

Étude numérique de l'injection directe d'air dans un cylindre
d'un moteur à allumage commandé

par

Francis Bigaouette

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA
MAITRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE AÉROSPATIALE
M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 20 AOUT 2025

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Francis Bigaouette, 2025



Cette licence [Creative Commons](#) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY
CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Patrice Seers, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de Technologie Supérieure

M. Stéphane Hallé, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de Technologie Supérieure

M. Patrick Germain, membre du jury
Département de génie aérospatial à l'École de Technologie Supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 4 AOUT 2025

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

ÉTUDE NUMÉRIQUE DE L’INJECTION DIRECTE D’AIR DANS UN CYLINDRE D’UN MOTEUR À ALLUMAGE COMMANDÉ

Francis BIGAOUETTE

RÉSUMÉ

L’injection d’air comprimé dans les moteurs à allumage commandé constitue une piste prometteuse pour améliorer la combustion tout en réduisant les émissions polluantes. Ce mémoire s’inscrit dans la continuité des travaux de Niquet *et al.* (2025), en adaptant un concept initialement développé pour l’injection directe de gaz d’échappement recirculés (RGE) à l’air comprimé. L’objectif principal est d’évaluer, par simulation numérique, l’effet de différentes stratégies d’injection directe d’air sur les performances du moteur.

Un modèle tridimensionnel CFD du cylindre a été développé à l’aide des modèles k– ζ –f pour la turbulence et ECFM-3Z pour la combustion. Une étude de maillage a permis de garantir la fiabilité des résultats, tandis qu’une validation expérimentale des courbes de pression et de dégagement d’énergie a confirmé la pertinence du modèle.

Les simulations ont ensuite permis d’explorer les effets de l’injection d’air avant et après le point mort haut, à l’avance à l’allumage constante. Avant le point mort haut, les résultats montrent que l’augmentation de la masse et de la température de l’air injecté entraîne une hausse de la pression maximale, de la PMEI et de la turbulence. Certaines stratégies, notamment à 175° et 130° avant le point mort haut, se distinguent par leur capacité à accélérer la combustion. Après le point mort haut, l’injection modifie favorablement les conditions du cycle suivant, notamment en réduisant les gaz résiduels et en augmentant la température locale. Enfin, une stratégie exploratoire à 20° après le point mort haut révèle qu’une injection tardive permet d’accroître la pression en phase de détente, se traduisant par une amélioration du rapport PMEI sur la masse de carburant pouvant atteindre 15 %, sans compromettre la combustion.

Mots clés : moteur à allumage commandé, injection d’air comprimé, ECFM-3Z, CFD, combustion, émissions, turbulence

NUMERICAL INVESTIGATION OF DIRECT IN-CYLINDER AIR INJECTION IN A SPARK-IGNITION ENGINE

Francis BIGAOUETTE

ABSTRACT

Compressed air injection in spark-ignition engines represents a promising approach to improve combustion while reducing pollutant emissions. This thesis builds on the work of Niquet *et al.* (2025), adapting a concept initially developed for direct injection of recirculated exhaust gases (EGR) to compressed air. The main objective is to numerically evaluate the impact of different injection strategies on engine performance.

A three-dimensional CFD model of the cylinder was developed using the $k-\zeta-f$ turbulence model and the ECFM-3Z combustion model. A mesh sensitivity study ensured the reliability of the results, while experimental validation of pressure and heat release curves confirmed the model's accuracy.

The simulations were then used to explore the effects of air injection at various crank angles, with constant spark timing. When performed before top dead center (TDC), the injection increases peak pressure, indicated mean effective pressure (IMEP), and turbulence, depending on the injected air's mass and temperature. Certain strategies, particularly at 175° and 130° before TDC, proved effective in accelerating combustion. After TDC, air injection favorably alters the conditions of the following cycle by reducing residual gases and increasing the local cylinder temperature. Finally, an exploratory strategy at 20° after TDC demonstrated that a late injection can significantly increase pressure during the expansion stroke, resulting in an improvement in the IMEP-to-fuel mass ratio of up to 15 %, without compromising the combustion.

Keywords: spark-ignition engine, compressed air injection, ECFM-3Z, CFD, combustion, emissions, turbulence

TABLES DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	3
1.1 Moteur à allumage commandé et relation pression-volume	3
1.2 Structure de l'écoulement dans les cylindres moteurs : swirl et tumble.....	4
1.3 Formation des émissions polluantes	6
1.3.1 Oxydes d'azote NO _x	6
1.3.2 Monoxyde de carbone CO et dioxyde de carbone CO ₂	7
1.3.3 Hydrocarbures imbrûlés HC	8
1.4 Recirculation des gaz d'échappement.....	9
1.4.1 Fonctionnement de la RGE	9
1.5 Impacts de la RGE	11
1.6 Effets de la variation de pression de la RGE	12
1.7 Effets de la variation de température de la RGE.....	13
1.8 RGE stratifiée.....	14
1.9 Synthèse, objectifs et hypothèses.....	18
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE ET MODÈLE NUMÉRIQUE DE SIMULATION.....	21
2.1 Géométrie de base et domaine de simulation	21
2.2 Conditions aux frontières et conditions initiales.....	23
2.3 Modèles numériques	24
2.3.1 Équation de conservation	25
2.3.2 Transport des espèces chimiques	26
2.3.3 Modèle de turbulence.....	27
2.3.4 Modélisation de l'allumage par étincelle et modèle de combustion.....	29
2.3.5 Modélisation d'émissions polluantes	31
2.4 Solveurs et mode d'exécution.....	32
2.5 Conclusion du chapitre 2	34
CHAPITRE 3 VALIDATION DU MODÈLE DE SIMULATION NUMÉRIQUE	35
3.1 Choix du maillage	35
3.2 Validation du modèle numérique.....	42
3.2.1 Comparaison des courbes de pression	42
3.2.2 Comparaison de la pression moyenne effective indiquée (PMEI).....	44
3.2.3 Comparaison du taux de dégagement de chaleur.....	45
3.3 Fonctionnement de la stratégie d'injection utilisée	49
3.4 Conclusion de chapitre 3.....	50

CHAPITRE 4	ÉTUDE D'UNE INJECTION D'AIR SUPPLÉMENTAIRE BTDC ET ATDC	51
4.1	Configurations utilisées pour la stratégie d'injection BTDC.....	51
4.2	Effets du moment d'injection d'air BTDC	52
4.2.1	Effet sur la courbe de pression et la PMEI	52
4.2.2	Effet du moment d'injection d'air sur le swirl.....	55
4.2.3	Effets du moment d'injection d'air sur la distribution de la richesse du mélange	56
4.2.4	Effets du calage d'injection d'air sur la turbulence	61
4.2.5	Effets du moment d'injection d'air sur la progression de la réaction de combustion dans le cylindre.....	65
4.3	Effets de la température de l'air injecté	68
4.3.1	Effet de la température de l'air injecté sur la pression et la température du mélange	68
4.3.2	Répercussions de la température d'injection d'air sur le swirl	70
4.3.3	Répercussions de la température d'air injecté sur la turbulence.....	72
4.3.4	Répercussions de la température de l'air injectée sur la vitesse de progression de la réaction	74
4.4	Effets de la quantité d'air supplémentaire injectée	76
4.4.1	Répercussions de la quantité d'air supplémentaire injectée sur la pression.....	77
4.4.2	Effet sur la turbulence	79
4.4.3	Effets sur la vitesse de progression de la réaction	80
4.5	Effets de l'injection d'air sur les émissions polluantes.....	82
4.6	Stratégie exploratoire d'injection ATDC.....	84
4.7	Conclusion du chapitre 4	89
	CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....	91
ANNEXE I	ANALYSES COMPLÉMENTAIRES DES RÉPERCUSSIONS DE LA QUANTITÉ D'AIR INJECTÉE BTDC	93
	LISTE DES RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	97

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1 Caractéristiques du moteur.....	21
Tableau 2.2 Conditions aux frontières du modèle numérique	24
Tableau 2.3 Paramètres d'initialisation du noyau initial de flamme	30
Tableau 2.4 Récapitulatif des solveurs et schémas numériques	34
Tableau 3.1 Maillages à l'étude	36
Tableau 3.2 Résultats de simulation pour les différents maillages	38
Tableau 3.3 Conditions d'entrées et mode d'exécutions des simulations	42
Tableau 3.4 Validation de la PMEI (à 2500 RPM, $\phi = 1$, A.A. de 37° BTDC, $P_{admi} = 0,747$ bar).....	44
Tableau 4.1 Cas à l'étude dans la stratégie d'injection BTDC	51
Tableau 4.2 PMEI pour les cas avec 10 % d'injection d'air.....	54
Tableau 4.3 Détails des répercussions sur les paramètres d'injections en fonction du calage d'injection.....	65
Tableau 4.4 PMEI pour les cas d'injection d'air à 175° BTDC sous différentes températures d'injection	70
Tableau 4.5 Détails des répercussions sur les paramètres d'injections en fonction de la température d'injection	73
Tableau 4.6 Configurations à l'étude pour les répercussions d'un changement de masse injectée	77
Tableau 4.7 PMEI pour les cas d'injection d'air à 175° BTDC sous différentes masses d'air injectées	79
Tableau 4.8 Comparaison des émissions polluantes à 90° ATDC pour les différentes configurations d'injection	83
Tableau 4.9 Configurations à l'étude pour l'étude des répercussions d'un changement de masse injectée ATDC	84

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Gauche : mouvement de type swirl ; Droite : mouvement de type tumble	4
Figure 1.2 Gauche : mouvement swirl obtenu par CFD ; Droite : mouvement tumble obtenu par CFD	5
Figure 1.3 CO émît en fonction de la richesse	8
Figure 1.4 Système de la RGE	10
Figure 1.5 Schéma expérimental de l'expérience	13
Figure 1.6 Types de stratification des gaz dans un cylindre moteurs	15
Figure 1.7 Géométrie modifiée avec 4 ports RGE supplémentaires	17
Figure 2.1 Domaine de simulation numérique initial du projet de recherche	22
Figure 3.1 Visualisation des différents maillages à l'étude	36
Figure 3.2 Effet de la taille moyenne du maillage sur le temps pour générer les différents maillages nécessaires aux simulations	37
Figure 3.3 Courbes de Pression pour les différents maillages	39
Figure 3.4 Maillage de la géométrie, vue isométrique	39
Figure 3.5 Maillage de la géométrie, vue dessus	40
Figure 3.6 Détails du maillage polyédrique non structuré	41
Figure 3.7 Comparaison des courbes de pression (à 2500 RPM, $\phi = 1$, A.A. de 37° BTDC, $P_{\text{admi}} = 0,747 \text{ bar}$)	43
Figure 3.8 Comparaison des courbes de taux de dégagement de chaleur (à 2500 RPM, $\phi = 1$, A.A. de 37° BTDC, $P_{\text{admi}} = 0,747 \text{ bar}$)	46
Figure 3.9 Exemple de débit massique paramétré pour l'air supplémentaire injectée	49
Figure 3.10 Exemple de l'aspect général de l'air admis à partir des 3 tubes d'injection	50
Figure 4.1 Courbes de pression avec différentes stratégies d'injection d'air et en absence d'injection	53

Figure 4.2	Effet de la stratégie d'injection sur le swirl durant la course de compression .	56
Figure 4.3	Comparaison de la distribution de la richesse du mélange au moment de l'inflammation du mélange.....	57
Figure 4.4	Comparaison des richesses du mélange entre 0,9 et 1.....	58
Figure 4.5	Richesses moyennes dans une sphère de $r = 5$ mm autour de la bougie d'allumage pour les différents débuts d'injection	60
Figure 4.6	Progression de l'énergie cinétique de turbulence à travers la phase de compression.....	62
Figure 4.7	TKE moyenne dans le cylindre pour les 3 stratégies d'injection (10% de masse) et le cas sans injection à mélange stœchiométrique.....	64
Figure 4.8	Comparaison de la progression du front de flamme à différents instants	66
Figure 4.9	Comparaison de la variable moyenne de progression de réaction pour les différents cas d'injection	67
Figure 4.10	Courbe de pression pour différentes températures d'injection d'air	69
Figure 4.11	Swirl avec variation de température pour le cas d'injection à 175° BTDC	71
Figure 4.12	TKE à différentes températures pour le cas d'injection à 175° BTDC	72
Figure 4.13	Température moyenne dans le cylindre pour le cas d'injection à 175° BTDC à différentes températures d'injection	74
Figure 4.14	Comparaison des RPV pour différentes températures d'injection d'air supplémentaire	75
Figure 4.15	Comparaison du RPV pour le cas d'injection à 175° BTDC avec différentes températures d'injection d'air	76
Figure 4.16	Courbe de pression pour différentes masses d'injection d'air supplémentaire	78
Figure 4.17	Comparaison des TKE au moment d'allumage pour différentes masses d'air injectées.....	79
Figure 4.18	Comparaison de la progression du front de flamme dans le cylindre pour les différents cas d'injection	80
Figure 4.19	Comparaison de la variable moyenne de progression de réaction pour le cas d'injection à 175° BTDC avec différentes masses d'air injectées	81

Figure 4.20 Température moyenne dans le cylindre pour les cas d'injection prometteurs ATDC.....	85
Figure 4.21 Courbe de pression pour différentes masses d'air injectée ATDC.....	86
Figure 4.22 Emplacement du jet d'air à la fin de l'injection du cas 20° ATDC 30 % 600 K comparativement au RPV de la combustion	88

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CFD	Computational Fluid Dynamics – Mécanique des Fluides numériques
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RGE	Recirculation des Gaz d’Échappement
PMEI	Pression moyenne effective indiquée
ATDC	After Top Dead Center
BTDC	Before Top Dead Center
TDC	Top Dead Center
HRR	Heat Release Rate – Taux de dégagement de chaleur
ECFM-3Z	Extended Coherent Flame Model – 3 Zones
3D	Trois Dimensions
LP	Low Pressure – Basse Pression
HP	High Pressure – Haute Pression
GDI	Gasoline Direct Injection – Injection directe d’essence
TKE	Turbulent Kinetic Energy – Énergie cinétique de Turbulence
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Méthode semi-implicite pour les équations couplées à la pression
PISO	Pressure-Implicit with Splitting of Operators - Méthode pression-implicite avec séparation des opérateurs
RPM	Rotation par Minute
AMG	Algebraic Multigrid - Multigrille Algébrique
MINMOD	Minimum Modulus
TVD	Total Variation Diminishing - Variation totale décroissante

XVIII

GSTB

Gradient stable Bounded - Stable en gradient et borné

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

ESPÈCES CHIMIQUES

C ₈ H ₁₇	hydrocarbure représentatif de l'essence (n-octane simplifiés) [mol/m ³]
CO	monoxyde de carbone [kg/m ³]
CO ₂	dioxyde de carbone [kg/m ³]
HC	hydrocarbures imbrûlés [kg/m ³]
N	atome d'azote [mol/m ³]
N ₂	azote moléculaire [mol/m ³]
NO	monoxyde d'azote [kg/m ³]
NO ₂	dioxyde d'azote [kg/m ³]
NO _x	ensemble des oxydes d'azote (NO + NO ₂) [kg/m ³]
O	atome d'oxygène [mol/m ³]
O ₂	oxygène moléculaire [mol/m ³]
OH	radical hydroxyle [mol/m ³]
R	radical alkyle générique (groupe alkylé) [mol/m ³]
RCHO	aldéhyde organique (ex. formaldéhyde, acétaldéhyde) [mol/m ³]
RCO	radical acyle [mol/m ³]
RH	hydrocarbure non activé [mol/m ³]
RO ₂	radical peroxyde organique [mol/m ³]

LETTRES LATINES

Temps, vitesse et repérage spatial

t	temps [s]
x _i	coordonnée spatiale dans la direction i [m]
U _i	composante de la vitesse moyenne dans la direction i [m/s]
u _i	composante de la vitesse instantanée dans la direction i [m/s]
ū _i	composante moyenne de la vitesse dans la direction i [m/s]
U _{δi}	composante de la vitesse de la phase dispersée [m/s]
δ _{ij}	symbole de Kronecker [-]

Pression, masse, énergie et chaleur

P	pression [Pa]
m _{air}	masse d'air dans le cylindre [kg]
m _{EGR}	masse de gaz d'échappement recirculés dans le cylindre [kg]
m _{fuel}	masse de carburant dans le cylindre [kg]
W	travail produit par le moteur [J]
H	enthalpie totale moyenne [J/kg]
C _p	capacité calorifique massique à pression constante [J/kg·K]
C _v	capacité calorifique massique à volume constant [J/kg·K]
γ	rappor des chaleurs spécifiques, $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ [-]

Turbulence et combustion

α	facteur d'étirement de flamme [-]
β	paramètre du modèle de mélange [-]
k	énergie cinétique turbulente [m^2/s^2]
ε	taux de dissipation de l'énergie turbulente [m^2/s^3]
P_k	production d'énergie cinétique turbulente [m^2/s^3]
K_{spec}	nombre total d'espèces chimiques modélisées [-]
τ_{ign}	durée d'ignition [ms]
r_k	rayon initial du noyau de flamme [mm]
\dot{r}	terme source de production ou de consommation chimique [$kg/m^3 \cdot s$]
c	variable de progression de la réaction [-]

Massé et concentration d'espèces

C	concentration massique moyenne d'une espèce chimique [kg/m^3]
m_j^t	flux turbulent de masse de l'espèce j [$kg/m^2 \cdot s$]
y_k	fraction massique de l'espèce chimique k [-]
y_{Pr}	fraction massique des produits de combustion [-]
$y_{Pr,\infty}$	fraction massique maximale des produits de combustion [-]
Y_{EGR}	taux massique de recirculation des gaz d'échappement [-]
Γ_{yk}	coefficient effectif de diffusion de l'espèce k [$kg/m \cdot s$]

Constantes et coefficients divers

a	constante de modélisation sans unité [-]
A/F	rapport stœchiométrique air/carburant [-]
φ	rapport d'équivalence du mélange air/carburant [-]
Av	avance à l'allumage [$^\circ BTDC$]
f	fonction de relaxation elliptique ou paramètre du modèle $k-\zeta-f$ [-]
L	échelle de longueur turbulente [m]
V	volume [m^3]
V_d	volume déplacé par le piston [m^3]
g_i	composante du vecteur gravité [m/s^2]
S	tenseur des taux de déformation [1/s]
$ S $	magnitude du tenseur des taux de déformation [1/s]

LETTRES GRECQUES**Turbulence et diffusion**

ε	taux de dissipation de l'énergie turbulente [m^2/s^3]
σ_k	coefficient de diffusion turbulent associé à k [-]
σ_ε	coefficient de diffusion turbulent associé à ε [-]
σ_ζ	coefficient de diffusion turbulente associée à ζ [-]
ζ	rapport des échelles de vitesse, indicateur d'anisotropie [-]

Viscosité et contraintes

μ	viscosité dynamique [Pa·s]
μ_t	viscosité turbulente dynamique [Pa·s]
ν	viscosité cinématique [m^2/s]
ν_t	viscosité turbulente [m^2/s]
τ_{ij}	contrainte visqueuse [Pa]
τ_{ij}^t	contrainte turbulente de Reynolds [Pa]

INTRODUCTION

Dans un contexte où le secteur automobile et de la génération de puissance doit répondre à des exigences environnementales toujours plus strictes, l'optimisation des moteurs/générateurs en matière de performance et d'émissions polluantes constitue une priorité majeure. Parmi les nombreuses stratégies explorées, l'injection directe d'air comprimé et la recirculation des gaz d'échappement (RGE) se sont récemment imposées comme des approches innovantes permettant d'améliorer simultanément l'efficacité énergétique et la réduction des émissions nocives.

Ce mémoire s'inscrit dans la continuité des travaux récents de Niquet *et al.* (2025), qui ont introduit un nouveau concept d'injection directe de RGE. Plus précisément, la présente étude se concentre sur l'exploration des effets de l'injection directe d'air comprimé dans le cylindre moteur, une technique d'autant plus pertinente que plusieurs systèmes contemporains de stockages d'énergie reposent sur l'air comprimé.

Ainsi, à travers ce mémoire, une analyse paramétrique numérique détaillée sera présentée pour étudier comment différentes stratégies d'injection directe d'air influencent la dynamique interne du cylindre, incluant l'écoulement des fluides, la turbulence générée et le processus de combustion. La méthodologie utilisée, basée sur la simulation numérique validée par des données expérimentales, sera décrite en premier lieu. Ensuite, les résultats obtenus pour les différentes stratégies testées seront présentés et discutés, permettant de mettre en lumière les avantages potentiels de ces nouvelles approches pour les moteurs du futur.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Ce premier chapitre est consacré à la revue de littérature, qui explore en détail les implications de la recirculation des gaz d'échappement (RGE) dans un moteur à combustion interne. Quoique l'injection directe d'air soit la thématique de ce mémoire, la littérature est plutôt déserte sur ce sujet, car il s'agit d'une nouvelle approche dans les moteurs à combustion. Pour cette raison, la littérature portera sur le sujet qui s'y apparente le plus, soit la RGE. Ainsi, cette section met en lumière les mécanismes sous-jacents de la RGE, notamment ses effets sur la stratification, la turbulence et la cinétique des fluides. Les effets de la RGE sur les performances motrices et la réduction des émissions de NO_x sont également présentés. Enfin, les objectifs spécifiques de la recherche sont clairement définis, établissant les bases des travaux présentés dans les chapitres suivants.

1.1 Moteur à allumage commandé et relation pression-volume

Le moteur à allumage commandé est un moteur thermique fonctionnant sur le principe de la combustion d'un mélange air-carburant, initiée par une bougie d'allumage. Son cycle de fonctionnement repose sur quatre phases : admission, compression, combustion/détente et échappement (Heywood, 1988). La variation de pression (P) et de volume (V) dans le cylindre au cours du cycle permet d'estimer le travail généré (W) par le moteur.

$$W = \int P \, dV \quad (1.1)$$

Une des mesures courantes pour quantifier et comparer les performances d'un moteur est la pression moyenne effective indiquée (PMEI), qui représente la pression théorique uniforme appliquée sur le piston pendant un cycle pour produire le même travail effectif (Heywood, 1988). La PMEI est définie comme suit, où V_d est le volume déplacé par le piston :

$$PMEI = \frac{W}{V_d} \quad (1.2)$$

1.2 Structure de l'écoulement dans les cylindres moteurs : swirl et tumble

L'écoulement des gaz dans le cylindre joue un rôle dans la formation du mélange air-carburant et la distribution des gaz dans le cylindre. Deux types d'écoulement structuré sont généralement observés, soit le mouvement de type swirl et celui de type tumble. Ces mouvements sont illustrés dans la figure 1.1.

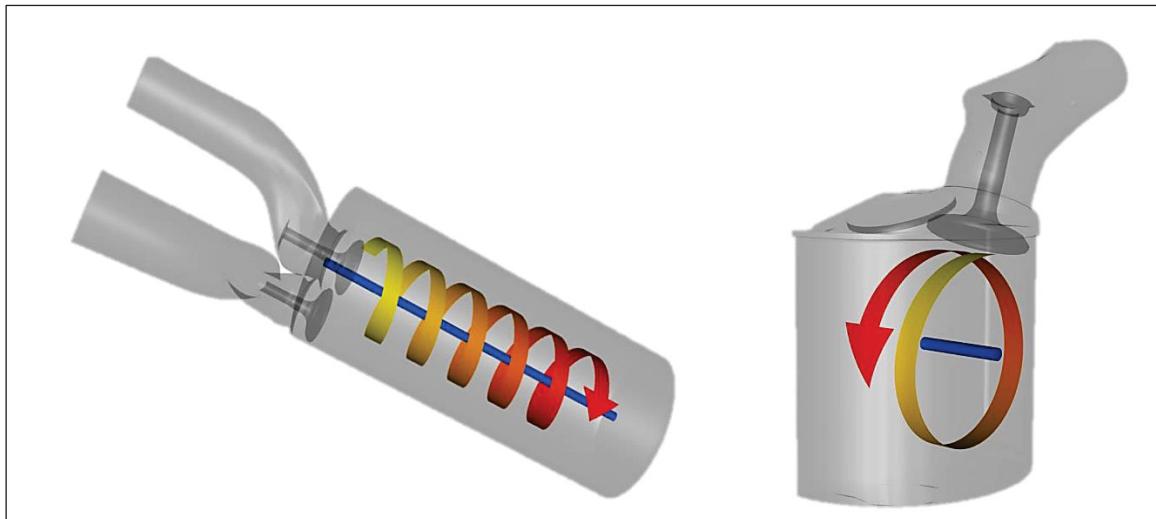


Figure 1.1 Gauche : mouvement de type swirl ; Droite : mouvement de type tumble
Tirée de Extraction and Visualization of Swirl and Tumble Motion from Engine Simulation Data (2007)

Le swirl (tourbillon axial) est un mouvement de rotation de l'air autour de l'axe central du cylindre. Il est principalement généré par la conception des soupapes et du collecteur d'admission, qui dirigent le flux d'air de manière à induire un mouvement circulaire à l'intérieur du cylindre (Heywood, 1988). Le swirl peut être influencé par la forme de la culasse et des conduits, ainsi que par l'angle et la levée des soupapes (Kim *et al.*, 2019). Une fois établi, ce mouvement a tendance à être conservé tout au long du cycle de compression (Zeng *et al.*, 2015).

Le tumble (tourbillon transversal) est un mouvement de rotation perpendiculaire à l'axe du cylindre, créé par le flux d'air entrant et intensifié par la forme de la chambre de combustion, du piston et de son mouvement (Heywood, 1988). Le tumble est également généré par la disposition des conduits d'admission et l'interaction de l'air avec les surfaces internes du moteur (Kaplan, 2019). Ce mouvement est souvent amplifié par des conceptions spécifiques des conduits et des soupapes, ainsi que par des formes de piston qui favorisent la réorientation de l'air vers un mouvement de rotation vertical lors de la compression (Wang *et al.*, 2015).

Ainsi, des études utilisant la dynamique des fluides numérique (CFD) ont illustré en détail les mouvements de swirl et tumble à l'intérieur des cylindres moteurs, et ont montré que l'intensité et la dégradation du tumble peuvent être influencées par la position et l'ouverture des soupapes, affectant ainsi la structuration globale du flux d'air (Arshad *et al.*, 2021). La figure 1.2 présente un exemple d'analyse CFD exécuté par l'étude de Laramee *et al.* (2004), permettant la visualisation et la comparaison de ces mouvements à l'aide de la grandeur du vecteur vitesse.

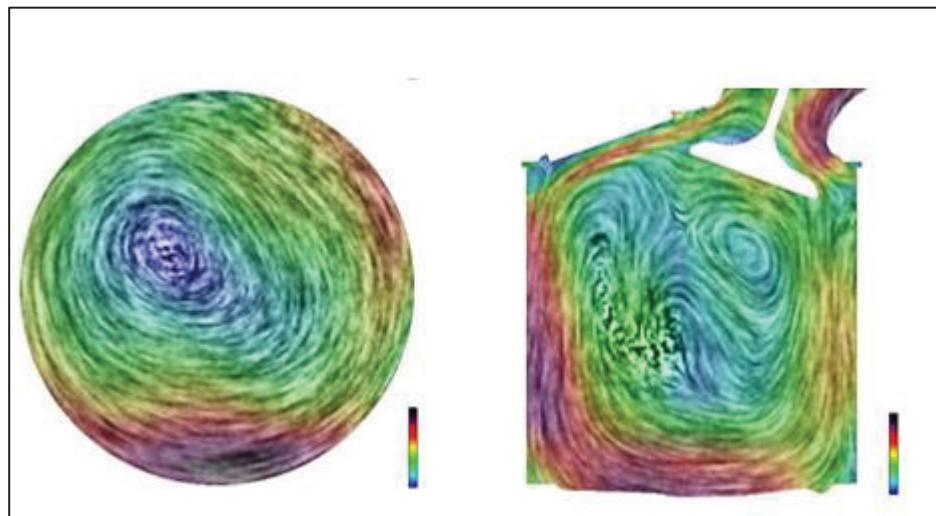


Figure 1.2 Gauche : mouvement swirl obtenu par CFD ;

Droite : mouvement tumble obtenu par CFD

Tirée de Investigating Swirl and Tumble Flow with a Comparison of Visualization Techniques (2004)

1.3 Formation des émissions polluantes

Cette section présente sommairement les processus de formation des émissions polluantes dans les moteurs à combustion interne, plus particulièrement la formation des oxydes d'azote (NO_x), du monoxyde (CO), du dioxyde de carbone (CO_2) et des hydrocarbures imbrûlés (HC).

1.3.1 Oxydes d'azote NO_x

Les oxydes d'azote (NO_x) sont produits durant la combustion et englobent, le NO_2 et le NO. Le NO_2 pur est toxique pour l'humain, et peut causer une irritation des muqueuses lorsqu'on le retrouve en grande concentration dans les milieux extérieurs où la qualité de l'air est mauvaise (Reif, 2015). De façon générale, les oxydes d'azote endommagent aussi les forêts en causant des pluies acides et peuvent être à l'origine des smogs urbains (Reif, 2015).

Dans les moteurs à allumage commandé et diesel alimentés en carburants traditionnels, les trois principales provenances de la formation des NO_x sont le NO thermique, le NO rapide et la voie NO_2 (McAllister *et al.*, 2011).

La formation de NO thermique se situe dans la région post-flamme, et est donc principalement influencée par les fortes températures, soit au-delà de 1800 K (McAllister *et al.*, 2011), et de la durée de séjour à de hautes températures (Heywood, 1988). Le NO thermique est la source principale (99%) des NO_x produits dans les moteurs à allumage commandé (Heywood, 1988).

L'autre mécanisme de formation de NO, que l'on nomme NO rapide, se produit en présence de radicaux CH dans la flamme, qui réagissent avec les molécules d'azote (McAllister *et al.*, 2011). La production de NO rapide est plus marquée dans les moteurs diesel, où les conditions de turbulence et de mélange favorisent ces réactions (Heywood, 1988).

