

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Par : BEKKAL BRIKCI Mohammed El Hadi

Sujet

Simulation du moteur à charge stratifiée

Soutenu publiquement, le 25/06/2022, devant le jury composé de :

Mr. Sari Hassoun Zakaria	MCA	Université de Tlemcen	Président
Mr. Guellil Hocine	MCA	Université de Tlemcen	Examineur
Mr. Benmansour Abdelkrim	MCA	Université de Tlemcen	Encadrant

Année universitaire : 2021 / 2022

Dédicaces

C'est avec gratitude et reconnaissance que je dédie ce travail :

*A mes chers parents, **Abdessamad** et **Adiba**, qui n'ont jamais cessé de m'épauler pour que je puisse atteindre mes objectifs, je les remercie pour leurs sacrifices, leur support, et leurs qualités humaines.*

*A mes chères sœurs, **Feriel** et **Manel**, qui m'ont toujours encouragé et ont apporté tout leur soutien moral tout au long de mes études.*

A ma grand-mère, pour ses prières qui m'éclairent les voies de mon parcours, et à qui je souhaite une longue vie et une bonne santé.

A tous les membres de ma famille, mes proches et tous ceux qui me donnent de l'amour, et expriment leurs reconnaissances.

A tous mes amis, mes camarades et toutes les personnes que j'ai côtoyées pendant ces années d'études, ma réussite leur appartient.

El Hadi Brikci

Remerciement

Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné la santé, le courage d'entamer et terminer ce mémoire.

J'adresse mes sincères remerciements à mon encadrant, Monsieur Benmansour Abdelkrim, à qui j'exprime toute ma reconnaissance, de m'avoir encadré, encouragé et qui sa parole, ses conseils et ses critiques ont guidé mes réflexions. Merci pour sa bonne volonté, sa disponibilité, et sa patience.

Je remercie vivement les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail : M. le membre de jury Guellil Hocine université Abou Bekr Belkaid Tlemcen. M. le membre de jury Sari Hassoun Zakaria, université Abou Bekr Belkaid Tlemcen.

Je tiens à remercier chaleureusement, tous les enseignants, qui ont contribué à ma formation, vous m'avez marqué avec votre modestie et votre simplicité.

Pour terminer, je remercie tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont apporté leurs sollicitudes pour accomplir ce travail.

الملخص

تشغل محركات الاحتراق الداخلي معظم المركبات اليوم، ويشار إلى الأداء العام لهذه المحركات من خلال الكفاءة، والتي تم تحسينها بمرور الوقت لأسباب بيئية واقتصادية. أحد الأساليب المستخدمة للتحسين هو الشحن الطبقي، حيث لا تمتلئ غرفة الاحتراق بالكامل بالمزيج، ويتم إجراء الحقن لإنشاء خليط غني حول شمعة الإشعال، ولكنه خفيف بشكل عام. في هذا السياق، الهدف من هذا العمل هو إتقان أداة المحاكاة لدراسة الشحنة الطبقيّة في محرك بنزين الحقن المباشر باستخدام برنامج Fluent 6.3

في هذا العمل، قمنا بإظهار نتائج محاكاة عديدة لحالة الشحن الطبقي للحمل في محرك البنزين، مع إيلاء اهتمام خاص لتباين معاملات الحقن. يتم استغلال الملفات التي تم الحصول عليها لتحسين النتائج من خلال تحليل الحقول العددية بهدف فهم أفضل للظواهر المتعلقة بتشتت الشحنة في أسطوانة محرك البنزين

الكلمات المفتاحية: محرك الاحتراق الداخلي، الشحنة الطبقيّة، المحاكاة Fluent 6.3

Résumé

Les moteurs à combustion interne occupent la plupart des véhicules aujourd'hui, et la performance globale de ces moteurs est indiquée par l'efficacité, qui a été améliorée au fil de temps pour des raisons environnementales et économique. Une des techniques utilisées pour l'amélioration est la charge stratifiée, là où la chambre de combustion n'est pas totalement remplie en mélange, et l'injection est faite pour créer un mélange riche autour de la bougie, mais pauvre en global. Dans ce contexte l'objectif de ce travail est de maîtriser l'outil de la simulation permettant d'étudier la charge stratifiée dans un moteur essence à injection directe en utilisant le logiciel Fluent 6.3.

Dans ce travail, nous avons reporté les résultats d'une simulation numérique, d'un cas de stratification de la charge dans un moteur essence, avec une attention particulière portée sur la variation des paramètres d'injection. Une exploitation des fichiers obtenus est faite pour valoriser les résultats à travers l'analyse de champs scalaires dans le but d'une meilleure compréhension des phénomènes liés à la dispersion de la charge dans le cylindre d'un moteur essence.

Mots clés : moteur à combustion interne, charge stratifiée, simulation, fluent 6.3

Abstract

Internal combustion engines occupy most vehicles today, and the overall performance of these engines is indicated by efficiency, which has been improved over time for environmental and economic reasons. One of the techniques used for improvement is stratified charging, where the combustion chamber is not completely filled with mixture, and the injection is made to create a rich mixture around the spark plug, but poor in overall. In this context the objective of this work is to master the simulation tool to study the stratified charge in a direct injection gasoline engine using the Fluent 6.3 software.

In this work, we reported the results of a numerical simulation, of a case of stratification of the load in a gasoline engine, with a particular attention carried on the variation of the parameters of injection. An exploitation of the obtained files is made to value the results through the analysis of scalar fields with the aim of a better understanding of the phenomena related to the dispersion of the load in the cylinder of a gasoline engine.

Keywords: internal combustion engine, stratified charge, simulation, fluent 6.3

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE 01 : MOTEURS A COMBUSTION INTERNE	4
1.1 INTRODUCTION.....	5
1.2 GENERALITES.....	5
1.2.1 Définition	5
1.2.2 Classifications des moteurs véhicules	5
1.2.3 Cycle de fonctionnement moteur	5
1.2.4 Principe de fonctionnement d'un moteur à allumage commandé.....	7
1.3 CARACTERISTIQUES D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE.....	8
1.3.1 Rapport de compression	8
1.3.2 Couple et puissance.....	8
1.3.3 Travail thermodynamique du gaz.....	9
1.3.4 Rendement mécanique du moteur.....	11
1.3.5 Pression moyenne effective	11
1.3.6 Consommation spécifique et efficacité	11
1.3.7 Richesse	12
1.3.8 Emissions spécifiques	12
1.4 INFLUENCE DES VARIABLES SUR LES PERFORMANCES D'UN MOTEUR	13
1.4.1 Moment de l'étincelle	13
1.4.2 Composition de mélange.....	14
1.4.3 Charge et vitesse	15
1.4.4 Taux de compression	16
1.5 TECHNIQUES D'AMELIORATION DU MOTEUR.....	16
1.5.1 Taux de compression variable	16
1.5.2 Suralimentation et turbocompresseurs	17
1.5.3 Concept HCCI.....	18
1.5.4 Distribution variable	19
1.5.5 Injection directe.....	20
1.6 CONCLUSION :.....	20
CHAPITRE 02 : TECHNIQUE DE LA CHARGE STRATIFIEE.....	21
2.1 INTRODUCTION.....	22
2.2 PRINCIPE DE LA CHARGE STRATIFIEE	22
2.2.1 Définition d'un moteur stratifié.....	22
2.2.2 Principe de fonctionnement	23
2.3 MODES DE FONCTIONNEMENT	23
2.4 METHODES DE STRATIFICATION	26
2.4.1 Système d'injection guidée par paroi	27
2.4.2 Système d'injection guidée par air.....	27
2.4.3 Système d'injection guidée par pulvérisation	28
2.5 EXEMPLES DES MOTEURS A CHARGE STRATIFIEE.....	28
2.6 EFFETS ENVIRONNEMENTAUX	35

2.6.1	<i>Fraction massique brûlée</i>	35
2.6.2	<i>Émissions des gaz d'échappement</i>	36
2.7	AVANTAGES ET INCONVENIENTS	38
2.8	CONCLUSION	38
CHAPITRE 03 : MODELISATION DE LA CHARGE STRATIFIEE		39
3.1	INTRODUCTION.....	40
3.2	EQUATIONS DE L'AEROTHERMOCHIMIE	40
3.2.1	<i>Équations de bilan pour un écoulement réactif laminaire</i>	40
3.2.2	<i>Modélisation de l'écoulement réactif turbulent</i>	42
3.3	MODELE DE PHASE DISCRETE	47
3.3.1	<i>Equations de mouvement de particules</i>	47
3.3.2	<i>Modèle de pulvérisation :</i>	47
CHAPITRE 04 : RESULTATS DE SIMULATION		50
4.1	INTRODUCTION.....	51
4.2	PRESENTATION DE LA SIMULATION.....	51
4.2.1	<i>Géométrie</i>	51
4.2.2	<i>Modèle de solution</i>	52
4.2.3	<i>Paramètres de maillage dynamique</i>	52
4.2.4	<i>Conditions aux limites :</i>	53
4.2.5	<i>Mouvement des soupapes :</i>	53
4.3	RESULTATS ET INTERPRETATION :.....	54
4.3.1	<i>Simulation préliminaire sans injection :</i>	54
4.3.2	<i>Simulation avec injection</i>	60
4.4	CONCLUSION.....	77
CONCLUSION GENERALE		78
BIBLIOGRAPHIE		81

