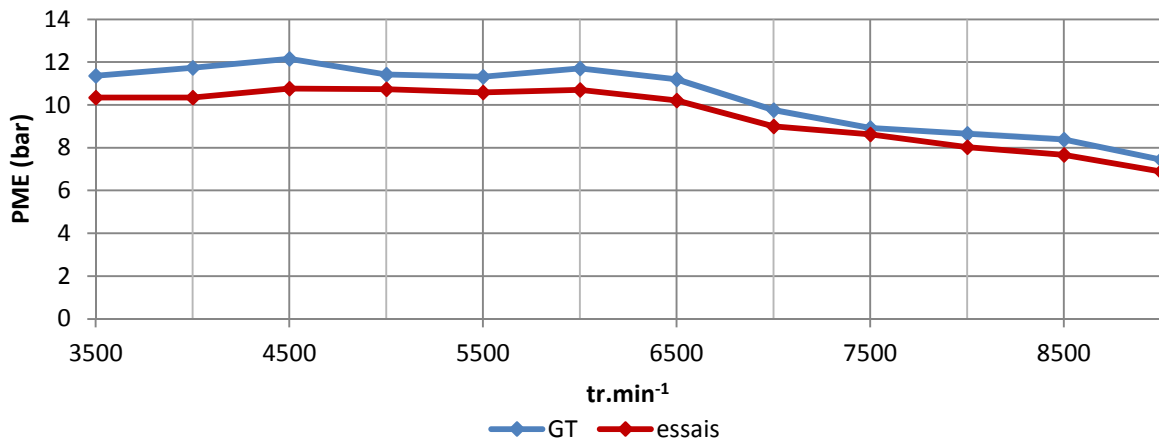


Figure 113: Comparaison de Pression Moyenne Effective entre essais / calculs

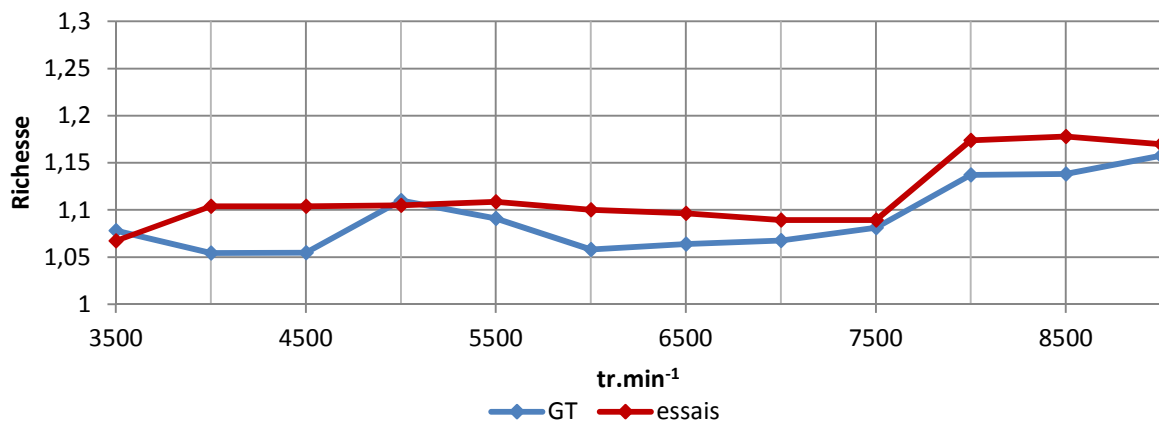
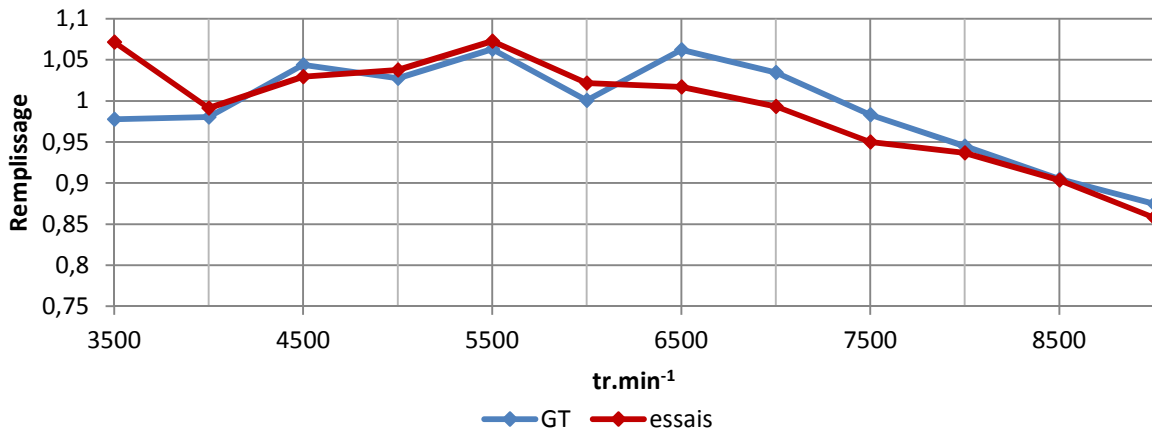


Figure 114: Comparaison de richesse entre essais / calculs

- E4C3

Ce troisième cas, une fois de plus révèle des tendances de remplissage concordant entre essais et calculs. Hormis à 3500, 6500, 7000 et 7500 tr.min^{-1} , les écarts sont inférieurs à 2,5% sauf pour. La nature très ciblée des écarts de remplissage supérieurs à 2,5%, indique que les phénomènes acoustiques impactent directement les résultats de simulation ; amplifiant grandement les résultats.

Concernant la richesse et la PME, les suggestions effectuées dans les configurations précédentes sont valables ici.



Régime moteur	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
Ecart relatif (%)	9,10	1,56	-0,89	1,45	1,33	2,55	-3,84	-3,68	-2,84	-0,23	-0,65	-1,50

Figure 115: Comparaison de remplissage entre essais / calculs

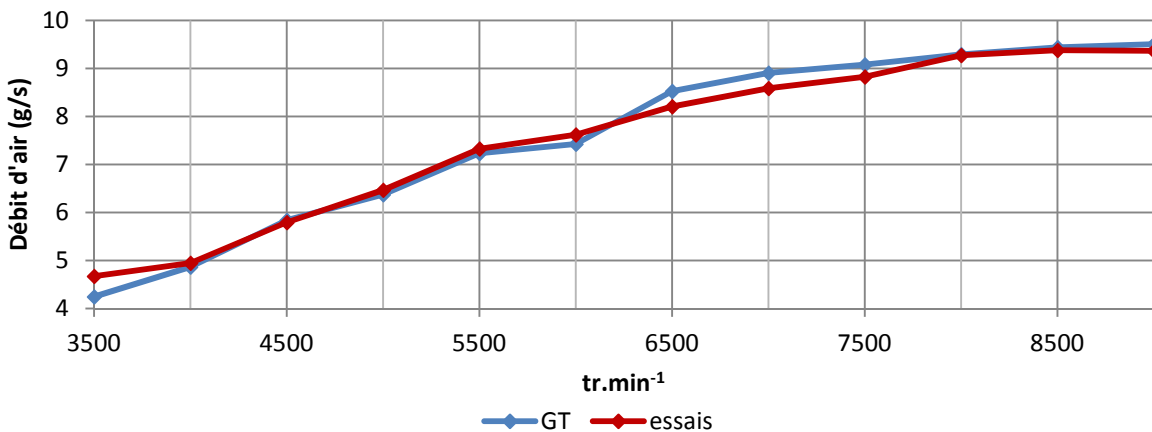


Figure 116: Comparaison de débit d'air entre essais / calculs

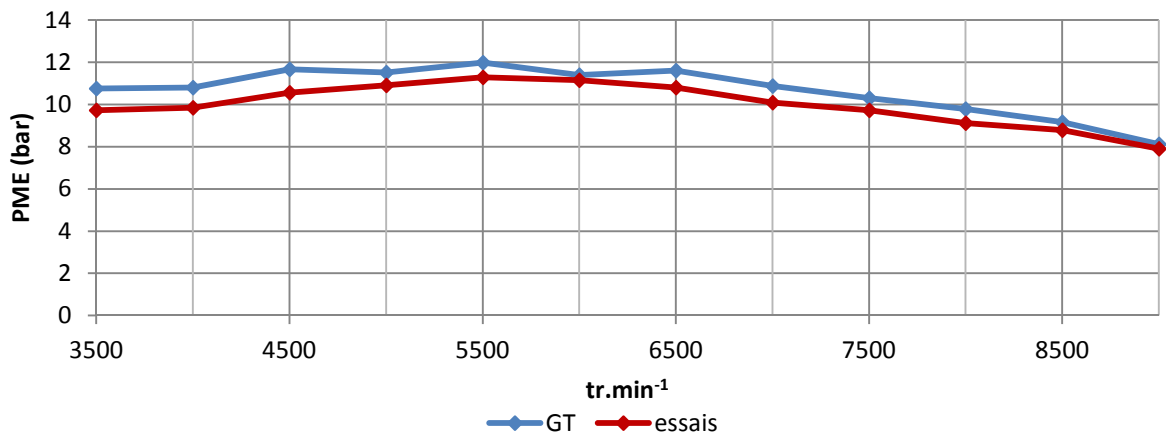


Figure 117: Comparaison de Pression Moyenne Effective entre essais / calculs

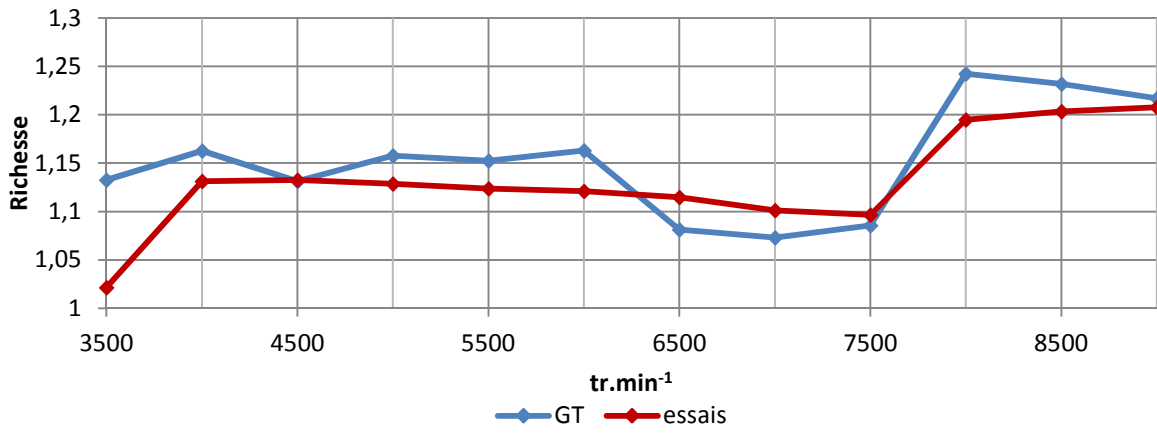
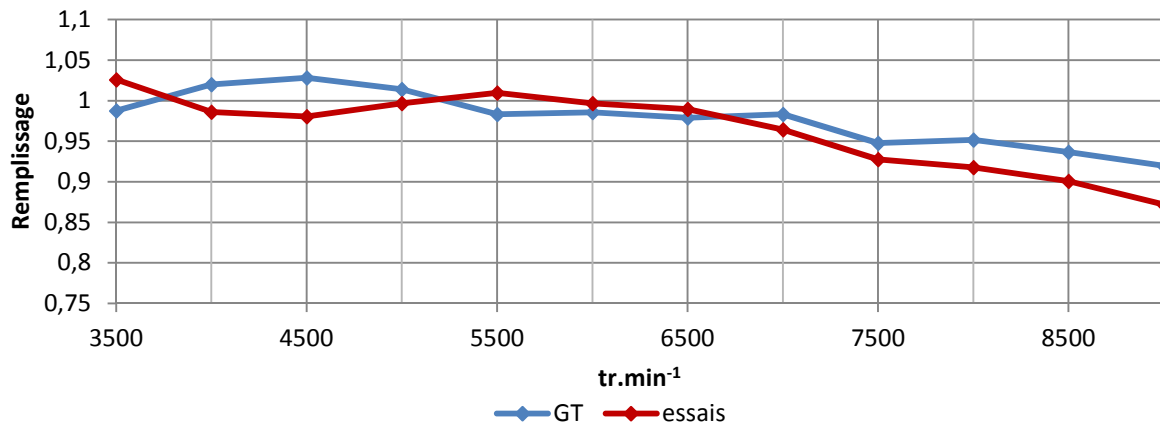


Figure 118: Comparaison de richesse entre essais / calculs

- E4C5

La comparaison du remplissage est différente ici des cas observés antérieurement. Si auparavant les tendances étaient toujours respectées, cette fois entre 3500 et 5500 tr.min⁻¹, les relevés de remplissage sont inversés entre essais et calculs. Malgré cela, les résultats sont toujours contenus dans une proportion de 0 à 5%.

Ici, il est possible de voir que les écarts de PME entre les essais et les calculs sont très réduits, voir presque égaux entre eux.