Quant à la formation du NO₂, elle résulte d'une oxydation secondaire du NO en présence d'oxygène et de certaines espèces réactives sous haute pression (Heywood, 1988). Le NO₂ peut lui-même se décomposer à nouveau en NO dans des conditions spécifiques de température et de pression élevées, maintenant un équilibre dynamique entre ces deux formes d'oxydes d'azote (McAllister *et al.*, 2011).

1.3.2 Monoxyde de carbone CO et dioxyde de carbone CO₂

Le monoxyde de carbone apparaît lors des combustions incomplètes, principalement d'un mélange air/carburant riche dû à un mauvais mélange entre l'air et le carburant ou encore par la présence de gouttelettes de carburant qui ne se vaporise pas entièrement et qui crée des zones riches en carburant. Ce gaz est néfaste pour la santé humaine en raison de sa capacité à empêcher le sang d'absorber les molécules d'oxygène résultant à l'empoisonnement (Reif, 2015). La formation du CO provient principalement de l'oxydation d'un hydrocarbure RH (Heywood, 1988) selon le schéma réactionnel simplifié (1,3) :



Lorsqu'une quantité significative de CO est produite, l'oxydation du CO en CO₂ se fait selon la réaction principale représentée par l'équation (1,4) :



La réaction nécessite une température supérieure à 1 100 K (McAllister *et al.*, 2011) pour se réaliser. La figure 1.3 illustre que la formation du CO est minimale pour les mélanges stœchiométriques et légèrement pauvres en carburant.

Si le mélange est appauvri davantage, le CO augmente rapidement, car la température est trop basse ou le temps de séjour est insuffisant pour compléter son oxydation (McAllister *et al.*, 2011). En contrepartie, du côté des mélanges riches, c'est le déficit d'oxygène qui explique la forte présence de CO.

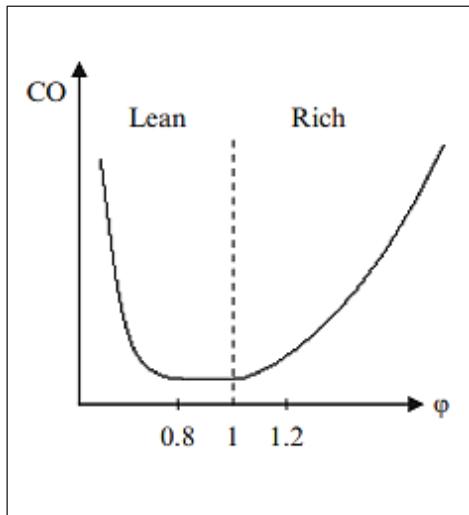


Figure 1.3 CO émît en fonction de la richesse

Tirée de Fundamentals of Combustion Processes (2011)

1.3.3 Hydrocarbures imbrûlés HC

Les émissions d'hydrocarbures imbrûlés sont le résultat d'une combustion incomplète du mélange air/carburant. Environ 5 % à 10 % du carburant ne brûlent pas entièrement durant la phase de combustion normale d'un moteur à allumage commandé (Heywood, 1988), et ce, parce qu'une certaine partie du mélange peut se retrouver dans les crevasses (petits jeux présents dans le cylindre dans lesquels la flamme ne peut pas se propager, malgré la présence d'un mélange air-carburant), dans l'huile de lubrification, dans les dépôts de carbones ou encore dans un film près des parois du cylindre. Finalement, deux autres possibilités de faible importance sont le carburant libéré aux soupapes d'échappement, et une faible fraction du carburant qui ne s'évapore pas durant la phase de combustion.

1.4 Recirculation des gaz d'échappement

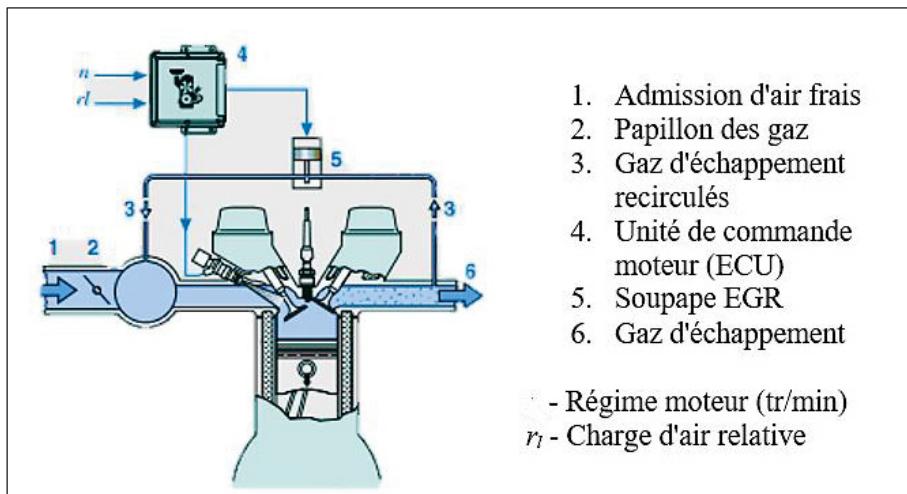
Afin de réduire la formation de NOx à la source, les moteurs à piston utilisent la recirculation des gaz d'échappement (RGE). Cette technique est donc présentée dans ce qui suit.

1.4.1 Fonctionnement de la RGE

Dans un moteur à combustion interne à allumage commandé ou diesel, la technique de la recirculation des gaz d'échappement consiste principalement à récupérer une partie des gaz d'échappement du moteur et de la réacheminer vers le collecteur d'admission d'air via une ligne de retour spécifiquement conçue pour cette fonction. Le type de RGE qui est utilisé pour accomplir ce rôle est la RGE dite externe (Reif, 2015) qui se trouve à être les gaz qui ont quitté le cylindre moteur par les valves d'échappement.

En contrepartie, la RGE interne est définie comme la masse de gaz (postcombustion) résiduels qui se retrouvent coincés à l'intérieur du cylindre après la course d'échappement et est le résultat de gaz non évacué et/ou de gaz brûlés réaspirés à l'intérieur du cylindre. Ainsi, les gaz résiduels sont influencés, entre autres, par le temps d'ouverture des soupapes (Reif, 2015) et ne constituent pas, de façon générale, le type de RGE principalement utilisé dans les systèmes de récupération de gaz d'échappement (Reif, 2015).

La figure 1.4 illustre le système global d'un moteur à allumage commandé conventionnel. La composante 3 représente la ligne externe de récupération des gaz d'échappement utilisée pour réacheminer le gaz d'échappement au collecteur d'admission d'air.



D'autre part, pour les moteurs suralimentés (turbocompresseur, composé d'une turbine qui entraîne un compresseur), deux approches peuvent être utilisées afin comme système de RGE.

1) Il est possible de récupérer les gaz d'échappement en amont du convertisseur catalytique, soit après la turbine, et de les redistribuer en amont du compresseur. Cette approche se nomme RGE « low-pressure loop » et permet une homogénéisation presque idéale entre le mélange d'air frais et les gaz brûlés de la RGE (Zhang *et al.*, 2014). 2) Il est possible de récupérer les gaz d'échappement en amont de la turbine et de les mélanger avec l'air en aval du compresseur. Cette approche se nomme « high-pressure loop » RGE (Hribernik, 2002).

Le ratio de RGE Y_{EGR} dans un cylindre moteur au courant d'un cycle de combustion peut être déterminé (Heywood, 1988) par le rapport entre la masse de gaz d'échappement recirculés m_{EGR} et la masse totale contenue dans le cylindre, soit la somme des masses d'air m_{AIR} , de carburant m_F et de gaz d'échappement recirculée m_{EGR} dans le cylindre, tel qu'exprimé à l'équation (1,5) :

$$Y_{EGR} = \frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_{air} + m_{fuel}} \quad (1.5)$$

1.5 Impacts de la RGE

Dans un moteur à combustion interne, la RGE influence les performances du moteur de la façon suivante :

- La RGE réduit les émissions de NO_x qui sont fortement dépendantes de la température de combustion. L'apport en RGE dans le mélange d'air a pour effet de diluer le mélange air-carburant et d'augmenter la chaleur spécifique totale du mélange (masse · Cp) ce qui réduit la température maximale de combustion, réduisant du fait même la quantité de NO_x produite (Reif, 2015). De plus, un autre effet de la RGE est d'influencer la vitesse des réactions chimiques pour lesquelles une augmentation du délai d'inflammation du mélange est observée (Yang *et al.*, 2020). Pour un même moteur, il a été observé que l'ajout de 16% de RGE dans un système d'admission d'air conventionnel peut réduire d'environ 60 % à 80 % les émissions de NO_x lorsque comparé au même point d'opération sans la présence de RGE (Sarikoc *et al.*, 2006).
- L'utilisation de la RGE sous certaines configurations précises peut permettre une réduction et/ou stabilisation des émissions de particules fines et des hydrocarbures imbrûlés (Agrawal *et al.*, 2003) tout en réduisant à la fois les émissions de NO_x . Par exemple, l'ajout adéquat de RGE chaude augmente la température des gaz dans le système d'admission du moteur et facilite l'évaporation du carburant, contribuant à la réduction des particules carbonées (Xie *et al.*, 2017), tout en limitant le taux de formation des NO_x .

- La RGE réduit la consommation de carburant de plusieurs façons : 1) la réduction de la température maximale de combustion contribue à réduire les pertes de chaleur par les parois du cylindre, améliorant ainsi l'efficacité thermique du moteur (Scheele, 1999). 2) Comme l'ajout de RGE agit comme un diluant dans le mélange air/carburant, il faut augmenter l'ouverture du papillon afin d'assurer une quantité d'air et de carburant équivalente pour maintenir la puissance développée du moteur (à faible et moyenne charge moteurs). Ainsi en ouvrant davantage le papillon, la perte de pompage du système d'admission d'air est réduite, et ce, sans modifier le rapport stœchiométrique A/F du mélange d'air/carburant (Dong *et al.*, 2002). Le résultat est une augmentation de la pression d'admission en présence de RGE, surtout à charge partielle, ce qui facilite la respiration du moteur et peut contribuer à la réduction de la consommation de carburant (Woo *et al.*, 2006).
- La présence de RGE entraîne une augmentation du rendement thermique qui est directement attribuée à l'augmentation du ratio de chaleur spécifique (C_p/C_v , soit γ) du mélange (Su *et al.*, 2014).

1.6 Effets de la variation de pression de la RGE

La pression d'admission de la RGE dans les moteurs suralimentés est également considérée comme un paramètre jouant un rôle lors de l'optimisation de la configuration du système de recirculation des gaz d'échappement (Zamboni *et al.*, 2012 ; Lujan *et al.*, 2015 ; Ivaldi *et al.*, 2006 ; Yin *et al.*, 2020).

L'étude expérimentale de Zamboni *et al.* (2012), dont le schéma expérimental est illustré à la figure 1.5, a démontré que le changement de pression de la RGE peut affecter les caractéristiques du système d'admission dans un moteur diesel, comme le débit massique, la température ou la pression de suralimentation. Par exemple, une RGE haute pression (HP sur la figure 1.5) améliorerait le pompage (gradient de pression) du moteur, résultant en une réduction significative au niveau de la consommation spécifique de carburant.

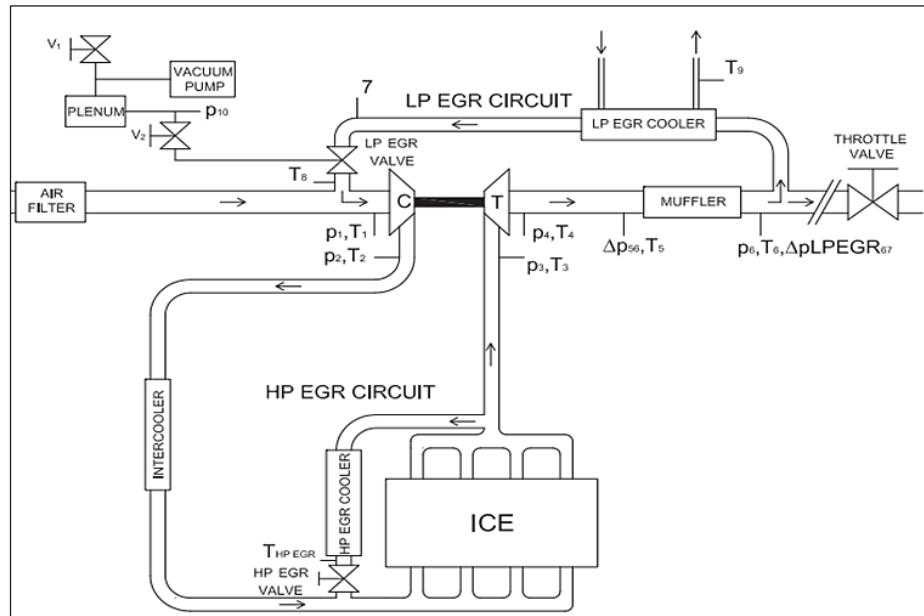


Figure 1.5 Schéma expérimental de l'expérience
 Tirée de Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine (2012)

Dans une autre étude, il a été observé une réduction des NO_x plus importante à faible charge lorsque la RGE était refroidie avant son introduction à faible pression, car cet ajout réduit la température de combustion (Shen *et al.*, 2017). En revanche, il semblerait que la RGE haute pression refroidie fut la plus avantageuse pour réduire la consommation spécifique de carburant et les émissions polluantes à charge élevée, car l'effet de dilution de la concentration d'oxygène dans le cylindre serait supérieur et aiderait à réduire les NO_x (Shen *et al.*, 2017).

1.7 Effets de la variation de température de la RGE

Il est connu que la température de la RGE permet de réduire les émissions polluantes (Salehi-khojin *et al.*, 2004). Par exemple, l'utilisation de 10 % de RGE à une température de 340 – 343 K, une température tout juste au-dessus de la température du point de rosée des gaz d'échappement, dans un moteur à allumage commandé permet de minimiser la consommation de carburant et de réduire les émissions polluantes (Salehi-khojin *et al.*, 2004).

Un autre avantage de la RGE refroidie est qu'elle permet de plus fortes charges avant d'atteindre la température de cliquetis ou d'auto-allumage dans les moteurs à allumage commandé (Tornatore *et al.*, 2019). Quoiqu'une réduction des NO_X a été reportée avec la RGE refroidie dans un moteur à faible et moyenne charge (Shen *et al.*, 2017), elle augmente toutefois la consommation de carburant en raison de la réduction de la vitesse de propagation de flamme et de la détérioration de la stabilité de combustion (Xie *et al.*, 2017 ; Saanum *et al.*, 2007 ; Lee *et al.*, 2014). Finalement, il a été observé que l'utilisation d'un fort taux de RGE (20 %) chaude (c'est-à-dire à la température des gaz d'échappement) entraîne une économie de carburant de 7 % ainsi qu'une réduction de 36 % des NO_X et de 87 % des particules fines (Xie *et al.*, 2017). La réduction des particules est possible, car la RGE chaude facilite l'évaporation du carburant.

1.8 RGE stratifiée

La RGE stratifiée repose sur le principe de limiter le mélange entre les gaz recirculés et le mélange air/carburant admis dans le cylindre. Cette technique permet d'augmenter la quantité maximale de RGE admissible sans générer d'instabilités excessives de combustion, ce qui contribue à une réduction des émissions polluantes et à une amélioration de l'efficacité thermique du moteur (Sarikoc *et al.*, 2006 ; Woo *et al.*, 2006).

Trois principales configurations de stratification ont été étudiées : la stratification axiale, où le RGE se concentre dans la partie inférieure du cylindre tandis que l'air frais se situe en partie supérieure (Ramadan *et al.*, 2002 ; Xu *et al.*, 2000) ; la stratification radiale, où le RGE est confiné aux parois tandis que le mélange air/carburant se trouve au centre du cylindre, ce qui permet de mieux préserver la séparation des gaz jusqu'au moment de l'ignition (Woo *et al.*, 2006 ; Dong *et al.*, 2002) ; et enfin la stratification latérale, qui divise le cylindre en deux zones distinctes, séparées selon un plan parallèle à l'axe du piston (Jackson, 1996 ; Dong *et al.*, 2002). Ces configurations permettent de maximiser l'efficacité de la combustion en minimisant les pertes thermiques et en optimisant la turbulence (Ditius, 1999 ; Han *et al.*, 1998), et sont illustrées dans la figure 1.6.

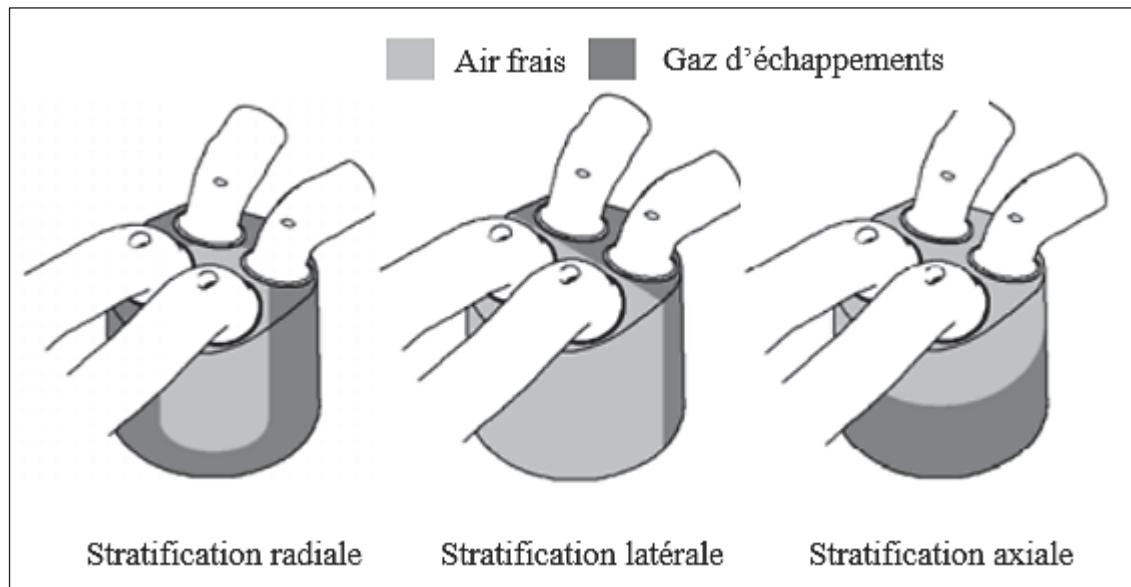


Figure 1.6 Types de stratification des gaz dans un cylindre moteurs
 Tirée et modifiée de Potential of Reducing the NO_x Emissions in a Spray Guided DI Gasoline Engine by Stratified Exhaust Gas Recirculation (EGR) (2006)

Dans les moteurs à allumage commandé, qui sont le sujet de ce mémoire, l'enjeu principal est de maintenir une concentration réduite de RGE à proximité de la bougie d'allumage afin d'éviter des ralentissements excessifs de la combustion, tout en favorisant son accumulation dans d'autres régions du cylindre (Sarikoc *et al.*, 2006). En mode stratifié, une injection de RGE réalisée au bon moment permet d'améliorer la stabilité de combustion et de repousser les limites d'utilisation de la recirculation des gaz d'échappement sans dégrader les performances du moteur (Woo *et al.*, 2006). Par exemple, en stratification axiale, une injection de RGE réalisée en début de phase d'admission, combinée à une admission d'air frais en fin de phase, a permis de stabiliser la pression moyenne effective indiquée (PMEI) jusqu'à un taux de 30 % de RGE, contrairement au mode homogène où des variations cycliques importantes apparaissent dès l'atteinte d'un taux de 20 % (Woo *et al.*, 2006). En mode stratification radiale, l'induction d'un mouvement de type swirl s'est révélée efficace pour préserver la séparation des gaz jusqu'à l'ignition, ce qui a conduit à une réduction des émissions de NO_x de 88 % par rapport au mode homogène (Sarikoc *et al.*, 2006).

L'étude des concepts de RGE stratifiée repose largement sur les simulations de dynamique des fluides numérique (CFD). La CFD permet la poursuite de simulations dans des conditions réelles de fonctionnement (Jeong, 2024) et est ainsi devenue un outil incontournable pour concevoir et tester des solutions innovantes en phase de développement moteur (Senčić *et al.*, 2023). Ainsi, la CFD a permis, dans différentes études (Ramadan *et al.*, 2002 ; Woo *et al.*, 2006 ; Dong *et al.*, 2002 ; Xu *et al.*, 2000), de simuler les interactions entre les gaz dans la chambre de combustion, tout en analysant la répartition des gaz recirculés en fonction des différentes stratégies de stratification et leur impact sur la turbulence, la propagation de la flamme et les transferts de chaleur. Par exemple, Dong *et al.* (2002) ont étudié numériquement un port d'admission hélicoïdale qui permet de renforcer cette séparation entre la RGE et le mélange frais et qui améliore la persistance de la stratification jusqu'au moment de l'ignition.

Parmi les approches émergentes visant à améliorer l'efficacité de la recirculation stratifiée des gaz d'échappement (RGE), l'injection directe des gaz recirculés dans la chambre de combustion représente une alternative prometteuse. Contrairement aux méthodes traditionnelles qui modifient le collecteur d'admission pour créer une stratification en phase d'admission, cette approche consiste à introduire le RGE directement dans le cylindre via des électrovannes positionnées dans la culasse (Niquet *et al.*, 2025).

L'étude de Niquet *et al.* (2025) présente cette nouvelle approche en explorant l'influence du moment d'injection du RGE sur la combustion et les émissions. En injectant directement le RGE à différents instants du cycle moteur pourrait permettre un meilleur contrôle de la distribution spatiale des gaz dans le cylindre. Ce positionnement ciblé de la RGE vise à optimiser la séparation des gaz et à ajuster la quantité de dilution en fonction des besoins du moteur. La figure 1.7 présente la géométrie utilisée lors de cette étude expérimentale.

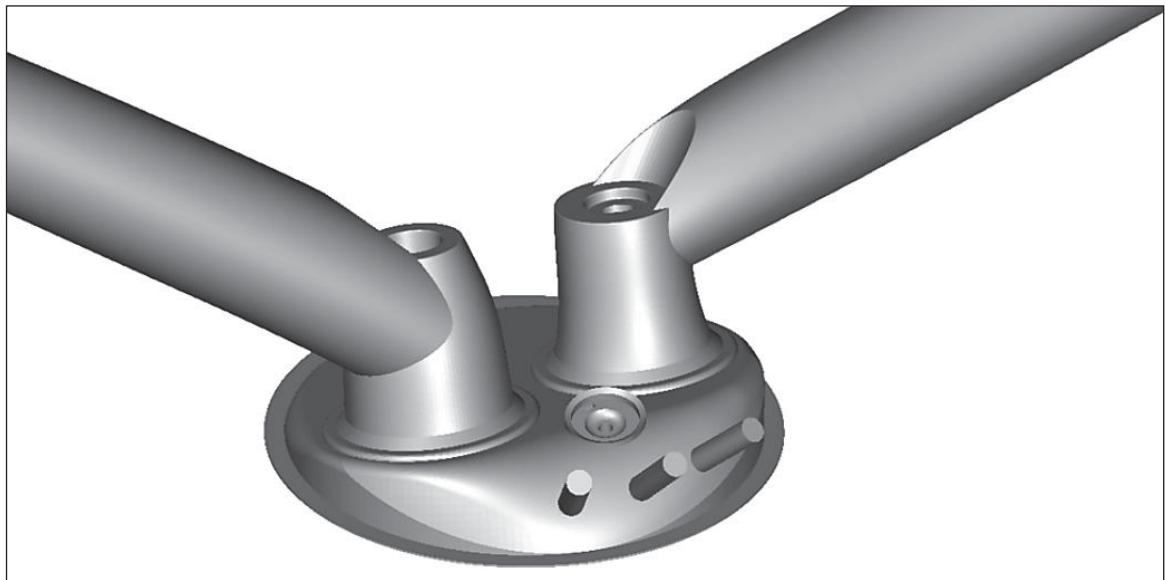


Figure 1.7 Géométrie modifiée avec 3 ports RGE supplémentaires
Tiré de A novel approach for exhaust gas recirculation stratification in a spark-ignition engine (2025)

Contrairement aux configurations de RGE homogène, qui réduisent la densité de l'air admis et limitent la puissance motrice, l'injection directe permet d'ajuster la quantité de gaz recirculés sans compromettre l'apport en air frais (Niquet *et al.*, 2025). L'avantage, par rapport à l'approche traditionnelle, est que l'injection directe de RGE peut se faire également à fortes charges du moteur, sans perte de puissance.

Ainsi, bien que l'approche proposée par Niquet *et al.* (2025) ait démontré un potentiel significatif en termes de performance motrice et de réduction des émissions, son exploitation peut être envisagée dans un cadre élargi. Une nouvelle utilisation de ce concept est visée dans ce mémoire, exploitant les capacités des outils de simulation numérique pour approfondir et adapter cette approche à un contexte spécifique, dans lequel la RGE est remplacée par de l'air.

Cette nouvelle application repose sur l'hypothèse que l'air ainsi ajouté permet d'appauvrir le mélange tout en augmentant l'intensité de la turbulence et donc de maintenir une combustion rapide par rapport à un mélange pauvre homogène. Une combustion rapide est associée à une génération de travail supplémentaire par rapport à un mélange pauvre homogène brûlant moins rapidement. Une seconde utilisation de l'injection directe d'air est également possible et consiste à modifier le cycle thermodynamique du moteur en injectant l'air durant la course de détente. Ceci permettra d'augmenter la masse du cylindre et possiblement la pression, ce qui pourrait augmenter le travail produit sans augmentation de la consommation de carburant.

1.9 Synthèse, objectifs et hypothèses

À l'heure où le secteur de génération de puissance évolue rapidement pour répondre aux exigences environnementales croissantes, l'injection de gaz d'échappement recirculé (RGE) a démontré son potentiel en termes d'optimisation des performances motrice et de réduction des émissions nocives. L'apparition d'un nouveau concept d'injection directe de RGE ayant été proposé récemment ouvre de nouvelles possibilités quant à l'utilisation générale de cette approche. Ainsi dans ce mémoire, la même configuration que celle utilisée par Niquet *et al.* (2025) est utilisée afin d'explorer l'effet de l'injection d'air directement dans le cylindre. Cette approche est considérée, car plusieurs concepts de stockage d'énergie reposent sur le stockage d'air sous pression pour une utilisation subséquente (Tian *et al.*, 2023 ; Basbous *et al.*, 2012 ; Linnemann *et al.*, 2003).

Ainsi l'approche explorée dans ce mémoire permet donc d'étudier comment un nouveau concept d'injection directe, initialement prévue pour la RGE, pourrait également servir à améliorer les performances d'un moteur en combinaison avec une source d'air comprimé stocké. L'objectif principal de ce mémoire est de quantifier l'effet de l'injection directe d'air dans un cylindre moteur sur les performances d'un moteur à allumage commandé. Cet objectif principal sera atteint à l'aide de simulations numériques et des sous-objectifs de recherche suivants :

1. Développer et valider un modèle numérique 3D (CFD) d'un cylindre moteur.
2. Quantifier l'impact des stratégies d'injection d'air sur la performance du moteur.
3. Caractériser l'effet de l'injection d'air sur l'écoulement, la turbulence et la combustion dans le cylindre.

Le dernier sous-objectif permettra de comprendre les phénomènes en jeu afin d'éventuellement améliorer le concept étudié. Ainsi ce travail repose sur l'hypothèse principale que la stratégie d'injection d'air, c'est-à-dire le moment où cette injection a lieu, se traduira par un comportement différent du moteur. Le moment d'injection d'air supplémentaire, par rapport au TDC, influencerait l'écoulement principal structuré présent dans le cylindre ainsi que la turbulence. Par exemple, une injection plus précoce avant l'allumage pourrait amplifier la turbulence dans la chambre de combustion, qui se traduirait par une accélération de la propagation de la flamme, et ce malgré un appauvrissement du mélange air-carburant. D'autre part, l'injection d'air plus tardive, soit durant la course de détente, augmenterait la masse contenue dans le cylindre et pourrait potentiellement augmenter le travail effectué par le piston sans apport de carburant supplémentaire.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE ET MODÈLE NUMÉRIQUE DE SIMULATION

Dans ce deuxième chapitre, les différents paramètres de modélisation tels que les solveurs utilisés, les équations gouvernantes, les conditions frontières initiales et le domaine de simulation sont présentés. Ce chapitre présente du fait même le modèle numérique complet utilisé pour répondre aux objectifs de recherche.

2.1 Géométrie de base et domaine de simulation

Le moteur Honda GX390 a été utilisé expérimentalement dans le cadre d'un autre mémoire (Niquet *et al.*, 2025) et ce moteur est repris pour développer le modèle numérique présenté dans ce qui suit. La géométrie du moteur a donc été numérisée pour développer le volume de contrôle des simulations numériques. Le tableau 2.1 regroupe les principales caractéristiques du moteur utilisé dans les simulations numériques de ce projet. Dans ce mémoire, tous les angles sont exprimés en degrés d'angle vilebrequin ($^{\circ}$ CA), sauf indication contraire.

Tableau 2.1 Caractéristiques du moteur

Paramètre	Valeur
Longueur de bielle	112 mm
Course	64,17 mm
Position du piston (décalage par rapport à l'axe de la bielle)	-1,43 mm
Rapport de compression	8,11
Diamètre d'alésage	88 mm
Levée de soupape admission	0,196 mm
Levée de soupape échappement	0,196 mm
Ouverture soupape admission	356 $^{\circ}$
Fermeture soupape admission	594 $^{\circ}$
Ouverture soupape échappement	116 $^{\circ}$
Fermeture soupape échappement	381 $^{\circ}$

Pour limiter le temps computationnel des simulations numériques effectuées, le domaine de simulation est réduit et limité aux composantes du moteur où les phénomènes de combustion à l'étude prennent place (Chiodi, 2011). La figure 2.1 présente le domaine de simulation qui fut utilisé durant les différentes simulations numériques.