Liste des figures

Figure 1. 1 : Géométrie basique d'un moteur à combustion interne alternatif	6
Figure 1. 2 : Les phase d'un cycle d'un moteur 4 temps	7
Figure 1. 3 : Principe de fonctionnement d'un dynamomètre.....	8
Figure 1. 4 : Rapport entre le couple et la puissance en fonction du régime	9
Figure 1. 5 : Diagramme (P, V) pour un cycle 4 temps.....	10
Figure 1. 6 : Signe de travail pendant les quatre temps d'un cycle	10
Figure 1. 7 Courbe de puissance, couple et consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation du moteur.....	12
Figure 1. 8 Couple au frein par rapport à au moment d'étincelle, degrés avant PMH.....	13
Figure 1. 9 Consommation spécifique, Pression moyenne effective en fonction de rapport Carburant/air.....	14
Figure 1. 10 : Effet de la richesse du mélange (ϕ et λ) sur les émissions polluantes	15
Figure 1. 11 : Contours de la consommation spécifique dans un graph de bmep par rapport à la vitesse de rotation	15
Figure 1. 12 : (a) articulation entre le haut et le bas du piston ; (b) variation de la hauteur du piston ; (c) utilisation d'une excentrique de la bielle.....	17
Figure 1. 13 : Courbe de couple maximum pour un moteur atmosphérique et un moteur Turbo par rapport au régime moteur.	18
Figure 1. 14 Combustion HCCI, réaction simultanée de NOx et les suies.....	19
Figure 2. 1 : Injection de carburant dans le cycle à 4 temps pour un moteur stratifié.....	23
Figure 2. 2 : Modes de fonctionnement d'un moteur à charge stratifiée sur la plage de vitesse de rotation.	24
Figure 2. 3 : Le rendement théorique des moteurs Diesel, et un moteur essence en fonction de ϕ	25
Figure 2. 4 : Pourcentage de travail, friction, et niveau d'énergie dégagée dans différents moteurs pour une charge partielle.	25
Figure 2. 5 : Pourcentage de travail, friction, et énergie dégagée dans différents moteurs, pour une charge pleine.	26
Figure 2. 6 : Les 3 concepts de stratification pour les moteurs à allumage commandé	27
Figure 2. 7 Moteur Ford PROCO.	29
Figure 2. 8 : Moteur TCCS	31
Figure 2. 9 Moteur Porsche.....	32
Figure 2. 10 : Moteur CVCC.....	33
Figure 2. 11 : Moteur GM-ACS	34
Figure 2. 12 : Moteur Fairbanks Morse	34
Figure 2. 13 : Moteur IFP.....	35
Figure 2. 14 : La fraction massique du mélange brulée pour une combustion homogène et stratifiée.....	36
Figure 2. 15 Niveau des émissions polluantes pour différents moteurs stratifiés	37
Figure 2. 16 : Comparaison de niveau des émissions hydrocarbures pour un moteur à essence conventionnel, un moteur diesel, et un moteur stratifié.....	37
Figure 4. 1 : Géométrie du cylindre.....	51
Figure 4. 2 : Décomposition de maillage dans le domaine.	52
Figure 4. 3 : Mouvement des soupapes en fonction du degré vilebrequin.	53

Figure 4. 4 : Contours de la pression dans le cylindre à la fin de phase d'admission 540° vilebrequin.....	54
Figure 4. 5 : Contours de la température dans le cylindre à la fin d'admission 540° vilebrequin	54
Figure 4. 6 : contours de la vitesse (m/s) à la fin d'admission 540° vilebrequin	55
Figure 4. 7 : Contours de la pression (pascal) dans le cylindre à la fin de compression	56
Figure 4. 8 : Contours de la température (K) dans le cylindre à la fin de compression	57
Figure 4. 9 : Pression statique dans le cylindre par rapport à l'angle vilebrequin	58
Figure 4. 10 : Température dans le cylindre par rapport à l'angle vilebrequin.....	58
Figure 4. 11 : vecteurs vitesse dans le cylindre à 690° vilebrequin	59
Figure 4. 12 : Contours de la fraction massique de C ₇ H ₁₆ à la fin de compression (essai 01)..	61
Figure 4. 13 : Traces de particules à la fin de compression (essai 01)	62
Figure 4. 14 : Contours de la fraction massique de C ₇ H ₁₆ à la fin de compression (essai 3)...	63
Figure 4. 15 : traces de particules à la fin de compression (essai 3)	64
Figure 4. 16: Contours de la fraction massique de C ₇ H ₁₆ à la fin de compression (essai 5)....	66
Figure 4. 17: traces de particules à la fin de compression (essai 5)	67
Figure 4. 18: Contours de la fraction massique de C ₇ H ₁₆ à la fin de compression (essai 6)....	69
Figure 4. 19: traces de particules à la fin de compression (essai 6)	70
Figure 4. 20: Contours de la fraction massique de C ₇ H ₁₆ à la fin de compression (essai 7)....	71
Figure 4. 21: traces de particules à la fin de compression (essai 7)	72
Figure 4. 22: Contours de la fraction massique de C ₇ H ₁₆ à la fin de compression (essai 10)..	74
Figure 4. 23: traces de particules à la fin de compression (essai 10)	75

Liste des tableaux

Tableau 1 : Paramètre de géométrie du cylindre.....	51
Tableau 2 : Paramètres de modèle de solution.....	52
Tableau 3 : Paramètres de maillage dynamique.....	52
Tableau 4 : Paramètre dynamique du cylindre.....	53
Tableau 5 : Conditions limites.....	53
Tableau 6 : Paramètres d'injection.....	60
Tableau 7 : Paramètres d'injection essai 1	60
Tableau 8 : Paramètres d'injection essai 3	63
Tableau 9 : Paramètres d'injection essai 5	65
Tableau 10 : Paramètres d'injection essai 6	68
Tableau 11 : Paramètres d'injection essai 7	71
Tableau 12 : Paramètres d'injection essai 10.....	73

Nomenclature

η	Rendement du moteur	/
ϕ	Rapport d'équivalence	/
τ	Couple moteur	N.m
λ	Coefficient d'excès d'air	/
θ	Angle de vilebrequin	°
η_m	Rendement mécanique	/
\dot{m}_x	Débit massique de l'élément x	Kg/s
\dot{W}_b	Puissance effective développée au frein	kW
\dot{W}_f	Puissance de frottement	KW
\dot{W}_i	Puissance délivrée au frein	KW
\dot{W}	Puissance délivrée par le moteur	KW
b_{mep}	Pression moyenne effective	Bar
$bsfc$	Consommation spécifique	g/kWh
m_x	Masse de l'élément x	Kg
N	Vitesse de rotation moteur	tr/min
n_R	Nombre de tours vilebrequin	Tours
Q_{HV}	Pouvoir calorifique	kJ/kg
r_c	Rapport de compression	/
V_c	Volume de la chambre de combustion	m^3
V_d	La cylindrée	m^3
W_c	Travail produit par cycle	kJ
W_i	Travail thermodynamique de fluide	kJ
$W_{i,g}$	Travail net par cycle	kJ
$W_{n,t}$	Travail net totale par cycle	kJ
W_p	Travail de pompage	kJ

Abréviations :

<i>AF</i>	<i>Rapport air/carburant</i>
<i>C₇H₁₆</i>	<i>n-heptane</i>
<i>CFD</i>	<i>Logiciel de calcul de la dynamique des fluides (Computational fluid dynamic)</i>
<i>CM</i>	<i>Chambre de combustion</i>
<i>CO</i>	<i>Monoxyde de Carbon</i>
<i>CO₂</i>	<i>Dioxyde de Carbon</i>
<i>DISC</i>	<i>Moteur à injection directe charge stratifiée (Direct injection stratified charge)</i>
<i>EGR</i>	<i>Recirculation des gaz d'échappement (Exhaust Gaz Recirculation)</i>
<i>GDI</i>	<i>Moteur à injection directe (Gasoline direct injection)</i>
<i>H₂</i>	<i>Dihydrogène</i>
<i>HC</i>	<i>Hydrocarbure imbrulés</i>
<i>HCCI</i>	<i>Charge homogène allumage par compression (Homogenous charge compression ignition)</i>
<i>MAA</i>	<i>Moteur à allumage automatique</i>
<i>MAC</i>	<i>Moteur à allumage commandé</i>
<i>MBT</i>	<i>Moment de couple maximal (Maximum brake torque timing)</i>
<i>MCI</i>	<i>Moteur à combustion interne</i>
<i>NO</i>	<i>Monoxyde d'azote</i>
<i>NO₂</i>	<i>Dioxyde d'azote</i>
<i>NO_x</i>	<i>Azotes</i>
<i>PFI</i>	<i>Moteur à injection par port (Port fuel injection)</i>
<i>PMB</i>	<i>Point mort bas</i>
<i>PMH</i>	<i>Point mort haut</i>
<i>VVT</i>	<i>Distribution variable (Variable valve timing)</i>