Régime moteur	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
Ecart relatif (%)	4,14	-2,90	-4,42	-1,21	3,05	1,61	1,70	-1,32	-1,49	-2,91	-4,42	-4,84

Figure 119: Comparaison de remplissage entre essais / calculs

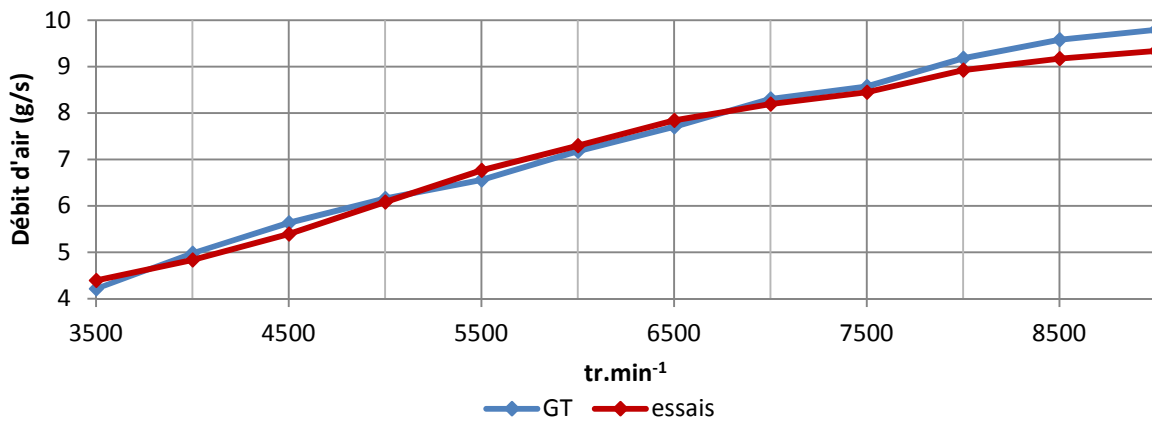


Figure 120: Comparaison de débit d'air entre essais / calculs

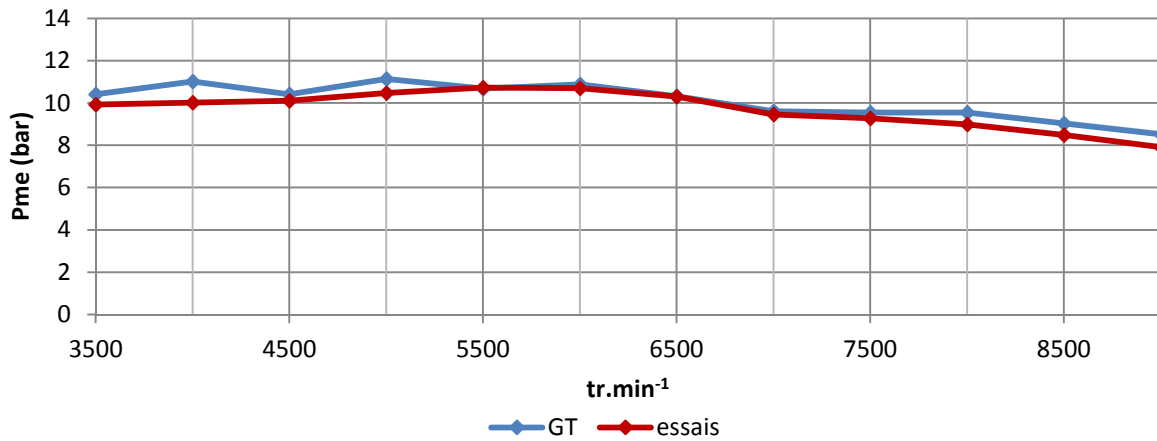


Figure 121: Comparaison de Pression Moyenne Effective entre essais / calculs

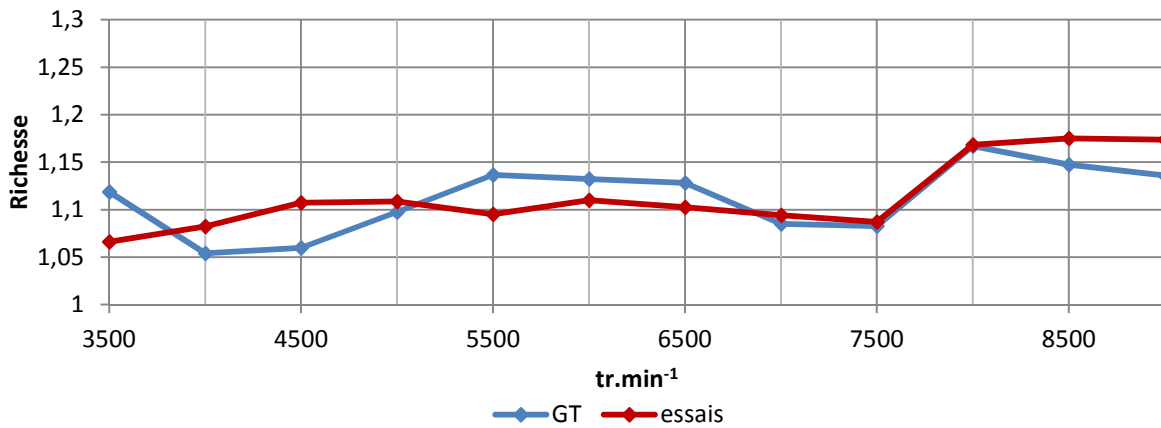


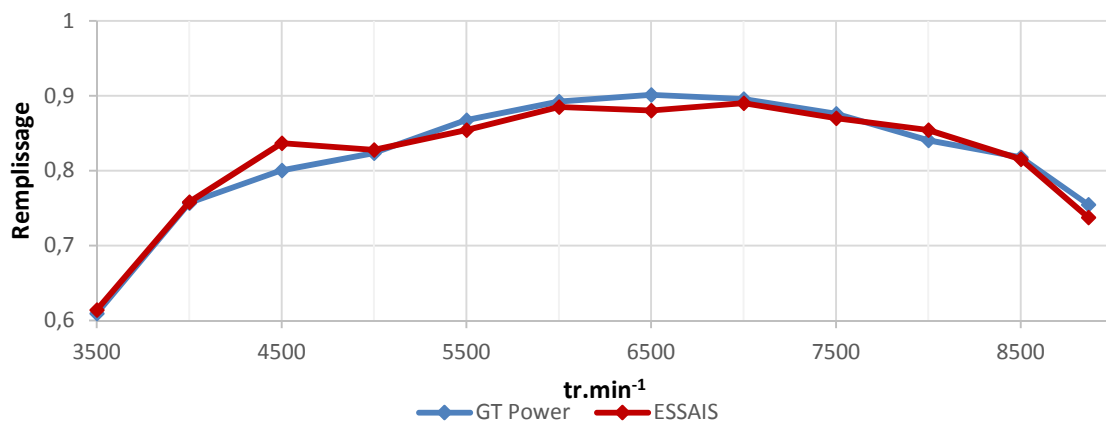
Figure 122: Comparaison de richesse entre essais / calculs

De manière générale, il a été possible d’observer qu’après réglage des valeurs du modèle 1D sur un cas, la transposition à d’autres modèles permet d’obtenir pour tous, des résultats relativement bien prédictifs. Les courbes de remplissage lors des simulations reproduisent celles des essais avec toutefois, pour des régimes moteur bien précis, des écarts peuvent atteindre 5%.

Ainsi, le critère d’écarts contenus dans une tranche de 5% est respecté, tout comme la ‘‘prédictivité’’ des tendances. Néanmoins, afin de justifier l’aspect acoustique, un complément d’étude va être mené avec une analyse FFT.

- EIC1

Ce cas est celui de la moto série complète. L'essai au banc est réalisé avec la boîte à air et le filtre, le papillon des gaz, le catalyseur ainsi que le silencieux d'échappement. L'ensemble de ces éléments va donc être modélisés et pris en compte dans les simulations monodimensionnelles. Le schéma suivant (Figure 126) reprend la modélisation utilisée dans le cas des essais en configuration complète avec admission et échappement séries. Cette modélisation est plus fine car toute variation de sections, insertion de filtre ou de catalyseur, emplacement de trou dans une paroi, ... entraîne dans la modélisation suivante (Figure 126) la création et la définition d'un élément. Ainsi, par exemple, le silencieux d'échappement se voit être décomposé en douze éléments au lieu de seulement : deux tubes (entrée / sortie), un catalyseur et trois volumes.



Régime moteur	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
Ecart relatif (%)	0,74	0,16	4,37	0,48	-1,57	-0,81	-2,38	-0,65	-0,67	1,60	-0,29	-2,31

Figure 123: Comparaison de remplissage entre essais / calculs

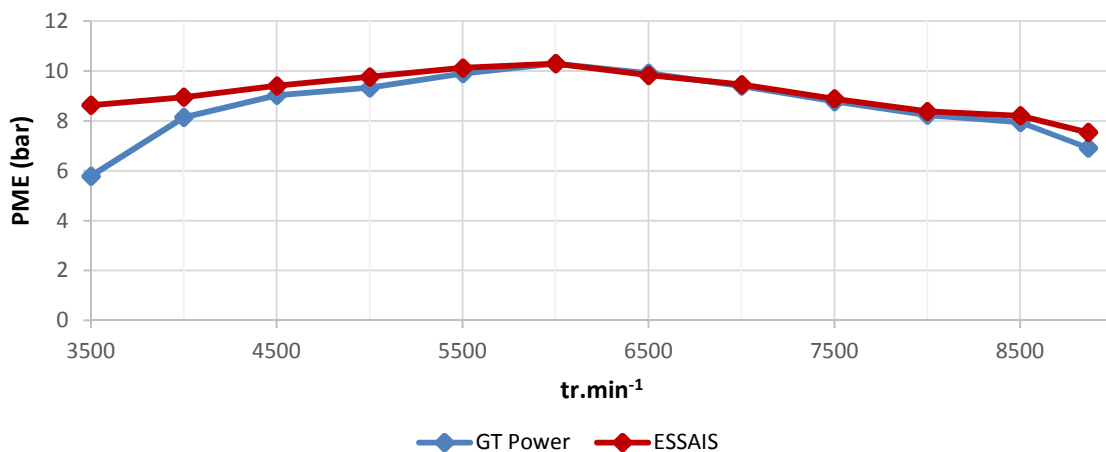


Figure 124: Comparaison de Pression Moyenne Effective entre essais / calculs

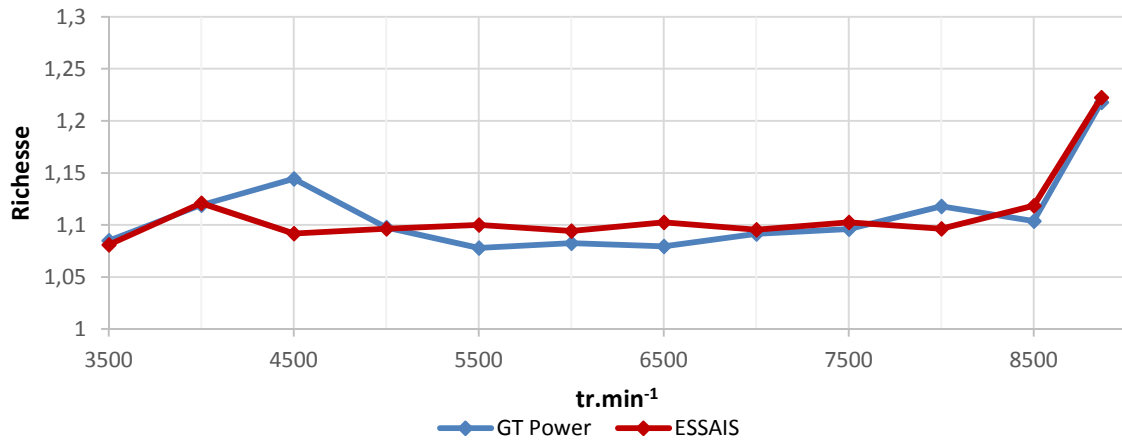


Figure 125: Comparaison de richesse entre essais / calculs

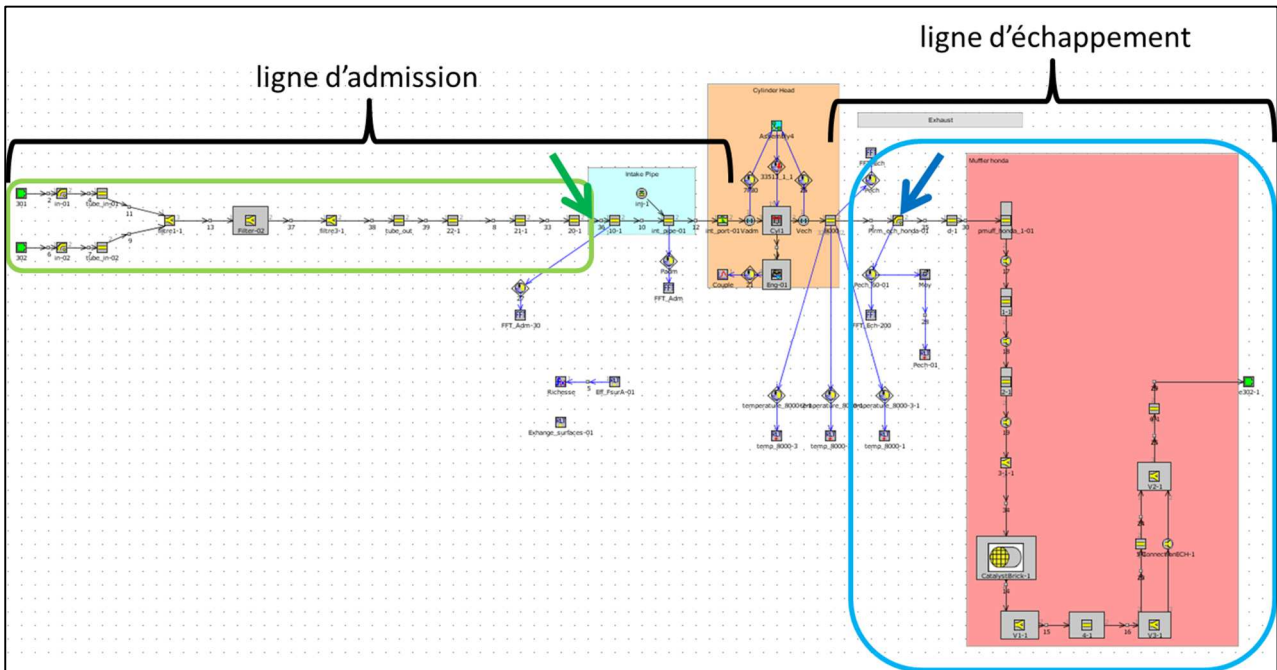


Figure 126: Modèle 1D utilisé

Pour rappel, lors des essais au banc, la valeur de richesse et la température d'huile carter servent de références afin de reproduire les essais. Le relevé de carburant à la balance étant le plus précis, ce seront donc les valeurs de carburants qui seront introduites dans le code 1D. Concernant le 1D, les essais consistent en l'introduction d'un ensemble de données relevées au banc. Les géométries mesurées, les coefficients d'échanges thermiques extraits des abaques matériaux, ainsi que les débits de carburants moyens, les régimes moteurs, les levées de soupapes, les pressions et températures moyennes à l'admission et à l'échappement, sont enregistrés.

Seront donc suivies trois valeurs qui sont la richesse, la Pression Moyenne Effective (PME) et le remplissage. La richesse permettant de corréliser les débits d'air et de carburant. La PME a pour objectif le suivi et la prédiction de la prestation du moteur. En effet, tout comme le couple et la puissance moteur, la PME est une valeur de performance du moteur systématiquement étudiée. Enfin, le remplissage sera analysé puisqu'il est l'objet de cette étude. De plus, de manière générale, des écarts de 2,5% entre essais et calculs sont considérés comme pouvant relever d'incertitudes des capteurs. Des différences de 2,5 à 5% sont alors considérées comme dus à des erreurs de constructions des modèles, une mauvaise utilisation et/ou à des défauts du logiciel de calculs 1D. De nombreux constructeurs demandent des résultats à 2,5% même si toutefois, de manière ponctuelle lors des simulations, il est toléré que de rares points puissent prédire avec une incertitude de 5%. Ce qui reste bien inférieur aux résultats antérieurs à ce travail de thèse, concernant entre autre des petits moteurs monocylindres.

Avec la richesse, il est aisé de noter que la simulation 1D modélise correctement la proportion air – carburant. Du fait que les débits de carburant soient imposés à chaque régime moteur, cela révèle que la modélisation prédit suffisamment bien l'apport en air au cours du cycle moteur. En effet, hormis à 4500 tr.min⁻¹ où l'écart entre essais et calculs est de 4,5%, les écarts concernant les valeurs de richesse entre essais au banc et simulation 1D ne dépassent pas 2,5%. Ce qui est très proche des 2% visés initialement.