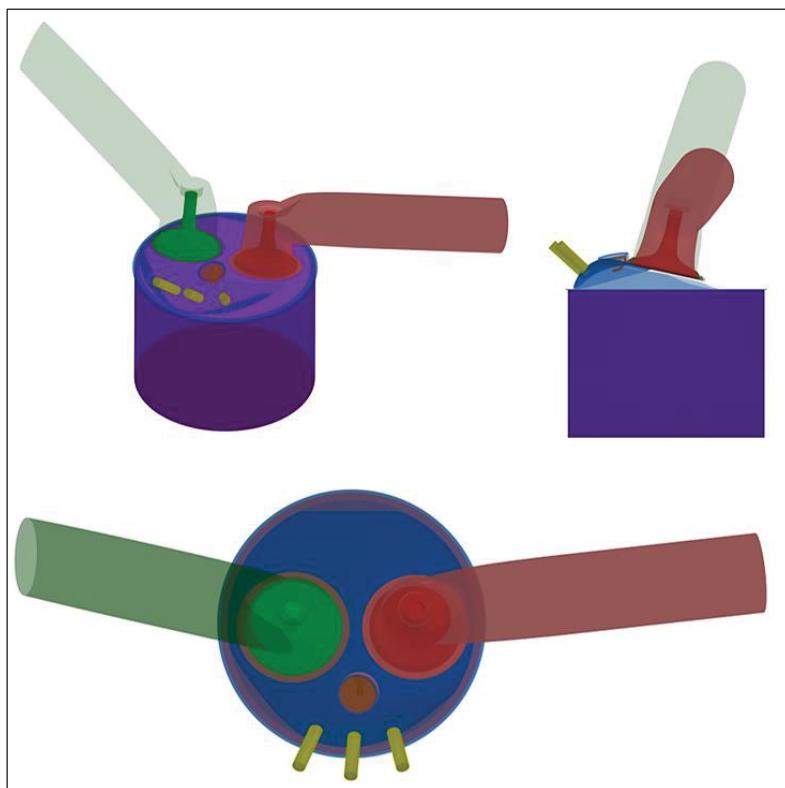


Figure 2.1 Domaine de simulation numérique initial du projet de recherche

Ainsi, le domaine de simulation obtenue à partir d'une numérisation 3D réalisée sur le moteur Honda GX390 est constitué du conduit et de la soupape d'admission (verts), du conduit et de la soupape d'échappement (rouges), de la bougie d'allumage (orange) ainsi que de la culasse et des parois du cylindre (mauve).

Cette dernière variable illustrée à la figure 2.1 représente la course exécutée par le piston (surface du bas de la chambre de combustion) lors du cycle moteur. De plus, la paroi du cylindre est paramétrée dans le but de se redimensionner en fonction de la position du piston lors de sa descente et de sa montée.

Finalement, trois tubes pour l'injection d'air supplémentaire (jaune) sont positionnés sur la tête de la chambre de combustion, près de la bougie d'allumage. Cette configuration, provenant du moteur expérimental (Niquet *et al.*, 2025), a été choisie initialement pour sa facilité d'installation sur un moteur existant.

Ainsi, les ports d'admissions et d'échappements sont inclus pour être en mesure de capturer leurs effets et ceux du mouvement des valves sur le fluide en amont et en aval de la chambre de combustion (d'Adamo *et al.*, 2019 ; Cicalese *et al.*, 2016 ; Liu *et al.*, 2018 ; Berni *et al.*, 2023). Ces ports d'admission et d'échappement sont également retirés du domaine de simulation lorsqu'ils ne sont pas nécessaires et qu'ils n'interviennent pas dans la phase actuelle du cycle de combustion (lors des périodes de soupapes fermées), réduisant ainsi le coût computationnel total de la simulation.

2.2 Conditions aux frontières et conditions initiales

Les conditions aux frontières ont été prises directement sur le moteur Honda GX390 lors de précédents essais expérimentaux (Niquet *et al.*, 2025), ou à travers des valeurs issues des études disponibles dans la littérature. Pour toutes les simulations effectuées dans le cadre de ce projet, l'essence est représentée, dans le logiciel, par la formule chimique C_8H_{17} et ayant des propriétés similaires à l'essence commerciale. Ce carburant est considéré comme étant complètement à l'état gazeux, afin de s'affranchir de modéliser l'injection de carburant liquide, et est supposé parfaitement mélangé à l'air en proportion stoechiométrique (sauf si précisé autrement) lors de son admission par la soupape d'admission.

Cette approche est similaire à ce que l'on peut retrouver dans la littérature (Liu *et al.*, 2018 ; Verma *et al.*, 2016)) en modélisation de moteur à injection indirecte comme dans le cas présent. De plus, à l'entrée du port d'admission et d'échappement, une condition de pression (tableau 2.2) est imposée et représente la pression de l'air admis dans le moteur et la contrepression offerte par le système d'échappement des gaz brûlés, respectivement. Pour les surfaces solides du modèle qui dictent le transfert de chaleur, les températures des différentes surfaces sont présentées au tableau 2.2 et sont basées à partir des données de la littérature (Noori *et al.*, 2007 ; Motwani *et al.*, 2025 ; Mortimer *et al.*, 2022).

Tableau 2.2 Conditions aux frontières du modèle numérique

Condition	Pression (bar)	Température (K)	Remarque
Entrée du conduit d'admission	0,747	305,15	Basé sur la pression du collecteur
Sortie du conduit d'échappement	1,21	-	Fixée en fonction de la pression
Tête de la chambre de combustion	-	465,15	Température de frontière imposée
Bougie d'allumage	-	550,15	Température de frontière imposée
Piston	-	510,15	Température de frontière imposée
Gaz dans le port d'échappement (initialisation)	1,25	600,15	Gaz entièrement brûlés
Gaz dans le cylindre (initialisation)	4,1	1000,15	Gaz entièrement brûlés

2.3 Modèles numériques

Toutes les simulations utilisent une approche RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) pour le transport de la masse, de la quantité de mouvement, des espèces et de l'énergie. Le choix des modèles pour la turbulence, la combustion sont également nécessaires. Cette section décrit brièvement les équations qui s'y rattachent.

2.3.1 Équation de conservation

Dans le cadre de ce travail, les simulations basées sur les équations de Navier–Stokes moyennées selon Reynolds (RANS) sont utilisées et les équations présentées proviennent du manuel du logiciel utilisé, soit AVL Fire-M (AVL, 2022). Ainsi, l'équation de la conservation de quantité de mouvement est représentée par l'équation 2.1.

$$\rho \frac{DU_i}{Dt} = \rho g_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \right] \quad (2.1)$$

Où ρ est la densité du fluide, g_i la composante du vecteur gravité, \bar{u}_i la vitesse moyenne dans la direction i , μ la viscosité dynamique et δ_{ij} le symbole de Kronecker. Le terme $\rho \bar{u}_i \bar{u}_j$ représente le tenseur de contrainte turbulente. Ce terme nécessite l'utilisation d'un modèle de turbulence pour fermer l'équation, lequel sera présenté dans la prochaine section. Ensuite, l'équation d'énergie moyennée de Reynolds est définie selon l'équation 2.2 suivante :

$$\rho \frac{DH}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + U_j \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) = \rho \dot{q}_g + \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial (U_j \tau_{ij})}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.2)$$

Où $\rho \dot{q}_g$ représente le terme de production d'énergie par source volumique de chaleur, $\frac{\partial P}{\partial t}$ le taux de variation temporelle de la pression, $\frac{\partial (U_j \tau_{ij})}{\partial x_i}$ le travail des forces visqueuses (dissipation mécanique) et $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$ représente la conduction thermique selon la loi de Fourier. Dans cette équation, H désigne l'enthalpie totale.

Finalement, l'équation (2.3) de conservation de masse est basée sur la concentration massique des espèces est représentée sous cette forme :

$$\rho \frac{DC}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial C}{\partial t} + U_j \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) = \rho \dot{r} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial C}{\partial x_j} - \rho \bar{c} \bar{u}_i \right) \quad (2.3)$$

Où C désigne la concentration massique moyenne d'une espèce chimique, \dot{r} est le terme source associé au taux de production massique de l'espèce. $\rho \bar{c} \bar{u}_j$ est le vecteur de flux de masse turbulent, représentant le transport turbulent d'espèces par unité de volume, en raison de la fluctuation de vitesse u_j . D correspond au coefficient de diffusion moléculaire.

2.3.2 Transport des espèces chimiques

Le module de transport des espèces fournit les équations nécessaires pour le transport des espèces chimiques en phase gazeuse et liquide dans le domaine de calcul. L'équation de transport des espèces est exprimée sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho(U_i - U_{\delta_i})y_k) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_{y_k} \frac{\partial y_k}{\partial x_i}\right) + S_{y_k} \quad k = 1 \dots K_{\text{spec}} \quad (2.4)$$

Où y_k représente la fraction massique d'une espèce chimique individuelle k , K_{spec} le nombre total d'espèces chimiques (AVL, 2023), U_{δ_i} représente la vitesse de la phase liquide dans le cas d'un écoulement diphasique, Γ_{y_k} est le coefficient effectif de diffusion de l'espèce chimique, et S_{y_k} est le terme source associé à la production ou à la consommation de cette espèce par réaction chimique.

Dans le cas de l'équation de transport des espèces, Γ_{y_k} est défini comme :

$$\Gamma_{y_k} = \left(\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{S_{c_t}} \right) \quad (2.5)$$

Où S_{c_t} est le nombre de Schmidt turbulent est défini à 0,9, et $D_{k,m}$ est le coefficient de diffusion de l'espèce k dans le mélange (AVL, 2023)

Le terme source responsable de la destruction/création de l'espèce k est défini comme :

$$S_{y_k} = \dot{r}_k \cdot M_k \quad (2.6)$$

Où r'_k et M_k sont respectivement le taux de réaction et la masse molaire de l'espèce k (AVL, 2023).

2.3.3 Modèle de turbulence

Pour assurer la fermeture des équations de Navier-Stokes moyennées selon Reynolds, il est nécessaire d'introduire un modèle de turbulence permettant d'exprimer les termes inconnus liés aux fluctuations turbulentes. En effet, la décomposition de Reynolds conduit à l'apparition du tenseur des contraintes de Reynolds ($\rho \bar{u}_i u_j$), représentant l'effet du transport turbulent de la quantité de mouvement. Cette inconnue supplémentaire nécessite un modèle de turbulence qui relie ces termes aux grandeurs moyennes, afin de rendre le système d'équations solvable.

Dans ce projet, le modèle de turbulence employé est basé sur le sous-modèle de fermeture $k - \zeta - f$. En comparaison avec ce modèle, le modèle $k-\varepsilon$ plus fréquemment utilisé peut présenter des lacunes dues à sa nature isotrope, qui ne convient pas pour capter efficacement les effets de paroi (Popovac, 2023). Or, la modélisation des effets d'écoulement près des parois est importante dans la prédiction des caractéristiques d'écoulements dans un cylindre moteur (Popovac, 2023). En se basant sur le modèle de turbulence $\bar{u}^2 - f$ de Durbin (1991) qui utilise le concept de relaxation elliptique, f , pour les effets non visqueux proches des parois, le modèle $k - \zeta - f$ améliore la stabilité numérique du modèle original en résolvant une équation de transport pour le ratio d'échelle de vitesse, ζ ($\zeta = \bar{u}^2/k$), au lieu de résoudre \bar{u}^2 . Le modèle $k - \zeta - f$ offre un coût computationnel modéré, tout en assurant une modélisation de la turbulence près des parois, et ce indépendamment de la résolution du maillage à proximité des parois du cylindre (Popovac, 2023).

La viscosité turbulente v_t du modèle $k - \zeta - f$ est déterminée par l'expression 2.7 (AVL, 2023), où k est l'énergie cinétique turbulente et ϵ est le taux de dissipation de cette énergie:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.7)$$

L'énergie cinétique turbulente k est une mesure de l'intensité des fluctuations de vitesse turbulente alors que son équation (2.8) décrit comment cette énergie est générée, dissipée et transportée dans le fluide (AVL, 2023):

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.8)$$

Ici, P_k représente la production de l'énergie cinétique turbulente due aux tensions de Reynolds, μ_t est la viscosité turbulente, et σ_k est un coefficient de diffusion turbulente.

La dissipation de cette énergie turbulente est définie comme suit :

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{C_{\varepsilon 1}^* P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2.9)$$

Dans cette équation, ν_t désigne la viscosité turbulente, et σ_ε un coefficient de diffusion turbulente spécifique à ε . De plus, ζ permet un comportement proche parois adéquat de ν_t (Popovac, 2023) et son équation de transport est exprimée en 2.10 (AVL, 2023) :

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho \left(f - \frac{C_\zeta P_k \zeta}{k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (2.10)$$

Où C_ζ est une constante de modèle et σ_ζ est un coefficient de diffusion turbulent.

L'équation de f est adoptée pour modéliser l'effet de relaxation elliptique dans le modèle $k - \zeta - f$. Elle est formulée comme suit (AVL, 2023) :

$$f = L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(C_1 + C_2 \frac{P_k}{\epsilon} \right) \frac{(2/3 - \zeta)}{T} \quad (2.11)$$

Où L est l'échelle de longueur turbulente, C_1 et C_2 sont des constantes de modèle.

Ainsi, l'échelle de temps turbulente T représente le temps caractéristique de la turbulence. Elle est définie par :

$$T = \max \left(\min \left(\frac{k}{\epsilon}, \frac{a}{\sqrt{6C_P|S|C_\mu}} \right), C_T \left(\frac{\nu}{\epsilon} \right)^{1/2} \right) \quad (2.12)$$

Où a et C_T sont des constantes, ν est la viscosité cinématique et $|S|$ est la magnitude du tenseur des taux de déformation.

Finalement, l'échelle de longueur turbulente L représente la taille caractéristique des structures turbulentes. Elle est ainsi définie par :

$$L = C_L \max \left(\min \left(\frac{k^{3/2}}{\epsilon}, \frac{\mu^{1/2}}{\sqrt{6C_P|S|C_\mu}} \right), C_v \left(\frac{\epsilon}{\nu} \right)^{1/4} \right) \quad (2.13)$$

Où C_L et C_v sont des constantes de modèle.

Ces équations permettent ainsi de capturer les caractéristiques de la turbulence avec une meilleure stabilité numérique et précision dans les simulations des écoulements turbulents. Cette stratégie a donc été adoptée dans la modélisation des écoulements turbulents à travers les simulations numériques de cette étude.

2.3.4 Modélisation de l'allumage par étincelle et modèle de combustion

Dans un moteur à allumage commandé, la combustion commence par l'action d'une décharge électrique. Dans ce projet, le modèle de combustion « Extended Coherent Flame Model 3-Zones » (ECFM-3Z) est utilisé. Ce modèle décrit le taux de combustion du carburant par unité de volume comme le produit entre la densité de surface de la flamme (c'est-à-dire la surface de flamme par unité de volume) et la vitesse locale de la flamme. Cette dernière dépend de l'état local du mélange et pour cette raison, le modèle distingue trois zones de mélanges distinctes : l'une pour le carburant pur, l'une pour l'air pur ou mélangé avec des gaz brûlés et la troisième est pour le mélange des deux zones précédentes.

Le modèle ECFM-3Z repose sur la résolution d'une équation de transport de la densité de surface de flamme (et simultanément sa position) qui prend en compte l'étirement par la turbulence, la dilatation et l'expansion thermique ainsi qu'un terme de destruction lié à la consommation du carburant. Cette densité de surface de flamme turbulente est par la suite multipliée par la masse volumique, la fraction massique de carburant du mélange frais et la vitesse de flamme laminaire selon les conditions locales (pression, température) et permet donc d'obtenir le taux de consommation de carburant turbulent (AVL, 2022). Ce modèle sépare ainsi la chimie de la turbulence, supposant que les réactions chimiques se déroulent au sein de fines couches qui séparent les gaz frais non brûlés des gaz entièrement brûlés (AVL, 2022).

Le modèle de combustion ECFM-3Z est couplé au modèle d'inflammation basé sur un kernel de flamme sphérique, qui déclenche la combustion en établissant une valeur prédéterminée de la densité de surface de la flamme dans une certaine zone autour de la position de la bougie. La position de la bougie d'allumage, le moment d'ignition, le rayon du noyau de flamme et la durée de l'étincelle sont utilisés pour produire un noyau de flamme sphérique, avec la densité de surface de la flamme définie dans l'initialisation des paramètres du modèle.

Cette approche a l'avantage de s'affranchir de la complexité liée à l'étincelle et de son interaction avec l'écoulement et la chimie de combustion. Le tableau 2.3 présente les paramètres d'initialisation du modèle du noyau initial de flamme sphérique utilisés lors de cette étude et dont les valeurs sont similaires (ou d'un même ordre de grandeur) à celles retrouvées dans la littérature (Zen *et al.*, 2020 ; Yontar, 2023).

Tableau 2.3 Paramètres d'initialisation du noyau initial de flamme

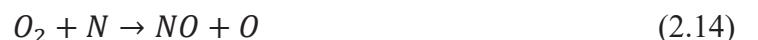
Paramètre	Valeur	Unité
Avance à l'allumage	37	° CA BTDC
Rayon du noyau de flamme	3	mm
Durée d'ignition	1	ms
Densité initiale de surface de flamme	1500	1/m

Lorsque la flamme est initiée à l'aide des paramètres du tableau 2.3, la vitesse de propagation de la flamme peut être ajustée à l'aide du facteur d'étirement de flamme (α) qui est fixé à 0,6, et du paramètre du modèle de mélange (β) égal à 1. Les valeurs par défaut des coefficients α et β dans le logiciel sont respectivement de 1,6 et 1. L'étude de Fonseca *et al.* (2016) montre qu'en réduisant la valeur de α , la pression simulée dans le cylindre diminue, et qu'un ajustement de α autour de 0,5 permet d'obtenir une meilleure concordance avec les résultats expérimentaux, tout en conservant β à sa valeur par défaut.

2.3.5 Modélisation d'émissions polluantes

Le modèle de combustion ECFM-3Z est conçu pour simuler à la fois la combustion ainsi que la formation de polluants dans les moteurs à combustion interne, et ce en résolvant deux mécanismes chimiques (AVL, 2022). Premièrement, un mécanisme d'équilibre chimique est employé pour décrire les réactions rapides et les concentrations molaires des principales espèces réactives, y compris les CO , OH , H_2O , et le CO_2 (AVL, 2022). Ce mécanisme repose donc sur les constantes d'équilibre calculées en fonction de la température selon le mécanisme Meintjes/Morgan (Meintjes *et al.*, 1987).

Le deuxième mécanisme implémente le schéma de Zeldovich étendu, qui décrit la formation spécifique de NO par des réactions élémentaires impliquant les N_2 , O_2 , et les OH dans des conditions de forte température (McAllister, 2011 ; Heywood, 1988). Sommairement, le calcul de ces taux de réactions permet ainsi de prédire les niveaux d'émissions de NO_X (McAllister, 2011 ; Heywood, 1988). Le processus de NO thermique se produit grâce aux 3 réactions chimiques suivantes (équations 2.13, 2.14 et 2.15) et dont la première contrôle ce mécanisme réactionnel. En effet, la réaction 2.13 est endothermique (nécessite de hautes températures) et produit l'azote monoatomique nécessaire pour les 2 autres réactions menant à la production de NO.





Ces mécanismes sont ainsi résolus de manière séquentielle, et les espèces présentes en petites quantités sont supposées en état d'équilibre, ce qui signifie que leurs concentrations restent invariables durant la simulation (AVL, 2022). Cette stratégie réduit la complexité des calculs et accélère les simulations sans sacrifier significativement la précision des résultats dans la prédiction des émissions de polluants (AVL, 2022).

2.4 Solveurs et mode d'exécution

Tout d'abord, le solveur du logiciel AVL se base sur l'approche des volumes finis (AVL, 2022). L'algorithme de solution utilisé offre une grande flexibilité dans l'utilisation de maillage non structuré, y compris ceux constitués de volumes polyédriques (AVL, 2022). L'approche par volumes finis se base sur des principes généraux de conservation pour les propriétés qui décrivent le comportement de la matière lorsqu'elle interagit avec son environnement (AVL, 2022).

Le mode d'exécution de l'intégration temporelle est établi comme étant adaptatif à travers nos simulations, permettant ainsi d'ajuster le pas de temps en fonction de certains critères ou de certains événements importants afin de faciliter la convergence des calculs itératifs et favoriser l'efficacité des simulations (AVL, 2022).

Ainsi, un raffinement des pas d'intégration (en degrés vilebrequin) est réalisé lors du début des injections supplémentaires d'air, lors de la combustion et lors des ouvertures et des fermetures des soupapes d'admission et d'échappement. Ces mouvements de soupapes furent établis en fonction des courbes de levée et de descente obtenues expérimentalement en laboratoire sur le moteur Honda GX390.

De plus, pour les algorithmes couplant la pression et la vitesse des fluides, l'algorithme PIMPLE est choisi et constitue un mélange des algorithmes SIMPLE et PISO. En calculant implicitement les termes visqueux et de convection, l'algorithme SIMPLE permet de définir un intervalle de temps plus large et d'améliorer la convergence (Cho *et al.*, 2022). Cependant, étant donné qu'un calcul itératif à grande échelle est nécessaire en fonction du pas de temps, le coût computationnel augmente de façon exponentielle lorsque cet algorithme est utilisé pour un écoulement instationnaire ou turbulent (Cho *et al.*, 2022). En revanche, l'algorithme PISO est utile pour les problèmes d'écoulement instationnaire. En effet, il permet de calculer l'écoulement instationnaire avec une grande précision en utilisant, quant à lui, un petit nombre d'itérations (Cho *et al.*, 2022). Ainsi, l'algorithme implicite PIMPLE (Piso/Simple), combine les avantages de ces deux algorithmes de couplage pression-vitesse. Les différentes équations du modèle sont résolues à l'aide de schémas numériques spécifiques visant à optimiser la stabilité et la précision des calculs.

L'équation de quantité de mouvement est traitée avec un schéma MINMOD Bounded, une méthode appartenant à la famille des schémas TVD (Total Variation Diminishing). Ce choix permet de limiter la formation d'oscillations non physiques dans les gradients élevés, garantissant ainsi une meilleure précision numérique et une stabilité accrue dans la simulation des écoulements turbulents (Blazek, 2015). Les équations de turbulence, d'énergie et de transport des espèces chimiques sont discrétisées à l'aide d'un schéma Upwind de premier ordre, favorisant la stabilité des calculs. Ces équations sont ensuite résolues via le solveur GSTB (Generalized Second-Order TVD Bounded) (AVL, 2022). L'utilisation conjointe des schémas Upwind et TVD est une pratique courante en CFD, car elle permet d'assurer un bon compromis entre précision et robustesse numérique, notamment dans les écoulements caractérisés par de forts gradients (Denner *et al.*, 2015). Ce type de solveur a déjà été appliqué dans de récentes études en CFD 3D sur maillages non structurés, où des correcteurs spécifiques ont été introduits pour réduire la diffusion numérique et améliorer la précision des calculs (Denner *et al.*, 2015). Le tableau 2.4 présente un récapitulatif de ses solveurs et schémas numériques utilisés lors de ce projet.

Tableau 2.4 Récapitulatif des solveurs et schémas numériques

Équation	Schéma numérique	Solveur	Ordre/Type
Continuité	Différences centrales	AMG	Implicite, 2 ^e ordre
Quantité de mouvement	MINMOD Borné	GSTB	Implicite, 2 ^e ordre
Turbulence	Upwind	GSTB	Implicite, 1 ^{er} ordre
Énergie	Upwind	GSTB	Implicite, 1 ^{er} ordre
Espèces	Upwind	GSTB	Implicite, 1 ^{er} ordre

Finalement, afin de neutraliser l'impact des conditions initiales, la simulation exécute trois cycles moteurs intégraux successifs. Ainsi, uniquement le troisième cycle de combustion de chacune des simulations effectuées sera analysé. Cela correspond à une simulation s'étendant sur 2160°. Cette approche est en accord avec ce que l'on retrouve dans la littérature où les résultats du premier (Verma *et al.*, 2016) jusqu'au troisième (Berni *et al.*, 2023 ; Fonseca *et al.*, 2016) cycle sont utilisés.

2.5 Conclusion du chapitre 2

Ce chapitre a permis de présenter la méthodologie numérique employée dans le cadre de ce projet. La géométrie du domaine ainsi que les équations de conservation utilisées ont été décrites. Les sous-modèles retenus, notamment le modèle de turbulence $k - \zeta - f$ sous le cadre RANS, et le modèle de combustion ECFM-3Z, ont également été introduits. Enfin, les algorithmes de résolution numérique ont été présentés. Le chapitre suivant portera sur l'étude de maillage et la validation du modèle développé.

CHAPITRE 3

VALIDATION DU MODÈLE DE SIMULATION NUMÉRIQUE

Ce chapitre présente la validation du modèle numérique complet, qui consiste à vérifier la précision des simulations en les comparant aux données expérimentales. Cette étape permet de s'assurer que le modèle reproduit correctement les variables macroscopiques du moteur, soit la pression de cylindre maximale dans le cycle et la PMEI. De plus, le maillage utilisé lors des simulations est présenté et une analyse de convergence du maillage est exécutée pour justifier la sélection de ces paramètres.

3.1 Choix du maillage

Pour solutionner les équations gouvernantes à travers le domaine défini, il est nécessaire de représenter ce dernier par un nombre fini de mailles (Chiodi, 2011). La méthode de discréttisation par volumes finis utilisée par le Solveur CFD de AVL Fire-M est basée sur les déclarations de conservation appliquées à un volume de contrôle (AVL, 2022).

Naturellement, le domaine physique doit être divisé en plusieurs volumes de contrôle qui forment une grille numérique. De ce fait, les composants vectoriels et tensoriels du modèle développé sont définis en utilisant le système de coordonnées cartésiennes (AVL, 2022). Ces mailles cartésiennes servent ainsi de barrières et de cadres pour les résolutions numériques des équations gouvernantes de la modélisation (Chiodi, 2011).

Afin de garantir la fiabilité et la précision des résultats numériques, une étude de maillage est réalisée dans le but d'identifier un maillage adéquat. Cette démarche vise à s'assurer que les résultats deviennent peu sensibles à la taille des mailles choisies, c'est-à-dire que le raffinement du maillage n'a plus d'impact significatif sur les grandeurs étudiées. L'objectif est également de trouver un compromis entre la précision des résultats et le coût computationnel, en sélectionnant un maillage suffisamment fin pour capturer les phénomènes physiques pertinents, sans pour autant entraîner des temps de calcul excessifs.

Ainsi, quatre maillages de tailles différentes sont analysés, dont les principales caractéristiques sont résumées dans le tableau 3.1 ci-dessous, et illustré dans la figure 3.1. Le maillage de base correspond à celui proposé par défaut par le logiciel, tandis que les trois autres sont générés en modifiant la taille maximale des cellules.

La taille maximale est la valeur spécifiée dans le logiciel lors de la création du maillage, et représente la taille de base maximale atteinte sur l'ensemble du domaine. La taille moyenne de maille est quant à elle une valeur approximative qui caractérise la moyenne de taille sur l'ensemble du domaine, incluant les zones de raffinements proches des soupapes et des zones plus proches des parois du cylindre. Le temps pour générer les maillages est également présenté dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 Maillages à l'étude

Type	Taille Maximale Maille (mm)	Taille moyenne de Maille (mm)	Temps de Génération du Maillage (h)	Nombre de Cellules Total	Nombre de Cellules MAX	Nombre de Cellules MIN
Fin	1,0	0,71	16,7	66348515	1821381	399931
Moyen	2,0	0,86	10,6	35463531	1393462	210766
Grossier	3,0	0,90	13,1	37071534	1327876	145580
Base	1,5	0,80	12,7	45618465	1520390	277899

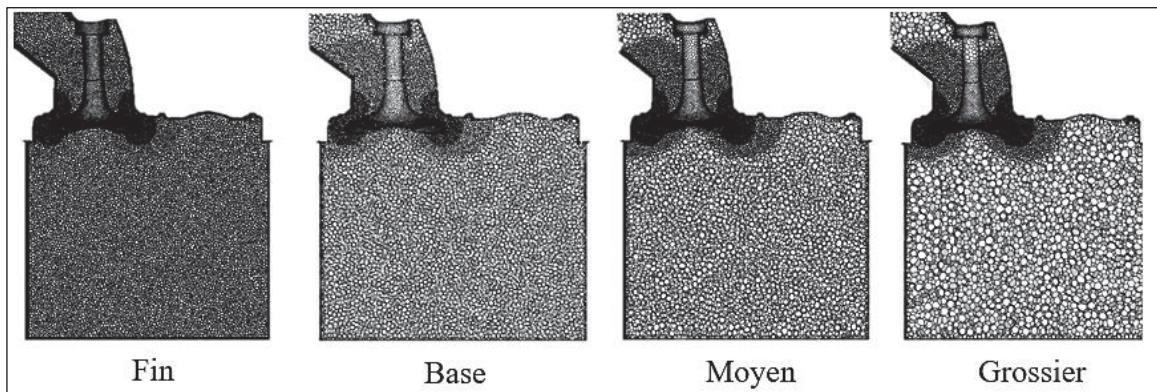


Figure 3.1 Visualisation des différents maillages à l'étude

Une simulation du moteur utilisant les valeurs définies au chapitre précédent et donc avec une pression d'admission de 0,747 bar et un mélange stœchiométrique est utilisée (sans injection d'air, à 2500 RPM) avec chacun des maillages. Lors du lancement d'une simulation, la première étape consiste à générer les maillages à différentes positions de la course du piston qui seront utilisées lors des calculs.

La figure 3.2 présente le temps computationnel pour générer le maillage en utilisant 32 processeurs sur la plateforme Narval de Calcul Québec en fonction du nombre total de cellules du maillage. Il est possible d'apercevoir que le temps computationnel pour réaliser le maillage est minimisé significativement lorsque la taille maximale du maillage est de 2 mm.