Nombres adimensionnels :

<i>We</i>	<i>Nombre de weber</i>
<i>Re</i>	<i>Nombre de Reynolds</i>
<i>Pr</i>	<i>Nombre de Prandtl</i>
<i>Sc</i>	<i>Nombre de Schmidt</i>

Introduction générale

L'automobile est l'un des éléments marquant notre époque, c'est le moyen de transport le plus utilisé dans ce temps. Elle a connu un succès exceptionnel, dans le monde. Entre 1970 et 2000, les voies routières ont été multipliées 3 fois et le nombre de voitures personnelles est passé de 60 à 175 millions, avec un total de 5 milliards de passagers (km) parcourus en Europe en 1998, la majorité a été assurée par une voiture individuelle. Cependant, la voiture représente aussi un problème majeur pour les responsables de la santé publique, car depuis leurs créations, les voitures ont contribué à la destruction de l'environnement, et le secteur automobile à un impact très élevé sur les émissions produites par l'homme.

Les moteurs à combustion internes équipent la plupart des véhicules d'aujourd'hui en raison de ses revenus dans le marché, et leur technologie fiable, cette dernière a fait l'objet de plusieurs années de recherche pour réduire les coûts de la production et augmenter l'efficacité. La technologie des moteurs à combustion interne progresse constamment avec des changements dans l'économie du carburant chaque année.

Peu après la Seconde Guerre mondiale, il a été reconnu qu'une grande partie de problème de la pollution environnementale était causée par les émissions de gaz d'échappement des moteurs à combustion interne, et la majeure partie de la pollution atmosphérique de ces moteurs provient de son fonctionnement quotidien.

Les réactions qui se produisent dans le processus de la combustion du moteur n'émettent pas seulement des substances telles que le CO_2 , H_2O , H_2 , mais aussi plusieurs autres polluants qui se trouvent dans le gaz d'échappement.

Il est à noter que parmi les moteurs à combustion interne, les moteurs à essence (allumage commandé) produisent plus d'émissions que les moteurs à combustion diesel (allumage par compression). Les moteurs à biocarburant sont aussi pris en considération dans les émissions, mais ne représentent qu'une infime partie du parc automobile et n'ont donc qu'un faible impact.

Ces polluants sont d'une dangerosité indéniable sur la santé humaine, qui avec une sévérité variable, peuvent entraîner des problèmes respiratoires, une diminution de capacité physique chez l'homme et provoquer même des cancers. Ils ont aussi un impact sur l'environnement, notamment l'émission du dioxyde de carbone (CO_2), et le monoxyde de carbone (CO) qui contribue à un réchauffement de la planète, la formation des oxydes d'azotes (NO_x) a un effet néfaste sur la végétation, les écosystèmes et les bâtiments, et provoque indirectement un déséquilibre dans la composition de l'air, du sol et des eaux des surfaces. A noter aussi les imbrulés qui développent le « smog » photochimique sous l'activation des rayons solaires, qui est une principale cause de la dégradation de la qualité de l'atmosphère dans les grandes villes.

Cette augmentation considérable de la pollution de l'environnement causée par le processus de la combustion rend indispensable la recherche de solution pour les réduire, et les causes provenant de cette technologie ont fait l'objet d'un énorme travail de recherche et de développement, qui se poursuit encore aujourd'hui.

Face à cette situation il est donc important de limiter cet impact, comme l'on a fait en état de Californie (la plus sévère en termes de réglementation sur les polluants), et en Europe (les normes EURO). Ce sont des normes de mesure de polluants émis par un modèle de véhicule motorisé avant de le mettre sur le marché, le but principal est de définir une limite maximale d'émissions des gaz polluants que les différents véhicules peuvent émettre à l'environnement, pour assurer la lutte contre le réchauffement climatique. Les premières limitations européennes des rejets datent de 1970, connues avec « norme EURO » depuis 1990. Ces normes ont évolué entre la première version « Euro I », et celle actuellement appliquée « Euro VI », pour le but de suivre le combat pour protéger l'environnement.

L'alternative la plus populaire pour le moteur à combustion, est le moteur à batterie électrique. Les voitures électriques (EV), et les voitures hybrides rechargeables (PHEV), ont triplé entre 2012 et 2017, ils ne produisent aucun gaz d'échappement, mais contribuent aussi à la destruction de l'environnement à travers l'empreinte du carbone générée lors de leur production, ainsi que ses coûts élevés, par rapport à un moteur conventionnel.

Trouver un biocarburant, qui rejette moins d'émissions polluantes que les carburants standard, est une alternative pour la lutte contre le réchauffement climatique. Plusieurs recherches sont effectuées avec l'éthanol. Il est utilisé actuellement dans certains pays comme complément de l'essence.

Les voies routières, provoquent un impact sur l'environnement, amplifié par la circulation des véhicules qui l'empruntent. Le développement des réseaux routiers, la favorisation des transports publics, et l'utilisation des technologies de positionnement par satellites (GPS), sont toutes des solutions proposées pour réduire relativement cet impact.

Le défi principal à relever reste pour les chercheurs, et les constructeurs des moteurs à combustion interne. Pour diminuer cet impact, il faut jouer sur le paramètre de la consommation du carburant et les émissions polluantes, pour se faire, il faut orienter la recherche scientifique vers l'amélioration de la combustion, le carburant, ou bien chercher une optimisation du design moteur.

La manière d'utiliser le carburant est importante, les stratégies d'injection ont un impact sur les émissions polluantes. Il est donc crucial de faire la bonne combinaison entre le carburant et la technique d'injection. Ceci est possible avec le moteur à essence,

l'étude peut se faire indépendamment sur l'impact de chaque étape de la combustion. Avant, le moteur à essence était équipé d'une injection indirecte, mais depuis quelques années, l'injection directe est introduite et a ouvert la possibilité vers des nouvelles techniques de combustion.

Nous commençons d'abord par voir les notions de bases d'un moteur à combustion internes, le principe de fonctionnement, les caractéristiques principales et les techniques d'amélioration, nous verrons par la suite en deuxième chapitre la littérature de la charge stratifiée, une des techniques de développement de performances, et d'économie de carburant. Dans le troisième chapitre, nous donnerons les modèles mathématiques de la charge stratifiée, utilisés pour les calculs des résultats de simulation. Enfin, le dernier chapitre comporte les résultats d'une simulation CFD, utilisant Fluent 6.3, d'un cas de stratification pour un moteur à allumage commandé.

Chapitre 01

Moteurs à combustion interne

1.1 Introduction

Les moteurs à combustion internes ont été introduits la première fois en 1876 quand Otto a développé le moteur à allumage commandé (moteur à essence) et en 1892 quand Diesel a inventé le moteur à auto-allumage (moteur Diesel). Depuis, ces moteurs ont continué à se développer comme notre connaissance des processus moteur. La recherche et le développement des moteurs ont connu une croissance explosive durant les dernières décennies en raison de la pollution atmosphérique, de coût du carburant et de compétitivité sur le marché. Il existe aujourd'hui une énorme connaissance technique sur les moteurs à combustion interne, ce qui a ouvert l'espace pour le développement dans ce domaine qui représente une partie importante dans le domaine de la puissance et l'énergie.

1.2 Généralités

1.2.1 Définition

Un moteur à combustion interne est une machine qui sert à produire de l'énergie mécanique à partir d'une énergie chimique contenue dans le carburant. Dans ces moteurs, à la différence des moteurs à combustion externe, cette énergie libérée par la combustion ou l'oxydation du carburant est à l'intérieur du moteur, et le mélange air-carburant avant la combustion et les produits brûlés après la combustion sont les fluides de travail. Les transferts de travail qui fournissent la puissance désirée se produisent directement entre les fluides de travail et les composants mécaniques du moteur. [1]

1.2.2 Classifications des moteurs véhicules

Il existe 2 types de moteurs à combustion internes, un moteur rotatif, est l'autre alternatif qui se divise lui-même en 2 familles principales et qui alimentent la majorité des véhicules : les moteurs à allumage commandé, et les moteurs à auto-allumage. Pour les moteurs à allumage commandé, ou les moteurs à essence, la combustion du mélange air/essence est amorcée par une étincelle d'une bougie d'allumage, son système d'allumage est commandé, et le mélange peut s'effectuer par un carburateur, ou bien avec une injection directe essence. Les moteurs à combustion Diesel sont similaires à celui d'avant, la différence principale réside dans le mode d'inflammation du carburant, la combustion est déclenchée par le gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé. Le mélange air-carburant s'enflamme par auto-allumage, c'est-à-dire d'une manière spontanée à l'arrivée à une certaine température d'inflammation.