Concernant la Pression Moyenne Effective, la simulation prédit, dans la globalité, les tendances et les résultats obtenus lors des essais au banc moteur. Exception faite pour 3500 tr.min⁻¹ où la différence essais et calculs est très importante. Ainsi, il est possible de s'apercevoir que les performances du moteur sont bien prédites sur la quasi-totalité des plages de fonctionnement. Lors de la simulation 1D, le calcul de PME se fait à partir de la simulation des données du cylindre (admission, échappement, combustion avec ses lois de dégagement de chaleur, échanges thermiques, ...) et de la PMF extraite des résultats d'essais. 3500 tr.min⁻¹ pour ce moteur est un point de fonctionnement relativement faible, montrant lors des essais quelques instabilités moteurs.

Richesse et PME ont servi essentiellement à montrer que le modèle dans sa globalité était toujours cohérent et prédictif. L'objet de l'étude étant la bonne caractérisation du remplissage du cylindre du moteur. La est donc le résultat de l'étude. Elle montre clairement qu'en modélisant plus précisément les lignes d'admission et d'échappement, en y faisant apparaître chaque volume, longueur et changement de section des conduits,... associé à des relevés d'essais effectués avec des points de recoupement (points de contrôle) précis à 2 voire 1% sur l'ensemble de ces mesures d'une série d'essais à l'autre. Le remplissage est donc bien prédit puisque la tendance de 3500 à 9000 tr.min⁻¹, associé au fait que l'écart essais et calculs se trouve être inférieur à 2,5% sur tous les régimes. Il sera noté qu'à 4500 tr.min⁻¹, l'écart est de 4,2% ; restant dans les 5% de valeur maximale fixée.

La confrontation de différents paramètres des essais au banc et en simulation ont montré qu'il était possible, en respectant des méthodes simples aux essais au banc comme lors des modélisations 1D, d'obtenir des résultats fiables et concordants entre essais et calculs.

Une mise en place rigoureuse, combinée à des points de recoupement réguliers lors de chaque série d'essais ont permis d'anticiper et/ou de corriger les dérives des moyens de mesure et donc de s'assurer des données cohérentes et justes.

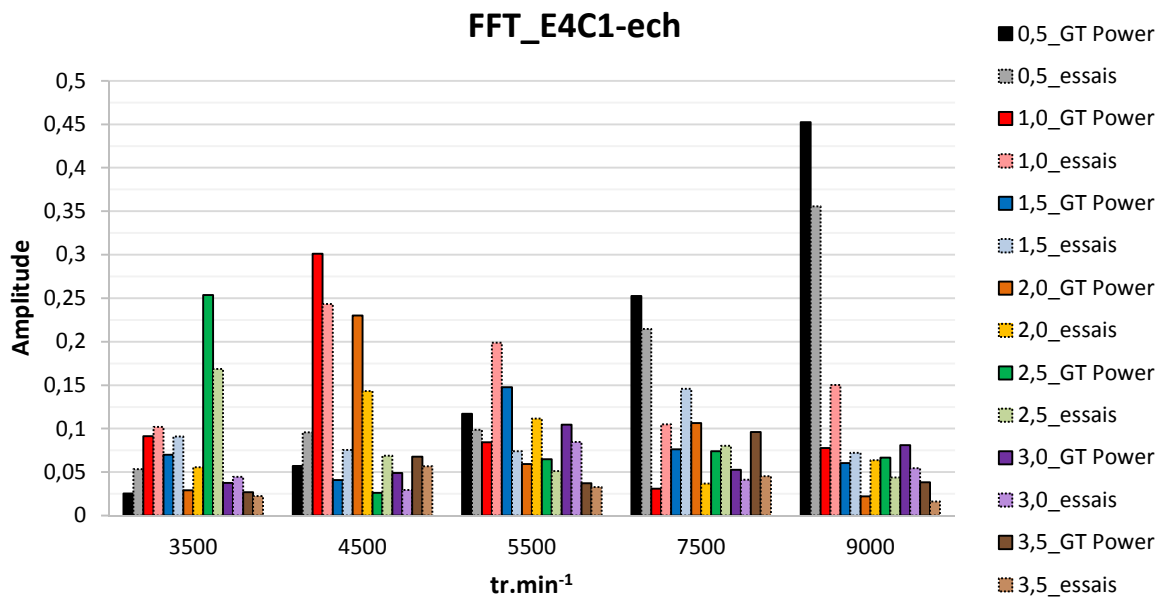
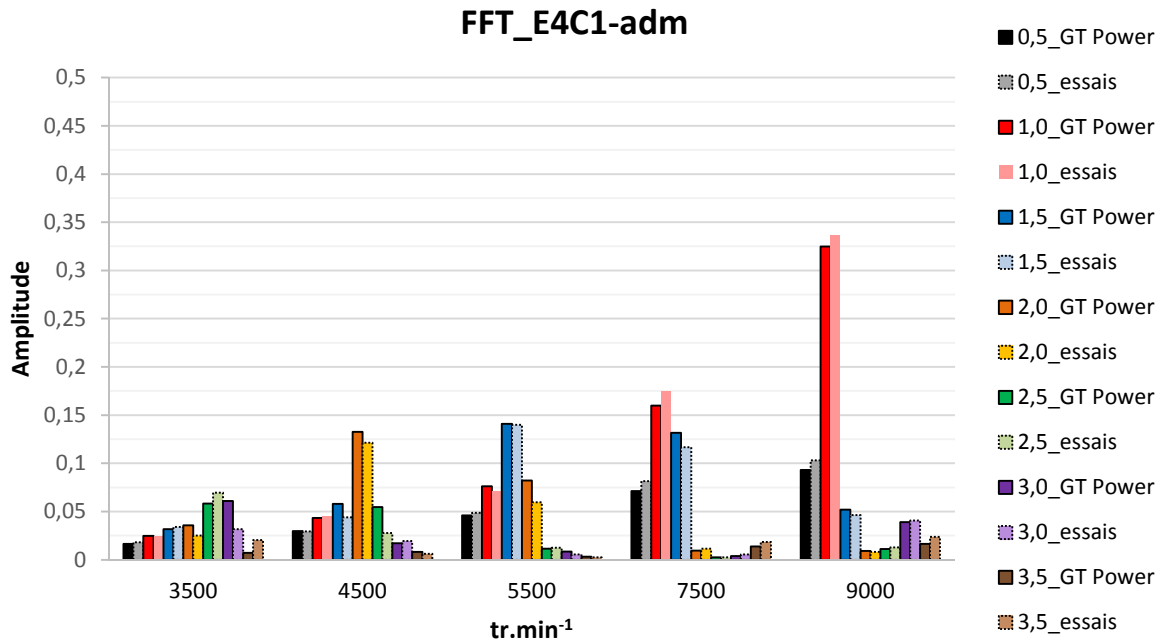
Côté simulations, une étape TPA (Three Pressure Analysis) a permis d'obtenir le bon calage des coefficients d'échange thermique culasse pour l'ensemble des cas aux configurations avec admission et échappement simples (effectuée une seule fois). Cette étape a été refaite pour le cas du moteur complet (E1C1), celui avec les éléments filtrants, catalyseur, silencieux,...

En entrant simplement dans les modèles, les données de carburant, pressions et températures ambiantes, et les données géométriques précises des conduits admission et échappement pour chaque régime moteur, il est possible d'obtenir des résultats prédictifs en tendances et compris dans une plage de 5%, voire 2,5%.

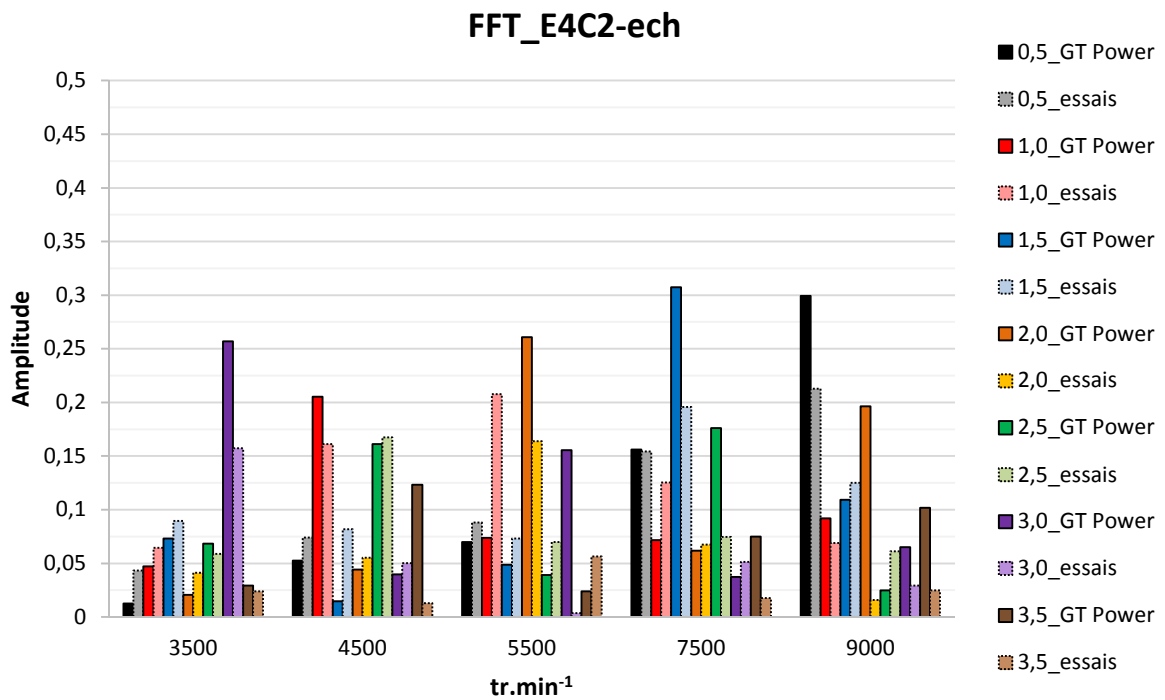
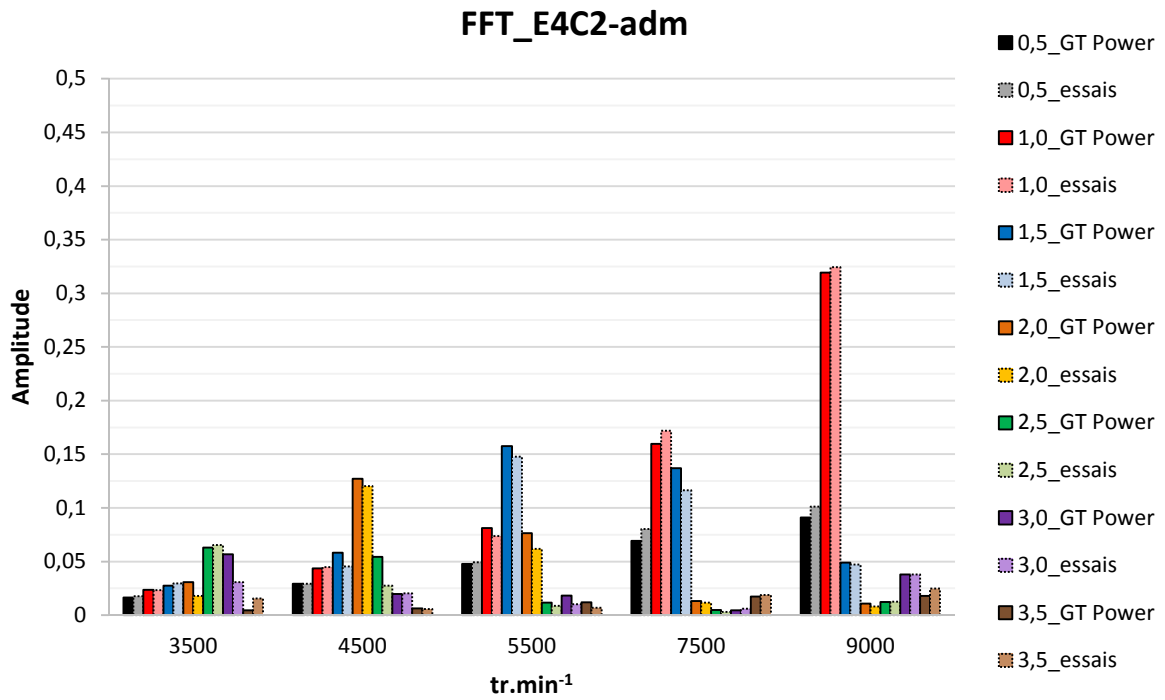
IV.3.2. – Etude fréquentielle

Dans cette dernière partie, une étude fréquentielle des résultats instantanés de pressions est réalisée pour chacune des configurations, aussi bien concernant les essais que les simulations. L'objectif est double ; visualiser la bonne modélisation du système et de sa réponse au niveau fréquentiel, mais de plus, avec l'aide de calculs simples, cela permet également d'identifier les éléments qui sont à l'origine des divergences entre les simulations et les essais.