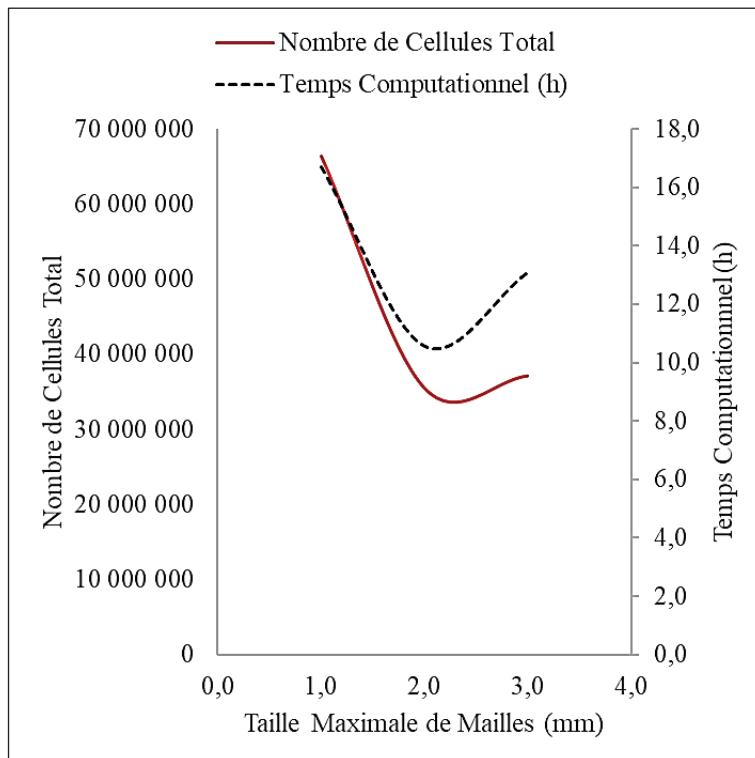


Figure 3.2 Effet de la taille moyenne du maillage sur le temps pour générer les différents maillages nécessaires aux simulations

Dans l'optique de déterminer si le modèle et les résultats de simulation deviennent indépendants de la taille du maillage, une comparaison des valeurs de pression dans le cylindre est effectuée pour chaque configuration. Cette analyse permet d'évaluer l'influence de la taille du maillage sur la pression de cylindre obtenue. Le tableau 3.2 présente ainsi les résultats de simulation du modèle numérique pour les différents maillages et montre que le maillage de base utilisé offre un bon compromis en temps de calcul ainsi que sur la valeur de la pression maximale, lorsque comparé au maillage fin.

Tableau 3.2 Résultats de simulation pour les différents maillages

Type	Taille moyenne de Cellule (mm)	Temps Computationnel (h)	Pression MAX (bar)	Variation (%)
Grossier	3,00	35,3	18,56	12,54 %
Moyen	2,00	35,1	21,22	12,60 %
Base	1,50	27,2	24,28	0,41 %
Fin	1,00	43,8	24,18	—

Il est possible d'apercevoir que la valeur de pression maximale se stabilise à partir d'une taille de base de 1,5 mm, avec une variation en dessous de 1 % lorsque l'on compare avec les résultats pour la taille de maillage plus fine. La figure 3.3 illustre les différentes courbes de pression obtenues avec les différents maillages. Le temps de simulation réaugmente pour des tailles moyennes de cellule supérieures à 2 mm, car ces maillages plus grossiers nécessitent davantage d'itérations pour atteindre la convergence souhaitée.

De ces faits, le maillage de base avec la taille moyenne de mailles à 1,5 mm est sélectionné pour le projet. La validation du modèle numérique est donc exécutée avec ce maillage. Celui-ci est illustré plus en détail dans les figures 3.4 et 3.5, afin de mieux visualiser les raffinements dans les régions critiques du domaine.

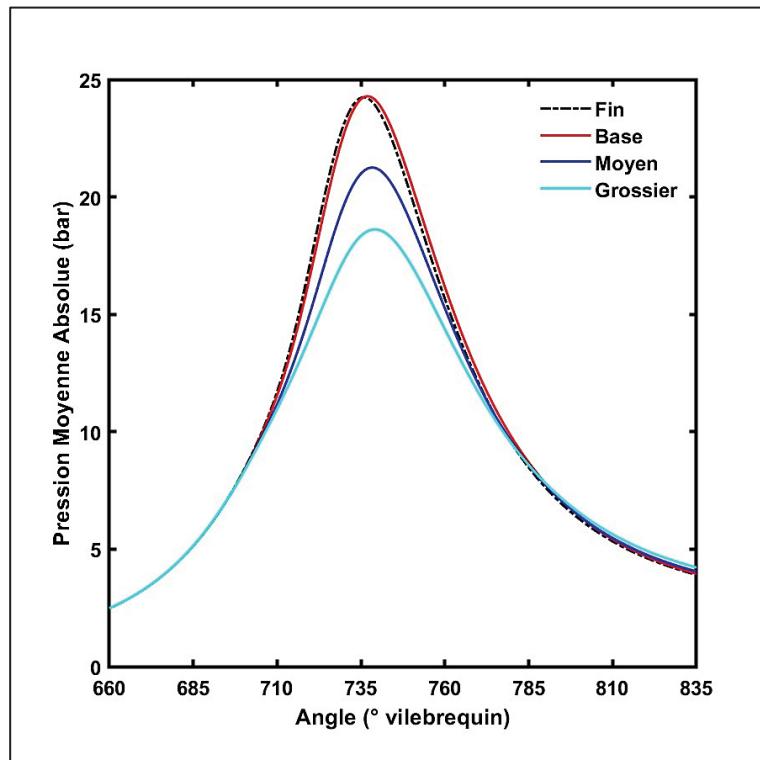


Figure 3.3 Courbes de Pression pour les différents maillages

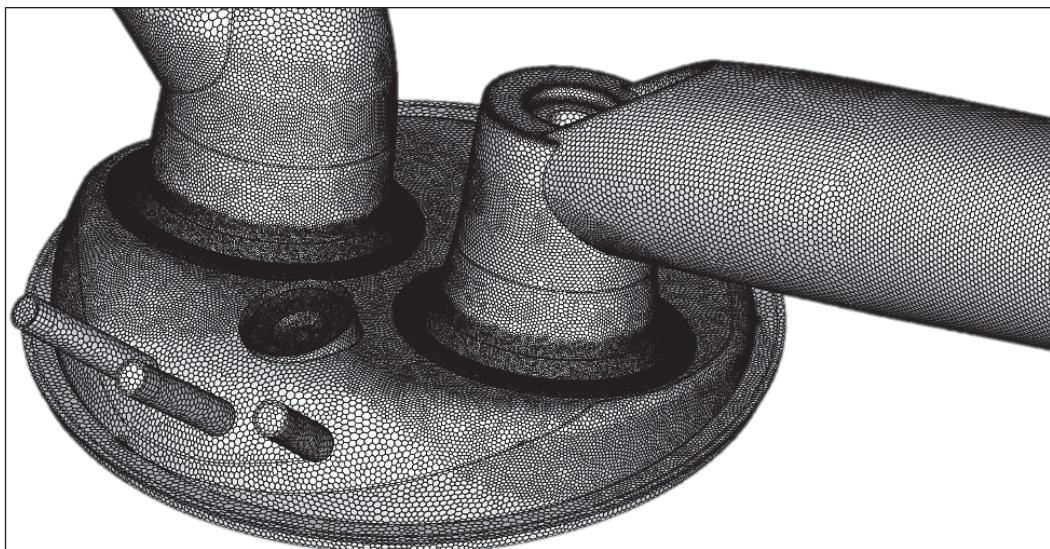


Figure 3.4 Maillage de la géométrie, vue isométrique

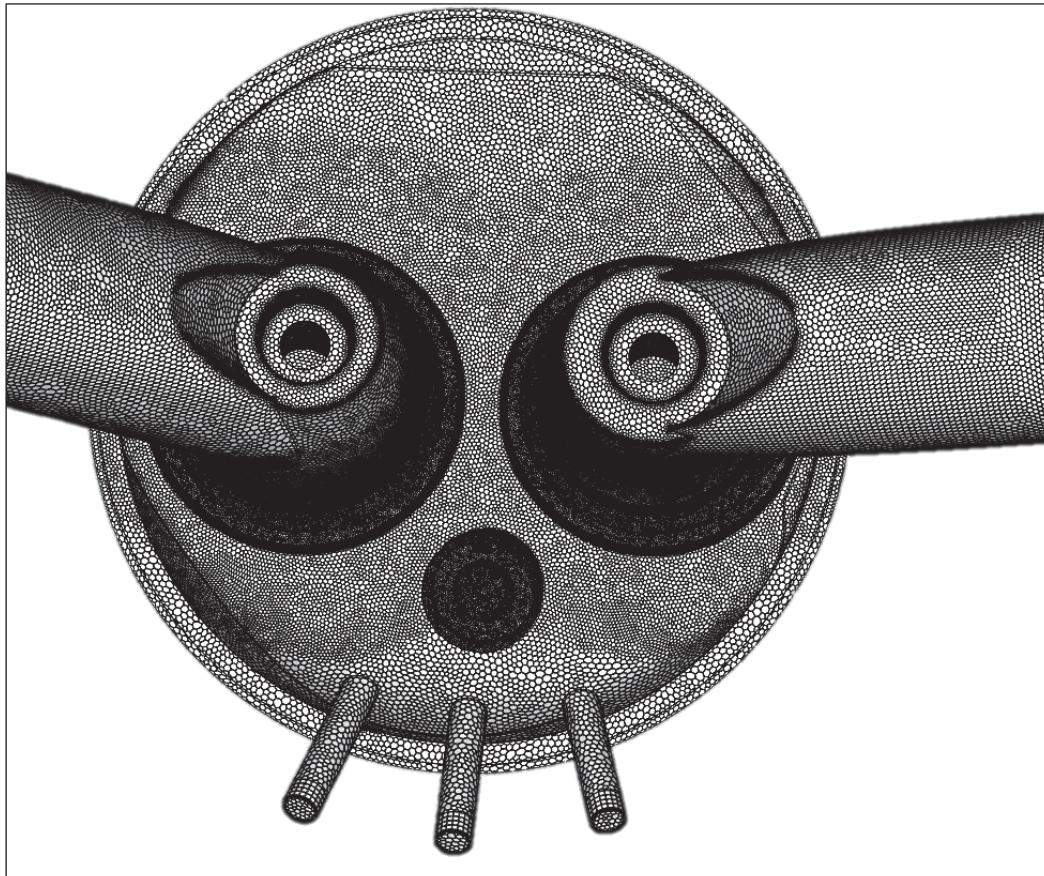


Figure 3.5 Maillage de la géométrie, vue dessus

L’utilisation d’un maillage non structuré offre l’avantage de faciliter la génération automatique de mailles pour des géométries complexes, où le raffinement de mailles est exécuté dans certaines parties de la géométrie (Liu *et al.*, 2021). De ce fait, ce mode constitue généralement une option plus économique en mémoire que le maillage cartésien structuré.

Ainsi, la technique de génération de maillage automatique utilisée est similaire à ce qu’on retrouve dans l’étude de Verma *et al.* (2016). Cette stratégie permet une adaptation automatique du maillage en fonction du mouvement des conditions frontières du cylindre moteur, et se nomme « adaptive mesh refinement » (AMR) (Zandie *et al.*, 2022).

Par exemple, les régions entourant la bougie d'allumage et les soupapes sont raffinées pour permettre une meilleure résolution des phénomènes se produisant à proximité, et le maillage s'adapte aux redimensionnements du domaine de simulation occasionnés par les mouvements de montée et de descente des soupapes (illustré à la figure 3.6) et du piston, incluant l'interface entre le piston et les parois du cylindre dans la chambre de combustion.

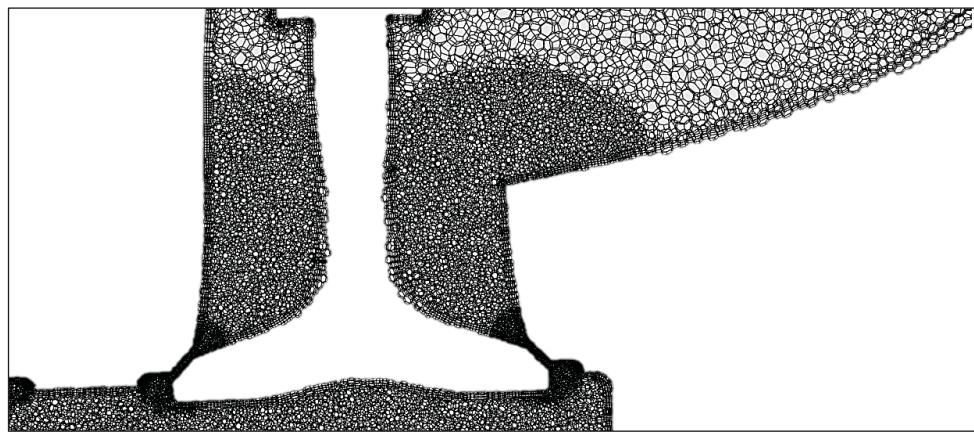


Figure 3.6 Détails du maillage polyédrique non structuré

D'autre part, durant la période d'injection d'air supplémentaire seulement, un cône de raffinement local est effectué à l'interface entre les trois ports d'injections d'air supplémentaire et la tête de la chambre de combustion pour être en mesure de bien capturer les écoulements induits par l'injection directement dans le cylindre. Cette approche est utilisée lors de simulation de moteur pour l'injection directe de carburant (Verma *et al.*, 2016) et est donc reproduite dans ce mémoire.

3.2 Validation du modèle numérique

La validation consiste à évaluer la précision avec laquelle les résultats computationnels correspondent aux données expérimentales, en quantifiant les erreurs associées aux prédictions du modèle (Oberkampf et al., 2002). La simulation CFD en 3D exige une quantité substantielle de données expérimentales pour être validée dans différentes conditions, qui est en général difficile d'atteindre lors de simulations de moteur.

À cause de la difficulté inhérente à la prise de mesure dans les moteurs, la validation est généralement réalisée à l'aide de valeur macroscopique, soit la pression du cylindre, la valeur de la pression maximale et la PMEI (Lui *et al.*, 2018 ; Berni *et al.*, 2023 ; Verma *et al.*, 2016 ; Mauro *et al.*, 2018).

Dans cette étude, la validation du modèle numérique repose principalement sur l'analyse comparative de plusieurs paramètres, notamment l'évolution de la pression dans le cylindre, la pression moyenne effective indiquée (PMEI) et le taux de dégagement de chaleur (HRR). Le tableau 3.3 présente les principales conditions d'entrée pour valider le modèle numérique à partir des données expérimentales.

Tableau 3.3 Conditions d'entrées
et mode d'exécutions des simulations

Paramètre	Valeur	Unité
Régime moteur	2500	RPM
Avance à l'allumage	37	° BTDC
Pression d'admission	0,747	bar

3.2.1 Comparaison des courbes de pression

La première comparaison repose sur la courbe de pression simulée et celle expérimentale. Cette mesure macroscopique est celle qui est la plus utilisée dans la littérature (Lui *et al.*, 2018 ; Berni *et al.*, 2023 ; Verma *et al.*, 2016 ; Mauro *et al.*, 2018) pour comparer/valider les modèles CFD, car elle est la variable la plus fréquemment enregistrée lors d'essais avec un moteur.

Il est également fréquent de comparer la valeur de pression maximale atteinte et de préciser la différence relative entre la valeur expérimentale et celle prédictive par le modèle. Ainsi des différences de l'ordre de 1 % à 4 % (Mauro *et al.*, 2018 ; Zhao *et al.*, 2021 ; Verma *et al.*, 2016 ; Decan *et al.*, 2018) peuvent être observées dans la littérature. Ces différences apparaissent dues aux incertitudes des modèles de combustion et de la cinétique, du transfert de chaleur et des conditions aux frontières, qui impliquent des températures constantes dans le modèle, ou encore des hypothèses telles que l'homogénéité du mélange (Liu *et al.*, 2018).

La figure 3.7 compare l'évolution de la pression du cylindre en fonction de l'angle vilebrequin entre les résultats de la simulation CFD 3D du cas de base ($\phi = 1$) et les données expérimentales. Il est important de rappeler que la courbe de pression expérimentale est une moyenne (250 cycles) obtenue lors de l'expérience de Niquet *et al.* (2025).

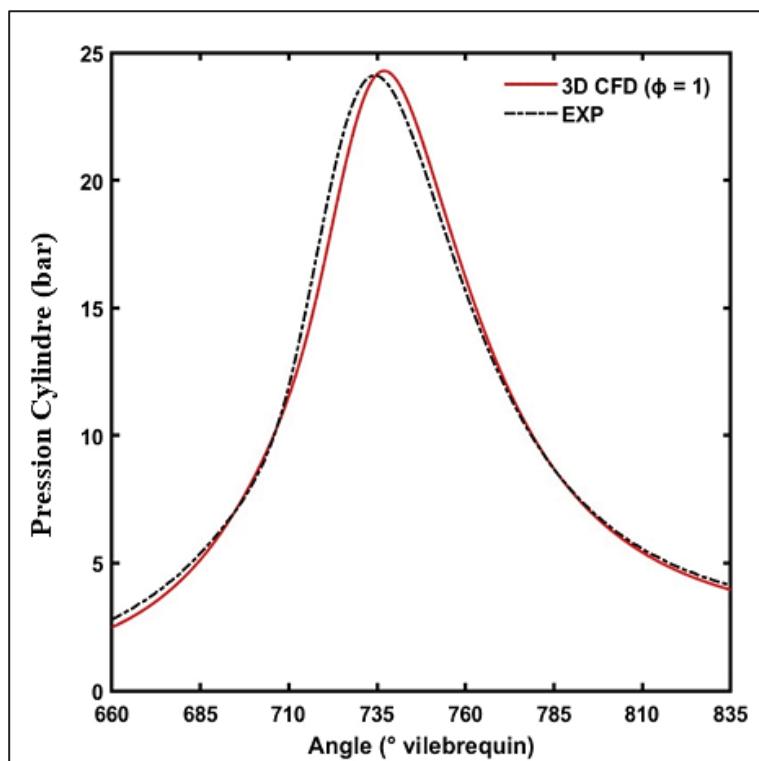


Figure 3.7 Comparaison des courbes de pression
(à 2500 RPM, $\phi = 1$, A.A. de 37° BTDC, $P_{\text{admi}} = 0,747$ bar)

Globalement, la courbe simulée (en rouge) suit bien la tendance de la courbe expérimentale (pointillée), indiquant que le modèle capture correctement les différentes phases du cycle moteur, notamment la compression, la combustion et l'expansion. L'augmentation de la pression au moment de la combustion est légèrement plus lente pour le cas simulé, comparativement au cas expérimental. Or, après le pic de pression, la phase d'expansion dans la simulation reste proche des données expérimentales. De plus, une très légère surestimation du pic de pression (de 0,74 %) est observée dans la simulation.

Également, ce pic de pression est légèrement décalé vers la droite (3°) pour le cas simulé comparativement au cas expérimental. En effet, des décalages d'un ordre allant jusqu'à environ $2,5^\circ$ (Liu *et al.*, 2018 ; Kakaee *et al.*, 2014) peuvent être observés selon la charge appliquée. Kosmadakis *et al.* (2018) rapportent, dans une simulation multicycle d'un moteur à allumage commandé, une sous-estimation constante de la pression en cylindre d'environ 1 bar à partir du début de la phase d'expansion, malgré une bonne concordance durant la montée en pression. Ces observations confirment que de légers écarts sur le pic de pression simulé sont courants dans la littérature et n'invalident pas pour autant la qualité globale du modèle développé.

3.2.2 Comparaison de la pression moyenne effective indiquée (PMEI)

La PMEI est une indicatrice globale de la performance du moteur, représentant la pression moyenne exercée sur le piston pendant un cycle. Une bonne corrélation entre les valeurs simulées et expérimentales de PMEI, comme il peut être observé dans le Tableau 3.4, témoigne de la capacité du modèle à capturer l'ensemble des processus de conversion de l'énergie chimique en travail de pression.

Tableau 3.4 Validation de la PMEI
(à 2500 RPM, $\phi = 1$, A.A. de 37° BTDC,
 $P_{admi} = 0,747$ bar)

	EXP	3D CFD ($\phi = 1$)
PMEI (bar)	6,23	6,56
Variation (%)	—	5,03 %

Cette légère variation de 5 % de la PMEI peut potentiellement être attribuée à plusieurs facteurs, notamment une libération d'énergie et de chaleur plus importante dans le cas simulé. Comme mentionné précédemment, elle pourrait aussi être liée à des hypothèses simplifiées dans le modèle, telles qu'une homogénéité parfaite du mélange admis ou une modélisation imparfaite des échanges thermiques (Colin *et al.*, 2003).

Des écarts similaires sont également observés dans la littérature. Par exemple, une récente étude similaire de Kosmadakis *et al.* (2018) rapporte une sous-estimation systématique de la pression dans la phase d'expansion, entraînant une PMEI simulée inférieure d'environ 5,2 % à la valeur expérimentale. Les auteurs associent également cette variation de PMEI à des différences sur la géométrie du piston et l'hypothèse de température de parois constantes, entre autres. Malgré cela, les auteurs concluent que la tendance générale et les variations cycliques sont bien capturées par le modèle, ce qui confirme la pertinence d'une telle approche pour analyser la performance motrice.

3.2.3 Comparaison du taux de dégagement de chaleur

Le taux de dégagement de chaleur (*heat release rate*, HRR) est un paramètre qui caractérise la vitesse de la combustion. Il reflète la quantité d'énergie libérée au cours du cycle et permet d'évaluer la vitesse de combustion ainsi que l'efficacité de la conversion énergétique. Une comparaison entre les courbes simulées et expérimentales du HRR permet de vérifier si le modèle prédit correctement le déroulement de la combustion. La figure 3.8 compare le taux de dégagement d'énergie entre les résultats expérimentaux et ceux de la simulation CFD 3D ($\phi = 1$).

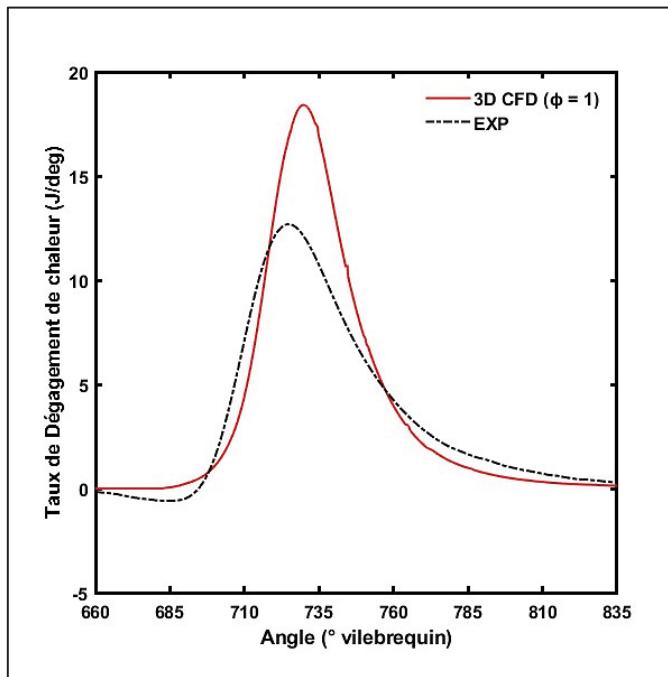


Figure 3.8 Comparaison des courbes de taux de dégagement de chaleur
(à 2500 RPM, $\phi = 1$,
A.A. de 37° BTDC, $P_{\text{admi}} = 0,747$ bar)

Tout d'abord, la croissance initiale du dégagement de chaleur est similaire entre les deux courbes. Le début du dégagement de chaleur se produit progressivement dans le modèle alors qu'une période latente (nommé délai d'inflammation) est observée expérimentalement. Cette différence est attendue avec l'approche d'initiation utilisée numériquement.

Le pic de dégagement de chaleur simulé est légèrement décalé vers la droite par rapport aux données expérimentales. L'intensité maximale du pic est surestimée dans la simulation, ce qui peut également être lié à une modélisation qui considère un mélange homogène parfait entre le carburant et l'air ou encore à une sous-estimation des pertes thermiques.

Après le pic, la décroissance du HRR est plus rapide dans la simulation que dans l'expérience. Or, à environ 50° ATDC, les deux courbes retrouvent une tendance similaire, ce qui montre que le modèle parvient à bien représenter la fin de la combustion et la phase d'expansion.

Une différence au niveau du taux de dégagement de chaleur a également été observée dans d'autres études, comme celle D'Antuono *et al.* (2023). Dans leur travail, le modèle surestimait le dégagement de chaleur au début de la flamme, tout en sous-estimant le pic, et en ralentissant la phase finale de combustion. Ces écarts étaient attribués à des hypothèses simplifiées, notamment un modèle cinétique développé pour des pressions plus faibles et une charge supposée parfaitement homogène, alors que la réalité présente des mélanges hétérogènes avec une distribution inégale des résidus chauds dans le cylindre. Dans le présent cas, la surestimation du taux de dégagement de chaleur (HRR) simulé pourrait être attribuée à des facteurs similaires. Il convient également de souligner que la définition simplifiée du carburant dans le modèle (ici représenté par une mono-espèce) contraste avec l'essence commerciale utilisée expérimentalement, qui contient plusieurs d'espèces. Cette différence de composition pourrait également influencer le comportement du HRR.

De plus, une autre possible cause pouvant expliquer la surestimation du taux de dégagement de chaleur dans la simulation concerne la température des parois. Comme le mentionne Fonseca *et al.* (2016), la température des parois influence directement la propagation et l'extinction de la flamme. Si la température des parois dans le modèle CFD est plus élevée que dans l'expérience, la dissipation thermique vers les parois sera réduite, retardant ainsi l'extinction de la flamme à chaque cellule. Cela entraînerait donc une combustion prolongée et un dégagement de chaleur globalement supérieur aux valeurs expérimentales. Selon Kosmadakis *et al.* (2018), qui obtenaient une légère surestimation du pic de libération d'énergie d'environ 2 J/^o CA, ces écarts peuvent également être liés à des incertitudes de mesure du débit massique de carburant.

D'autre part, l'ajustement du paramètre de facteur d'étirement de flamme (α) et du modèle de mélange (β) de l'ECFM-3Z peut être optimisé dans de futures recherches pour essayer de rapprocher la courbe HRR simulée de celle du cas expérimental. Les résultats de l'étude de Fonseca *et al.* (2016) indiquent que les valeurs des coefficients α et β entraînent potentiellement des surestimations du taux de dégagement de chaleur et de la vitesse de combustion dans le cylindre, pouvant atteindre jusqu'à deux fois la valeur expérimentale pour l'ensemble des cas analysés. Selon Fonseca *et al.* (2016), pour réduire simultanément la pression et le taux de dégagement de chaleur simulés, il est nécessaire d'augmenter β lorsque alpha est fixé à 0,6 pour un régime de 2000 tours par minute. En revanche, la courbe de taux de dégagement de chaleur obtenue par le modèle numérique de cette étude n'a pas montré de variation significative avec l'augmentation de bêta à des valeurs égales ou supérieures à 1,3. Il serait donc envisageable que, par une analyse plus approfondie, des résultats similaires puissent être atteints.

Ainsi, la simulation permet de reproduire globalement bien la combustion, malgré une légère surestimation et un retard du pic de dégagement de chaleur. Des écarts de la valeur maximale du pic de dégagement de chaleur d'un ordre allant jusqu'à 25 % (Guo *et al.*, 2021 ; Mauro *et al.*, 2018) peuvent être observés dans la littérature récente. Cette différence reste tout de même acceptable au vu de la bonne concordance des courbes de pression et de la PMEI, assurant une représentation fiable du comportement moteur, ce qui est cohérent avec les écarts observés dans la littérature récente mentionnée dans ce chapitre.

Le modèle numérique ainsi validé constitue donc la base des simulations réalisées dans la suite de ce projet. En particulier, la stratégie d'injection d'air supplémentaire étudiée repose sur une configuration spécifique présentée à la section suivante.

3.3 Fonctionnement de la stratégie d'injection utilisée

Comme ce projet porte sur l'influence de l'injection d'air directement dans le cylindre, ceci implique nécessairement des modifications au moteur de base. Ainsi, l'injection directe de l'air se fait à partir de trois tubes situés sur le dessus de chambre de combustion. La figure 3.9 illustre la disposition générale de ces points d'injection et l'évolution du mélange gazeux injecté dans le cylindre. Comme observé, les trois jets d'air supplémentaire convergent vers le centre avant d'être déviés par la paroi opposée. Cette dynamique favorise un mélange progressif des jets entre eux et avec l'air déjà présent dans la chambre, influençant ainsi la répartition des vitesses et des concentrations locales. Cette injection suit une loi de débit massique trapézoïdale, illustrée à la figure 3.10. Cette loi d'injection est conçue pour reproduire les phases d'ouverture et de fermeture de la valve d'injection utilisée lors des essais expérimentaux, où de l'azote fut employé afin de simuler l'effet des gaz de recirculation (RGE). La valve d'injection utilisée présente un débit maximal de 400 L/min alors que la loi d'injection est appliquée à l'entrée de chaque tube d'injection.