1.2.3 Cycle de fonctionnement moteur

Le principe du fonctionnement moteur repose sur le mouvement alternatif du piston dans un cylindre et transmet la puissance à l'arbre d'entraînement par l'intermédiaire de mécanismes d'une bielle et un vilebrequin. Le mouvement rotationnel stable du vilebrequin produit mouvement cyclique du piston. Le piston s'arrête à la position supérieure, aussi appelé le point mort haut, là où le volume du cylindre est minimum, et s'arrête à la position inférieure du cylindre, ou le point mort bas, là où le volume du cylindre est maximal, figure (1.1). Le rapport entre le volume maximal et le volume minimal est le taux de compression, pour les moteurs à essence la valeur type est 8/12, et pour un moteur Diesel est 12/24. [2]

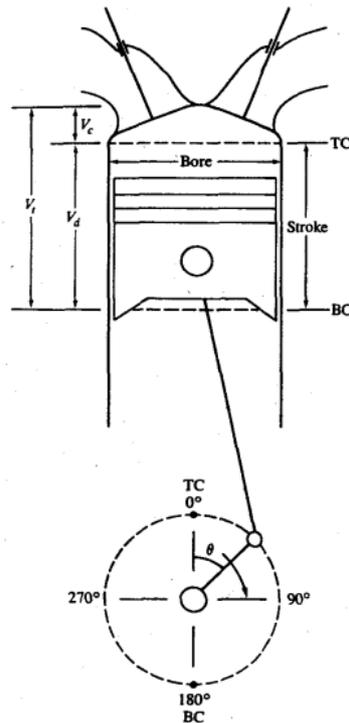


Figure 1. 1 : Géométrie basique d'un moteur à combustion interne alternatif [2]

La plupart des moteurs à explosion fonctionnent avec ce qu'on appelle le cycle à quatre temps, souvent aussi appelé le cycle Otto, du nom de son inventeur, Nicolaus Otto qui a fait le premier moteur fonctionnant avec ce cycle. Chaque cylindre nécessite quatre courses pour son piston pour compléter une séquence d'évènements qui produit une course de puissance. Les quatre phases de fonctionnement d'un moteur sont : l'admission, compression, inflammation et détente, et se termine par l'échappement, voir la figure (1.2).

- La phase d'admission : commence avec le piston dans le point mort haut, et se termine avec le piston en point mort bas, ça permet d'aspirer le mélange air-carburant dans le cylindre, et la soupape d'admission s'ouvre un peu avant le début de la course, pour augmenter la masse aspirée.
- La phase de compression : ou le mélange dans le cylindre est comprimé à une petite portion de son volume initial, et vers la fin de la phase, la combustion est amorcée.
- La phase d'inflammation, et détente du piston : commence avec le piston en PMH, et se termine en PMB. La haute température et pression des gaz poussent le piston vers le bas.
- La phase d'échappement : les gaz brûlés restants sortent du cylindre, ils sont balayés par le piston qui se déplace vers le PMH, la soupape d'échappement s'ouvre juste avant son arrivée, et se ferme après, puis le cycle recommence.

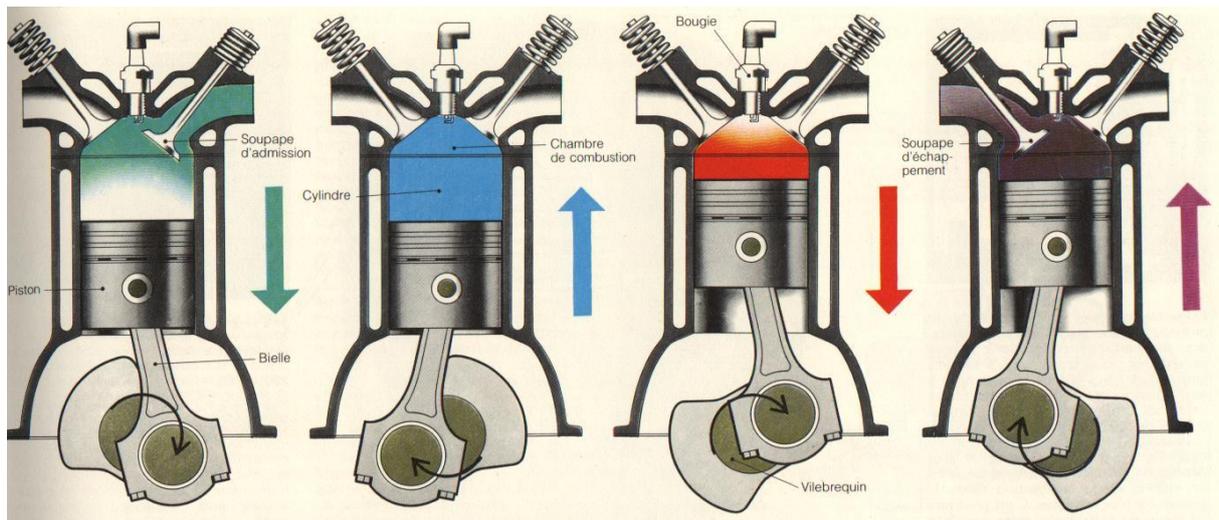


Figure 1. 2 : Phases d'un cycle d'un moteur 4 temps

Pour obtenir une puissance plus élevée de à partir d'une taille de moteur donnée, et une conception plus simple, le cycle à deux temps a été inventé. Il comporte 2 phases pour compléter le cycle, la compression et la détente.

1.2.4 Principe de fonctionnement d'un moteur à allumage commandé

1.2.4.1 Fonctionnement

Dans les moteurs à allumage commandé, l'air et le carburant sont mélangés dans le système d'admission avant d'entrer dans la chambre de combustion, à l'aide d'un carburateur, ou un système d'injection de carburant. Sur le plan pratique, la température de l'air entrant la tubulure d'admission est contrôlée en mélangeant l'air ambiant avec l'air chauffé par le contact avec le collecteur d'échappement. Pour assurer une combustion fiable, le rapport du débit massique de l'air et le débit massique du carburant doit être maintenu constant à une valeur approximative de 15. [2]

Le système d'injection de carburant est une technique plus courante que le système carburateur. Avec ce système, le carburant est injecté par un ou plusieurs injecteurs à partir d'un système d'alimentation en carburant à basse pression dans les tubulures d'admission. Plusieurs systèmes d'injection sont introduits notamment l'injection mécanique, l'injection électronique, l'injection continue.

1.2.4.2 Injection directe et indirecte

Les moteurs à allumage commandé peuvent être classifiés selon leur type d'injection. Deux types existent, les moteurs à injection directe, ou bien les moteurs à injection dans le cylindre GDI, et les moteurs à injection indirecte, aussi appelés les moteurs à injection dans le port d'admission PFI, la différence se situe dans l'emplacement des injecteurs, aujourd'hui, l'injection directe est plus fréquente. [3]

L'injection indirecte : le carburant est injecté dans le port d'admission du cylindre, donc le mélange air/carburant se fait avant d'entrer la chambre de combustion, un instant avant l'ouverture de la chambre de combustion. Le degré d'ouverture des soupapes d'admission est différent selon le régime du moteur souhaité. L'air entre dans la chambre de combustion

ramenant le carburant injecté. Le mélange est ensuite homogène dans la chambre de combustion par effet de turbulence.

L'injection directe : le carburant est directement injecté dans la chambre de combustion, soit dans le cylindre. En injectant le carburant durant la phase d'admission nous obtenons une charge homogène. L'admission de l'air et l'injection du carburant sont deux événements indépendants.

1.3 Caractéristiques d'un moteur à combustion interne

Cette partie montre quelques paramètres qui caractérisent le fonctionnement d'un MCI, les facteurs les plus importants pour un utilisateur sont les performances du moteur, la consommation de carburant et son coût, le bruit et les émissions polluantes, la fiabilité, la durabilité, et la maintenance du moteur.

1.3.1 Rapport de compression

C'est le rapport du volume maximal du cylindre par le volume minimal.

$$r_c = \frac{\text{Cylindrée} + \text{Volume de la CM}}{\text{Volume de la CM}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \dots\dots\dots (1.1)$$

1.3.2 Couple et puissance

Le couple est la force du mouvement de rotation du moteur, il est lié au régime moteur c'est-à-dire à la vitesse de rotation du moteur qui est exprimée en tours par minute. L'unité utilisée est le Newton mètre (N.m), il est mesuré sur l'arbre de sortie connecté au vilebrequin en utilisant un dynamomètre. Le couple est important car il permet de calculer l'effort en mécanique.