- E4C1

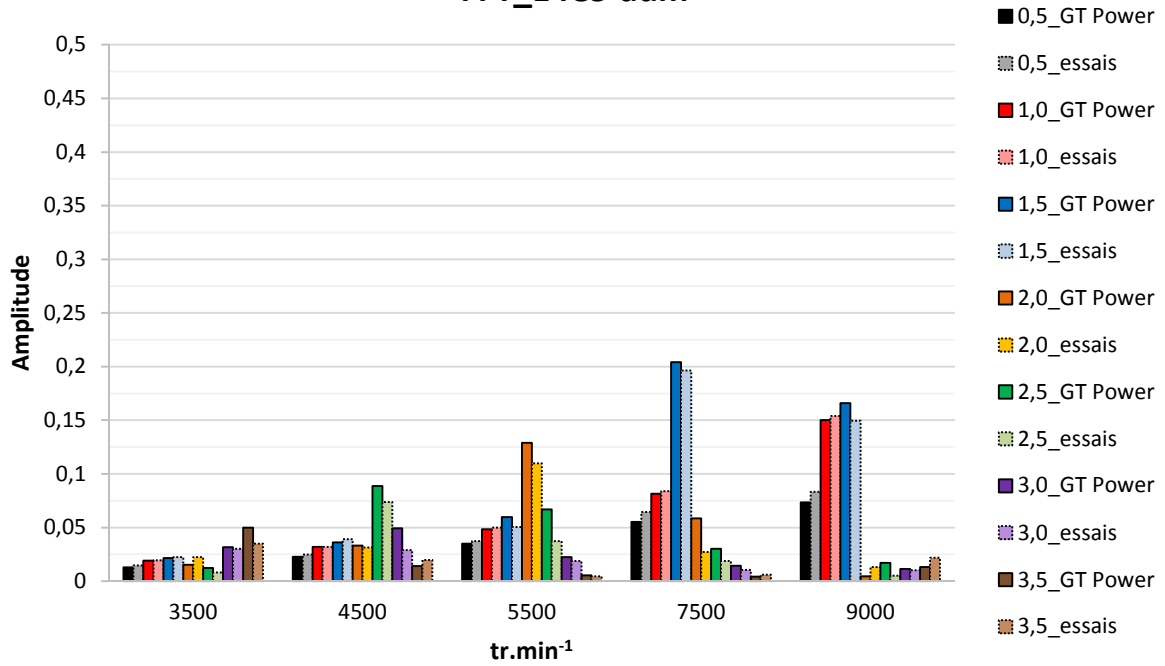


- E4C2

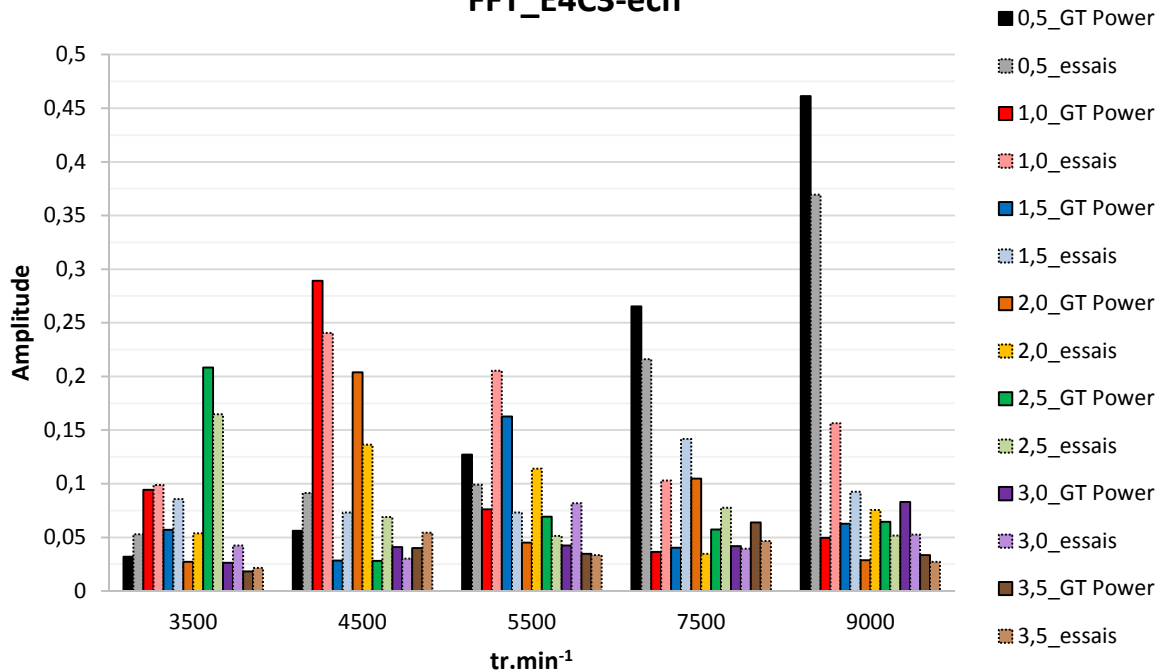


- E4C3

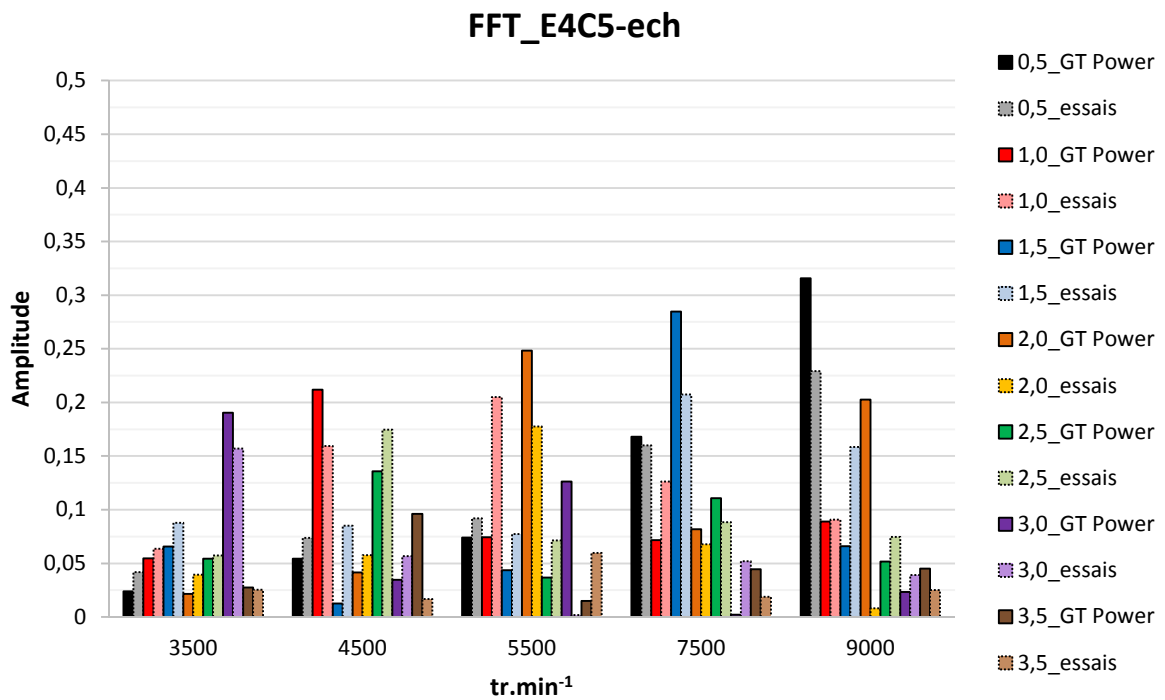
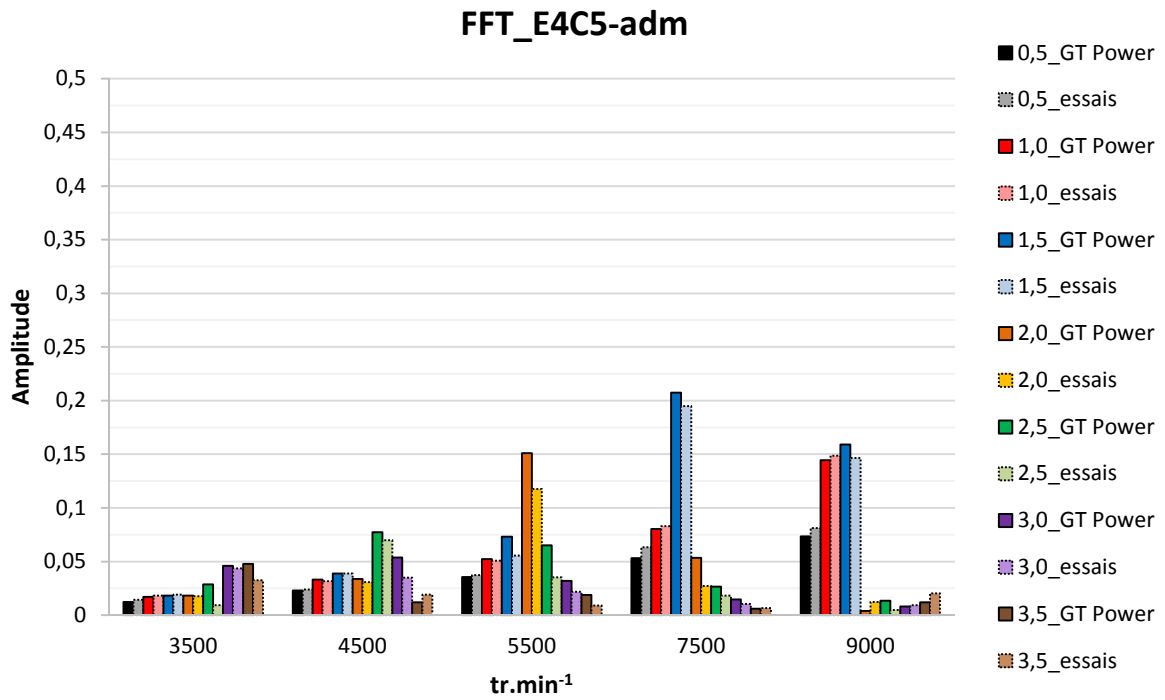
FFT_E4C3-adm



FFT_E4C3-ech



- E4C5



Les quatre configurations aux lignes d'admission et d'échappement simplifiées (E4C1 – E4C5) ont certes des réponses acoustiques et donc des transformées de Fourier (FFT) différentes, toutefois leurs résultats sont très similaires. Avec des FFT concernant les lignes d'admission qui sont parfaitement identiques entre celles des essais et celles des calculs. A l'échappement, les simulations ont surestimé les amplitudes des harmoniques les plus fortes. Cependant, nombre d'harmoniques moins importantes se voient affectées d'une remarque inverse. En d'autres termes, les amplitudes d'harmoniques essais sont nettement supérieures à celles des simulations ; comme par exemples les harmoniques 1 aux régimes 5500, 7500 et 9000 $\text{tr}/\text{min}^{-1}$ concernant des cas E4C1-ech. Ou encore l'harmonique 1 à 5500 $\text{tr}/\text{min}^{-1}$ dans E4C2-ech, E4C3-ech et E4C5-ech. Il serait inapproprié de lister ici ce que montrent les graphes précédents ; néanmoins, il est intéressant de noter que de fortes surestimations des amplitudes de pression lors de modélisation se voient contrebalancées par des sous-estimations plus minimes. L'ensemble donnant un modèle somme toute prédictif, s'il n'est considéré uniquement qu'un seul cycle moteur complet.

Cette remarque est également à nuancer : l'étude FFT a permis de montrer certains écarts concernant les amplitudes des ondes de pression entre essais et calculs. Chose qui a déjà été observée avec les relevés instantanés. Cependant, la FFT ne permet pas de savoir s'il s'agit d'une onde de pression ou de dépression au moment où la soupape est ouverte.

Les différences observées sont en partie dues à des difficultés de modélisation du système d'analyse / extraction des gaz d'échappement. En effet, il est possible de voir, Figure 127, la relative complexité de ce système d'analyse / extraction des gaz. Cela est dû aux nombreux changements de sections et de longueurs des conduits, associés à la difficulté de les mesurer avec précision (démontage complet impossible).

Cet élément d'extraction des gaz n'est pas utilisé lors des essais de la motocyclette en configuration série.