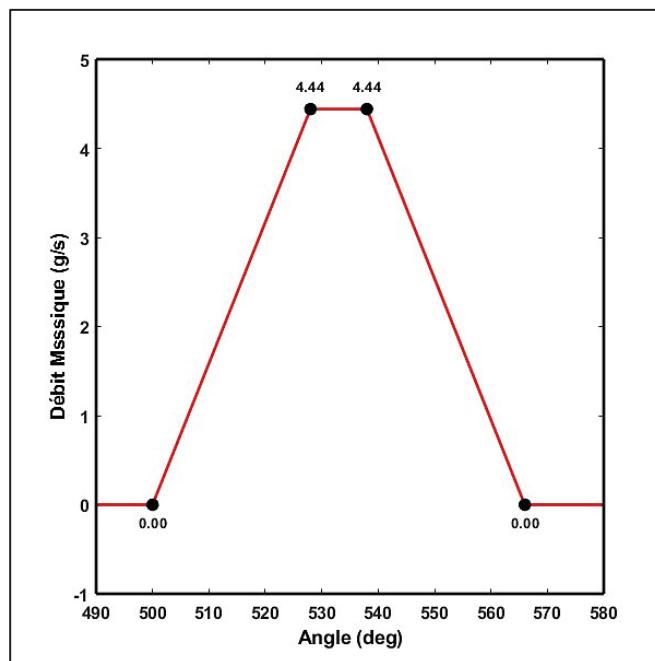


Figure 3.9 Exemple de débit massique paramétré pour l'air supplémentaire injectée

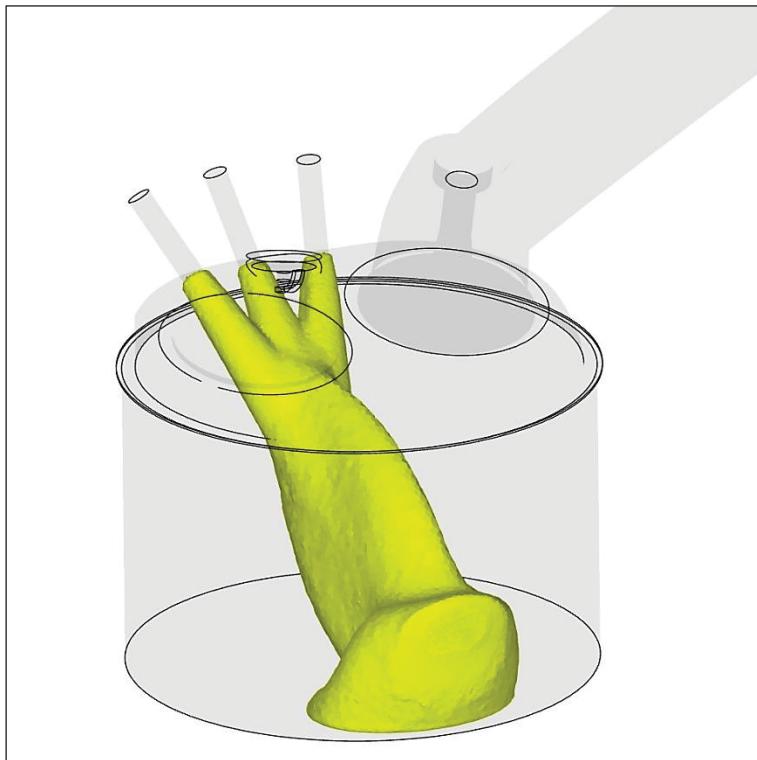


Figure 3.10 Exemple de l'aspect général
de l'air admis à partir des 3 tubes d'injection

3.4 Conclusion de chapitre 3

Ce chapitre a permis de présenter le choix du maillage utilisé lors des simulations du prochain chapitre. De plus, à partir du choix du maillage, le modèle a été comparé à des résultats expérimentaux quant à la pression de cylindre et au dégagement d'énergie, ce qui a permis de conclure que le modèle offrait des résultats acceptables. Finalement, la condition d'injection d'air a été présentée. Ainsi le premier sous-objectif de ce mémoire est considéré comme atteint.

Afin de quantifier précisément l'impact de l'injection d'air sur les performances du moteur, le chapitre suivant présente une analyse détaillée des résultats obtenus par simulations numériques. Différentes stratégies d'injection seront comparées afin d'identifier clairement les stratégies les plus avantageuses pour améliorer la combustion et optimiser les performances globales du moteur détaillées plus tôt.

CHAPITRE 4

ÉTUDE D'UNE INJECTION D'AIR SUPPLÉMENTAIRE BTDC ET ATDC

Ce chapitre est consacré à l'analyse des résultats obtenus avec le modèle validé, pour objectif principal de quantifier l'effet de l'injection directe d'air dans un cylindre moteur sur les performances motrices. Ainsi, ce chapitre s'attarde tout d'abord à l'analyse des effets du moment d'injection BTDC et ses conséquences sur la pression dans le cylindre, la PMEI, la richesse du mélange, la turbulence, l'écoulement dans le cylindre et les répercussions sur la vitesse de progression de la combustion. Les répercussions des variations de la température et de la masse d'air supplémentaire injectée sont ensuite étudiées sous la même approche pour compléter l'analyse des résultats. Ensuite, les répercussions des différentes stratégies d'injection d'air BTDC sur les émissions polluantes du moteur sont présentées et discutées. Finalement, une stratégie exploratoire d'injection ATDC est également étudiée de manière complémentaire, afin d'analyser ses répercussions sur les mêmes paramètres, ouvrant ainsi la voie à de futures études.

4.1 Configurations utilisées pour la stratégie d'injection BTDC

Cette section présente les 3 stratégies d'injection d'air BTDC évaluées, et dont les principales caractéristiques sont présentées au tableau 4.1. Dans tous les cas avec injection, la masse d'air injectée correspond à 10 % de la masse contenu dans le cylindre pour le cas stœchiométrique.

Tableau 4.1 Cas à l'étude dans la stratégie d'injection BTDC

CAS	Début inj. (° BTDC)	Fin inj. (° BTDC)	Masse injectée (% cyl.)
$\varphi = 1$	—	—	—
$\varphi = 0,87$	—	—	—
220° BTDC	220	154	10
175° BTDC	175	109	10
130° BTDC	130	64	10

Les deux premiers cas du tableau 4.1 représentent le cas de base sans injection d'air et dont le mélange est stoechiométrie ($\varphi = 1$), ainsi qu'un mélange pauvre homogène dont la richesse est équivalente aux cas avec injection ($\varphi = 0,87$). Ce dernier point de comparaison est nécessaire, car l'injection d'air a pour effet d'appauvrir le mélange air-carburant stoechiométrique initialement admis. Les trois derniers cas du tableau 4.1 représentent des stratégies d'injection d'air, c'est-à-dire trois calages d'injection différents et qui auront pour effet d'appauvrir le mélange air-carburant admis dans le cylindre. Ainsi, ces trois configurations assurent une injection représentant 10 % de la masse totale des gaz présents dans le cylindre, soit une masse d'air injectée de 33,96 mg. Ainsi le cas 220° BTDC (soupape d'admission ouverte) représente une injection d'air qui débute lorsque le piston est dans la seconde moitié de la course d'admission et se dirige vers le point mort bas (qui correspond à 180° BTDC), alors que l'injection à 175° BTDC commence au début de la remonté du piston (la soupape d'admission n'est toutefois pas encore fermée) alors que pour le cas 130° BTDC, l'injection débute durant la course de compression alors que la soupape d'admission est fermée.

4.2 Effets du moment d'injection d'air BTDC

Cette section examine l'influence du calage d'injection d'air supplémentaire sur les performances et le comportement global du moteur, en particulier sur la pression dans le cylindre, la PMEI, la richesse du mélange, la turbulence, l'écoulement dans le cylindre, les répercussions sur la vitesse de progression de la combustion

4.2.1 Effet sur la courbe de pression et la PMEI

L'injection d'air supplémentaire pendant la phase de compression du cycle moteur modifie la pression interne dans le cylindre par l'ajout de masse qu'elle engendre. Cette variation influence directement la dynamique des gaz dans le cylindre et, par conséquent, les performances du moteur. Afin de quantifier de manière macroscopique l'effet de cette stratégie d'injection d'air, la pression moyenne effective indiquée (PMEI) est utilisée comme indicateur.

En modifiant le moment de l'injection, les répercussions peuvent se traduire par des changements de la pression maximale dans le cylindre ainsi que par un déplacement de l'emplacement du pic de pression au cours du cycle moteur. La figure 4.1 présente la courbe de pression pour les différents calages d'injection BTDC.

Dans un premier temps, il est observé qu'un mélange plus pauvre sans injection d'air (cas $\phi = 0,87$) entraîne une diminution de la pression maximale atteinte, tout en décalant légèrement sa position vers la droite, par rapport au cas de base ayant un mélange stœchiométrique. Cette réduction de pression maximale s'explique par une libération d'énergie moindre due à l'appauvrissement du mélange, tandis que le décalage du pic de pression résulte d'une combustion plus lente (l'avance à l'allumage restant inchangée pour tous les cas étudiés).

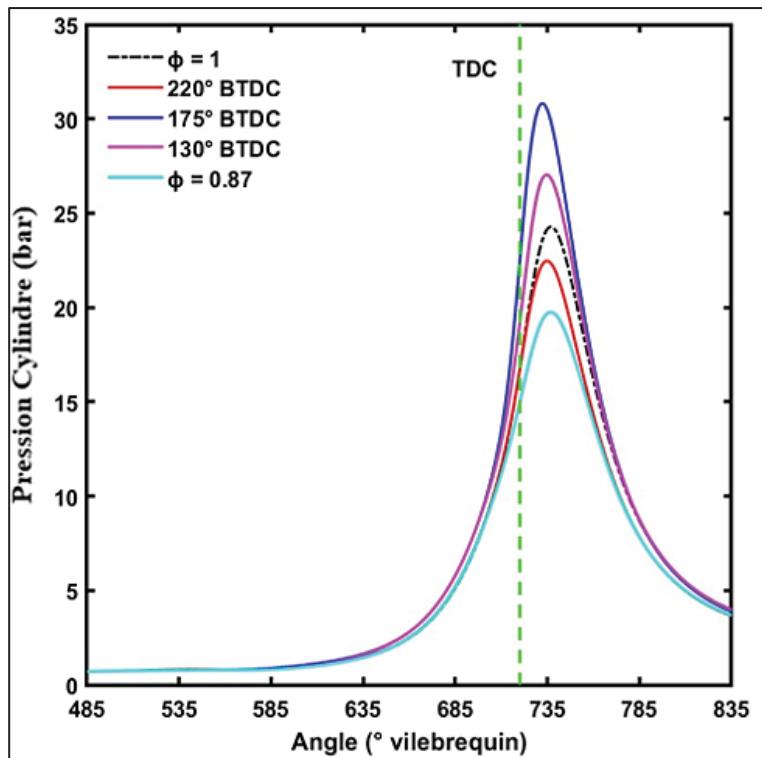


Figure 4.1 Courbes de pression avec différentes stratégies d'injection d'air et en absence d'injection.

Pour la stratégie d'injection la plus précoce (220° BTDC – courbe rouge), une réduction de la pression maximale est observée par rapport au cas stœchiométrique de référence. Cette baisse s'explique par le fait que l'air est injecté alors que la soupape d'admission est encore ouverte (fermeture de la soupape d'admission : 126° BTDC), limitant ainsi la quantité de mélange air-carburant admis dans le cylindre tout en appauvrissant le mélange, ce qui réduit la quantité totale de carburant disponible pour la combustion.

En retardant le début de l'injection à 175° BTDC (courbe bleue), la pression maximale atteint son plus haut niveau parmi les cas étudiés et ce maximum se produit plus tôt dans le cycle. L'ajout de masse d'air à ce moment accentue la pression tout au long de la compression, ce qui entraîne un pic de pression plus élevé.

Enfin, un retard supplémentaire de l'injection à 130° BTDC (courbe rose) réduit légèrement la pression maximale par rapport au cas à 175° BTDC, tout en restant supérieur à celle du cas stœchiométrique de référence.

Le tableau 4.2 présente la PMEI de chaque cas simulé en la comparant au cas de base ayant un mélange stœchiométrique. En revanche, comme la masse emprisonnée dans le cylindre diffère entre les différentes stratégies, le ratio PMEI par unité de masse carburant à l'intérieur du cylindre semble un choix plus judicieux pour effectuer cette comparaison, car la PMEI est fortement dépendante de la quantité de carburant brûlé. Ainsi ce ratio représente la quantité de travail généré par unité de masse de carburant.

Tableau 4.2 PMEI pour les cas avec 10 % d'injection d'air

	$\phi = 1$	$\phi = 0,87$	220° BTDC	175° BTDC	130° BTDC
PMEI (bar)	6,56	5,32	5,53	6,78	6,54
Variation (%)	-	18,90 %	-15,70 %	3,35 %	-0,30 %
Masse Carburant (mg)	15,57	13,69	13,83	15,26	15,46
PMEI/Masse Carburant	0,42	0,39	0,40	0,44	0,42
Variation (%)	-	-7,77 %	-5,10 %	5,45 %	0,40 %

Ainsi, on remarque que l'injection à 175° BTDC affiche le rendement le plus élevé, atteignant 0,44 bar/mg, soit une amélioration de 5,45 % comparativement au cas de référence (0,42 bar/mg), illustrant ainsi le bénéfice de la stratégie. À l'inverse, l'injection à 220° BTDC présente un ratio PMEI/masse de carburant réduit à 0,40 bar/mg, représentant une baisse significative de 5,10 % par rapport au cas stœchiométrique initial. Finalement, le cas intermédiaire à 130° BTDC affiche une efficacité énergétique similaire au cas de référence (0,42 bar/mg), avec une variation marginale de seulement 0,40 %.

4.2.2 Effet du moment d'injection d'air sur le swirl

Dans cette section, les effets de l'injection d'air supplémentaire BTDC sur l'intensité du swirl sont analysés. Pour rappel, le mouvement de type swirl est un mouvement de rotation dont l'axe est perpendiculaire à la surface du piston.

La figure 4.2 présente l'intensité du swirl dans le cylindre durant la course de compression. La tendance générale est une réduction de l'intensité du swirl (sens antihoraire, d'où la valeur négative) au fur et à mesure que le mélange est compressé par le piston, ce qui est en accord avec Xu *et al.* (2000). Cependant, l'ajout d'air a pour conséquence d'augmenter momentanément l'intensité du swirl qui conserve par la suite une valeur plus élevée, mais qui suit la tendance générale.

Les résultats montrent également que l'effet de l'injection sur le swirl est plus marqué lorsque l'injection est hâtive, car la pression dans le cylindre au moment de l'injection est plus faible, ce qui se traduit par des vitesses d'air injecté plus élevées. Finalement, il est observé que la stratégie d'injection d'air qui produisait la plus forte PMEI (175° BTDC) est celle dont le swirl varie le plus aux environs du TDC. Également, une analyse supplémentaire sur le swirl en fonction de la quantité d'air injectée est présentée dans l'annexe I.

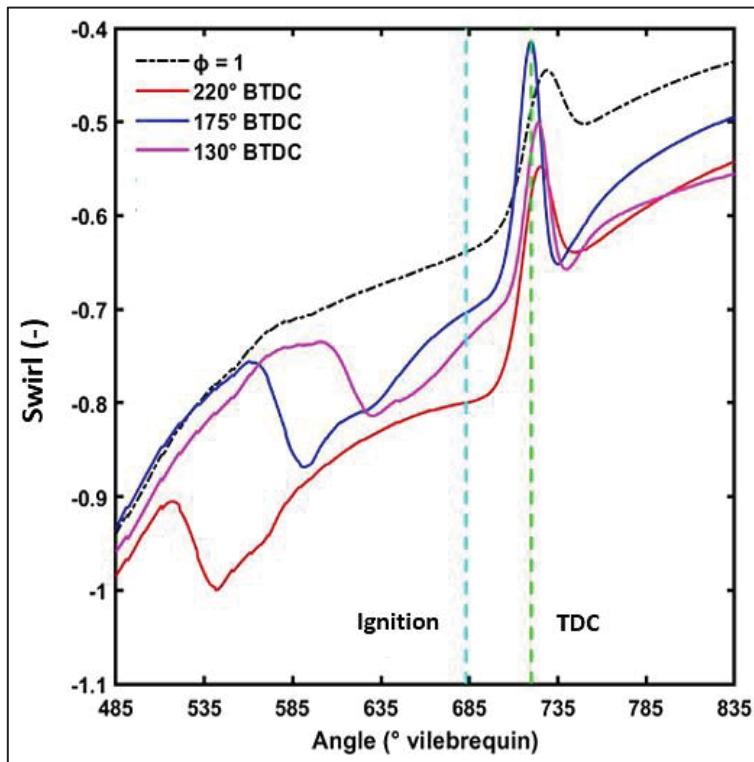


Figure 4.2 Effet de la stratégie d'injection sur le swirl durant la course de compression

Il est possible d'apercevoir que l'injection d'air augmente l'intensité du swirl dans le cylindre pendant la période de combustion. La solution d'injection à 220° BTDC présente l'intensité de swirl la plus élevée au moment de l'ignition et lors de l'atteinte du TDC, mais est également le cas où cette intensité de swirl diminue le plus entre l'injection et le TDC. Ceci peut sans doute s'expliquer par le fait qu'une injection plus tardive subit moins la dégradation induite par la remontée du piston, ce qui permet de préserver la structure de swirl jusqu'à ces instants.

4.2.3 Effets du moment d'injection d'air sur la distribution de la richesse du mélange

La richesse locale permet d'évaluer la répartition du mélange air-carburant dans le cylindre et donc de quantifier l'effet de l'injection d'air. Elle permet de déterminer si la combustion se déroule dans des conditions riches, stœchiométriques ou pauvres, ce qui influence la vitesse de réaction de la combustion.

Pour simplifier les analyses et les comparaisons visuelles, le cas de base stœchiométrique sans injection a été exclu des figures suivantes, puisque celui-ci représente un cas de mélange parfaitement homogène, avec une richesse constante égale à 1. Ainsi, la figure 4.3 présente explicitement la répartition de la richesse du mélange dans le cylindre au moment précis de l'allumage, pour les trois différents moments d'injection d'air (220°, 175° et 130° BTDC), avec une masse injectée correspondant à 10 % de la masse initiale présente dans le cylindre. Cet instant est choisi, car la richesse locale au moment de la décharge électrique impacte la combustion qui s'ensuit (Heywood, 1988).

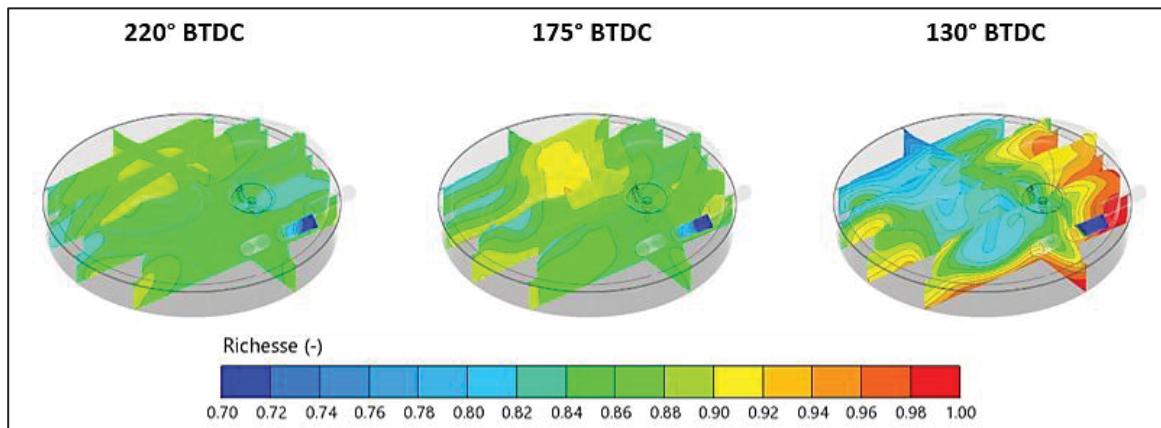


Figure 4.3 Comparaison de la distribution de la richesse du mélange au moment de l'inflammation du mélange.

À partir de la figure 4.3, on observe que le cas d'injection à 220° BTDC présente une répartition relativement homogène, mais globalement pauvre (environ 0,87) du mélange dans le cylindre. Cette répartition homogène et appauvrie est directement liée au temps prolongé disponible pour le mélange des gaz avant la combustion.

Le cas d'injection à 175° BTDC présente une séparation légèrement plus prononcée entre des zones à forte et faible richesse. Une concentration plus importante de zones riches en carburant est visible près de la paroi opposée aux tubes d'injection alors que le mélange possède une richesse approximative de 0,87 près de la bougie. La figure 4.3 indique néanmoins une faible stratification latérale du mélange.

Enfin, pour le cas d'injection plus tardif à 130° BTDC, la stratification de la richesse du mélange est plus visible. La répartition du mélange stœchiométrique devient légèrement plus étendue près des parois du cylindre, notamment autour de la bougie d'allumage et en direction des tubes d'admission d'air supplémentaires. Cette extension s'explique par le temps limité disponible pour que l'air supplémentaire injecté se mélange aux gaz déjà présents dans le cylindre alors qu'à l'opposé des tubes d'injection, le mélange est fortement plus pauvre, créant ainsi une disparité plus marquée du mélange. Pour mieux visualiser ces différences locales, la figure 4.4 présente plus spécifiquement l'isovolume des zones où la richesse du mélange est comprise entre 0,9 et 1 seulement, soit une plage de richesse près de la stœchiométrie initiale. Cette figure permet d'identifier clairement les régions relativement plus riches du cylindre pour chaque stratégie d'injection.

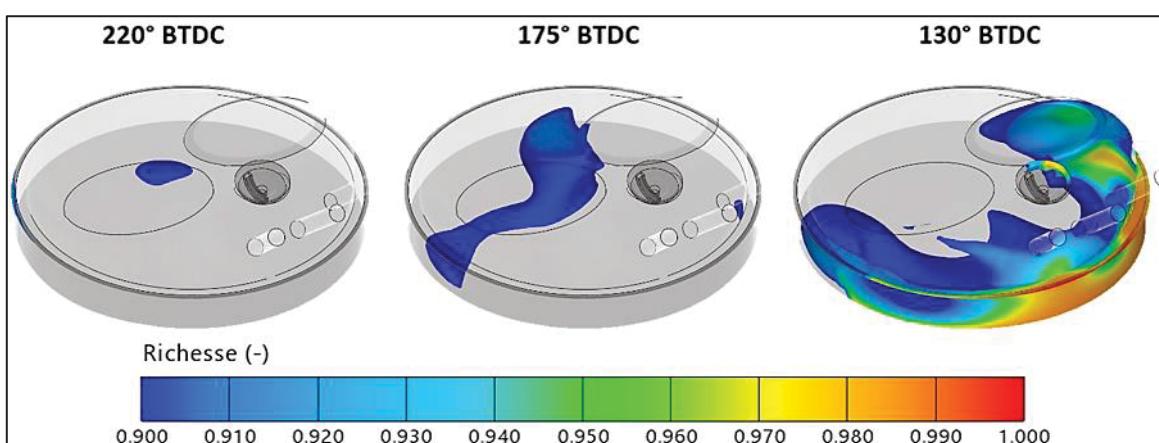


Figure 4.4 Comparaison des richesses du mélange entre 0,9 et 1

Cette représentation complémentaire confirme clairement qu'un calage d'injection d'air plus tardif augmente le volume des zones plus riches principalement près de la bougie, favorisant potentiellement un début de combustion plus rapide. L'injection à 130° BTDC se caractérise par une stratification latérale beaucoup plus prononcée, où le cylindre est divisé en deux zones distinctes séparées selon un plan symétrique aligné avec l'axe du piston. Cette stratification latérale place préférentiellement le mélange légèrement plus riche du côté des tubes d'air (et donc près de la bougie d'allumage), tandis que l'air pur supplémentaire admis diluera davantage le mélange du côté opposé, conformément au concept de stratification latérale de la RGE par Dong *et al.* (2002) ainsi que Jackson (1996).

Cette configuration latérale peut influencer significativement la réactivité initiale du mélange autour de la bougie, la turbulence locale, ainsi que la progression subséquente de la combustion, suggérant qu'il est pertinent d'évaluer plus en détail ces effets sur les performances du moteur. En effet, tel que mentionné par Sarikoc *et al.* (2006), une bonne gestion spatiale du mélange d'air pur ou des gaz résiduels autour de la bougie permet d'optimiser la combustion des moteurs à allumage commandé.

Afin de mieux cerner comment la stratégie d'injection impacte la richesse près de la bougie d'allumage, la figure 4.5 détaille la richesse moyenne dans une sphère d'un rayon de 5 mm autour de la bougie d'allumage pour les 3 différents cas d'injection. De plus, le trait vertical (turquoise) sur cette figure illustre l'instant de la décharge électrique.

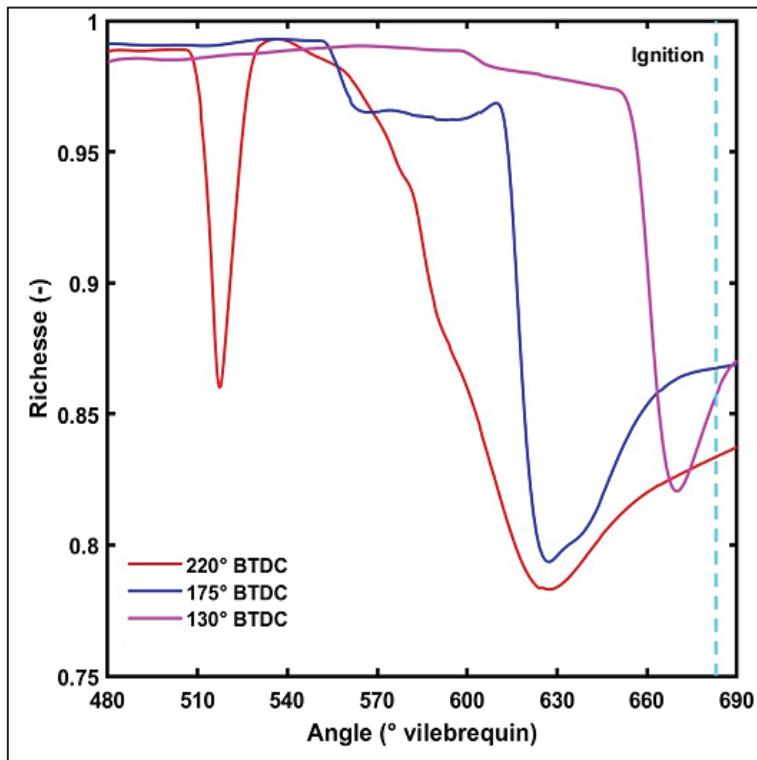


Figure 4.5 Richesses moyennes dans une sphère de $r = 5$ mm autour de la bougie d'allumage pour les différents débuts d'injection

Il est possible d'apercevoir qu'au moment de l'allumage, le cas d'injection à 175° BTDC présente une richesse moyenne supérieure au cas d'injection à 220° BTDC, et assez similaire au cas à 130° BTDC dans cette région à proximité de la bougie d'allumage. Cette richesse du mélange plus importante près de la bougie pour ces cas d'injection pourrait ainsi favoriser une meilleure performance du moteur, et ce potentiellement par une vitesse de réaction de combustion plus rapide, mais qui reste inférieur au cas stoechiométrique homogène lorsque la richesse est l'unique variable en jeu. Également, une analyse similaire sur la richesse du mélange dans une sphère rapprochée de la bougie d'allumage est effectuée dans l'annexe I en comparant les répercussions de différentes quantités d'air injectées sur ce paramètre.

4.2.4 Effets du calage d'injection d'air sur la turbulence

La turbulence de l'air est étudiée à l'aide de l'énergie cinétique turbulente (TKE). De façon générale, la turbulence joue un rôle dans le processus de mélange air-carburant et dans l'homogénéisation du mélange ainsi que sur la vitesse de propagation de la flamme (Xie *et al.*, 2019). Normalement, dans un moteur à piston, la turbulence (et donc la TKE) est générée par les flux d'admission et les interactions piston-cylindre.

Lorsque la turbulence est principalement générée par un mouvement de type swirl, elle tend généralement à se dissiper sous l'effet du mouvement axial du piston lors de sa montée vers le TDC (Dong *et al.*, 2002). La figure 4.6 présente la distribution spatiale et temporelle de l'énergie cinétique de turbulence à différents instants (pour chaque ligne) lorsque le piston amorce sa remontée lors de la phase de compression, et ce pour les différents cas à l'étude.

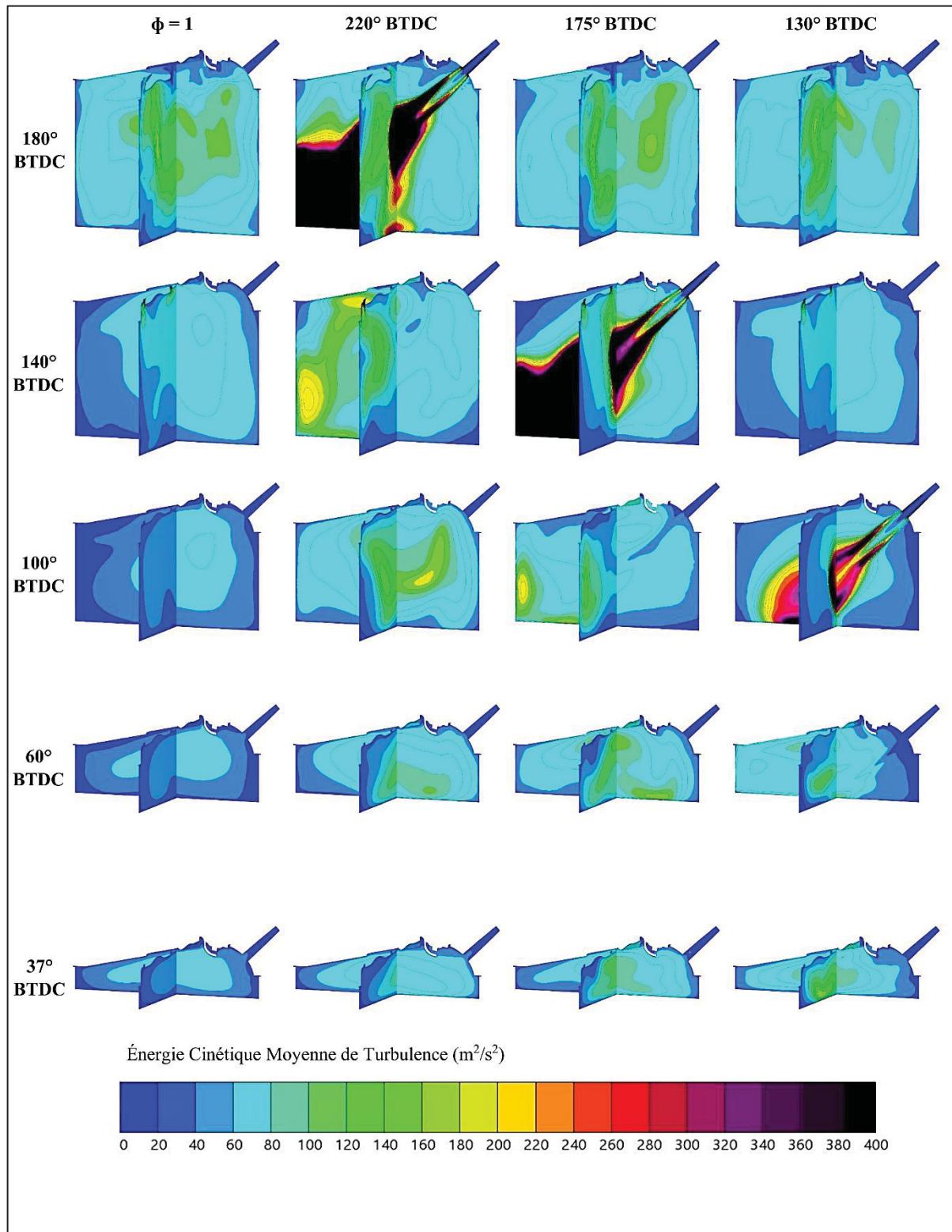


Figure 4.6 Progression de l'énergie cinétique de turbulence à travers la phase de compression

La colonne de gauche montre donc la variation de TKE pour le cas homogène stoechiométrique en absence d'injection d'air. Dans les 3 autres cas, l'effet de l'injection d'air est très visible et est marqué par une forte valeur de TKE dans la région du jet d'air. Il est possible de remarquer que pour une injection à 130° BTDC, le volume et l'intensité de TKE sont légèrement plus faibles, car l'injection se produit contre une plus forte contrepression.