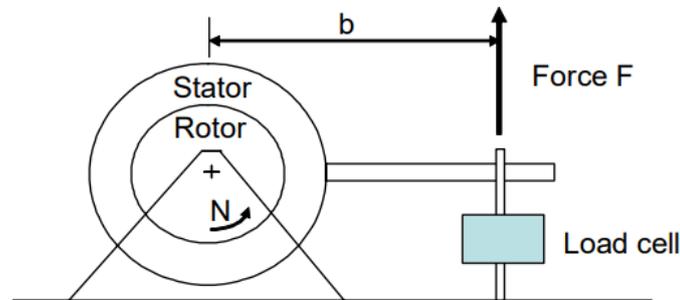


Figure 1. 3 : Principe de fonctionnement d'un dynamomètre [4]

Le couple exercé par le moteur est donné par : (notation figure 1.3)

$$\tau = F \cdot b \dots\dots\dots (1.2)$$

La puissance P délivrée par le moteur et absorbée par le dynamomètre est le produit du couple par la vitesse angulaire.

$$P = 2\pi \cdot N \cdot \tau \dots\dots\dots (1.3)$$

Le couple est la mesure de la capacité d'un moteur à effectuer un travail, tandis que la puissance décrit le taux avec lequel est capable de développer ce travail.

Le terme puissance effective, développée au frein indique la puissance mesurée à l'arbre de sortie, soit la puissance transférable à la charge. La puissance produite dans le cylindre par les gaz est appelée la puissance indiquée. La puissance au frein est inférieure à la puissance indiquée \dot{W}_i générée par le gaz dans les cylindres à cause des pertes par frictions. [4]

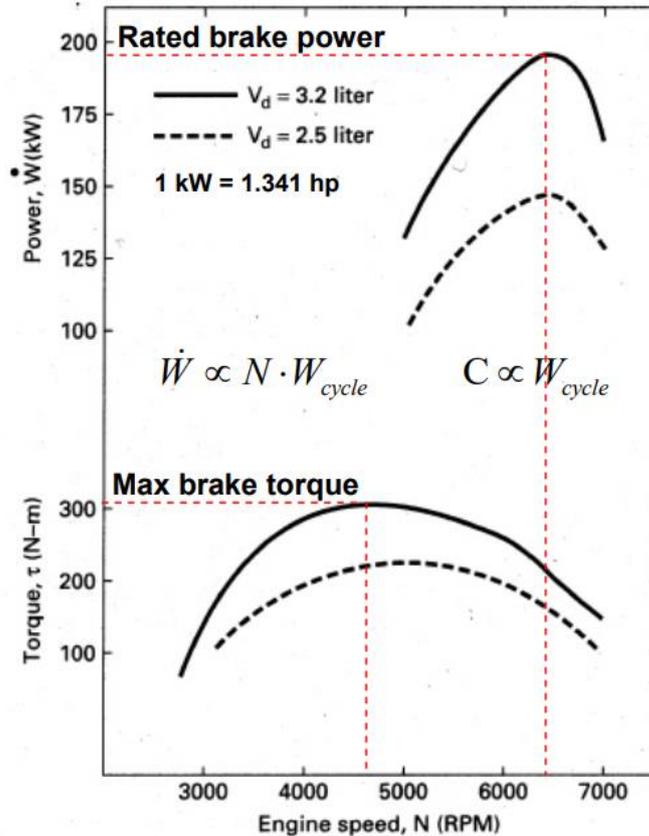


Figure 1. 4 : Rapport entre le couple et la puissance en fonction du régime [4]

Le maximum dans la courbe de la puissance est appelé la puissance nominale. Dans le haut régime, l'augmentation des pertes par frictions conduit à une diminution de la puissance effective.

Le point maximal dans la courbe du couple est appelé le couple maximal. Il diminue dans les bas régimes à cause des pertes de chaleur aux parois, et dans les hauts régimes à cause des pertes par frictions.

1.3.3 Travail thermodynamique du gaz

Les données de pression dans le cylindre au cours du cycle de fonctionnement du moteur sont typiquement présentées par un diagramme (p, V), ces données sont utilisées pour calculer le travail transféré du gaz au piston.

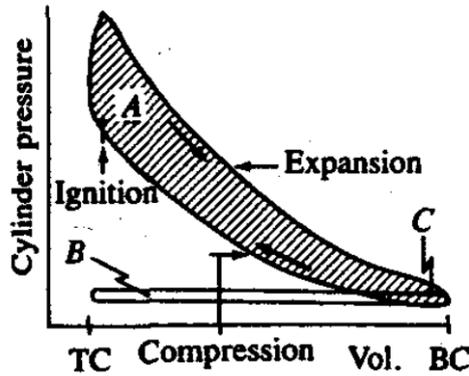


Figure 1. 5 : Diagramme (P, V) pour un cycle 4 temps [2]

Le travail thermodynamique du fluide est donné par :

$$W_i = \oint p dV \dots\dots\dots (1.4)$$

Le travail net par cycle au cours des temps de compression et d'expansion est :

$$W_{i,g} = \text{aire } A + \text{aire } C (> 0) \dots\dots\dots (1.5.a)$$

Le travail de pompage : est le travail net fourni au gaz pendant l'admission et l'échappement.

$$W_p = \text{aire } B + \text{aire } C (< 0) \dots\dots\dots (1.5.b)$$

Le travail net total par cycle :

$$W_{i,n} = (\text{aire } A + \text{aire } C) - (\text{aire } B + \text{aire } C) = \text{aire } A - \text{aire } B \dots\dots\dots (1.5.c)$$

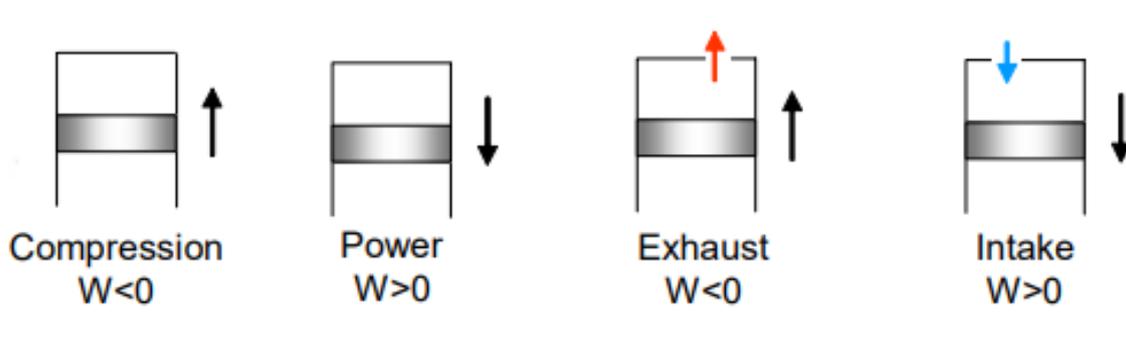


Figure 1. 6 : Signe de travail pendant les quatre temps d'un cycle. [4]

La puissance indiquée (thermodynamique) :

$$\dot{W}_i = \frac{W_i N}{n_R} \dots\dots\dots (1.6)$$

La puissance augmente avec l'augmentation de : la taille du moteur (cylindrée) V_d , le rapport de compression r_c , et la vitesse du moteur.

1.3.4 Rendement mécanique du moteur

Une partie de la puissance libérée par le fluide est perdue à cause des frictions internes du moteur. La puissance des frottement \dot{W}_f désigne les puissances consommées par ces pertes :

$$\dot{W}_f = \dot{W}_{i,g} - \dot{W}_b \dots\dots\dots (1.7)$$

Le rendement mécanique est défini :

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_{i,g}} = 1 - \frac{\dot{W}_f}{\dot{W}_{i,g}} \dots\dots\dots (1.8)$$

Le rendement mécanique du moteur dépend de la position de la manette des gaz, la vitesse de rotation du moteur, et de la conception du moteur.

1.3.5 Pression moyenne effective

La pression moyenne effective est l'un des indicateurs de performance du moteur. C'est le rapport entre le travail fourni par le moteur durant un cycle par la cylindrée du moteur. Elle est exprimée par unité de pression (bar ou Pa). La bmep est la pression constante qui donne le même travail à l'arbre si elle agissait de manière constante pendant le temps d'expansion. [2]

$$bmep = \frac{W_b}{V_d} = \frac{2.\pi.C. n_R}{V_d} \dots\dots\dots (1.9)$$

Pour un MAC, et à 4 temps actuels, la valeur typique de cette pression varie entre 850 et 1050 kPa.