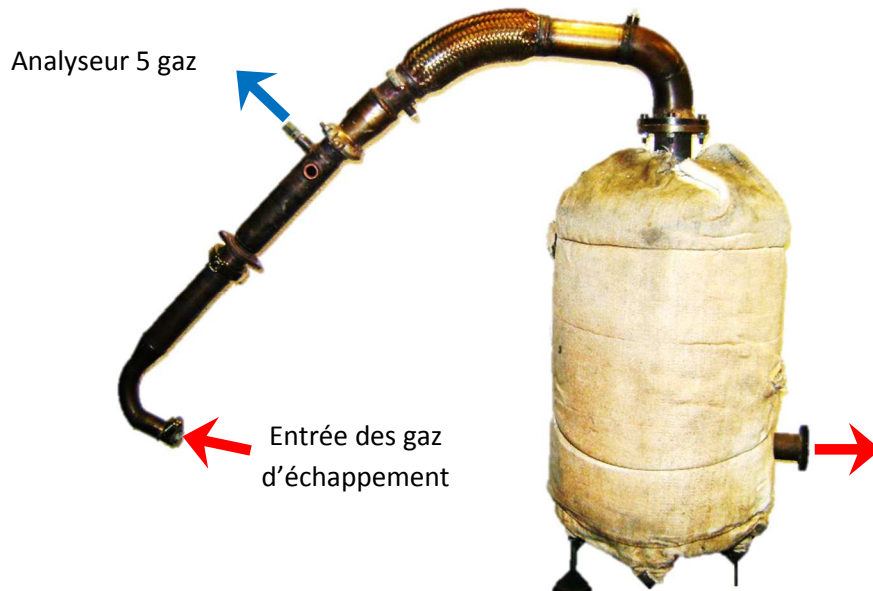
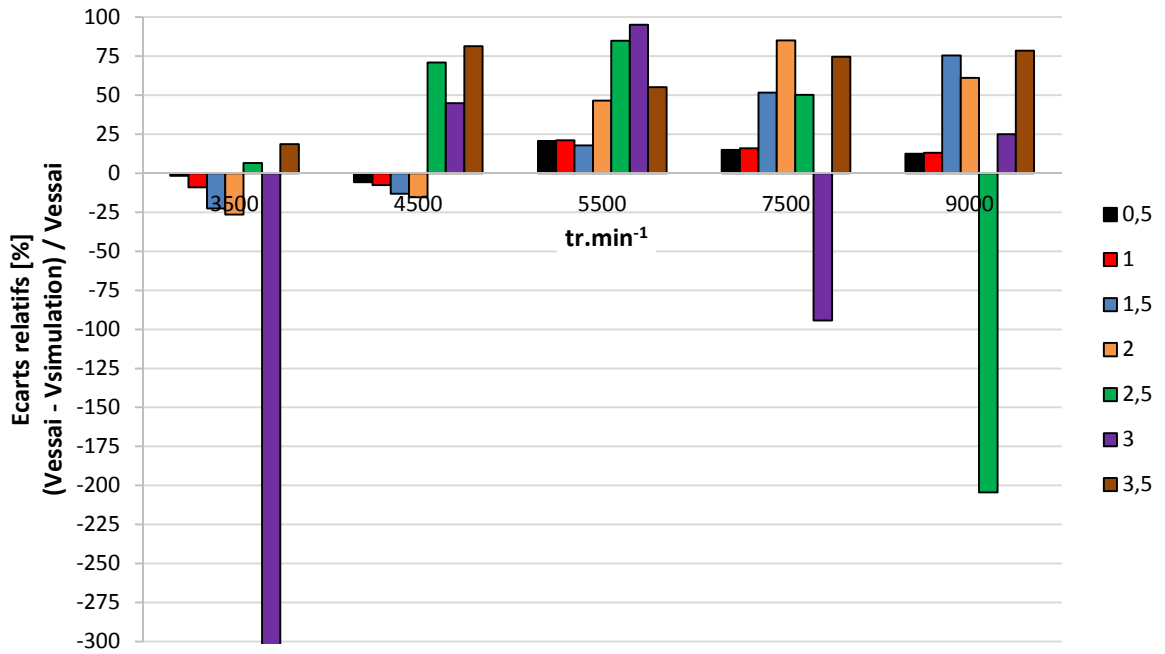
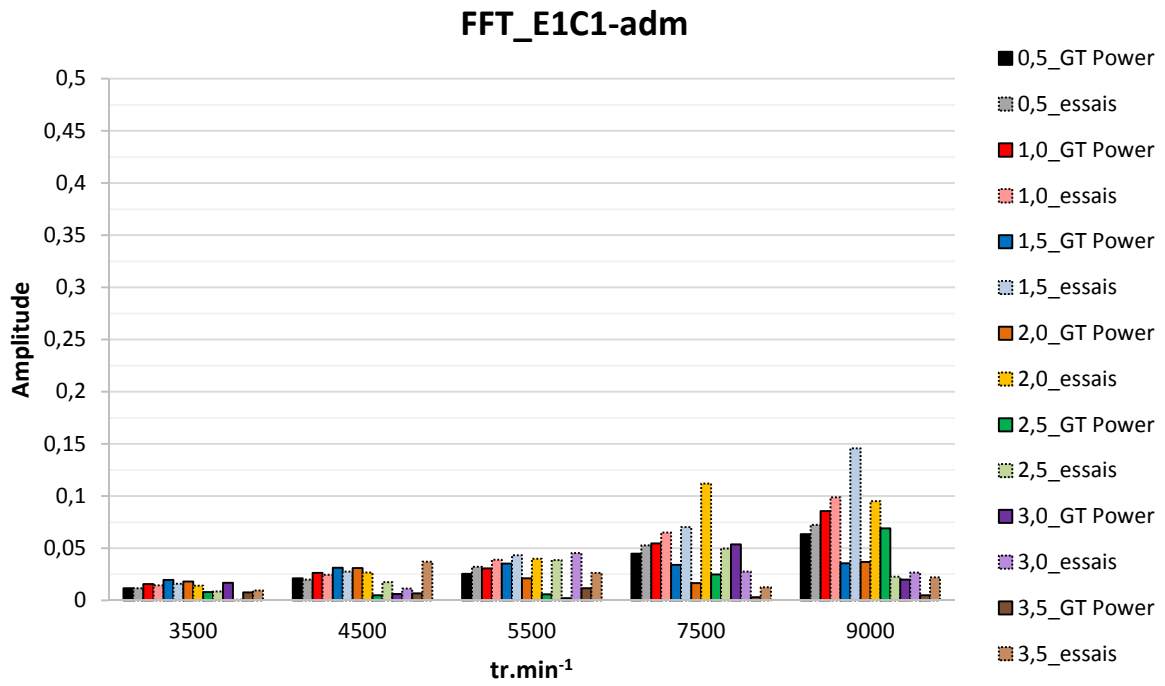
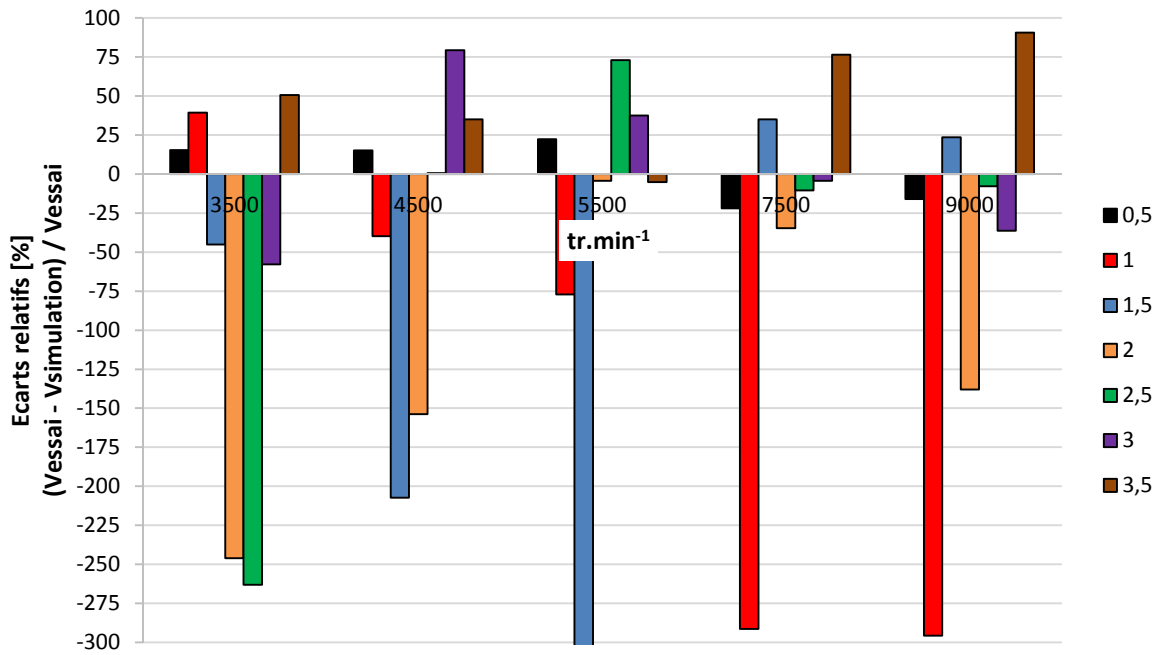
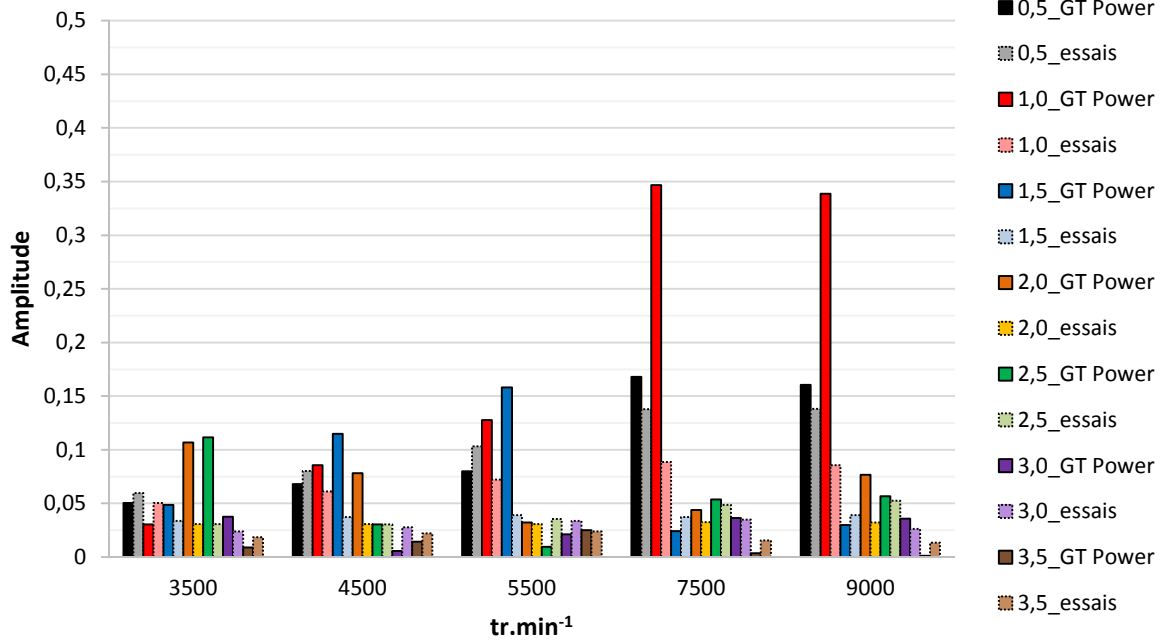


Figure 127: Système d'analyse / extraction des gaz d'échappement

- E1C1



FFT_E1C1-ech



La configuration E1C1 est celle avec le moteur complet, les lignes d'admission et d'échappement composées des filtres à air, du boîtier papillon, élément catalytique, silencieux, etc. Les résultats d'analyse acoustique, FFT, révèlent que côté admission, les amplitudes des harmoniques sont sous-estimées lors des simulations informatiques monodimensionnelles. Il est possible de s'en apercevoir avec l'harmonique 3 (H₃) à 4500 tr.min⁻¹, H_{2,5} et H₃ à 5500 tr.min⁻¹, H_{1,5} et H₂ à 7500 tr.min⁻¹ et H_{1,5} à 9000 tr.min⁻¹. Le Tableau 16 mettant en relation les harmoniques et les régimes moteur, permet de savoir quel élément est susceptible d'être incriminé lors de cette comparaison essais et calculs. Pour cela, il suffit d'utiliser les conditions physiques moyennes à l'admission (idem échappement) qui associées à l'excitation moteur, permettent d'obtenir une longueur (équation IV - 1). Il s'agit de la longueur qui, dans les conditions de température, d'excitation, etc. donnerait une harmonique bien précise. Connaissant les longueurs de nos différents conduits, il est alors possible d'identifier l'élément incriminé, ensuite répertorié dans les Tableau 16 et Tableau 17.

$$L (m) = \frac{60 \cdot a (m \cdot s^{-1})}{4 \cdot h \cdot RPM (tr \cdot min^{-1})} \quad (IV - 1)$$

Avec : **a** la vitesse du son, **h** l'harmonique, **L** la longueur de conduit et **RPM** le régime moteur

Il apparaît alors qu'il s'agit du même phénomène acoustique. Il est simplement sous une harmonique différente en changeant de régime car une harmonique est liée à une longueur de conduit ainsi qu'à la fréquence d'excitation, ici le régime moteur. Dans ce cas-ci, les harmoniques désignent la longueur allant du cylindre à la boîte à air (filtre). Les cas E4C1 à E4C5 montraient une parfaite corrélation fréquentielle entre essais et calculs. Avec E1C1, il apparaît clairement que la modélisation du filtre et / ou de la boîte à air pose encore problème.

Tableau 16: Eléments influant les harmoniques aux différents régimes _ admission

		Régimes moteurs				
		3500	4500	5500	7500	9000
Harmoniques	0,5					
	1					p_inlet
	1,5				p_inlet	Filtre
	2		p_inlet	filter_1	filter_2	3000
	2,5	p_inlet	p_inlet	filtre	3000	4000
	3	filter_1	Filtre	filter_2	4000	carb_2
	3,5	filter_2	filter_2	3000	carb_2	6000

Avec un écoulement extérieur vers cylindre :

p_inlet	Extrémité ouverte admission	3000	Interface volume filtre / conduit
filtre_1	Volume amont au filtre	4000	Conduit amont boîtier papillon
filtre	Elément filtrant	carb_2	Conduit où se situe le papillon des gaz
filtre_2	Volume aval au filtre	6000	Restriction en amont injecteur

Tableau 17: Eléments influant les harmoniques aux différents régimes _ échappement

		Régimes moteurs				
		3500	4500	5500	7500	9000
Harmoniques	0,5					6_1
	1		6_1	6_1	21_1	800_ech
	1,5	4_1	4_1	21_1	800_ech	800_ech
	2	V1_1	800_ech	800_ech	800_ech	800_ech
	2,5	1_1	800_ech	800_ech	800_ech	800_ech
	3	800_ech	800_ech	800_ech	800_ech	800_ech
	3,5	800_ech	800_ech	800_ech	800_ech	800_ech

Avec un écoulement cylindre vers extérieur :

6_1	Extrémité échappement	21_1	Conduit amont catalyseur
4_1	Conduit entre les 2 premiers volumes échappement	1_1	Changement section interne au silencieux échappement
V1_1	Premier volume échappement	800_ech	Interface conduit échappement (825 mm) / silencieux

Avec l'échappement, c'est l'opposé qui se produit. La simulation donne des harmoniques grandement surestimées. A 3500 tr.min⁻¹, les harmoniques 2 et 2,5 sont différentes entre essais et calculs. De la même façon qu'à l'admission, le Tableau 17 renseigne à propos de l'échappement. Il est alors possible de noter qu'à 3500 tr.min⁻¹, H₂ indique la distance moteur – cata et H_{2,5} la distance entre le moteur et le 1^{er} volume du silencieux. A 4500 tr.min⁻¹, les écarts sur H_{1,5} indiquent un problème sur les liaisons entre les deux premiers volumes du silencieux d'échappement ; H₂ se réfère à la partie entre le conduit d'échappement et le catalyseur d'oxydation. A 5500 tr.min⁻¹, l'harmonique 1 incrimine l'extrémité du pot d'échappement, alors que H_{1,5} indique la partie amont catalyseur d'oxydation. De même pour l'harmonique 1 à 7500 tr.min⁻¹.

De manière générale, la FFT permet de prouver que des éléments tels que le filtre à air, ainsi que le silencieux d'échappement sont des éléments critiques, à ne surtout pas négliger lors de simulations 1D. Le filtre à air ainsi que le catalyseur d'oxydation sont systématiquement pointés par les FFT comme des éléments problématiques, causant les écarts entre essais et calculs. Il en est de même avec les éléments de volumes dans le silencieux. Au chapitre III, il est apparu que ce type de géométries (tube – volume – tube, avec des tubes pénétrants dans les capacités) se comportaient comme des résonateurs. Avec ces résultats de FFT, il est possible d'appuyer encore plus cette remarque et de déclarer qu'il faut considérer ces géométries (filtre à air, et différents volumes d'un silencieux d'échappement) avec le plus grand soin, et d'ajouter lors des simulations 1D des éléments de type résonateurs de Helmholtz.

Les moteurs de petites cylindrées comme le 50cc atmosphérique à refroidissement par air de cette étude, sont très sensibles à l'ensemble des éléments extérieurs ainsi que des conditions d'utilisation. Aussi les essais au banc ont été réalisés en ayant pris certaines précautions : une température d'huile identique pour chaque régime moteur entre les différents cas, une vérification du bon fonctionnement du moteur grâce à des points de recouplement, et enfin assurer une alimentation en carburant adéquate grâce à une pompe de gavage visant à limiter l'impact des pertes de charges dues aux longues lignes de carburant du banc et donc assurer de bonnes mesures et alimentations en carburant.

Du côté des simulations, une attention toute particulière a été portée afin d'obtenir des modèles dont la géométrie, les données d'entrées (pressions, températures, débits carburant,... mesurés au banc) et les coefficients nécessaires à la modélisation, soient tels que lors du montage et des essais au banc, ce qui sous-entend avec le moins d'approximations possibles.

Ceci fait, les deux premières parties de ce chapitre ont montré des modèles reproduisant plutôt efficacement les tendances aussi bien sur les valeurs du cycle complet que concernant les pressions instantanées. Il y apparaît que les simulations permettent de reproduire la plupart des phénomènes acoustiques ; toutefois une nuance est à relever à propos des valeurs instantanées en simulations : les interactions gaz-parois, les éléments du moteur générant des ondes de pressions, la présence du piston lors du croisement de soupapes, ... influent de manière indéniable les résultats. Dans les instantanées de pression, cela se traduit par une amplification des niveaux de pression lors des simulations.

Avec des méthodes simples d'essais et de simulations, la dernière partie de ce chapitre IV a permis de montrer lors de la confrontation des résultats essais et calculs 1D qu'il est possible d'obtenir des résultats prédictifs tant au niveau des tendances que concernant les valeurs du cycle complet, avec des écarts inférieurs à 5% voire de 2,5% dans la plupart des cas.

L'étude fréquentielle menée a conforté les hypothèses et les études du chapitre III, qui ont dû être effectuées en amont de ces essais moteurs. Celles-ci estimaient que des éléments fortement tridimensionnels tels que les filtres à air, silencieux d'échappement,... insuffisamment bien pris en considération lors de simulations monodimensionnelles pouvaient expliquer pour partie les écarts observés entre essais et calculs 1D. L'autre partie étant indéniablement la gestion et la prise en compte de la thermique.

Conclusion

De l'importance qu'occupe le remplissage dans le développement des Moteurs à Combustion Interne, associé à la place grandissante des simulations informatiques, ce travail tend à identifier et à étudier certains problèmes éventuels afin de faire progresser différents aspects de la simulation des systèmes énergétiques complexes. Il présente des méthodes et hypothèses de travaux innovantes, originales, basées et développées sur l'expérience de motoristes et la bibliographie pour pouvoir optimiser le temps de travail et anticiper sur les résultats des essais du moteur complet au banc. Le choix se portant sur l'étude des écarts de résultats (notamment de remplissage moteur) entre les essais et les simulations, dus au caractère unidimensionnel du code de simulation. Pour cela, les propagations d'ondes de pression ainsi que d'éventuelles perturbations de l'écoulement vis-à-vis d'éléments des boucles d'air sont investiguées.