Le cas où l'air est injecté à 175° BTDC se distingue par sa capacité à maintenir une structure turbulente jusqu'au moment de l'ignition, qui se produit à 37° BTDC, alors qu'une injection plus hâtive se traduit par une forte dissipation de TKE à ce même instant. Ainsi la stratégie d'injection 175° BTDC permet de conserver des niveaux de turbulence plus élevés que les autres cas analysés, particulièrement aux abords de la bougie d'allumage.

Cette performance pourrait être aussi due à la synchronisation favorable entre le moment d'injection et la dynamique du piston. À 175° BTDC, le piston amorce sa montée (faible vitesse instantanée, mais forte accélération), ce qui semble pousser les régions de plus fortes TKE vers les parois (ligne 100° BTDC), et qui remonte vers la culasse (ligne 60° BTDC), pour finalement être confiné dans les environs du centre du cylindre près de la bougie (ligne 37° BTDC).

Comme l'inflammation du mélange dépend de la richesse locale et de l'intensité de turbulence aux abords de la bougie (Heywood, 1988 ; Xi *et al.*, 2019), la figure 4.7 présente la TKE moyenne dans le cylindre en fonction de la position du piston pour les différentes stratégies à l'étude.

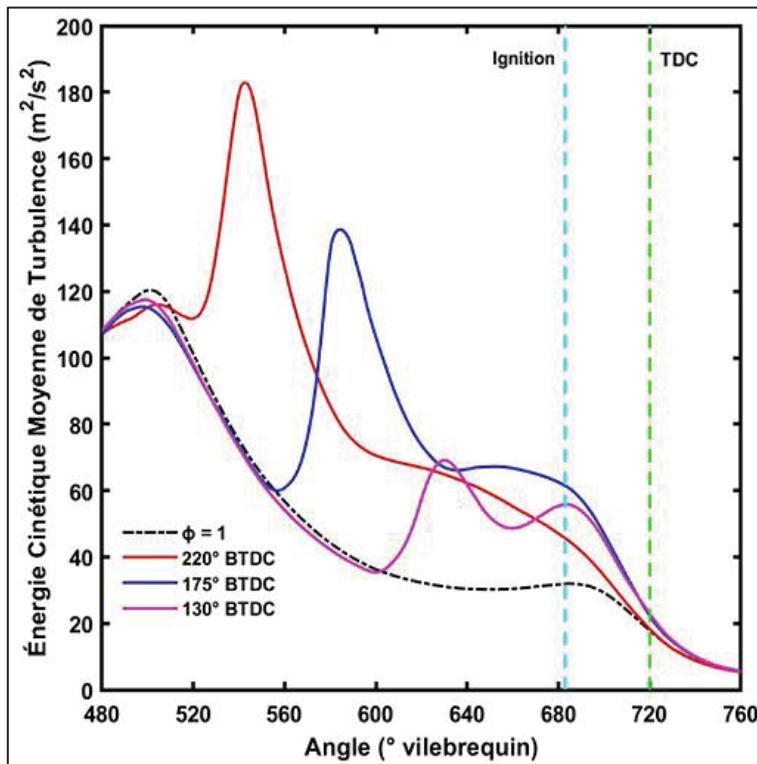


Figure 4.7 TKE moyenne dans le cylindre pour les 3 stratégies d'injection (10% de masse) et le cas sans injection à mélange stœchiométrique

Ici aussi, l'injection d'air à 175° BTDC (courbe bleue) se distingue des autres configurations en présentant le niveau de TKE le plus élevé au moment de l'allumage (683° – trait vertical turquoise). Cette supériorité en termes de TKE se maintient également jusqu'au TDC de la compression (situé à 720°). Ce niveau élevé de turbulence est directement lié à une combinaison entre le moment d'injection et la dynamique interne du cylindre : en injectant l'air suffisamment tôt après la fermeture des soupapes d'admission, l'air supplémentaire introduit génère une intensification de la turbulence qui se maintient à des valeurs plus élevées en fin de la phase de compression, par rapport aux autres cas.

Cette augmentation de la turbulence est en partie due à la vitesse de l'air injecté et la pression à l'intérieur du cylindre au moment de l'injection. En effet, la pression interne du cylindre varie selon le moment choisi pour injecter l'air (et donc la densité et la vitesse de l'air injecté). Le tableau 4.3 détaille les vitesses d'injection moyennes et maximales atteintes en fonction du calage d'injection.

Tableau 4.3 Détails des répercussions sur les paramètres d'injections en fonction du calage d'injection

CAS	Pression Cylindre (bar)	Vitesse d'injection Max (m/s)	Vitesse d'injection moyenne (m/s)
220° BTDC	0,80	292	175
175° BTDC	0,82	273	186
130° BTDC	1,20	216	102

On peut apercevoir que le cas d'injection à 175° BTDC présente la vitesse moyenne d'injection la plus élevée, tandis que la vitesse d'injection maximale est atteinte lors de la configuration d'injection à 220° BTDC, soit la configuration possédant la pression du cylindre la plus basse au moment de l'injection d'air.

4.2.5 Effets du moment d'injection d'air sur la progression de la réaction de combustion dans le cylindre

La variable de progression de la réaction est un paramètre permettant de suivre l'avancement de la combustion en mesurant la proportion de la masse des produits de combustion par rapport à la masse maximale théorique de ces produits. Cette variable, définie entre 0 (mélange totalement non brûlé) et 1 (combustion complète), est représentée par la relation suivante :

$$C = \frac{y_{Pr}}{y_{Pr,\infty}} \quad (4,1)$$

Où c est la variable de progression de la réaction, yPr est la fraction massique des produits de combustion actuels et yPr,∞ est la fraction massique maximale théorique des produits de combustion. Ainsi, c permet d'identifier les régions où la réaction est en cours. Par exemple, en observant des valeurs proches de 0,01, il est possible de localiser les premiers instants de la réaction de combustion, soit la surface d'interface entre les gaz brûlés et non brûlés, ce qui correspond au front de flamme. Ce front de flamme marque la progression de la combustion dans le cylindre. La figure suivante présente ainsi la progression de la réaction de combustion en illustrant la propagation du front de flamme dans le cylindre pour les différents cas d'injection d'air BTDC en utilisant une valeur de 0,01. Pour faciliter la comparaison, les cas sans injection d'air supplémentaire ayant un $\varphi = 0,87$ (soit la richesse moyenne) et $\varphi = 1$, sont aussi présentés dans la figure 4.8.

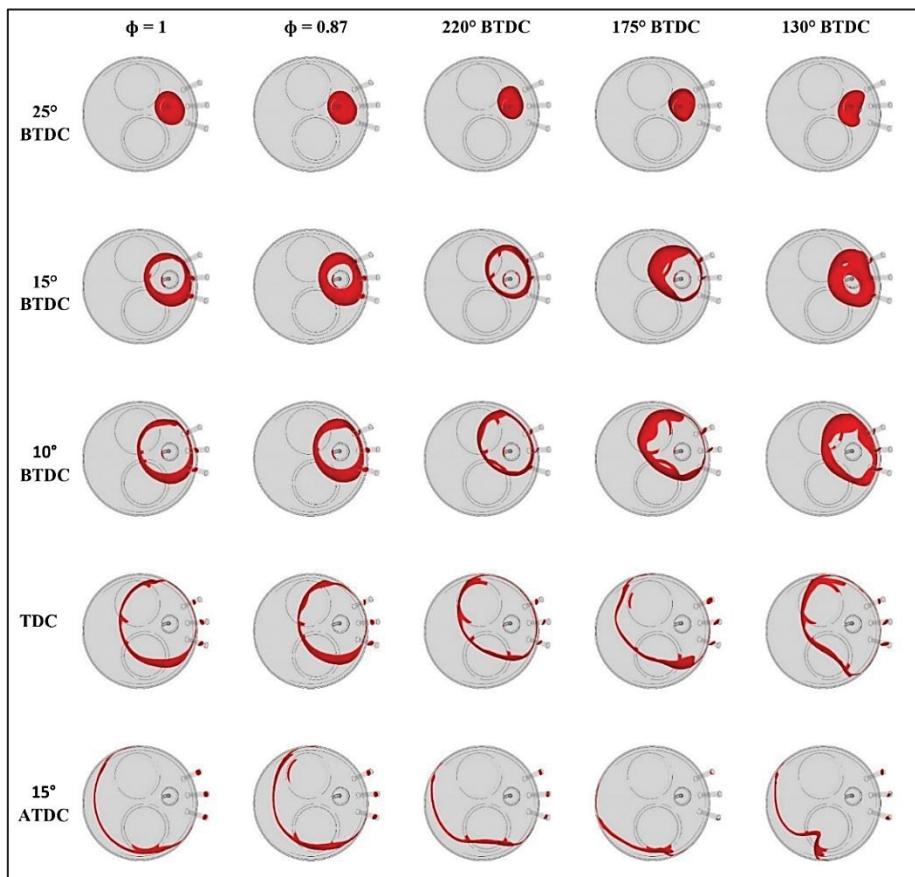


Figure 4.8 Comparaison de la progression du front de flamme à différents instants

On observe que le fait d'injecter de l'air dans le cylindre impact le noyau initial de la flamme principalement pour les deux cas d'injection tardive (175° et 130° BTDC) qui présente une forme différente dès 15° BTDC (soit 22° après l'inflammation du mélange). Cette interaction entre la flamme et l'écoulement résultant de l'injection d'air permet une propagation subséquente de la flamme plus rapide (voir ligne 10° BTDC et suivante), surtout avec la stratégie d'injection à 175° BTDC qui se propage plus rapidement que la flamme avec un mélange stœchiométrique. Ce résultat confirme l'effet positif de l'augmentation de la TKE et qui se traduit finalement par une plus forte PMEI observée précédemment.

Pour terminer, la variable moyenne de progression de la réaction sur l'ensemble du cylindre est présentée à la figure 4.9 et illustre la fraction massique de carburant qui brûle dans le cylindre en fonction de la position du piston.

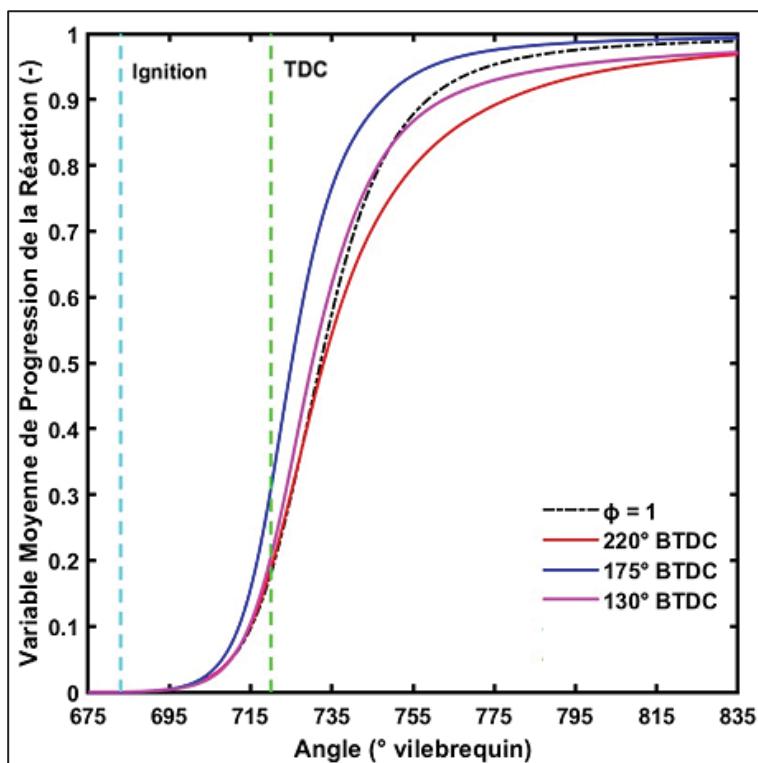


Figure 4.9 Comparaison de la variable moyenne de progression de réaction pour les différents cas d'injection

On observe que le cas d'injection à 175° BTDC (courbe bleue) est le seul où la progression de la combustion est plus rapide que celle du cas de référence stœchiométrique sans injection supplémentaire. Ceci illustre l'effet positif de l'augmentation de la turbulence observée précédemment qui accélère la propagation de la flamme malgré l'appauvrissement du mélange. En revanche, les cas à 220° et 130° BTDC (courbe rouge et rose) montrent des courbes de progression légèrement plus lentes que le cas de base stœchiométrique.

4.3 Effets de la température de l'air injecté

Cette section examine l'influence de la température d'injection d'air supplémentaire sur les phénomènes dans le cylindre de façon similaire aux sections précédentes. La masse d'air injectée représente toujours 10 % de la masse contenue dans le cylindre, alors que la durée d'injection d'air reste inchangée. Des températures de 300 K, 450 K et 600 K sont évalués pour un calage de 175° BTDC. Cette stratégie a été choisie, basée sur les résultats de la section précédente, car elle maximise le travail généré.

4.3.1 Effet de la température de l'air injecté sur la pression et la température du mélange

Cette section examine l'influence de la température d'injection d'air supplémentaire sur la pression interne dans le cylindre. La figure 4.10 présente ainsi la courbe de pression pour chacune des températures d'injection du cas, ainsi que pour le cas sans injection d'air.

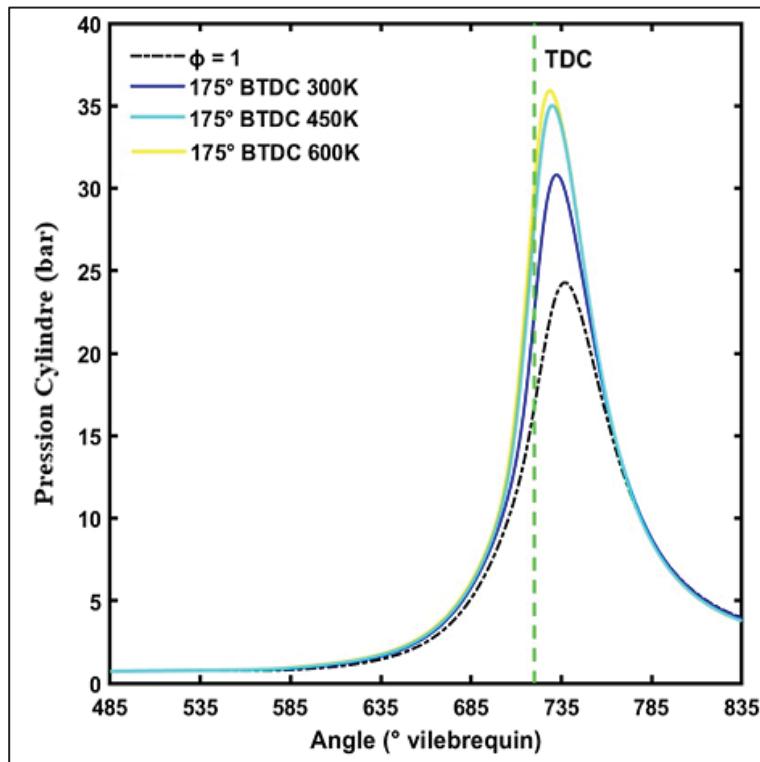


Figure 4.10 Courbe de pression pour différentes températures d'injection d'air

On observe que l'injection à 175° BTDC avec une température plus élevée (600 K – courbe jaune) entraîne une pression maximale supérieure à celle obtenue à 300 K (courbe bleue), ainsi qu'au cas de base stœchiométrique sans injection. Cette augmentation de la pression maximale s'explique par le fait que la température du mélange comprimé étant plus élevée cause une augmentation supérieure de la pression. De plus, la température initiale accrue du mélange induit une température supérieure au moment de l'inflammation, ce qui favorise une combustion plus rapide, ce qui décale légèrement la position du pic de pression vers le TDC. On remarque également que la tendance n'est pas linéaire, puisque le cas à 450 K (courbe turquoise) se rapproche davantage des valeurs obtenues à 600 K qu'à celles à 300 K (courbe bleue). Le tableau 4.4 présente les répercussions sur la PMEI de ce changement de température.

Tableau 4.4 PMEI pour les cas d'injection d'air à 175° BTDC sous différentes températures d'injection

	$\phi = 1$	175° BTDC 300 K	175° BTDC 450 K	175° BTDC 600 K
PMEI (bar)	6,56	6,78	6,72	6,60
Variation (%)	—	3,35 %	2,44 %	0,61 %
Masse Carburant (mg)	15,57	15,26	15,17	15,10
PMEI / Masse Carburant	0,421	0,444	0,443	0,437
Variation (%)	—	5,45 %	5,14 %	3,74 %

L'analyse des valeurs de PMEI montre que l'injection à 175° BTDC avec une température de 300 K offre la meilleure performance avec 6,78 bars, soit une amélioration par rapport au cas de base (6,56 bars). En revanche, l'augmentation de la température d'injection à 600 K réduit légèrement la PMEI à 6,60 bars. Il est pertinent de noter que le calage de l'allumage reste inchangé à travers les configurations simulées. Ainsi, en raison du décalage du pic de pression et que ce pic est plus élevé à 600 K qu'à 300 K, il est probable que la PMEI dépasse ou rejoigne celle à 300 K avec un calage d'allumage optimisé. Cette conclusion est valable également pour le résultat PMEI/masse de carburant par injection.

4.3.2 Répercussions de la température d'injection d'air sur le swirl

Les effets de la variation de la température de l'air injecté sur les mouvements de type swirl dans la chambre de combustion sont maintenant analysés. La figure 4.11 présente ainsi les courbes d'intensité de swirl présent dans le cylindre en fonction de différentes températures d'injection d'air.

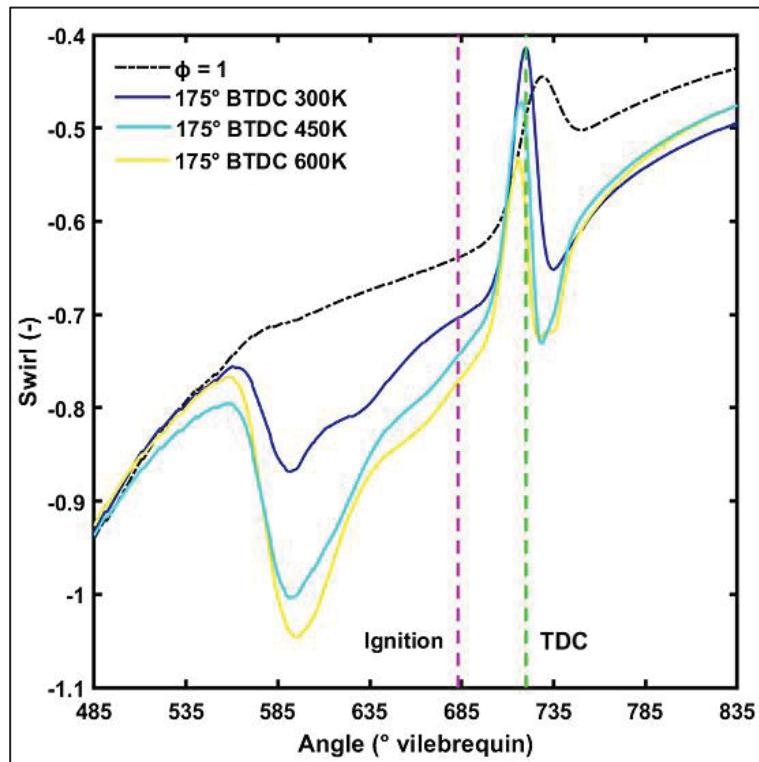


Figure 4.11 Swirl avec variation de température pour le cas d'injection à 175° BTDC

Pour le mouvement de type swirl, la tendance précédemment observée reste similaire. L'intensité du swirl demeure plus élevée pour le cas avec une température d'injection de 600 K (courbe jaune) tout au long de la période d'injection d'air supplémentaire, et conserve cette intensité supérieure jusqu'au TDC.

Cette différence provient directement de la vitesse d'injection accrue, imposée par la densité d'air plus faible à 600 K. On remarque ici également que la tendance n'est pas linéaire, puisque le cas à 450 K (courbe turquoise) se rapproche davantage des valeurs obtenues à 600 K qu'à celles à 300 K (courbe bleue).

4.3.3 Répercussions de la température d'air injecté sur la turbulence

Cette section présente les effets de la variation de la température de l'air injecté sur la TKE dans la chambre de combustion, et ce dans le but ultime d'évaluer leur impact sur la performance du moteur. La figure 4.12 présente l'intensité du TKE présent dans le cylindre, pour le cas d'injection à 175° BTDC avec une température d'injection de 300 K, 450 K et de 600 K.

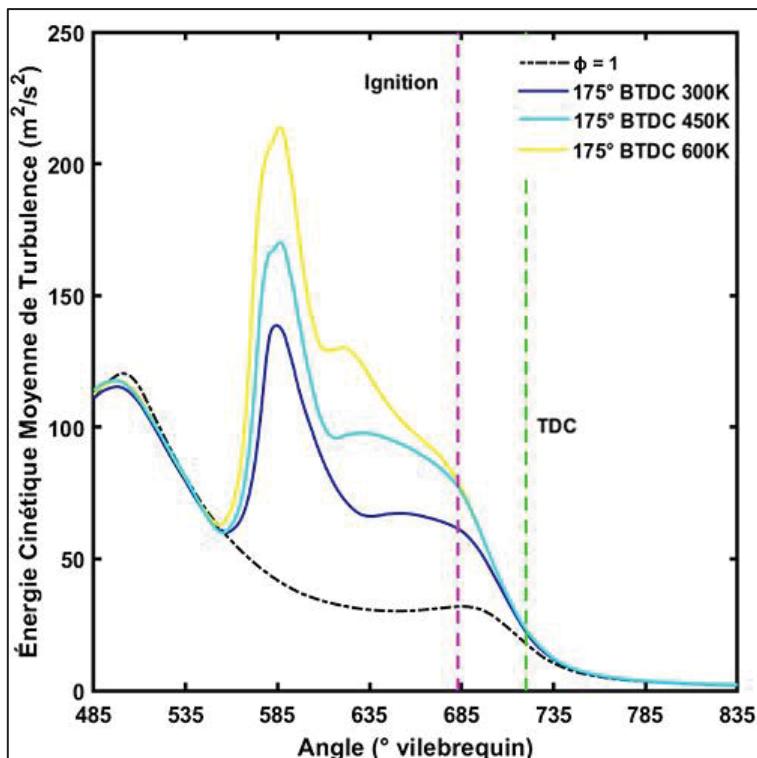


Figure 4.12 TKE à différentes températures pour le cas d'injection à 175° BTDC

Il est possible d'observer que la TKE augmente significativement lorsque la température d'injection d'air supplémentaire passe de 300 K (courbe bleue) à 600 K (courbe jaune), et cette différence notable persiste jusqu'au moment de l'allumage (trait vertical rose). Ici aussi, la hausse de TKE provient directement du fait qu'à température plus élevée, la densité de l'air injecté est réduite, nécessitant ainsi une vitesse d'injection supérieure pour maintenir le même débit massique. Le tableau 4.5 détaille les variations des pressions et des vitesses d'injections en fonction de la température d'injection. Les valeurs sont prises à 30° après le début des injections.

Tableau 4.5 Détails des répercussions sur les paramètres d'injections en fonction de la température d'injection

CAS	Pression Cylindre (bar)	Vitesse d'injection Max (m/s)	Vitesse d'injection moyenne (m/s)
175° BTDC 10 % 300 K	0,82	273	186
175° BTDC 10 % 450 K	0,84	362	225
175° BTDC 10 % 600 K	0,85	436	276

La vitesse accrue de l'air injecté entraîne une intensification du niveau de turbulence dans le cylindre, expliquant les niveaux plus élevés de TKE observés. La tendance d'augmentation de TKE durant l'injection d'air semble linéaire en fonction du changement de la température d'injection. En revanche, au moment de l'allumage, les différences s'estompent de façon non linéaire, le cas à 450 K (courbe turquoise) est plus rapproché du cas à 600 K que celui à 300 K alors qu'après le TDC, les valeurs de TKE deviennent similaires. Ce rapprochement des niveaux de turbulence s'explique par la dissipation naturelle de l'énergie cinétique turbulente durant la phase finale de la compression par la montée du piston.

4.3.4 Répercussions de la température de l'air injectée sur la vitesse de progression de la réaction

Tout d'abord, il est connu que l'augmentation de la température du mélange imbrûlé se traduit par une augmentation de la vitesse de propagation. La figure 4.13 permet de voir la répercussion sur la température moyenne des gaz dans le cylindre, sachant que l'avance à l'allumage reste inchangée. Il est possible d'y apercevoir que l'augmentation de la température dans le cylindre augmente également de façon non linéaire avec l'augmentation de la température de l'air injectée.

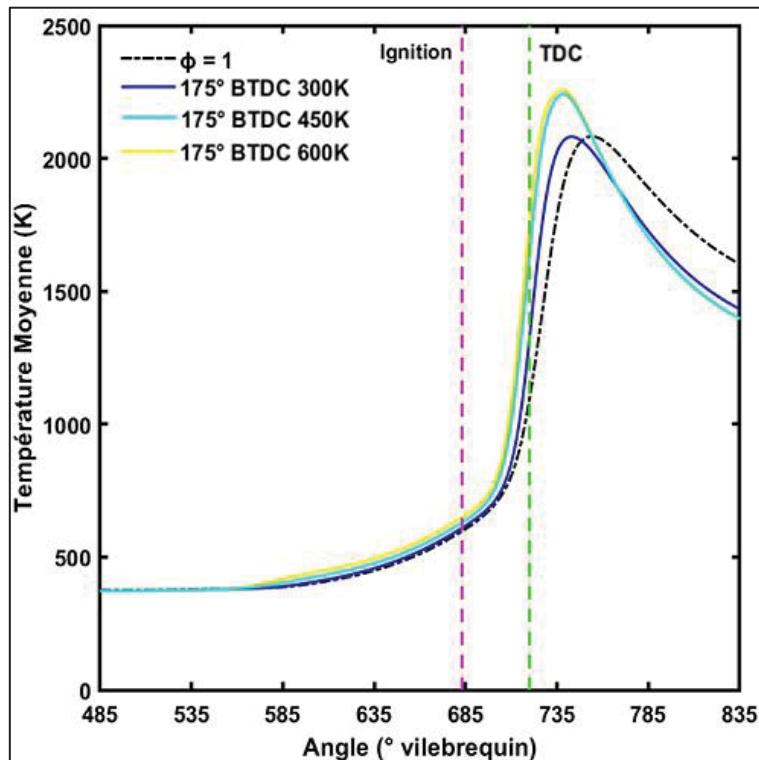


Figure 4.13 Température moyenne dans le cylindre pour le cas d'injection à 175° BTDC à différentes températures d'injection

La figure 4.14 présente le front de flamme et son évolution à 10° BTDC et au TDC. On remarque que la flamme se propage légèrement plus rapidement dans le cylindre lorsque la température d'injection d'air est fixée à 450 K et 600 K, comparativement au cas à 300 K ainsi qu'au cas de base stœchiométrique sans injection. Cette accélération de la propagation du front de flamme s'explique par la température initiale plus élevée du mélange résultant de l'injection d'air chaud. En effet, cette température accrue favorise les réactions chimiques (vitesse de flamme) et comme il a été présenté précédemment, l'injection d'air augmente également la TKE qui favorise la propagation de la flamme turbulente. La figure 4.15 présente en détail les différences entre les variables moyennes de progression de la réaction de la phase de combustion pour le cas d'injection à 175° BTDC à différentes températures d'injections.