1.3.6 Consommation spécifique et efficacité

La consommation de carburant est mesurée comme un débit massique par unité de temps. La consommation spécifique (bsfc), est le débit de carburant par la puissance délivrée. Elle quantifie le carburant nécessaire au moteur pour délivrer une puissance de 1kW pendant 1h, et elle est souvent représentée sous forme de zones d'iso-consommation sur un graphe de puissance ou de couple. Son unité est le (g/kWh), pour un moteur à essence moderne, la valeur typique est de 270g/kWh.

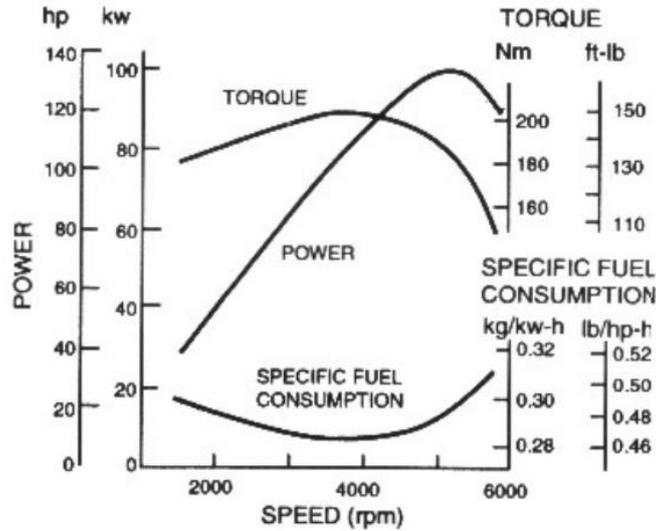


Figure 1. 7 Courbe de puissance, couple et consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation du moteur [4]

Le rendement ou l'efficacité du moteur indique le rapport entre le travail produit par cycle et la quantité d'énergie du carburant fournie par le cycle et qui peut être libérée dans le processus de combustion. Le rendement est donné par :

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_f Q_{HV}} = \frac{P \cdot n_R / N}{\dot{m}_f Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{HV}} \dots\dots\dots (1.11)$$

Si le rendement vaut 100%, 1kg d'essence peut produire 42,7 MJ d'énergie mécanique, mais en réalité, le processus de la combustion est incomplet, donc le rendement n'est jamais 100%. Le rendement et la consommation spécifique ont une relation inversement proportionnelle. Un bon rendement correspond à une faible consommation spécifique de carburant.

1.3.7 Richesse

Pour que la combustion se passe, il faut introduire une quantité d'air, et de carburant dans le cylindre. La richesse du mélange (air fuel ratio) est le rapport entre la masse d'air introduite par la masse de carburant. Dans un moteur à essence, la valeur type est entre 12 et 18. La richesse est un élément décisif dans la performance du moteur, le rendement et le contrôle des émissions polluantes.

$$AF = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \dots\dots\dots (1.12)$$

1.3.8 Emissions spécifiques

C'est un élément important qui caractérise le moteur à combustion, il indique le niveau des émissions des oxydes d'azotes NOx, le monoxyde de carbone CO, les hydrocarbures imbrulés HC, et d'autres particules. Les émissions spécifiques sont les débits massiques des polluants par unité de puissance produite. L'unité commue utilisée est le g/kWh. [2]

1.4 Influence des variables sur les performances d'un moteur

Sur un plan pratique, les paramètres qui déterminent la performance d'un moteur sont la puissance, le couple et la consommation spécifique. La performance et le rendement d'un moteur sont affectés par plusieurs variables telles que le moment d'étincelle, la richesse ou le rapport air/carburant par rapport à la stœchiométrie, la fraction des gaz d'échappement.

1.4.1 Moment de l'étincelle

Dans le processus du cycle du moteur, si la combustion commence trop tôt dans le cycle, le transfert du travail dans le piston aux gaz dans le cylindre à la fin de cette phase de compression est très grand, et si la combustion démarre trop tard, la pression maximale dans le cylindre sera petite, et le transfert de travail des gaz au piston diminue lors de la détente. Pour une vitesse donnée, il existe un moment spécifique d'allumage qui correspond au couple de freinage maximal MBT, ce moment donne aussi une puissance de freinage maximale et une consommation spécifique minimale.

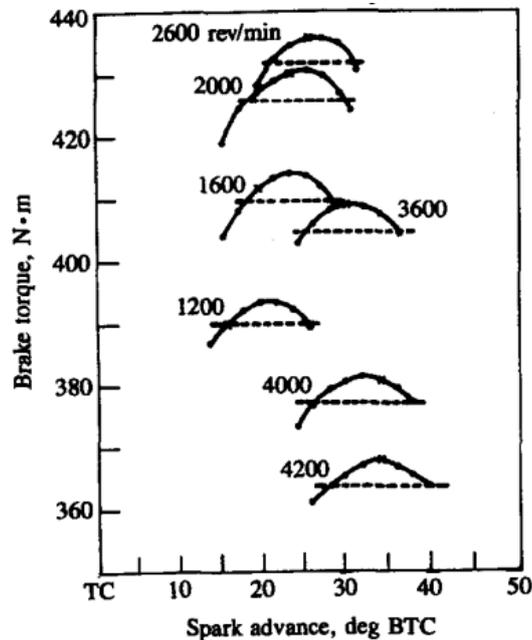


Figure 1. 8 Couple au frein par rapport à au moment d'étincelle, degrés avant PMH [2]

Le moment du couple maximal MBT dépend de la vitesse. Lorsque la vitesse augmente, l'étincelle doit être un peu tardive car le temps de processus de la combustion en fonction de la position de vilebrequin augmente. L'allumage optimal dépend également de la charge. Quand la charge et la pression dans la tubulure d'admission diminuent, le moment de l'allumage doit être retardé afin de maintenir les performances optimales du moteur.

Le moment de l'allumage affecte la pression maximale du cylindre, et donc la température maximale des gaz brûlés, et non brûlés. Le retardement de l'allumage par rapport à l'optimum réduit ces variables, ce retardement diminue également la température d'échappement. [2]

1.4.2 Composition de mélange

C'est la plus importante pendant la phase de combustion, les caractéristiques du fonctionnement du moteur sont régies par le développement du processus de combustion déterminé par la composition du mélange.

Dans le cylindre du moteur, il y a une variation de la composition moyenne de la charge, et les gaz entrés dans le cylindre ne sont pas complètement mélangés, ce qui conduit à une non-homogénéité considérable de la composition de charge.

Les effets de la composition du mélange sont discutés en termes de rapport air/carburant. Un rapport d'équivalence carburant/air est utilisé pour exprimer les proportions relatives de carburant et d'air noté ϕ . Le rendement diminue avec la diminution de ϕ à cause des imbrulés. Pour un mélange trop pauvre il y a risque que le moteur à allumage commandé ne puisse pas provoquer l'allumage, et la température baisse donne une pression moyenne effective faible. [6]

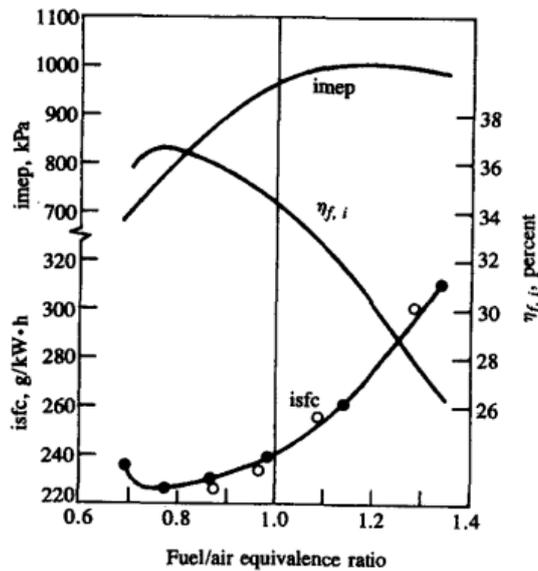


Figure 1. 9 Consommation spécifique, Pression moyenne effective en fonction de rapport Carburant/air [2]

La richesse du mélange a un effet important sur le contrôle des émissions des moteurs à allumage commandé, un mélange moins riche produit moins de NOx, HC et CO jusqu'au point où le mélange devient pauvre.