La démarche principale consiste, en la mise en œuvre d'essais et simulations portant sur des éléments spécifiques, et réaliser des comparaisons directes tant au niveau temporel que sur des cycles complets du fonctionnement moteur. Ainsi, il est possible d'analyser et de comprendre les phénomènes rencontrés, et de mieux appréhender l'approche et les lacunes du logiciel de simulation 1D respectivement aux écoulements et aux différentes géométries en question.

Le chapitre II développe une stratégie de travail reposant sur trois études. La première, utilisant des systèmes de tubes à chocs traités expérimentalement mais également de manière intensive en CFD. La seconde étude repose sur des essais de soufflerie. Les moyens expérimentaux relatifs aux écoulements au travers du cylindre lors du croisement de soupapes sont donc décrits. La dernière étude concerne le passage au banc du moteur complet, instrumenté, dans différentes configurations de conduits admission et échappement. Pour chaque expérience, un équivalent numérique 1D est construit et l'ensemble des résultats obtenus comparés entre eux.

L'étape suivante (chapitre III) confronte et analyse les résultats expérimentaux et numériques sur le cas précis des écoulements au sein du cylindre lors des phases admission, échappement et plus particulièrement du croisement de soupapes, ainsi que l'interaction entre les ondes de pression et les géométries de type silencieux d'échappement. Il apparaît que la méthode 1D, de par sa nature même, connaît des limites quant à son caractère prédictif, notamment lors de considérations de phénomènes instantanés.

Le dernier chapitre, le chapitre IV, détaille l'ensemble des résultats concernant les différentes configurations du moteur avec ses éléments d'admission et d'échappement. Les résultats d'essais au banc et des simulations 1D sont étudiés et analysés en instantanés avec des suivis de pression à l'admission et à l'échappement, mais aussi sur l'ensemble du cycle avec des valeurs telles que le remplissage, la richesse et la Pression Moyenne Effective. Ce qui a démontré qu'avec certaines précautions tant expérimentales que lors de l'élaboration des modèles, il était possible d'obtenir des modèles 1D prédictifs à 5% près, voire dans la majorité des points testés, avoir des écarts inférieurs à 2,5%. Néanmoins, les comparaisons des valeurs instantanées indiquent que les simulations surestiment les niveaux d'amplitude des ondes de pression. Une étude dans le domaine fréquentiel confirme que le code prend mal en

considération des éléments fortement tridimensionnels, surévaluant les amplitudes de pression dans les tubulures.

Finalement, cette étude éclaire et démontre certains points au sujet des forts écarts entre essais et calculs 1D à l'origine de ce travail de thèse. Aussi, bien qu'une étude axée sur la thermique moteur et la gestion qui en est faite lors de simulations 1D semble à posteriori plus enclin à expliquer la majeure partie des écarts (de l'ordre de 10%) qui avaient pu être observés avant le lancement de ces travaux. Il n'en reste que cette recherche basée sur l'étude de l'écoulement, des pertes de charges et des considérations géométriques en 1D permet d'expliquer pour partie de tels écarts. Elle autorise également de nombreuses perspectives :

- Faire évoluer la méthode de simulations des éléments des filtres à air et des silencieux d'échappement. Il serait intéressant à court terme d'arriver à résoudre ce problème de simulation en monodimensionnel. En effet, ce travail tend à démontrer que les dispositions des conduits arrivant aux volumes étaient un point clef. Une solution serait de trouver une modélisation élégante, de type résonateur de Helmholtz pour ces éléments. Ce qui aboutirait à résoudre pour partie le problème des niveaux de pression au sein des conduits d'admission et d'échappement.
- Certains points mettent en évidence que les considérations au sein du cylindre, dont notamment la prise en compte de la position du piston, a un impact non négligeable. Corréler cet impact avec la qualité de la description du processus de combustion et/ou des formations d'émissions polluantes obtenues en simulations par rapport aux essais au banc serait sans doute, sources d'améliorations à venir.
- L'importance voire la nécessité de coupler des logiciels 1D et CFD. Cette méthode s'emploie déjà concernant les simulations relatives à la combustion. La combustion réalisée en CFD est couplée à un modèle 1D afin d'être plus prédictif au niveau des émissions polluantes résultantes. Il pourrait donc en être de même en ce qui concerne des éléments avec une géométrie fortement tridimensionnelle (filtre à air, catalyseur, silencieux, cylindre, ...).

Références bibliographiques

- [1] C. F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in theory and practice*, MIT Press, 1982.
- [2] L. C. Lichty, *Procesos de los motores de combustion*, Edicion del Castillo, 1970.
- [3] R. S. Benson et N. D. Whitehouse, *Internal Combustion Engine*, Pergamon, 1979.
- [4] M. Muñoz et F. Payri, *Motores de combustion interna alternativos*, Publicaciones Universidad Politecnica de Valencia, 1989.
- [5] A. Piton, «contribution à la modélisation unidimensionnelle des soupapes de moteurs à combustion interne. Etudes expérimentales et numériques,» thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 2011.
- [6] G. B. Wood, D. U. Hunter, E. S. Taylor et C. F. Taylor, «Airflow through intakes valves,» *SAE Journal (Transaction)*, vol. 50, n° 1420099, 1942.
- [7] D. Chalet, P. Chessé, H. Jean-François et X. Tauzia, «Some basic elements to achieve a future 1D simulation of wave propagation in ICE pipes,» *ASME 2002-ICE-449*, vol. 38, pp. 55-62, 2002.
- [8] D. Chalet et P. Chesse, «Analysis of unsteady flow through a throttle valve using CFD,» *engineering Applications of Computation Fluid Mechanics*, vol. 4, n° 13, pp. 387-395, 2010.
- [9] M. Sekavcnik, T. Ogorevc et L. Skerget, «CFD analysis of the dynamic behaviour of a pipe system,» *Forsch Ingenieurwes*, vol. 70, pp. 139-144, 2006.
- [10] B. E. Launder et D. B. Spalding, «The numerical computation of turbulent flows: Comp. Methods Appli.,» *Mech. Engng*, vol. 3, n° 12, pp. 269-289, 1974.
- [11] D. Chalet, P. Chesse, X. Tauzia et J.-F. Hetet, «Simulation of a spark-ignition engine with 1-D unsteady flows in pipe,» chez *24th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*, Kyoto, Japan, June 7-11, 2004.
- [12] M. Bordjane, D. Chalet, M. Abidat et P. Chesse, «Inertial effects on fluid flow through manifolds of internal combustion engines.: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A,» *Journal of Power and Energy*, vol. 225, n° 16, pp. 734-747, 2011.
- [13] M. Bordjane, *Modélisation et caractérisation dynamique des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne*, Thèse, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, 2012.
- [14] C. Chen, A. Veshagh et F. J. Wallace, «A comparison between alternative methods for gas flow and performance prediction of internal combustion engines,» *SAE Transactions*, pp. 1793-1824, 1992.
- [15] D. F. Ross et M. J. Crocker, «Measurement of the acoustic internal source impedance of an internal combustion engine,» *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 74, n° 11, pp. 18-27, 1983.
- [16] R. Boonen et P. Sas, «Determination of the acoustical impedance of an internal combustion engine exhaust,» *ISMA*, vol. 5, 2002.
- [17] A. V. Sreenath et M. L. Munjal, «Evaluation of noise attenuation due to exhaust mufflers,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 12 (1), pp. 1-19, 1970.
- [18] M. L. Munjal, *Acoustics of ducts and mufflers. With application to exhaust and ventilation system design*, John Wiley & Sons, Inc., 1987.
- [19] D. E. Winterbone et R. J. Pearson, *Theory of engine manifold design. Wave action methods for ICE.*, Bury St Edmunds, UK: Professional Engineering Publishing Limited, 2000.

- [20] J. Pichard, «Ecoulements Variés,» *Techniques de l'ingénieur*, n° 1A 730.
- [21] L. Biamino, «Etude expérimentale de l'interaction d'une onde de choc et d'une structure mobile autour d'un axe,» thèse de doctorat, Université Aix-Marseille, 2011.
- [22] P. A. Thompson, *Compressible-fluid dynamics*, McGraw-Hill Book Company, 1972.
- [23] P. Gnau, «Projet de fin d'étude: Etude de la propagation d'ondes de pression,» Institut Franco-Allemand d'Economie et de Techniques, universités de Metz et de Sarrebruck, 1993.
- [24] E. A. Brun, A. Martino-Lagarde et J. Mathieu, *Mécaniques des Fluides - Tome I*, Paris: Dunod, 1968.
- [25] A. Demir et A. Büyükaksoy, «Wiener–Hopf approach for predicting the transmission loss of a circular silencer with a locally reacting lining,» *International Journal of Engineering Science*, vol. 43, pp. 398-416, 2005.
- [26] M. L. Munjal, «Exhaust noise and its control,» *Shock and Vibration Digest*, vol. 9, n° 18, pp. 21-32, 1977.
- [27] M. L. Munjal, *A new look at the performance of reflective exhaust mufflers*, München: DAGA 80, 1980.
- [28] D. D. Davis Jr, M. Stokes, D. Moore et L. Stevens, «Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine exhaust mufflers design,» *NACA*, 1954.
- [29] M. L. Munjal, A. V. Sreenath et M. V. Narasimhan, «Velocity ratio in the analysis of linear dynamical systems,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 26, n° 12, pp. 173-191, 1973.
- [30] Z. Tao et A. F. Seybert, «A review of current techniques for measuring muffler transmission loss,» *SAE paper 03NVC-38*, 2001.
- [31] A. F. Seybert, «Two-sensor methods for the measurement of sound intensity and acoustic properties in ducts,» *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 83, pp. 2233-2239, 1988.
- [32] J.-P. Dalmont, «Acoustic Impedance measurement. Part I: a review,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 243, n° 13, pp. 427-439, 2001.
- [33] J.-P. Dalmont, «Acoustic impedance measurement. Part II: anew calibration method,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 243, n° 13, pp. 441-459, 2001.
- [34] J. Igarashi et al, «Fundamentals of coustical silencers,» *Aero. Res. Inst. Univ. Tokyo*, Vols. 1 sur 2I, II, III, 1958 - 1960.
- [35] M. Fukuda, «A study on the exhaust mufflers of internal combustion engines,» *J.S.M.E*, vol. 22, n° 16, 1963.
- [36] N. Vijayasree et M. Munjal, «On an integrated transfert matrix method for multiply connected mufflers,» *Journal of sound and Vibration*, vol. 331, pp. 1926-1938, 2012.
- [37] A. Sellier, *Aérodynamique compressible*, Ecole Polytechnique.
- [38] R. S. Benson, *The thermodynamics and Gas dynamics of internat combustion engine . vol I*, Oxford: Horlock JH & Winterbone DE, Clarendon Press, 1982.
- [39] L. Eriksson, «Higher-order mode effects in circular ducts ans expansion chambers,» *J. Acous. Soc. Amer*, vol. 68, n° 12, pp. 545-550, 1980..
- [40] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, Mc Graw-Hill.
- [41] D. Chalet, «Etude et modélisation des ondes de pression dans les géométries complexes. Application à la simulation du fonctionnement d'un moteur à combustion interne,» Thèse de doctorat, Ecole centrale de Nantes, 2003.

- [42] C. Esfandiari, «Simulation numérique des écoulements pulsés instationnaires dans les conduites avec singularités de section,» Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Paris, 1985.
- [43] A. Bonnet et J. Luneau, Théories de la dynamique des fluides, Catégorie Aérodynamique, Capadues Editions, 1989.
- [44] M. Borel, Les phénomènes d'ondes dans les moteurs, Publication de l'Institut Français du Pétrol, Edition Technip, 2000.
- [45] T. Bulaty et H. Niessner, «Calculation of 1-D unsteady flows in pipe systems of I.C. engines,» *ASME journal of Fluids Engineering*, vol. 107, pp. 407-412, 1985.
- [46] H. W. Liepman et A. Roshko, éléments de la dynamique des gaz, Gauthier-Villars et Cie Editeur Paris, 1962.
- [47] C. Bernheim, «Modélisation du système pneumatique de freinage ferroviaire,» Travail de fin d'études, Ecole Centrale de Paris, 1994.
- [48] L. E. Idel'cik, Mémento des pertes de charge: coefficients de pertes de charges singulières et de pertes de charges par frottement, Paris: Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, 1979.
- [49] W.-D. Baur, J. Wenisch et J. B. Heywood, «Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of spark-ignition engine,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 19, pp. 1-9, 1998.
- [50] N. Trojette, «Traitement numérique des équations régissant les écoulements pulsés à l'échappement d'un moteur monocylindre,» Thèse de doctorat, Université Pierre et Marie Curie - Paris VI, 1983.
- [51] W. A. Woods et D. W., «Compressible flow in a four-stroke supercharged diesel engine with particular reference to the effects of heat transfer from exhaust gas,» *Papers Thermofluids Conference national Committee on thermodynamics and Fluid Mechanics*, pp. 86-90, 1974.
- [52] J. A. Caton et J. B. Heywood, «An Experimental and Analytical Study of Heat Transfer in an Engine Exhaust Port,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 24, n° 14, pp. 581-595, 1981.
- [53] F. P. Incropera et D. P. Dewitt, *Fundamentals of heat transfer*, New York: John Wiley & Sons Inc., 1981.
- [54] S. Meisners et S. C. Sorenson, «Computer simulation of intake and exhaust manifold flow and heat transfer,» *SSAE Transactions*, n° 186-0242, pp. 1-12, 1986.
- [55] R. Douglas, F. A. McGinnity et G. P. Blair, «A study of gas temperature effects on the prediction of unsteady flow,» *Internal Combustion Engine Research in Universiteis Polytechnics and Colleges Conference*, pp. 47-53, 1991.
- [56] M. Takizawa, T. Uno, T. Oue et T. Yura, «A study of gas exchange. Process Simulation of an automotive multi-cylinder internal combustion engine,» *SAE Inc.*, pp. 1663-1676, 1983.
- [57] R. Courant, K. O. Friedrichs et H. Lewy, *Über die partiellen differenzgleichungen der mathematischen physik*, Springer-Verlag, 1928.
- [58] R. D. Richtmyer et K. W. Morton, *Difference methods for initial value problems*. 2nd ed, New York: Interscience - Wiley, 1967.
- [59] P. D. Lax et B. Wendroff, «Systems of conservation laws,» vol. 15, pp. 217-237, 1960.
- [60] P. D. Lax et B. Wendroff, «Difference schemes for hyperbolic equations with high order of accuracy,» vol. 17, pp. 381-398, 1964.