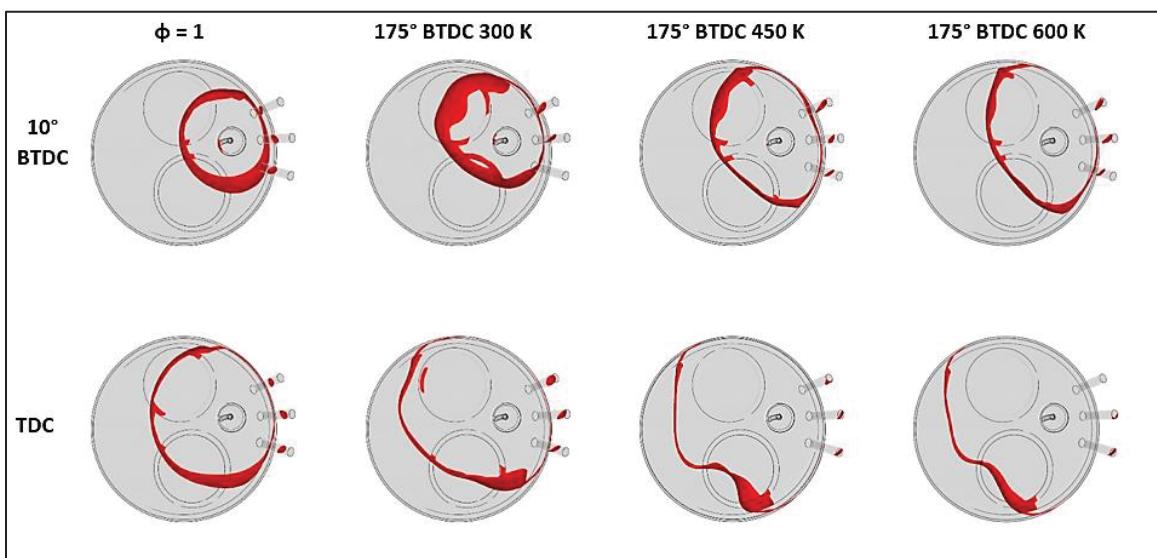


Figure 4.14 Comparaison des RPV pour différentes températures d'injection d'air supplémentaire

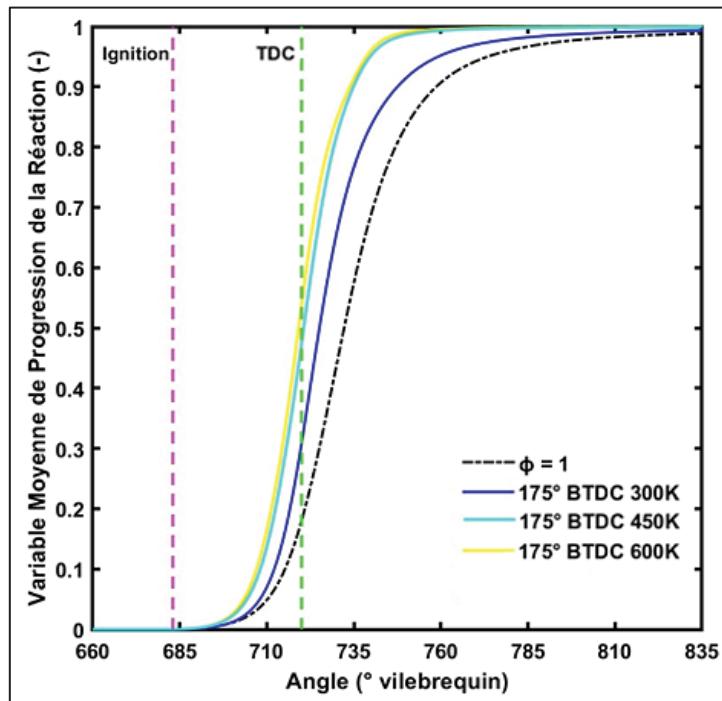


Figure 4.15 Comparaison du RPV pour le cas d'injection à 175° BTDC avec différentes températures d'injection d'air

Lorsqu'une température d'injection de 600 K est utilisée (courbe jaune), on observe une accélération de la progression par rapport au cas d'injection à 175° BTDC initial (300 K – courbe bleue). Cette augmentation de la vitesse de combustion est attribuée à une température de gaz frais supérieure ainsi qu'une TKE plus élevée.

4.4 Effets de la quantité d'air supplémentaire injectée

Cette section examine l'influence de la quantité d'air injectée sur les performances et le comportement global du moteur, en particulier sur la pression dans le cylindre, la PMEI, la richesse du mélange, la turbulence, l'écoulement dans le cylindre et les répercussions sur la vitesse de progression de la combustion

4.4.1 Répercussions de la quantité d'air supplémentaire injectée sur la pression

Pour simplifier l'analyse et la visualisation des résultats, seule la configuration d'injection à 175° BTDC est présentée, en considérant une masse injectée équivalente à 10 %, 15 % et 20 % de la masse initiale du cylindre (soit 33,96 mg, 53,94 mg et 76,41 mg d'air respectivement). Cette quantité est injectée toujours sous la même loi trapézoïdale pour le débit massique d'injection, et donc seule sa durée d'injection est prolongée pour atteindre cette masse injectée plus élevée.

La valeur maximale atteinte du débit massique d'injection est donc la même que pour le cas à 10 % de masse injectée. La configuration choisie pour cette section est présentée dans le tableau 4.6. La figure 4.16 présente également la courbe de pression en fonction de différentes masses d'air injectées.

Tableau 4.6 Configurations à l'étude pour les répercussions d'un changement de masse injectée

CAS	Début Inj. (° BTDC)	Fin Inj. (° BTDC)	Masse injectée (mg)
$\varphi = 1$	—	—	—
175° BTDC 10 %	175	109	33,96
175° BTDC 15 %	175	86	53,94
175° BTDC 20 %	175	61	76,41

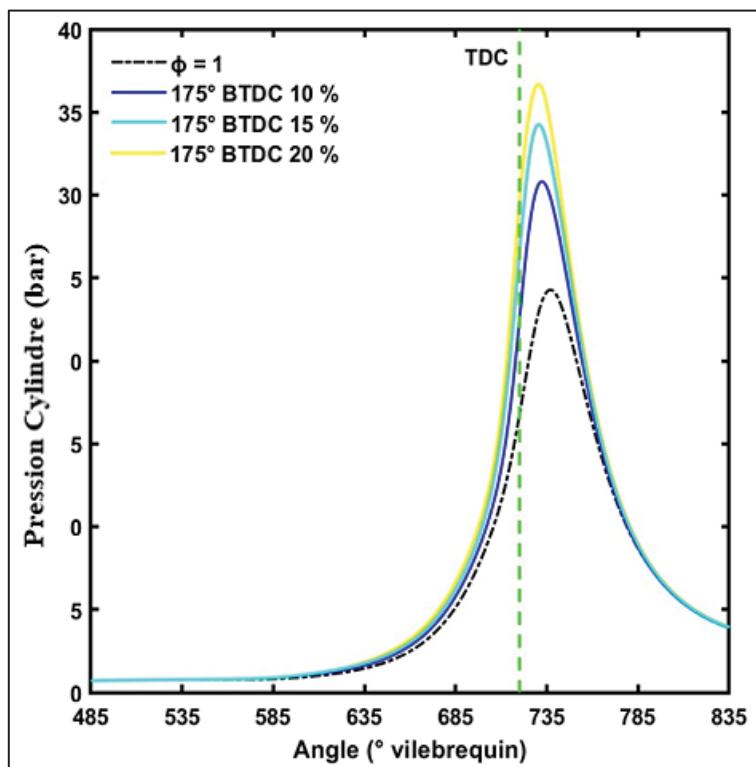


Figure 4.16 Courbe de pression pour différentes masses d'injection d'air supplémentaire

On observe que l'augmentation de la masse d'air supplémentaire injectée, passant de 10 % (courbe bleue) à 20 % (courbe jaune), entraîne une hausse du pic de pression atteint dans le cylindre. De plus, cette variation semble linéaire, étant donné que le cas à 15 % (courbe turquoise) présente des valeurs situées environ à mi-chemin entre ces deux cas. Cette augmentation découle du fait qu'une plus grande quantité d'air injectée. Le tableau 4.7 présente les valeurs de PMEI pour ces différentes stratégies.

Tableau 4.7 PMEI pour les cas d'injection d'air à 175° BTDC sous différentes masses d'air injectées

	$\phi = 1$	175° BTDC 10 %	175° BTDC 15 %	175° BTDC 20 %
PMEI (bar)	6,56	6,78	6,82	6,90
Variation (%)	–	3,35 %	3,96 %	5,18 %
Masse Carburant (mg)	15,57	15,26	15,18	15,16
PMEI / Masse Carburant	0,421	0,444	0,449	0,455
Variation (%)	–	5,45 %	6,63 %	8,03 %

L'augmentation de la masse d'air injectée BTDC entraîne une amélioration linéairement progressive de la PMEI, car elle favorise une combustion plus rapide, et ce malgré un appauvrissement du mélange.

4.4.2 Effet sur la turbulence

La figure 4.17 illustre et compare la TKE au moment de l'allumage (37° BTDC) pour le cas d'injection d'air à 175° BTDC avec 20 % de masse initiale du cylindre injectée, comparativement au cas à 10 % de masse initiale du cylindre injecté et au cas de base sans injection stœchiométrique.

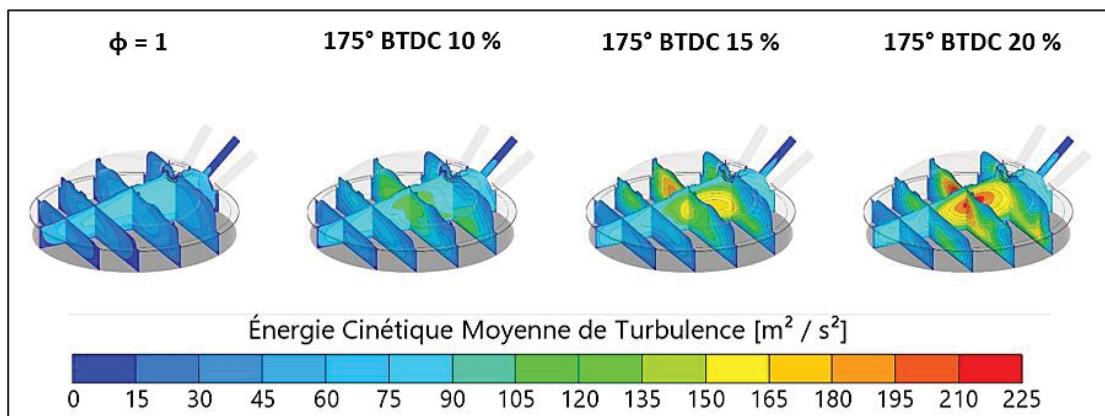


Figure 4.17 Comparaison des TKE au moment d'allumage pour différentes masses d'air injectées

On peut apercevoir que pour le cas d'injection à 20 %, la valeur de TKE est plus élevée au centre de la chambre de combustion que pour les autres cas. Celle-ci semble aussi plus élevée dans la région près de la bougie d'allumage, favorisant une vitesse de progression de la flamme supérieure. Également, une analyse supplémentaire est présentée dans l'annexe I comparant les répercussions de la quantité de masse d'air injectée sur ce dernier paramètre.

4.4.3 Effets sur la vitesse de progression de la réaction

Dans un même ordre d'idée que précédemment, les cellules du domaine où cette variable de progression de la réaction est égale à 0,01 sont illustrées, permettant de localiser l'interface entre les gaz brûlés et non brûlés, soit le front de flamme. La figure 4.18 compare la progression du front de flamme proche du TDC pour les différentes masses injectées avec le cas d'injection à 175° BTDC et pour le cas stœchiométrique sans injection.

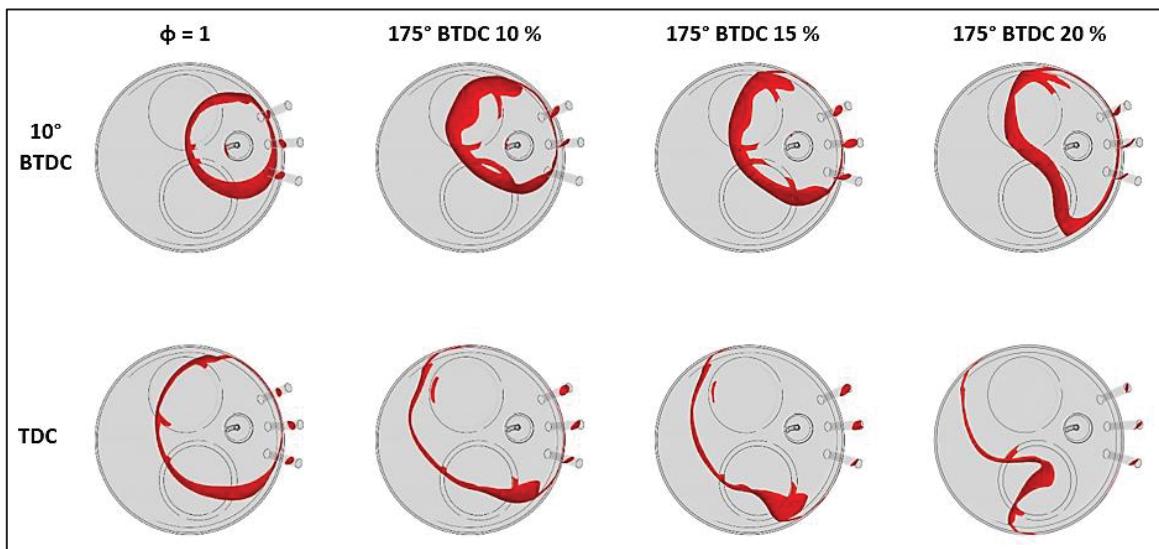


Figure 4.18 Comparaison de la progression du front de flamme dans le cylindre pour les différents cas d'injection

On observe que la surface du front de flamme, aux instants proches du TDC ainsi qu'au TDC lui-même, est plus étendue lorsque la masse d'air supplémentaire injectée atteint 20 %. Cette augmentation s'explique par l'intensification de l'énergie cinétique turbulente (TKE) résultant de la durée d'injection prolongée nécessaire pour injecter davantage d'air. La conséquence sur la durée totale de combustion est présentée à la figure 4.19, présentant la variable moyenne de progression de la réaction de la phase de combustion.

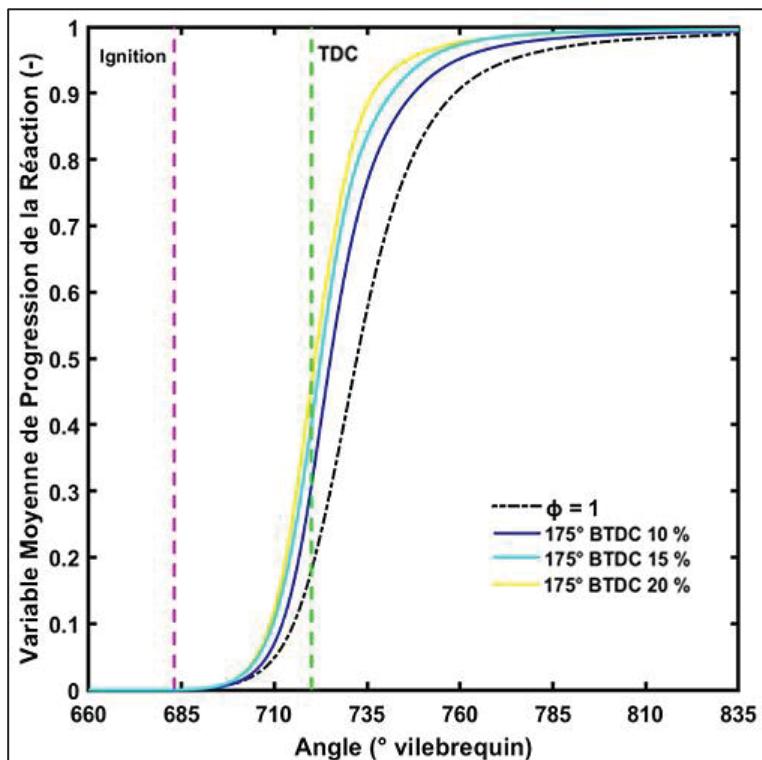


Figure 4.19 Comparaison de la variable moyenne de progression de réaction pour le cas d'injection à 175° BTDC avec différentes masses d'air injectées

Lorsque la masse d'air injectée est 20 % de la masse initiale du cylindre (courbe jaune), on observe une accélération de la vitesse de propagation de la flamme par rapport au cas stœchiométrique sans injection et au cas avec 10 % (courbe bleue) et 15 % (courbe turquoise) de masse injectée. Cette augmentation de la vitesse de combustion est liée à l'augmentation de l'énergie cinétique de turbulence dans le cylindre observée précédemment, et ce malgré un appauvrissement global du mélange.

4.5 Effets de l'injection d'air sur les émissions polluantes

Comme aperçu dans les sections précédentes, l'injection avant le TDC modifie les conditions de combustion en influençant la richesse et la turbulence dans le cylindre. Ces paramètres jouent un rôle important dans la vitesse de combustion et, par conséquent, sur la température maximale atteinte, ce qui affecte les émissions polluantes dans le cylindre (Heywood, 1988).

En effet, une injection plus avancée peut favoriser un meilleur mélange air-carburant, améliorant ainsi l'oxydation et réduisant les émissions de CO. Toutefois, une augmentation de la température peut également intensifier la formation de NO thermique (Heywood, 1988). À l'inverse, un excès de turbulence pourrait accélérer la combustion et modifier la distribution du champ de température, influençant la production de ces polluants.

Cette section présente l'impact de l'injection d'air supplémentaire sur les émissions comme prédit par le logiciel. Cette comparaison sert seulement à évaluer les tendances, car aucune validation ou adaptation des émissions prédictes n'a été possible. De plus, il est important de noter que l'avance à l'allumage n'ayant pas été modifiée, elle s'avère trop hâtive pour certains cas, ce qui a pour conséquence d'augmenter la température des gaz, favorisant ainsi la production de NO. Les polluants à l'étude sont le monoxyde de carbone (CO), et le monoxyde d'azote (NO) de type thermique. Le tableau 4.8 présente les différents cas d'injection BTDC et compare leurs émissions polluantes à 90° ATDC, soit à la mi-course de détente.

Tableau 4.8 Comparaison des émissions polluantes à 90° ATDC pour les différentes configurations d'injection

	Fraction Molaire NO (ppm)	Fraction Molaire NO à 5 % O ₂ (ppm)	Fraction Molaire CO (%)	Fraction Molaire CO à 5 % O ₂ (%)
$\varphi = 1$	812	628	0,16 %	0,12 %
$\varphi = 0,87$	262	236	0,08 %	0,07 %
220° BTDC	496	440	0,08 %	0,07 %
175° BTDC 300 K 10 %	1473	1268	0,04 %	0,03 %
175° BTDC 450 K 10 %	2552	2177	0,02 %	0,02 %
175° BTDC 600 K 10 %	2969	2288	0,02 %	0,01 %
175° BTDC 300 K 15 %	1225	1121	0,04 %	0,03 %
175° BTDC 300 K 20 %	841	823	0,04 %	0,04 %
130° BTDC	838	738	0,06 %	0,05 %

L'analyse des émissions de NO et CO à 5 % O₂ permet d'éliminer l'effet de dilution induit par l'injection d'air supplémentaire et de mieux comparer les tendances réelles des gaz d'échappement (McAllister *et al.*, 2011). En corrigeant les valeurs à cette base, il est possible d'évaluer l'évolution des concentrations sans être influencé par l'excès d'oxygène (McAllister *et al.*, 2011).

Les émissions de NO à 5 % O₂ augmentent de façon non linéaire avec la température de l'air injecté. Une température plus élevée favorise la formation thermique de NO, entraînant une montée des émissions. À l'inverse, une augmentation de la masse d'air injectée tend à réduire les émissions de NO, de manière également non linéaire, en raison du refroidissement des gaz et de la dilution des réactifs (résultats à 300 K avec 10 %, 15 % et 20 % d'air injecté).

Les émissions de CO à 5 % O₂ diminuent avec l'augmentation de la température de l'air injecté, suivant une tendance décroissante linéaire. Or, l'augmentation de la masse d'air injectée tend à augmenter de peu les émissions de CO lorsque comparée à 5 % O₂, bien que l'effet soit moins marqué.

4.6 Stratégie exploratoire d'injection ATDC

Dans le but d'optimiser la phase de détente et d'augmenter le rendement du cycle moteur, une stratégie d'injection après le TDC a été explorée de façon complémentaire. Une augmentation de la masse d'air injectée après le TDC pourrait avoir un impact significatif sur l'évolution de la pression dans le cylindre au cours de la phase de détente. En modifiant la quantité de gaz présents, une injection plus importante pourrait entraîner une pression plus élevée tout au long du mouvement descendant du piston, affectant ainsi le travail produit par le cycle moteur. L'analyse de ces effets est réalisée en faisant abstraction du comportement réel de la valve, en modifiant uniquement le débit massique de l'air injecté afin d'ajuster la quantité totale d'air admise, tout en conservant une durée d'injection fixe de 30° seulement. De plus, seule la configuration avec un calage d'injection à 20° ATDC est présentée, car elle semblait offrir les meilleures performances et semblait la plus compatible avec le modèle de simulation actuel. Le tableau 4.9 présente plus en détail les configurations à l'étude pour cette section. Un aperçu de la température moyenne dans le cylindre est présenté dans la figure 4.20.

Tableau 4.9 Configurations à l'étude pour l'étude des répercussions d'un changement de masse injectée ATDC

CAS	Début Injection (° vilebrequin)	Fin Injection (° vilebrequin)	Masse injectée (mg)
$\phi = 1$	—	—	—
20 ATDC 600 K 10 %	740	770	33,96
20 ATDC 600 K 20 %	740	770	76,41
20 ATDC 600 K 30 %	740	770	130,99

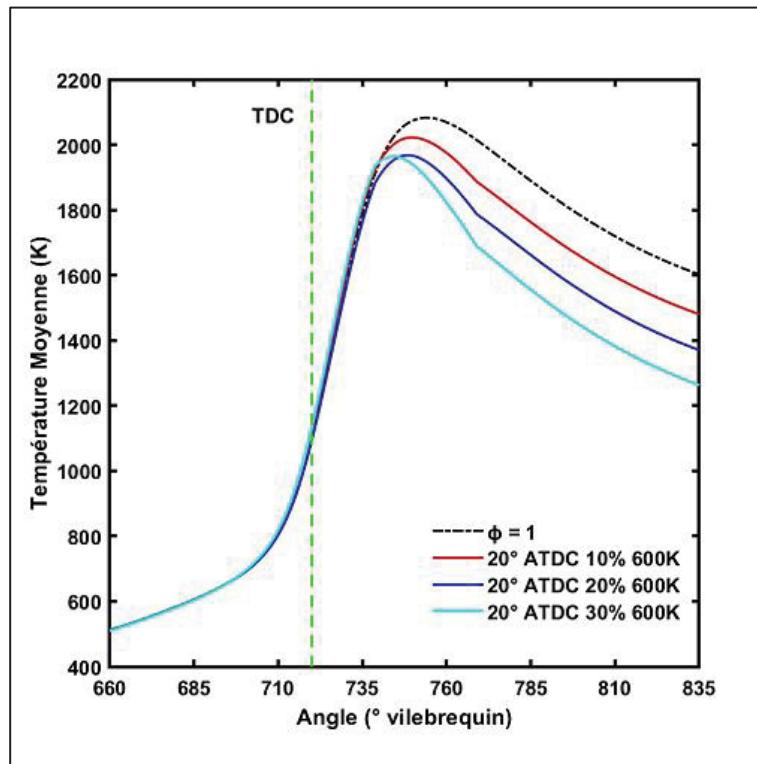


Figure 4.20 Température moyenne dans le cylindre pour les cas d'injection prometteurs ATDC

On peut apercevoir que le cas d'injection à 20° ATDC 10 % 600 K (courbe rouge) présente la température dans le cylindre la plus élevée à partir du début de l'injection d'air, suivi de la configuration à 20 % (courbe bleue) et 30 % (courbe turquoise) d'air ajouté. Cette différence s'explique directement par la quantité d'air frais admise dans le cylindre, et peut possiblement entraîner des répercussions sur le déroulement et la qualité de la combustion qui suit. Conséquemment, la figure 4.21 présente les courbes de pressions pour les différents cas testés. La courbe de référence ($\phi = 1$) est comparée aux cas où 10 %, 20 % et 30 % de masse d'air sont injectés à 20° ATDC.

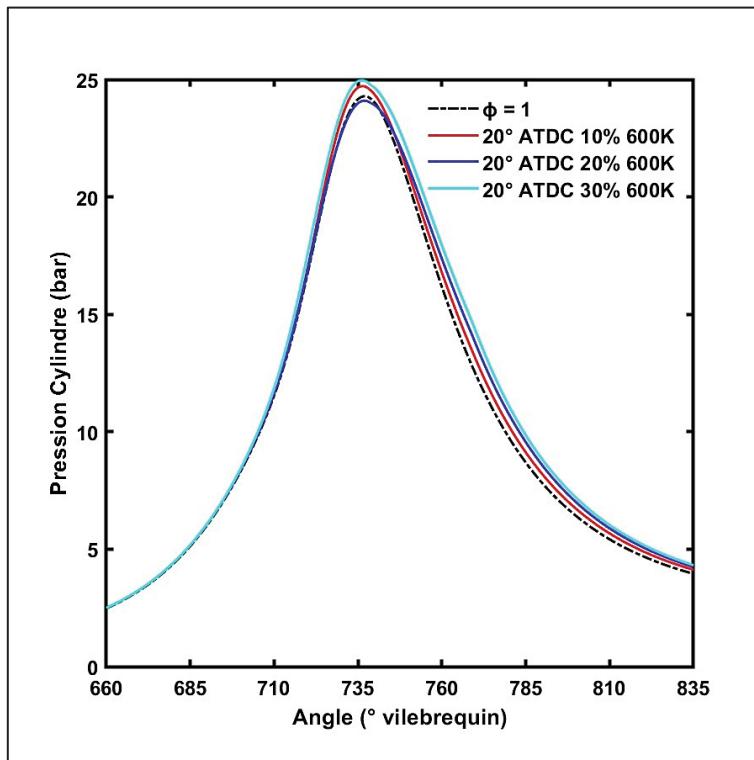


Figure 4.21 Courbe de pression pour différentes masses d'air injectée ATDC

L'analyse montre que l'augmentation de la masse injectée entraîne une élévation du pic de pression dans le cylindre pour le cas à 30 % de masse (courbe turquoise). En revanche, la courbe correspondant à 20 % (courbe bleue) d'air injecté atteint une pression maximale plus faible que celle avec 10 % d'air injecté (courbe rouge), qui elle-même dépasse légèrement la courbe du cas stœchiométrique sans injection (courbe noire). Cette différence peut s'expliquer par la quantité de gaz résiduels du mélange air/carburant non brûlé présent dans le cylindre en fonction de la masse injectée, qui varie en fonction de la quantité d'air injectée avant l'échappement, et qui influence le déroulement du cycle suivant.

En revanche, une différence plus marquée peut être observée durant les phases de détente et d'échappement de la courbe, entre les différents cas d'injection. Au cours de cette période du cycle, la tendance entre l'augmentation de la masse injectée et la pression dans le cylindre semble suivre une relation linéaire (plus la masse injectée augmente, plus la pression dans le cylindre augmente au même rythme).

Ainsi, l'augmentation de la masse d'air injectée ATDC entraîne une pression plus élevée dans le cylindre après le TDC, ce qui permet d'exercer une force supplémentaire sur le piston pendant une période plus longue. En effet, cette pression prolongée tout au long de la phase de détente favorise un meilleur transfert d'énergie vers le piston, augmentant ainsi le travail mécanique produit. Le tableau 4.10 montre l'évolution de la pression moyenne effective indiquée (PMEI) en fonction de la masse d'air injectée ATDC.

Tableau 4.10 PMEI pour sous différentes masses d'air injectées ATDC

	$\phi = 1$	20 ATDC 10% 600 K	20 ATDC 20% 600 K	20 ATDC 30% 600 K
PMEI (bar)	6,56	6,91	7,19	7,50
Variation (%)	—	5,34 %	9,60 %	14,33 %
Masse Carburant (mg)	15,57	15,50	15,47	15,44
PMEI/Masse Carburant	0,421	0,446	0,465	0,486
Variation (%)	—	5,81 %	10,31 %	15,29 %

On observe une augmentation progressive et linéaire de la PMEI avec l'augmentation de la masse d'air injectée. L'analyse PMEI/masse de carburant montre que le cas avec 30 % d'air injecté présente le meilleur rendement énergétique parmi les configurations testées.

Également, la figure 4.22 illustre le fait que l'injection d'air ATDC (isovolume jaune) ne perturbe pas le front de flamme et le déroulement de la combustion. Par exemple, dans le cas de l'injection à 20° ATDC 30 % 600 K (qui correspond au cas à la plus grande masse d'air injectée) on observe que vers la fin de l'injection, soit à 50° ATDC où le jet d'air est le plus développé dans le cylindre, le jet se situe dans une zone où la RPV est pratiquement de 1, indiquant que la réaction de combustion est déjà presque entièrement terminée à cet endroit du cylindre. Cette tendance est également observable tout au long de l'injection d'air, du début jusqu'à sa fin.