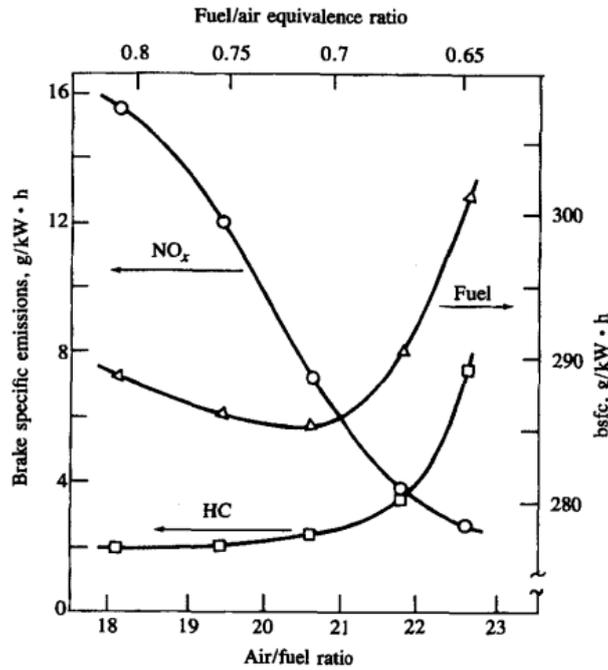


Figure 1. 10 : Effet de la richesse du mélange (ϕ et λ) sur les émissions polluantes [2]

1.4.3 Charge et vitesse

En général, les caractéristiques de fonctionnement d'un moteur à combustion interne sur sa charge et sa vitesse sont présentées sous forme de contours de consommation spécifique dans un graphe de pression moyenne effective en fonction de la vitesse du moteur. L'augmentation et la diminution de la charge et la vitesse affectent la pression moyenne effective, et donc le rendement total, ainsi la consommation spécifique.

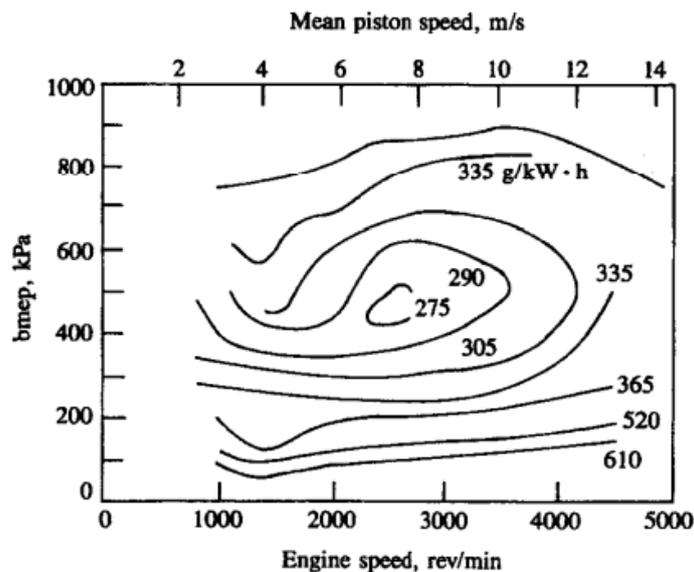


Figure 1. 11 : Contours de la consommation spécifique dans un graph de bmep par rapport à la vitesse de rotation [2]

La variation de la charge et la vitesse ont également un impact sur les émissions de NO, et HC. La concentration de NO augmente moyennement avec l'augmentation de la vitesse pour une charge constante. Pour les charges faibles, l'augmentation proportionnelle de NO est plus importante qu'à forte charge. La concentration NO augmente également lorsque la charge augmente pour une vitesse constante. Le changement de la charge et la vitesse affecte la formation des HC, lorsque la charge augmente pour une vitesse donnée, la température d'échappement augmente, mais avec l'augmentation du débit des gaz d'échappement, une réduction de l'oxydation des HC à la voie d'échappement se produit, ce qui mène à plus d'émissions. [7]

1.4.4 Taux de compression

Des études ont démontré l'effet de taux de compression sur les performances du moteur sur une large plage. Pour un rapport de compression dans une plage accessible pour les moteurs à allumage commandé, l'efficacité de conversion de carburant augmente avec l'augmentation de rapport de compression, ainsi une augmentation de la puissance du moteur. La température des gaz d'échappement diminue la condition que le taux de compression et le rendement augmentent jusqu'au point de rapport de compression qui correspond au rendement maximal. Les pertes de chaleur dans les murs de la chambre de diminuent avec l'augmentation du taux de compression. L'effet de la variation de taux de compression sur les émissions NO est faible. Pour une charge et vitesse constantes, l'augmentation de de rapport de compression résulte une faible augmentation de degré des émissions de NO. L'augmentation de rapport de compression fait accroître les émissions d'hydrocarbures à l'échappement. [8]

1.5 Techniques d'amélioration du moteur

L'inefficacité de la combustion représente un gaspillage de carburant, et surtout parce qu'elle se manifeste sous la forme d'émissions polluantes comme les hydrocarbures imbrûlés et le monoxyde de carbone. C'est pourquoi les réglementations actuelles en matière d'émissions exigent des rendements de combustion plus élevés. Grâce aux grands développements, la conception et les simulations, plusieurs technologies d'amélioration de moteur à combustion ont été réalisées afin de réduire les sources de pertes d'énergie.

1.5.1 Taux de compression variable

Un moteur à taux de compression fixe ne répond pas aux réglementations de rendement élevé, et par conséquent, le développement d'un moteur à taux de compression variable est une bonne solution. C'est un concept qui fait améliorer les performances d'un moteur, le rendement, et réduit les émissions polluantes. Cette technologie consiste à ajuster le taux de compression des cylindres des moteurs à combustion afin d'augmenter le rendement sous charges variables [16], le principe est d'augmenter le rapport volumétrique du moteur à faible charge pour favoriser le rendement thermique, et diminuer le taux de compression à forte charge pour éviter le risque de cognement et améliorer les performances du moteur. Les moteurs de ce type modifient le volume au-dessus du piston au point mort haut, cette modification se fait de manière dynamique en fonction de la charge.

La technique de taux de compression variable est convenable pour les moteurs à allumage commandé et pour le moteur auto allumage, sauf que le concept de cette technologie peut être utilisé de manière plus appropriée avec les moteurs Diesel turbocompressés, ce concept est

bénéfique qu'à charge partielle. Le rendement à charge partielle pour un moteur Diesel est plus important que celui d'un moteur à essence, et les moteurs Diesel ont une capacité multi carburant meilleur. Cette technique est donc utilisée pour les 2 types de moteurs, mais nécessite certaines modifications dans les composants du moteur. [10]

Exemples de concepts de variation de rapport volumétrique sont montrés dans la figure (1.12)

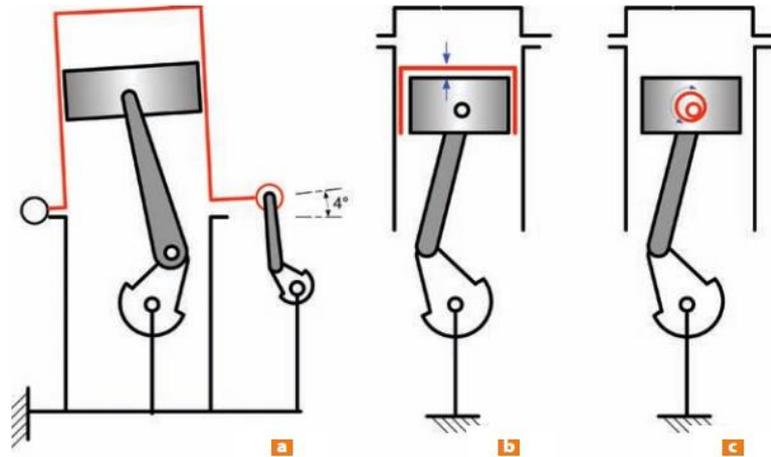


Figure 1. 12 : (a) articulation entre le haut et le bas du piston ; (b) variation de la hauteur du piston ; (c) utilisation d'une excentrique de la bielle [5]

1.5.2 Suralimentation et turbocompresseurs

L'utilisation de la suralimentation et des turbocompresseurs dans les moteurs à combustion interne est très commune. Les turbocompresseurs sont placés dans le système d'admission afin d'augmenter la pression d'air entrant. [9]

Le turbocompresseur est un dispositif d'induction forcée actionné par une turbine. Il se compose d'une turbine et d'un compresseur couplés à un arbre commun. Il produit une suralimentation utile pour l'admission du moteur en utilisant le flux des gaz d'échappement qui font tourner la turbine qui à son tour fait tourner le compresseur, cela fait augmenter la pression d'air qui est introduit par la suite dans la chambre de combustion [10]. Un débit massique d'air plus important avec une pression plus importante fournit plus d'oxygène au processus de la combustion que dans un moteur à aspiration normale, cela permet d'ajouter plus de carburant et donc obtenir plus de travail et de puissance lors du cycle pour chaque cylindre. L'obtention d'une puissance plus élevée grâce au turbocompresseur permet de réduire la taille d'un moteur en gardant les mêmes performances.

La suralimentation a un effet indéniable sur la puissance et le rendement du moteur, il est possible d'obtenir des valeurs plus élevées en comparant avec un moteur à aspiration naturelle pour les raisons : une masse plus importante d'air introduite à travers le système d'admission, une partie de travail effectué est récupérée pendant la suralimentation, la réduction de températures des gaz d'échappement, et une réduction des gaz résiduels contribue à une meilleure combustion.