- [61] M.-M. Hatat-Fraile, «Etude des méthodes d'élaboration et de la mise en oeuvre des photocatalyseurs pour le traitement de la micro-pollution bio-réfractaire dans l'eau,» Thèse de doctorat, Université de Montpellier II, 2013.
- [62] D. E. Winterbone et J. R. Nichols, «A graphic description of the interaction of waves with various boundaries,» Vols. 1 sur 227, pp543-550, 1985.
- [63] S. J. Kirkpatrick, «An evaluation of one dimensional simulation techniques for predicting unsteady gas flow in engine ducting,» Thèse de doctorat, The Queen's University of Belfast, 1994.
- [64] S. J. Kirkpatrick, G. P. Blair, D. O. Mackey et R. Fleck, «Experimental validation of 1D modeling codes for a pipe system containing area discontinuities,» n° 1950276, pp488-501, 1995.
- [65] G. P. Blair, H. B. Lau, A. Cartwright, B. D. Raghunathan et D. O. Mackey, «Coefficients of discharge at the apertures of engines,» Vols. 1 sur 2104 (3), pp2048-2062, 1995.
- [66] A. Demir et A. Büyükkaksoy, «Transmission of sound waves in a cylindrical duct with an acoustically lined muffler,» Vols. 1 sur 241, pp2411-2427, 2003.
- [67] G. Kooijman, P. Testud, Y. Aurégan et A. Hirschberg, «Multimodal method for scattering of sound at a sudden area expansion in a duct with subsonic flow,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 310, pp. 902-9022, 2008.
- [68] M. L. Munjal, «A simple numerical method for three-dimensional analysis of simple expansion chamber mufflers of rectangular as well as circular cross-section with a stationary medium,» vol. 116, n° 11, pp. 71-88, 1987.
- [69] S. Boij et B. Nilsson, «Reflection of sound at area expansions in a flow duct,» *journal of Sound and Vibration*, vol. 260, pp. 447-498, 2003.
- [70] K. S. Peat, «The acoustical impedance at the junction of an extended inlet or outlet duct,» Vols. 1 sur 262 (2), pp207-222, 1991.
- [71] A. Boström et B. Nilsson, «Acoustics of an obstacle inside a reactive silencer,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 87 (4), pp. 603-619, 1983.
- [72] P. O. A. L. Davies, «Practical flow duct acoustics,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 124 (1), pp. 91-115, 1988.
- [73] G. H. Trenhouse et M. M. Soliman, «Effect of sudden changes inflow area on pressure waves of finite amplitude,» Vols. 1 sur 28, pp 198-206, 1966.
- [74] A. Dolinar et M. F. Harrison, «Acoustic predictions for intake pipes fitted to internal combustion (I.C.) Engines,» chez *7th Symposium "Numerical Simulation in Automotive Engineering"*, Graz, Austria, 2005.
- [75] D. Chalet, P. Chessé et J. F. Hetet, «Boundary conditions modelling of one-dimensional gas flows in an internal combustion engine,» *Int.J.Engine Res.*, vol. 9, pp. 267-282, 2008.
- [76] M. D. Basset, R. J. Pearson, D. E. Winterbone et R. Sierens, «Steady-flow loss-coefficient estimation for exhaust manifold pulse-converter type junctions,» *SAE paper 1999-01-0213*, 1999.
- [77] D. Chalet et P. Chesse, «Fluid dynamic modelling of junctions in internal combustion engine inlet and exhaust systems,» *Journal of Thermal Science*, vol. 19, n° 15, pp. 410-418, 2010.
- [78] R. Tabaczynski, «Effects of inlet and exhaust system design on engine performance,» *SAE-821577*, pp. 71-81, 1982.
- [79] D. Deshmukh, R. Kumar, M. Garg, M. J. Nayeem et V. Lakshminarasimhan, «Optimization of gas exchange process on a single cylinder small 4-stroke engine by intake and exhaust tuning: Experimentation and simulation,» *SAE 2004-32-0007*, 2004.

- [80] G. Blair, S. Kirkpatrick, D. Mackey et R. Fleck, «Experimental validation of 1D modelling codes for pipe system containing area discontinuities,» *SAE-950276*, pp. 448-501, 1995.
- [81] Y. Sathyanarayana et M. L. Munjal, «A hybrid approach for aeroacoustic analysis of the engine exhaust system,» *Applied Acoustics*, vol. 60, pp. 425-450, 2000.
- [82] C. W. S. To et A. G. Doige, «A transient testing technique for the determination analysis of the engine acoustic systems, I: theory and principles,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 62, n° 12, pp. 207-22, 1979.
- [83] C. W. S. To et A. G. Doige, «A transient testing technique for the determination of matrix parameters of acoustic systems, II: experimental procedures and results,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 62 (2), pp. 223-233, 1979.
- [84] P. O. A. L. Davie et M. F. Harrison, «Predictive acoustic modelling applied to the control of intake/exhaust noise of internal combustion engines,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 202 (2), pp. 249-274, 1997.
- [85] P. O. A. L. Davies et K. R. Holland, «The observed aeroacoustic behaviour of some flow-excited expansion chambers,» *journal of Sound and vibration*, vol. 239 (4), pp. 695-708, 2001.
- [86] A. D. Rawlins, «Radiation of sound from an unflanged rigid cylindrical duct with an acoustically absorbing internal surface,» *Proceedings of the Royal Society of London*, Vols. 1 sur 2A-361, pp. 65-91, 1978.
- [87] A. J. Blair et G. P. Blair, «Gas flow modelling of valves and manifolds in car engines,» *Imech E.*, vol. C11/87, pp. 131-144, 1987.
- [88] M. R. Ghaffapour et R. Baranescu, «Breathing analysis using analytical techniques in Diesel engines,» *Engine Modelling, ASME*, vol. 23, 1995.
- [89] B. Murali Krishna, A. Bijucherian et J. M. Mallikarjuna, «effect of intake manifold inclination on intake valve flow characteristics of a single cylinder engine using particle image velocimetry,» *International Journal of engineering and Applied Sciences*, vol. 6, n° 12, pp. 119-125, 2010.
- [90] A.-F. Mahrous, A. Potrzebowski, M. Wyszynski, H. Xu, A. Tsolakis et P. Luszcz, «A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine,» *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 393-398, 2009.
- [91] J. Jang et C. Bae, «Effects of valves events on the engine efficiency in a homogeneous charge compression ignition engine fueled by dimethyl ether,» *Fuel*, vol. 88, pp. 1228-1234, 2009.
- [92] K. Tanaka, «Air flow through suction valve of conical seat. Part I. Experimental investigation,» *Report of the Aeronautical Research Institute*, vol. 50, pp. 259-360, 1929.
- [93] K. Tanaka, «Air flow through suction valve of conical seat. Part 2. Analytical investigation,» *Report of the Aeronautical Research Institute*, vol. 51, pp. 361-424, 1929.
- [94] M. Weclas, A. Melling et F. Durst, «Flow separation in the inlet valve gap of piston engines,» *Progress in energy and Combustion Science*, vol. 24, pp. 165 - 195, 1998.
- [95] T. Yeng-Yung et L. Shoa-Yu, «Calculation of turbulent flow through engine inlet ports,» *International Journal of heat and Fluid flow*, vol. 13, n° 13, pp. 232 - 240, 1992.
- [96] G. P. Blair et F. M. M. Drouin, «Relationship between discharge coefficients and accuracy of engine simulation,» *SAE Transactions*, vol. 105, n° 13, pp. 2456-2468, 1996.
- [97] G. P. Blair, E. Callender et D. O. Mackey, «Maps of discharge coefficients for valves, ports and throttles,» chez *Small engine technology conference and exhibition*, Pisa, Italy, 2001.
- [98] R. Fleck et A. Cartwright, «Coefficient of discharge in high performance 2-stroke engines,» *SAE*, vol. 105, n° 13, pp. 2469-2480, 1996.

- [99] R. S. Benson, «Steady and Non Steady Flow Through IC Engine Inlet Valve with Heat Transfer,» *International Journal of Mechanical Science*, vol. 19, n° 111, pp. 673-691, 1977.
- [100] G. Montenegro, A. Onorati, R. Fairbrother et S. Liu, «Modeling of Silencers for Internal Combustion Engines: 1D-3D coupling, network of 1D elements and a generic 3D cell approach,» *SAE 2009-24-0133*, 2009.
- [101] D. Costello, D. Wilcock, T. H. Sheldrake et C. W. Rapley, «Heat transfer and flow measurement on an axisymmetric IC engine inlet port assembly,» *Experimental Heat Transfer Fluid Mechanics and Thermodynamics, World Conference*, vol. 3, pp. 1737-1744, 1997.
- [102] A. Maier, T. H. Sheldrake et D. Wilcock, «Geometric parameters influencing flow in an axisymmetric IC engine inlet port assembly: Part I - Valve flow characteristics,» *Journal of Fluids Engineering*, vol. 122, n° 14, pp. 650-657, 2000.
- [103] A. Maier, T. H. Sheldrake et D. Wilcock, «Geometric parameters influencing flow in an axisymmetric IC engine inlet port assembly: Part II - Parametric variation of valve geometry,» *Journal of Fluids Engineering*, vol. 122, n° 14, pp. 658-665, 2000.
- [104] K. Y. Kang et R. D. Reitz, «The effect of intake valve alignment on swirl generation in a DI Diesel engine,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 20, n° 12, pp. 94-103, 1999.
- [105] P. Godrie et M. Zellat, «Simulation of flow field generated by intake port-valve-cylinder configurations. Comparison with measurements and applications,» *SAE paper 940521*, 1994.
- [106] K. Y. Kang et J. H. Baeck, «Turbulence Characteristics of tumble flow in a four-valve engine,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 18, n° 13, pp. 231-243, 1998.
- [107] K. Lee, C. Bae et K. Kang, «The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve SI engine,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 111, pp. 2122-2130, 2007.
- [108] B. Khalighi, S. H. El Thary et W. R. Kuziak, «Measured steady flow velocity distributions around a valve/seat annulus,» *SAE paper 860462*, 1986.
- [109] C. N. Grimaldi, M. Battistoni et L. Postriotti, «Flow characterization of a high performance SI engine intake system - Part I: Experimental analysis,» *SAE paper 2003-01-0623*, 2003.
- [110] Y. Y. Tsui et S. Y. Lee, «Calculation of turbulent flow through engine inlet ports,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 13, n° 13, pp. 232-240, 1992.
- [111] A. Algieri, M. Amelio et S. Bova, «Global and LDA steady flow measurements in two high-performance ICE head configurations,» *SAE paper 2001-24-020*, 2001.
- [112] ELF - Direction Additifs et Carburants Spéciaux, *Appellation: essence SP RON 95 Chine*, solaize, 2005.
- [113] G. T. Inc, *GT-SUITE: Flow Theory Manual. V7.2*, 2011.
- [114] G. T. Inc, *GT-SUITE: Acoustics Application Manual. V7.2*, 2011.
- [115] AVL, *FIRE Workflow Manager: Users Guide*, Graz, Austria, 2011.
- [116] F. Payri, E. Reyes et J. Galindo, «Analysis and modelling of the fluid-dynamic effects in branched exhaust junctions of ICE,» *Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 123, pp. 197-203, 2001.
- [117] T. W. Kuo et B. Khalighi, «numerical study on flow distribution in T-junctions and a comparison with experiment.,» *ASME - ICE Division Spring Technical Conference*, vol. 23, 1995.
- [118] D. Chalet, P. Chesse, J.-F. Hetet et X. Tauxia, «Inflow boundary condition for one-dimensional gas dynamics simulation code of internal combustion engine manifolds,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering*, vol. 223, n° 17, pp. 953-965, 2009.

- [119] L. Desmons, J. Hardy et Y. Auregan, «Determination of the acoustical source characteristics of an internal combustion engine by using several calibrated loads,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 179, n° 15, pp. 869-878, 1995.
- [120] D. Chalet, A. Mahé, J.-F. Hétet et J. Migaud, «A new modeling approach of pressure waves at the inlet of internal combustion engines,» *Journal of Thermal Science*, vol. 20, n° 12, pp. 181-188, 2011.
- [121] D. Chalet, P. Chesse, J.-F. Hétet, M. Violleau et X. Tauzia, «Experimental study and modelling for pipe systems of ICE with area changes,» *THIESEL - Conference on thermo- and fluid dynamic process en diesel engines*, 2002.
- [122] KISTLER Instrumente, *Piezoresistive Pressure Sensor -type 4005A.- with M5 thread, for pressures up to 10 bar*, www.kistler.com, 2005.
- [123] A. L. GmbH, *Operating Manual. AVL 733S Dynamic Fuel Meter*, AVL, 1996.
- [124] T. G. Baker, *Port throttles applied to a high-performance 4-valve SI engine*, London, 1995.
- [125] E. S. & Electronics, *Entran pressure sensors*, Les Clayes-sous-Bois, France: www.entran.com.
- [126] M. Auremma, F. E. Corcione, U. di Martino et C. F. Taylor, «Analysis of the intake flow in a diesel engine head using dynamic steady flow conditions,» *SAE paper 2001-01-1307*, 5-8 March 2001.
- [127] M. Battistoni, A. Cancellieri et F. Mariani, «Steady and transient fluid dynamic analysis of the tumble and swirl evaluation on a 4V engine with independent intake valves actuation,» *SAE paper 2008-01-2392*, 6-9 October 2008.
- [128] M. Battistoni et F. Mariani, «Fluid dynamic of unthrottled part load SI engine operations with asymmetric valve lifts,» *SAE paper 2009-24-0017*, 2009.
- [129] S. Danov, «Identification of discharge coefficients for flow through valves and ports of internal combustion engines,» *SAE-970642*, pp. 279-286, 1997.
- [130] G. Blair, D. MacBurney, P. MacDonald, P. MacKernan et R. Fleck, «Some fundamental aspects of the discharge coefficients of cylinder Porting and ducting restrictions,» *SAE-980764*, pp. 1-12, 1998.
- [131] W. De Roeck et W. Desmet, «Experimental acoustic identification of flow noise sources in expansion chambers,» *ISMA*, pp. 455-470, 2008.
- [132] AVL List GmbH, *AVL BOOST user guide*, Gratz: AVL, 2009.
- [133] Ricardo, *WAVE*, available from : www.ricardo.com.
- [134] M. Battistoni et F. Mariani, «Fluid dynamic study of unthrottled part load SI engine operations with asymmetric valve lifts,» *SAE-2009-24-0017*, 2009.
- [135] M. Voisine, L. Thomas, J. Borée et P. Rey, «Etude par PIV de la structuration tridimensionnelle moyenne et les fluctuations cycle à cycle d'une aérodynamique interne moteur de type rouleau,» chez *Congrès Francophone de Techniques Laser*, Futuroscope, Poitier, 16-19 Septembre 2008.

Annexes

Il est présenté ici de manière plus détaillée l'analyse réalisée pages 91-92. Pour ce faire, le cas servant d'exemple sera celui à 9000 tr.min⁻¹.

- 1^{ère} étape : pour chacun des points d'études, un ensemble de données est relevé et rassemblé dans des tableaux tels que ceux qui suivent. L'ensemble de ces valeurs servira de conditions de fonctionnement moteur lors du croisement de soupapes.