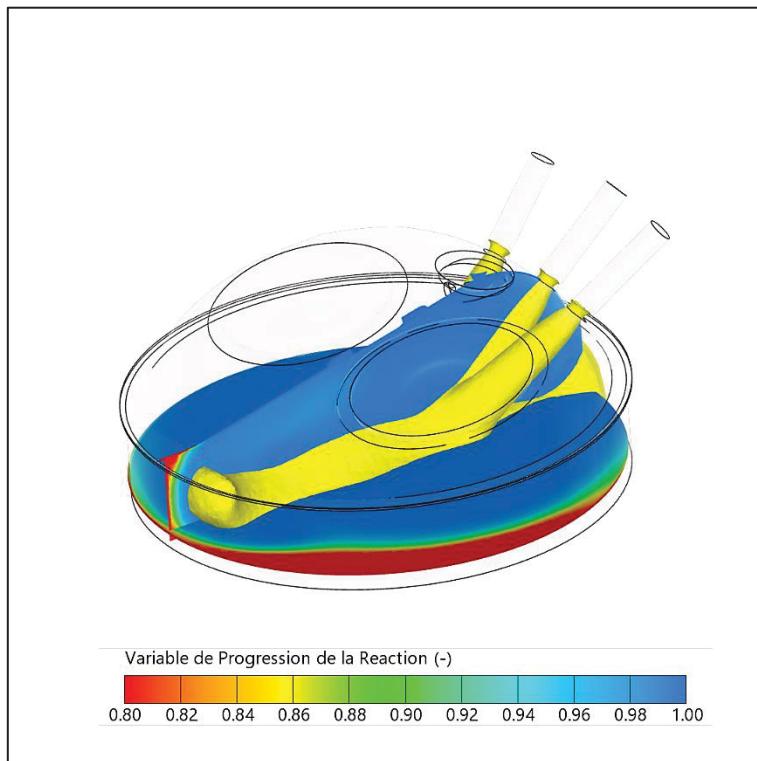


Figure 4.22 Emplacement du jet d'air à la fin de l'injection du cas 20° ATDC 30 % 600 K comparativement au RPV de la combustion

4.7 Conclusion du chapitre 4

Ce chapitre a permis de présenter et d'analyser les résultats issus des différentes stratégies d'injection d'air BTDC. L'influence de ces stratégies sur la PMEI, la vitesse de réaction et la turbulence a été quantifiée, faisant ressortir les grandes tendances selon le calage, la masse et la température d'injection, et ce en maintenant une avance à l'allumage constante à travers les simulations. On observe une augmentation linéaire de la pression, de la PMEI et de la turbulence avec la masse d'air injectée, tandis que la température d'injection entraîne une hausse non linéaire, de plus en plus modérée, de ces mêmes paramètres. L'injection à 175° et 130° semble offrir les meilleurs avantages pour améliorer les performances motrices. Une stratégie exploratoire d'injection après le TDC a également été brièvement étudiée, montrant qu'une masse d'air injectée plus importante à 20° ATDC peut améliorer la pression durant la détente et ainsi le travail mécanique produit sans affecter la combustion. Ce chapitre a permis de rencontrer les 2e et 3e objectif secondaire de ce mémoire.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Ce mémoire avait pour objectif d'évaluer les effets de différentes stratégies d'injection d'air supplémentaire dans un moteur à allumage commandé, afin de mieux comprendre son impact sur la combustion et les émissions polluantes. Ce travail s'inscrit dans un contexte où les exigences environnementales poussent le secteur de la génération de puissance à explorer de nouvelles solutions technologiques. L'étude repose sur un concept initialement développé pour l'injection directe de gaz d'échappement recirculés (RGE), ici appliqué à l'injection d'air comprimé, dans la continuité des travaux de Niquet *et al.* (2025). La méthodologie a détaillé le développement d'un modèle CFD tridimensionnel du cylindre moteur dans les chapitres 2 et 3. La géométrie, les équations de conservation, ainsi que les modèles physiques retenus ($k-\zeta-f$ pour la turbulence et ECFM-3Z pour la combustion) ont été brièvement présentés. L'étude de maillage a permis de sélectionner une configuration adaptée pour les simulations. L'influence des différentes mailles sur les résultats de pression dans le cylindre a été analysée, et les conditions d'injection d'air ont été définies pour les études suivantes. La validation du modèle par comparaison avec des données expérimentales de pression et de dégagement d'énergie a confirmé sa fiabilité.

Les simulations numériques ont ensuite permis d'explorer l'effet de l'injection d'air avant et après le TDC, et ce avec une avance à l'allumage constante. Avant le TDC, les analyses ont révélé que la masse injectée et la température de l'air augmentent respectivement de manière linéaire et non linéaire la pression maximale, la PMEI et la turbulence. Certaines stratégies, notamment à 175° et 130° avant le TDC, se sont démarquées par leur efficacité à renforcer la vitesse de combustion. Après le TDC, l'injection influence favorablement les conditions pour le cycle suivant, en modifiant la quantité de gaz résiduels du mélange air/carburant non brûlés et la température locale du cylindre. De plus, une masse d'air supplémentaire admise durant la phase de détente augmente le travail effectué sur le piston et accroît, du fait même, la pression effective du moteur. Une stratégie exploratoire d'injection à 20° ATDC a d'ailleurs montré qu'une augmentation de la masse injectée permettait une élévation notable de la pression durant la détente, traduisant un gain de travail mécanique sans perturber la combustion.

Des pistes de recherche supplémentaires peuvent être envisagées afin de prolonger les travaux réalisés. Il est notamment recommandé d'adapter l'avance à l'allumage de manière optimale pour chaque configuration, en tenant compte du décalage du pic de pression observé et donc des vitesses de combustions qui diffèrent d'un cas à l'autre. De plus, la poursuite de l'étude sur l'injection d'air après le TDC apparaît prometteuse. Une optimisation plus poussée de cette stratégie pourrait permettre de modifier davantage le cycle moteur et d'augmenter le travail produit, sans accroître la consommation de carburant.

ANNEXE I

ANALYSES COMPLÉMENTAIRES DES RÉPERCUSSIONS DE LA QUANTITÉ D'AIR INJECTÉE BTDC

La figure-A I-1 présente l'intensité de swirl pour le cas d'injection d'air à 175° BTDC avec 10 % et 20% de masse initiale du cylindre injectée, comparativement au cas à 10 % de masse initiale du cylindre injecté et au cas stœchiométrique sans injection.

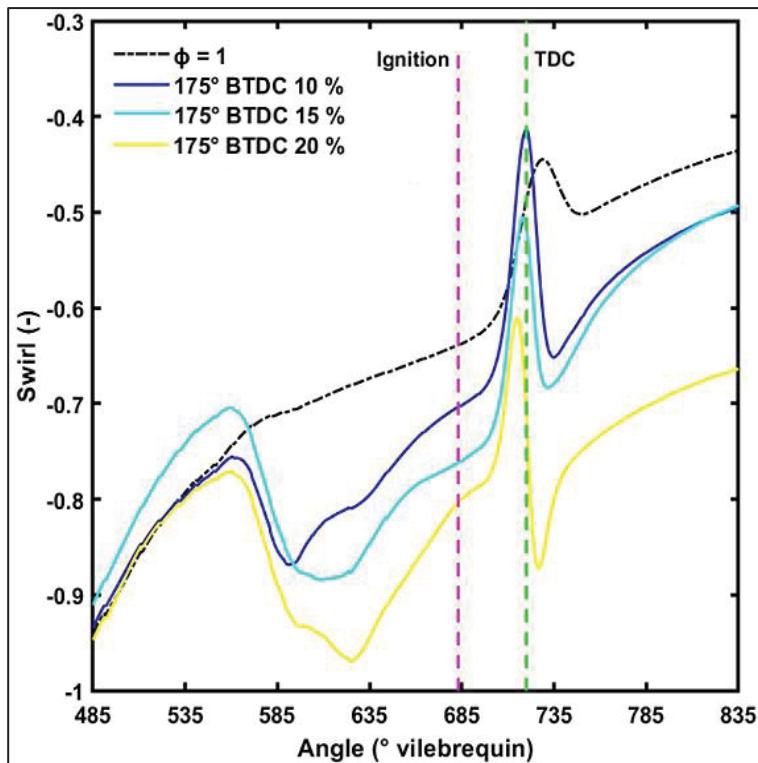


Figure-A I-1 Swirl pour le cas d'injection d'air
à 175° BTDC avec
différentes masses d'air injectée

On observe que l'intensité du swirl augmente à mesure que la masse d'air injectée dans le cylindre devient plus importante, et ce avec une tendance linéaire. Cette augmentation plus importante à 20 % de masse injectée (courbe jaune) s'explique par la durée d'injection prolongée nécessaire pour injecter davantage d'air. Le mouvement swirl résultant demeure donc plus intense, et sur une période plus étendue, non seulement au moment précis de l'allumage (trait vertical rose) et lors de l'atteinte du TDC (trait vertical vert), mais également durant toute la phase de combustion suivant le TDC. De plus, la valeur du swirl enregistrée au TDC est supérieure à celle observée dans le cas d'une injection de seulement 10 % (courbe bleue) et 15 % (courbe turquoise) de masse d'air ainsi qu'au cas stoechiométrique sans injection (courbe noire). La figure-A I-2 présente la richesse moyenne dans une sphère d'un rayon de 5 mm autour de la bougie d'allumage pour les différentes masses d'air injectées avec le cas d'injection à 175° BTDC.

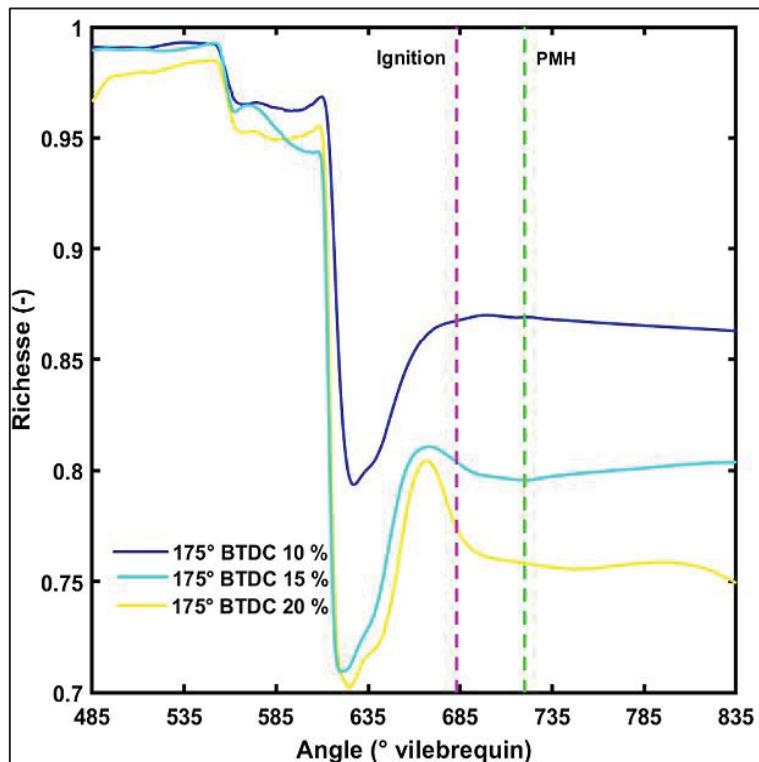


Figure-A I-2 Richesse moyenne dans une sphère
de $r = 5$ mm autour de l'a bougie d'allumage
pour les différentes masses d'air injectées

En augmentant la masse d'air supplémentaire injectée dans le cylindre, le mélange devient plus pauvre, y compris dans la région proche de la bougie d'allumage. Cette variation semble linéaire au moment d'ignition et au TDC, soit une diminution d'environ 0,05 de richesse pour chaque augmentation de 5 % de masse injectée.

La stratification entre les gaz issus du port d'admission principal (ayant une richesse de 1) et l'air supplémentaire injecté est également moins marquée. Cela s'explique probablement par la durée d'injection prolongée, qui laisse plus de temps au mélange pour se diffuser dans le cylindre, réduisant ainsi les différences locales de richesse.

La figure-A I-3 présente plus en détail la TKE moyenne dans l'ensemble du cylindre pour le cas d'injection d'air à 175° BTDC avec différentes masses injectées, comparant au cas de base sans injection stoechiométrique.

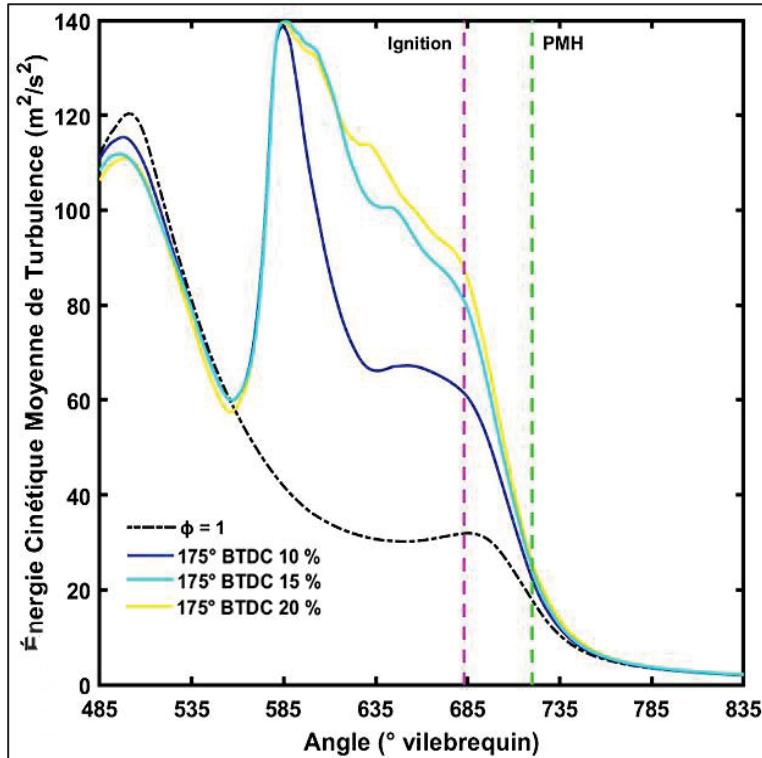


Figure-A I-3 TKE pour le cas d'injection d'air à 175° BTDC avec différentes masses d'air injectée

On remarque que pour le cas d'injection de 20 % de masse supplémentaire (courbe jaune), bien que la valeur maximale de la TKE soit comparable à celle observée pour une injection de 15 % (courbe turquoise) et de 10 % (courbe bleue), cette énergie cinétique turbulente est soutenue plus longtemps durant la compression.

Cette prolongation permet ainsi d'atteindre un niveau supérieur de turbulence au moment de l'allumage (trait vertical rose). À ce moment, la TKE du cas d'injection à 15 % se rapproche davantage des valeurs du cas à 20 % que celles du cas à 10 %. Or, à l'approche du TDC (trait vertical vert), la TKE connaît aussi une dissipation naturelle, typique du phénomène de compression, et les 3 cas d'injections semblent présenter globalement la même TKE, tout de même supérieure à celle du cas de base.

LISTE DES RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- AVL. 2022. *FIRE M User Manual*. (Version R2022.2).
- AVL. 2023. *FIRE M User Manual*. (Version R2023.1).
- Basbous, T., Younes, R., Ilinca, A., et Perron, J. 2012. « Pneumatic hybridization of a diesel engine using compressed air storage for wind-diesel energy generation ». *Energy*, vol. 38, no 1, p. 264–275.
- Berni, F., Mortellaro, F., Pessina, V., Paltrinieri, S., Pulvirenti, F., Rossi, V., Borghi, M., et Fontanes, S. 2023. « Modeling of gaseous emissions and soot in 3D-CFD in-cylinder simulations of spark-ignition engines: A methodology to correlate numerical results and experimental data ». *International Journal of Engine Research*, vol. 24, no 5, p. 2149–2174.
- Blazek, J. 2015. *Computational fluid dynamics: principles and applications*. Butterworth-Heinemann.
- Chiodi, M. 2010. *An Innovative 3D-CFD Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines*. VIEWEG+TEUBNER RESEARCH.
- Cho, I., Yang, C., Kwon, H., Bang, B., Jeong, S., et Lee, U. 2022. « Numerical simulation method of a circulating fluidized bed reactor using a modified MP-PIC solver of OpenFOAM ». *Powder Technology*, vol. 411, 117815.
- Cicalese, G., Berni, F., et Fontanesi, S. 2016. « Integrated In-Cylinder / CHT Methodology for the Simulation of the Engine Thermal Field: An Application to High Performance Turbocharged DISI Engines ». *SAE Technical Paper 2016-01-0578*.
- Colin, O., Benkenida, A., et Angelberger, C. 2003. « 3D modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines ». *Oil & Gas Science and Technology – Revue de l’Institut Français du Pétrole*, vol. 58, no 1, p. 47–62. <https://doi.org/10.2516/OGST:2003004>
- Decan, G., Broekaert, S., Lucchini, T., D'Errico, G., Vierendeels, J., et Verhelst, S. 2018. « Evaluation of wall heat flux calculation methods for CFD simulations of an internal combustion engine under both motored and HCCI operation ». *Applied Energy*, vol. 232, p. 451–461. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.214>
- Denner, F., et van Wachem, B. G. M. 2015. « TVD differencing on three-dimensional unstructured meshes with monotonicity-preserving correction of mesh skewness ». *Journal of Computational Physics*, vol. 298, p. 466–479.

Ditiu, M. 1999. « Stratification in a Spark Ignition Engine: The Effect on the Emission at Unthrottled Light Load ». *SAE Paper* 1999-01-0575.

Dong, M., Chen, G., Xu, M., et Daniels, C. 2002. « A Preliminary CFD Investigation of In-Cylinder Stratified EGR for Spark Ignition Engines ». *SAE Technical Paper Series* 2002-01-1734. Reprinted From: *Engine Modeling Techniques: SI and Diesel* (SP-1711).

D'Antuono, G., Lanni, D., Galloni, E., et Fontana, G. 2023. « Numerical Modeling and Simulation of a Spark-Ignition Engine Fueled with Ammonia-Hydrogen Blends ». *Energies*, vol. 16, no 5, 2337.

Fonseca, L., Braga, R., Morais, L., et Huebner, R. 2016. « Tuning the parameters of ECFM-3Z combustion model for CFD 3D simulation of a two valves engine fueled with ethanol ». *SAE Technical Paper* 2016-36-0383. <https://doi.org/10.4271/2016-36-0383>

Garth, C., Laramee, R. S., Tricoche, X., Schneider, J., et Hagen, H. 2007. « Extraction and visualization of swirl and tumble motion from engine simulation data ». In H. Hauser, H. Hagen, et H. Theisel (éds.), *Topology-based methods in visualization*, p. 121–135. Springer.

Ge, H., Bakir, A. H., Yadav, S., Kang, Y., Parameswaran, S., et Zhao, P. 2021. « CFD optimization of the pre-chamber geometry for a gasoline spark ignition engine ». *Frontiers in Mechanical Engineering*, vol. 6, 599752.

Guo, H., Torelli, R., Szybist, J. P., et Som, S. 2023. « CFD modeling of pre-spark heat release in a boosted direct-injection spark-ignition engine ». *International Journal of Engine Research*, vol. 24, no 1, p. 3–15. <https://doi.org/10.1177/14680874211044110>

Han, S., et Cheng, W. K. 1998. « Design and Demonstration of a Spark Ignition Engine Operating in a Stratified-EGR Mode ». *SAE Paper* 980122.

Heywood, J. B. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, NY: McGraw-Hill.

Honda Canada Inc. (n.d.). « GX390 ». *Honda Engines*. Retrieved February 26, 2024, from <https://engine.honda.ca/en/GX/gx390>

Hribenik, A. 2002. « The potential of high- and low-pressure exhaust gas recirculation ». In *Proceedings of the SAE conference*, Paper 2002-04-0029.

Ivaldi, D., Lisbona, M. G., et Tonetti, M. 2006. « An improved EGR system concept for diesel engines towards fuel neutral emissions ». *International Journal of Vehicle Design*, vol. 40, nos 1–3, p. 307–325. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2006.009673>

- J. Liu, J. Szybist, et C. Dumitrescu. 2018. « Choice of tuning parameters on 3D IC engine simulations using G-equation ». *SAE Technical Paper* 2018-01-0183.
- Jackson, N. S. 1996. « Understanding the C CVS stratified EGR combustion system ». *SAE Paper* 960837.
- Jeong, S.-J. 2024. « CFD Simulation of Pre-Chamber Spark-Ignition Engines—A Perspective Review ». *Energies*.
- Kakaee, A.-H., Rahnama, P., et Paykani, A. 2014. « Numerical study of Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) combustion in a heavy-duty diesel engine using 3D-CFD coupled with chemical kinetics ». *International Journal of Automotive Engineering*, vol. 4, no 3.
- Kaplan, M. 2019. « Influence of swirl, tumble and squish flows on combustion characteristics and emissions in internal combustion engine-review ». *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*.
- Kim, M., Kim, Y., Kim, J., et Song, H. 2019. « Development of quasi-dimensional turbulence model for spark-ignition engine with physical analysis of tumble: Energy-based tumble model focusing on energy intake and turbulence production ». *Applied Energy*.
- Kosmadakis, G., Rakopoulos, D., Arroyo, J., Moreno, F., Muñoz, M., et Rakopoulos, C. 2018. « CFD-based method with an improved ignition model for estimating cyclic variability in a spark-ignition engine fueled with methane ». *Energy Conversion and Management*, vol. 177, p. 312–325. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2018.08.093>
- Laramée, R. S., Weiskopf, D., Schneider, J., et Hauser, H. 2004. « Investigating Swirl and Tumble Flow with a Comparison of Visualization Techniques ». In *Proceedings IEEE Visualization '04*, p. 51–58.
- Lee, S., Park, S., Kim, C., Kim, Y. M., Kim, Y., et Park, C. 2014. « Comparative study on EGR and lean burn strategies employed in an SI engine fueled by low calorific gas ». *Applied Energy*, vol. 129, p. 10–16. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.04.082>
- Linnemann, C., Coney, M. W., et Price, A. 2003. « The Isoengine – A Novel High Efficiency Engine with Optional Compressed Air Energy Storage (CAES) ». In *Proceedings of the 2003 International Joint Power Generation Conference (IJPGC2003-40063)*. <https://doi.org/10.1115/IJPGC2003-40063>
- Liu, Z., Chen, J., Xia, Y., et Zheng, Y. 2021. « Automatic sizing functions for unstructured mesh generation revisited ». *Engineering Computations*, vol. 38, no 12, p. 3995–4020. <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/EC-12-2020-0735/full/html>

- Lou, D., Ren, Y., Zhang, Y., et Sun, X. 2020. « Study on the Effects of EGR and Spark Timing on the Combustion, Performance, and Emissions of a Stoichiometric Natural Gas Engine ». *ACS Omega*, vol. 5, p. 26763–26775. <https://doi.org/10.1021/acsomega.0c03859>
- Luján, J. M., Guardiola, C., Pla, B., et Reig, A. 2015. « Switching strategy between HP (high pressure) and LP EGR (low pressure exhaust gas recirculation) systems for reduced fuel consumption and emissions ». *Energy*, vol. 90, Partie 1, p. 1792–1803. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.138>
- McAllister, S., Chen, J.-Y., et Fernandez-Pello, A. C. 2011. *Fundamentals of combustion processes*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-4419-7943-8>
- Meintjes, K., et Morgan, A. P. 1987. « Element Variables and the Solution of Complex Chemical Equilibrium Problems ». GMR-5827, General Motors Research Laboratories, Michigan.
- Mitchell, W. B., Strzodka, R., et Falgout, R. D. 2020. « Parallel performance of algebraic multigrid domain decomposition (AMG-DD) ». <https://doi.org/10.48550/arXiv.1906.10575>
- Mortimer, J., Poursadegh, F., Brear, M., Yoannidis, S., Lacey, J., et Yang, Y. 2022. « Extending the knock limits of hydrogen DI ICE using water injection ». *Fuel*, vol. 332, 126652. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.126652>
- Motwani, R., Gandolfo, J., Gainey, B., et Lawler, B. 2025. « Validation of a multidimensional CFD approach for ethanol-fueled spark ignition engines at knock-limited conditions ». *Applied Thermal Engineering*. Clemson University International Center for Automotive Research (CU-ICAR). Retrieved from <https://www.elsevier.com/locate/apthermen>
- Niquet, G., Lemieux, P., et Seers, P. 2025. « A novel approach for exhaust gas recirculation stratification in a spark-ignition engine ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 266, 125672. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125672>
- Noori, A. R., et Rashidi, M. 2007. « Computational fluid dynamics study of heat transfer in a spark-ignition engine combustion chamber ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 129, no 5, p. 609–619. <https://doi.org/10.1115/1.2712474>
- Oberkampf, W. L., et Trucano, T. G. 2002. « Verification and validation in computational fluid dynamics ». *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 38, p. 209–272.

- Polat, S., Uyumaz, A., Solmaz, H., Yilmaz, E., Topgül, T., et Yücesu, H. S. 2016. « A numerical study on the effects of EGR and spark timing to combustion characteristics and NOx emission of a GDI engine ». *International Journal of Green Energy*, vol. 13, p. 63–70. <https://doi.org/10.1080/15435075.2014.909361>
- Popovac, M. 2023. « Robust Eddy Viscosity Turbulence Modeling with Elliptic Relaxation and Compound Wall Treatment ». *Energies*, vol. 16, 3685. <https://doi.org/10.3390/en16093685>
- Presti, M., et Pace, L. 2005. « Optimisation development of advanced exhaust gas after-treatment systems for automotive applications ». *SAE Transactions*, vol. 114, p. 955–961. <https://doi.org/10.4271/2005-01-2157>
- Ramadan, B. H., Schock, H. J., Gray, C. L. Jr., Hamady, F. J., et Hellman, K. H. 2002. « Numerical Study to Achieve Stratified EGR in Engines ». In *Proceedings of ICEF2002: 2002 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division* (ICEF2002-533). New Orleans, Louisiana, USA.
- Reif, K. 2015. *Gasoline engine management*. Springer Gabler.
- Saanum, I., Bysveen, M., Tunestål, P., et Johansson, B. 2007. « Lean burn versus stoichiometric operation with EGR and 3-way catalyst of an engine fueled with natural gas and hydrogen-enriched natural gas ». *SAE Paper 2007-01-0015*.
- Salehi-khojin, A., Pirouzpanah, V., Mahinfalah, M., et Weinzierl, S. 2004. « Effect of cooled and hot EGR on performance and emission characteristics of S-I engine ». In *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (IMECE2004-62106), Anaheim, California, USA. ASME.
- Sarikoc, F., Kettner, M., Velji, A., Spicher, U., Krause, A., et Elsaesser, A. 2006. « Potential of Reducing the NOX Emissions in a Spray Guided DI Gasoline Engine by Stratified Exhaust Gas Recirculation (EGR) ». *SAE Technical Paper Series* 2006-01-1261. Reprinted From: *SI Combustion and Direct Injection SI Engine Technology* (SP-2016).
- Scheele, M. 1999. « Potenzialabschätzung zur Verbesserung des indizierten Wirkungssgrades kleinvolumiger Ottomotoren ». *Progress report*, VDI-The Association of German Engineers, vol. 408.
- Senčić, T., Mrzljak, V., Bukovac, O., et Batista, J. 2023. « Influence of Mesh and Combustion Parameters on a Spark Ignition Engine CFD Simulation ». *FME Transactions*, vol. 51, no 3.

- Shen, K., Li, F., Zhang, Z., Sun, Y., et Yin, C. 2017. « Effects of LP and HP cooled EGR on performance and emissions in turbocharged GDI engine ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 127, p. 1352–1360. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.064>
- Sjerić, M., Krajanović, J., Vučetić, A., et Kozarac, D. 2021. « Influence of swirl flow on combustion and emissions in spark-ignition experimental engine ». *Journal of Energy Engineering*, vol. 147, no 4, 04021014.
- Su, J., Xu, M., Li, T., Gao, Y., et Wang, J. 2014. « Combined effects of cooled EGR and a higher geometric compression ratio on thermal efficiency improvement of a downsized boosted spark-ignition direct-injection engine ». *Energy Conversion and Management*, vol. 79, p. 387–394. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.041>
- Tian, H., Zhang, H., Yin, Z., Liu, Y., Zhang, X., Xu, Y., et Chen, H. 2023. « Advancements in compressed air engine technology and power system integration: A comprehensive review ». *Energy Reviews*, vol. 4, 100050. <https://doi.org/10.1016/j.enrev.2023.100050>
- Tornatore, C., Bozza, F., De Bellis, V., Teodosio, L., Valentino, G., et Marchitto, L. 2019. « Experimental and numerical study on the influence of cooled EGR on knock tendency, performance and emissions of a downsized spark-ignition engine ». *Energy*, vol. 172, p. 968–976. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.031>
- Verma, I., Bish, E., Kuntz, M., Meeks, E., Puduppakkam, K., Naik, C., et Liang, L. 2016. « CFD Modeling of Spark Ignited Gasoline Engines – Part 1: Modeling the Engine under Motored and Premixed-Charge Combustion Mode ». *SAE Technical Paper* 2016-01-0591. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0591>
- Verma, I., Bish, E., Kuntz, M., Meeks, E., Puduppakkam, K., Naik, C., et Liang, L. 2016. « CFD Modeling of Spark Ignited Gasoline Engines – Part 2: Modeling the Engine in Direct Injection Mode along with Spray Validation ». *SAE Technical Paper* 2016-01-0579. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0579>
- Wang, X., Xie, H., et Zhao, H. 2015. « Computational study of the influence of in-cylinder flow on spark ignition-controlled auto-ignition hybrid combustion in a gasoline engine ». *International Journal of Engine Research*.
- Woo, Y., et Bae, C. 2006. « Stratified exhaust gas recirculation under lean operation of a liquefied petroleum gas spark-ignition engine with liquid phase injection ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 220, no 11, p. 1505–1514. <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO317>

- Woo, Y., et Bae, C. 2006. « Stratified exhaust gas recirculation under lean operation of a liquefied petroleum gas spark-ignition engine with liquid phase injection ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO317>
- Xie, F., Hong, W., Su, Y., Zhang, M., et Jiang, B. 2017. « Effect of external hot EGR dilution on combustion, performance and particulate emissions of a GDI engine ». *Energy Conversion and Management*, vol. 142, p. 69–81. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.045>
- Xie, Q., Ren, Z., Wang, K., Lin, H., Shang, S., et Xiao, W. 2019. « Modelling turbulent transport effects on the formation probability of flame kernel in ignition process ». In *Proceedings of Global Power and Propulsion Society*.
- Yang, C., Wang, W., Li, Y., et Cheng, X. 2020. « Quantitative study on chemical effects of actual/simulated recirculated exhaust gases on ignition delay times of n-heptane/ethanol fuel blends at elevated temperature ». *Fuel*, vol. 263, 116327. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116327>
- Yontar, A. A. 2023. « Effects of ignition advance on a dual sequential ignition engine at lean mixture for hydrogen enriched butane usage ». *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 48, no 27, p. 10300–10311. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.01.153>
- Yosri, M., Palulli, R., Talei, M., Mortimer, J., Poursadegh, F., Yang, Y., et Brear, M. 2023. « Numerical investigation of a large bore, direct injection, spark ignition, hydrogen-fuelled engine ». *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 48, no 37, p. 17689–17702. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.01.228>