Tableau 18: Données se référant à l'admission

Degré vilebrequin	soupape				
	levée soupape admission (mm)	levée soupape échappement (mm)	surface effective (mm ²)	débit (kg/s)	Mach
321,5	0,197	4,087	6,616	0,000	0,208
331,9	0,297	3,224	14,324	0,001	0,211
336,9	0,406	2,794	19,090	0,002	0,306
339,6	0,492	2,554	24,497	0,002	0,327
342,4	0,599	2,317	31,326	0,003	0,341
346,5	0,797	1,968	42,079	0,004	0,353
350,0	1,005	1,679	49,565	0,005	0,354
353,0	1,205	1,448	58,958	0,006	0,333
354,6	1,322	1,328	64,463	0,006	0,323
356,5	1,465	1,195	71,198	0,007	0,307
359,5	1,703	1,001	86,175	0,007	0,279
363,0	2,001	0,798	105,733	0,008	0,252
367,2	2,386	0,592	128,841	0,009	0,228
369,4	2,584	0,507	141,007	0,009	0,219
372,6	2,885	0,403	160,105	0,010	0,212
377,0	3,289	0,304	186,622	0,011	0,212
386,9	4,185	0,201	235,391	0,014	0,234

Degré vilebrequin	admission						cylindre
	Pstatic (bar)	Ptotal (bar)	densité (kg/m ³)	T° (K)	gamma	R (J/kg.K)	Pcyl (bar)
321,5	1,108	1,108	1,070	365,371	1,374	283,223	1,129
331,9	1,062	1,062	1,034	362,816	1,375	283,228	0,996
336,9	1,036	1,036	1,015	360,574	1,375	283,228	0,941
339,6	1,024	1,024	1,006	359,379	1,375	283,227	0,916
342,4	1,012	1,012	0,997	358,163	1,375	283,223	0,895
346,5	0,988	0,988	0,981	355,755	1,376	283,209	0,877
350	0,967	0,967	0,966	353,480	1,376	283,188	0,868
353	0,949	0,950	0,954	351,510	1,376	283,162	0,862
354,6	0,940	0,941	0,947	350,438	1,376	283,145	0,859

356,5	0,929	0,930	0,940	349,190	1,376	283,123	0,854
359,5	0,910	0,911	0,927	346,975	1,376	283,083	0,846
363	0,887	0,888	0,910	344,144	1,376	283,025	0,835
367,2	0,856	0,857	0,889	340,359	1,376	282,935	0,815
369,4	0,841	0,842	0,878	338,441	1,376	282,881	0,801
372,6	0,818	0,819	0,862	335,476	1,376	282,785	0,777
377	0,785	0,787	0,839	331,178	1,376	282,624	0,741
386,9	0,708	0,712	0,784	320,026	1,375	281,981	0,661

Tableau 19: Données se référant à l'échappement

Degré vilebrequin	Soupape				
	Levée soupape admission (mm)	Levée soupape échappement (mm)	Surface effective (mm ²)	Débit (kg/s)	Mach
321,531	0,197	4,087	189,391	0,018	0,501
331,960	0,297	3,224	164,058	0,013	0,461
336,913	0,406	2,794	145,786	0,011	0,447
339,663	0,492	2,554	134,490	0,010	0,442
342,408	0,599	2,317	119,216	0,009	0,451
346,512	0,797	1,968	95,540	0,007	0,474
350,051	1,005	1,679	79,824	0,006	0,498
353,034	1,205	1,448	67,670	0,006	0,520
354,655	1,322	1,328	62,058	0,005	0,530
356,543	1,465	1,195	55,812	0,005	0,542
359,503	1,703	1,001	46,676	0,004	0,557
362,992	2,001	0,798	36,261	0,003	0,571
367,281	2,386	0,592	27,570	0,003	0,555
369,427	2,584	0,507	23,617	0,002	0,540
372,653	2,885	0,403	19,524	0,002	0,487
376,977	3,289	0,304	15,360	0,001	0,391
386,888	4,185	0,201	12,079	0,000	0,131

Degré vilebrequin	Cylindre					Echappement	
	Pcyl (bar)	densité (kg/m ³)	T° (K)	gamma	R (J/kg.K)	Pstatic (bar)	Ptotal (bar)
321,5	1,129	0,321	1165,930	1,294	301,597	0,993	1,057
331,9	0,996	0,295	1118,576	1,297	301,459	0,909	0,947
336,9	0,941	0,289	1083,007	1,300	301,061	0,865	0,893
339,6	0,916	0,287	1060,037	1,301	300,694	0,842	0,865
342,4	0,895	0,288	1033,981	1,303	300,182	0,821	0,839
346,5	0,877	0,296	989,492	1,306	299,122	0,790	0,803

350	0,868	0,308	946,628	1,310	297,989	0,766	0,775
353	0,862	0,319	908,615	1,313	296,957	0,750	0,757
354,6	0,859	0,326	887,472	1,315	296,378	0,742	0,749
356,5	0,854	0,335	862,675	1,317	295,699	0,734	0,739
359,5	0,846	0,349	824,002	1,321	294,647	0,722	0,726
363	0,835	0,365	779,634	1,325	293,451	0,711	0,713
367,2	0,815	0,383	728,659	1,330	292,122	0,699	0,700
369,4	0,801	0,390	704,894	1,332	291,527	0,696	0,697
372,6	0,777	0,398	671,308	1,336	290,709	0,694	0,694
377	0,741	0,406	630,081	1,341	289,737	0,695	0,695
386,9	0,661	0,415	553,261	1,350	287,985	0,702	0,702

• 2nd étape : deux tableaux de valeurs sont alors construits. Le premier est basé sur la section équivalente totale du 1D pour chacun des points du croisement de soupapes. Avec ces Seq_{total} et les données de la 1^{ère} étape, il est possible d'obtenir des débits d'air en $kg.s^{-1}$ au travers du système soupape-cylindre-soupape. Le second est construit de la même façon, la seule différence est que les valeurs de Seq_{total} sont celles des essais en soufflerie.

Les valeurs en bleu dans les tableaux sont calculées avec les formules rappelées ci-après :

$$\frac{1}{(S_{eq_{total}})^2} = \frac{1}{(S_{eq_{adm}})^2} + \frac{1}{(S_{eq_{ech}})^2}$$

$$S_{eq} = \frac{\dot{m}}{\left(\rho_0 \cdot P_R^{\frac{1}{\gamma}}\right) \sqrt{r \cdot T_0 \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \left(1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}}$$

Tableau 20: Cas avec les sections équivalentes de GT Power

levée soupape admission (mm)	levée soupape échappement (mm)	Seq_adm (mm ²)	Seq_éch (mm ²)	Seq_totale (mm ²)	Débit (kg.s ⁻¹)
0,20	4,09	6,62	189,39	6,61	
0,30	3,22	14,32	164,06	14,27	0,00233
0,41	2,79	19,09	145,79	18,93	0,00319
0,49	2,55	24,50	134,49	24,10	0,00414
0,60	2,32	31,33	119,22	30,30	0,00527
0,80	1,97	42,08	95,54	38,51	0,00671
1,00	1,68	49,57	79,82	42,11	0,00730
1,20	1,45	58,96	67,67	44,45	0,00761
1,32	1,33	64,46	62,06	44,71	0,00760

1,47	1,20	71,20	55,81	43,92	0,00739
1,70	1,00	86,18	46,68	41,04	0,00675
2,00	0,80	105,73	36,26	34,30	0,00544
2,39	0,59	128,84	27,57	26,96	0,00403
2,58	0,51	141,01	23,62	23,29	0,00335
2,89	0,40	160,11	19,52	19,38	0,00259
3,29	0,30	186,62	15,36	15,31	0,00176
4,19	0,20	235,39	12,08	12,06	

Tableau 21: Cas avec les sections équivalentes de la soufflerie

levée soupape admission (mm)	levée soupape échappement (mm)	Seq_totale (mm ²)	Débit (kg.s ⁻¹)
0,20	4,09		
0,30	3,22	9,7625	0,00160
0,41	2,79	14,39	0,00243
0,49	2,55	19,205	0,00330
0,60	2,32	24,8	0,00431
0,80	1,97	36,825	0,00642
1,00	1,68	41,8	0,00725
1,20	1,45	44,26	0,00758
1,32	1,33	44,2	0,00751
1,47	1,20	42,435	0,00714
1,70	1,00	36,56	0,00601
2,00	0,80	31,055	0,00493
2,39	0,59	24,59	0,00367
2,58	0,51	18,235	0,00262
2,89	0,40	12,16	0,00162
3,29	0,30	6,4755	0,00075
4,19	0,20		

• 3^{ème} étape : connaissant les lois de levées des soupapes et le régime moteur, il est possible d'évaluer un temps en seconde entre chaque point mesuré. Ainsi ayant de l'étape précédente des débits en kg.s⁻¹, il est alors estimé pour chaque régime moteur la masse totale traversant le système durant la phase de croisement de soupapes. En effet, l'intégrale des 15 valeurs de masse obtenues donne la masse ayant traversée l'ensemble.

Ceci fait, il est alors possible de calculer des écarts de 16,5% à 9000 tr.min⁻¹. Avec la même procédure, il est obtenu 18,1% à 3500 tr.min⁻¹. Le code 1D surévaluant la masse balayée durant le croisement de soupapes.

Quelques exemples de calculs :

$$\text{durée vilebrequin (}^\circ\text{vil)}: \frac{336,9 - 332,0}{2} - \frac{332,0 - 321,5}{2} = 7,69$$

$$\text{durée vilebrequin (sec)}: \frac{\text{durée vilebrequin (}^\circ\text{vil)}}{\text{régime (tr.min}^{-1}) * 6} = \frac{7,69}{9000 * 6} = 0,000142$$

$$\text{masse (kg)}: \text{durée vilebrequin (sec)} * \text{débit (kg.s}^{-1}) = 0,000142 * 0,0016 = 2,28.10^{-7}$$

Tableau 22: Résultats de calculs

Degré vilebrequin	durée (°vil)	durée (sec)	(Seq souff) & (Pa,Pe GT)		(Seq gt) & (Pa,Pe GT)	
			Débit (kg.s ⁻¹)	Masse (Kg)	Débit (Kg.s ⁻¹)	Masse (Kg)
321,5						
332,0	7,69	0,000142	0,00160	2,28E-07	0,00233	3,33E-07
336,9	3,85	0,000071	0,00243	1,73E-07	0,00319	2,28E-07
339,7	2,75	0,000051	0,00330	1,68E-07	0,00414	2,10E-07
342,4	3,42	0,000063	0,00431	2,73E-07	0,00527	3,34E-07
346,5	3,82	0,000071	0,00642	4,54E-07	0,00671	4,75E-07
350,1	3,26	0,000060	0,00725	4,38E-07	0,00730	4,41E-07
353,0	2,30	0,000043	0,00758	3,23E-07	0,00761	3,25E-07
354,7	1,75	0,000032	0,00751	2,44E-07	0,00760	2,47E-07
356,5	2,42	0,000045	0,00714	3,20E-07	0,00739	3,32E-07
359,5	3,22	0,000060	0,00601	3,59E-07	0,00675	4,03E-07
363,0	3,89	0,000072	0,00493	3,55E-07	0,00544	3,92E-07
367,3	3,22	0,000060	0,00367	2,19E-07	0,00403	2,40E-07
369,4	2,69	0,000050	0,00262	1,30E-07	0,00335	1,66E-07
372,7	3,78	0,000070	0,00162	1,13E-07	0,00259	1,81E-07
377,0	7,12	0,000132	0,00075	9,84E-08	0,00176	2,33E-07
386,9						
Intégrales →				3,90E-06		4,54E-06

$$\text{D'où un écart à } 9000 \text{ tr.min}^{-1} : \varepsilon\% = \frac{3,90.10^{-06} - 4,54.10^{-06}}{3,90.10^{-06}} \cdot 100 = -16,5 \%$$

• 4^{ème} étape : La masse d'air ayant passé au travers de la soupape d'admission durant un cycle moteur à 9000 tr.min⁻¹ est de 106,3 mg. Cette donnée est extraite du fichier de simulation GT-Power ; le même d'où proviennent les données utilisées à l'étape 1.

L'écart de 16,5 % une fois rapporté au remplissage sur un cycle moteur donne :

$$\varepsilon\% = \frac{3,90 - 4,54}{106,3} \cdot 100 = -0,6 \%$$

Thèse de Doctorat

Nicolas-Ivan HATAT

Modélisation des écoulements pulsés dans les lignes d'admission et d'échappement des moteurs thermiques

Modelling of non-steady flows in the intake and exhaust systems of Internal Combustion Engines

Résumé

La simulation 1D s'impose de plus en plus comme un élément incontournable du processus d'élaboration et de mise au point des Moteurs à Combustion Interne. Lors de travaux sur des moteurs de petites cylindrées atmosphériques, de forts écarts notamment sur le remplissage, entre les résultats obtenus au banc d'essais et lors de simulations 1D ont mené à des remises en causes des modèles et des modélisations 1D de différents éléments du moteur : écoulements dans le cylindre et aux soupapes lors du croisement des soupapes ; propagation d'ondes de pression dans des géométries fortement 3D (silencieux, boîtes à air) ; ... Pour cela, des comparaisons de résultats obtenus en soufflerie culasse, tubes à chocs, ainsi qu'au banc moteur avec ceux des simulations 1D ont été étudiées. Différentes hypothèses et méthodologies de modélisation ont été confrontées et évaluées, aussi bien sur des relevés instantanés que pour des valeurs moyennées sur un cycle moteur entier. La finalité étant de pouvoir concevoir des modèles prédictifs (à 5% près). Certaines limites et approximations des codes 1D ont été mises en évidence. Il en est ressorti que d'une grande rigueur dans la mise en place et la réalisation des phases expérimentales, associée à des modélisations plus fidèles dans les représentations géométriques et physiques des systèmes étudiés permettaient de contenir les écarts entre essais et calculs 1D dans des plages de valeurs tout à fait tolérables, inférieurs à 4% dans la grande majorité.

Mots clés

Dynamique des gaz, Moteur à Combustion Interne, Étude de remplissage, Modélisations 1D et CFD, Filtre à air, Silencieux, Balayage.

Abstract

The 1D simulation is becoming increasingly an important step of the development process and technical improvement of Internal Combustion Engines. During works on atmospheric engines with small displacement, important differences about air-filling, between the results obtained with tests bench and those with 1D simulations led to question and improve 1D models and modelling of various engine components: flows in the cylinder and the valves during the valve overlap; propagation of pressure waves in highly 3-dimensional geometries (mufflers, air boxes); ...

To do this, the results obtained by cylinder head flow tests bench, shock tubes, as well as those of engine bench were compared with 1D simulations results, and studied. Different assumptions and modelling methodologies were compared and evaluated, both on instant readings than for averaged values over an entire engine cycle. The purpose is to be able to design engine predictive models (a difference, less than 5%).

Some approximations of 1D codes have been reached their limits. It appears that it is important to realize experiments in adequacy to simulation phenomena. As a consequence, the differences between testing and calculations in 1D ranges values quite tolerable, less than 4% in the majority.

Key Words

Gas dynamics, Internal Combustion Engine, Experimental setup air-filling, CFD and 1D simulations, air box, muffler, scavenging.