Alors qu'il représente une manière efficace pour l'amélioration pour les moteurs, le système de suralimentation présente notamment des inconvénients tel que le temps de réponse considérable, aucune amélioration dans les bas régimes, l'augmentation de la pression et de la température due à la suralimentation réduit de délai d'allumage et par conséquent, le moteur est susceptible à cogner à ces pressions (auto-allumage), une augmentation de formation de NOx. La compression des gaz d'admission diminue le rapport de compression et le rendement global par rapport au moteur atmosphérique. [4]

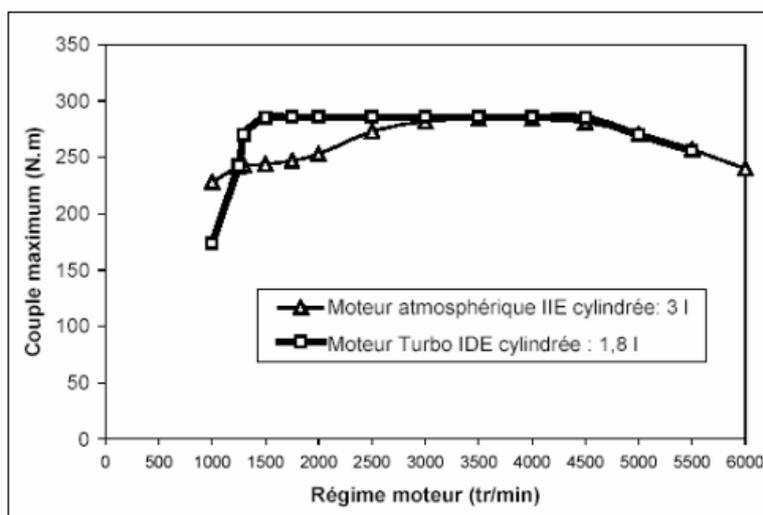


Figure 1. 13 : Courbe de couple maximum pour un moteur atmosphérique et un moteur Turbo par rapport au régime moteur. [4]

1.5.3 Concept HCCI

Le concept HCCI, ou l'allumage par compression à charge homogène sont une technologie de développement de moteur à combustion interne. Les moteurs HCCI sont un type dans lequel le mélange air-carburant est mélangé de la manière la plus homogène, et comprimé assez fortement jusqu'au point d'auto-allumage. Le concept HCCI peut être réalisé en pré-mélangeant le mélange air-carburant, et le comprimer jusqu'à la température d'allumage automatique, comme dans un moteur Diesel.

L'utilisation du concept HCCI permet de réaliser une économie de carburant, cela est grâce à la combinaison de mélange pauvre, le rapport de chaleur spécifique élevé, un taux de compression plus élevé, et un temps de combustion plus court. Les moteurs HCCI permettent d'arriver à des émissions de NOx extrêmement faibles sans traitement post-combustion. Les hydrocarbures non brûlés et le monoxyde de carbone émis restent à des niveaux élevés à cause du pic de température de combustion plus bas ; ces émissions doivent toujours être post-traitées pour garantir des émissions en-deçà des normes en vigueur fixées par les autorités. [11]

Un mélange de carburant et d'air s'enflamme spontanément lorsque la densité et la température des réactifs est assez élevée. Ces deux conditions peuvent être remplies par plusieurs moyens : Un taux de compression élevé, un préchauffage des gaz admis, L'admission forcée par suralimentation, la recirculation des gaz d'échappement. Une fois le mélange enflammé, la combustion se déroule particulièrement rapidement. Quand l'auto-allumage a lieu

trop tôt ou dégage trop d'énergie, la combustion est trop rapide ; alors, les pics de pressions dans le cylindre peuvent mener à la destruction du moteur. Pour cette raison, les moteurs HCCI fonctionnent généralement en mélange pauvre. [10]

Le concept HCCI a de nombreux avantages notamment le mélange pauvre implique un rendement plus élevé que dans le moteur à allumage commandé, le moteur HCCI est plus proche du cycle de Beau de Rochas parfait, la charge homogène mène à des émissions de polluants moins élevées, les émissions de NOx sont négligeables, l'absence de papillon évite les pertes de pompage. Cependant, ce concept ne fait pas l'exception en termes d'inconvénient, les pressions sont très élevées, une difficulté de contrôler la combustion, les émissions d'hydrocarbures et de monoxyde de carbone restent élevées, à cause de pics de température. [12]

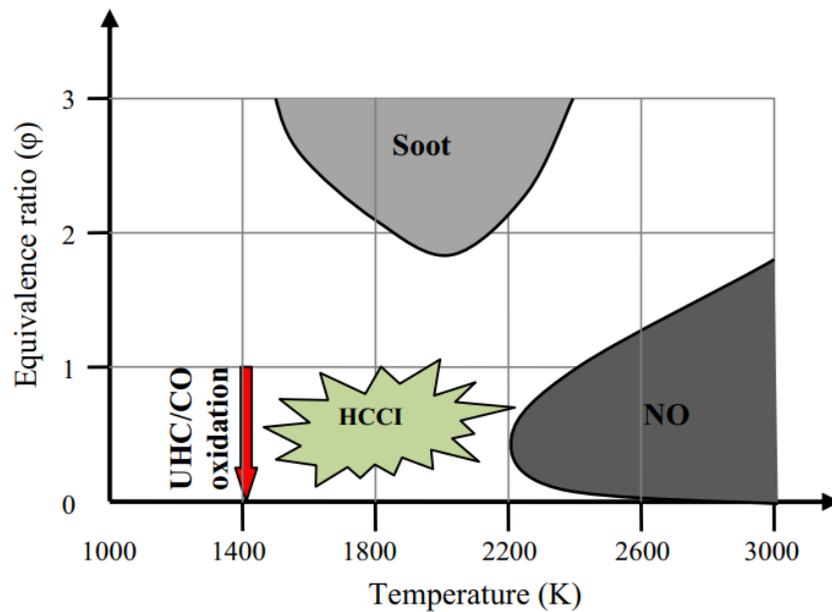


Figure 1. 14 Combustion HCCI, réaction simultanée de NOx et les suies [13]

1.5.4 Distribution variable

Le terme « Distribution » représente les éléments mécaniques responsables à l'ouverture et à la fermeture des conduits d'admission et d'échappement, et les éléments qui effectuent leurs commandes. Le but de la distribution est la commande des soupapes d'admission et d'échappement, qui comporte l'instant d'ouverture et de fermeture, l'amplitude et la durée du mouvement. La chaîne de distribution est l'élément qui relie le vilebrequin à l'arbre à cames, elle permet de synchroniser le mouvement du vilebrequin avec celui des soupapes d'admission et d'échappement, ce qui donne le même rythme pour l'arbre à came et le vilebrequin. Les cames situées au-dessus ouvrent les soupapes en les poussant. [10]

La technologie de distribution variable (VVT), a un effet sur le processus d'échange des gaz, et donc influence à son tour les performances du moteur, comme les pertes de pompage, la densité de la charge, la température des gaz non-brulés et le rendement volumétrique. La distribution variable consiste à pouvoir contrôler les paramètres des soupapes d'admission et

d'échappement, la levée, la durée, et le moment d'ouverture pendant le fonctionnement du moteur.

Cette technique a de nombreux avantages, une courbe de couple plus large, une réduction de la consommation de carburant, améliorer la puissance pour les hautes vitesses, et réduire les émissions d'oxydes d'azote et d'hydrocarbures [14]. D'autre côté, le système ajoute de la complexité au moteur, il est donc très susceptible aux pannes.

1.5.5 Injection directe

L'une des problématiques les plus importantes dans le développement des moteurs à combustion internes est le système d'injection de carburant. Les constructeurs ont commencé à remplacer les carburateurs par des systèmes d'injection. Ces systèmes ont connu un développement énorme au fil des années. Les premiers systèmes d'injection étaient des injections indirectes, l'inconvénient majeur était l'utilisation du collecteur dans chaque cylindre.

Le système d'injection le plus récent est l'injection directe, là où le carburant est directement injecté dans la chambre de combustion avec une pression élevée, le mélange donc air carburant se fait à l'intérieur du cylindre. L'injection directe permet aux moteurs à essence de consommer moins de carburant et permet un contrôle précis de la distribution et la quantité de carburant injecté, et surtout avec le développement de ce système d'injection qui est essentiellement devenu électronique.

Avec l'utilisation de l'injection directe, les cylindres profitent d'une meilleure charge, un taux de compression plus élevé, moins de risque de cognement, et offre une possibilité de stratifier la charge. Ce type d'injection permet d'obtenir une combustion en mélange pauvre et augmente les performances moteur, plus une économie de carburant et réduction au niveau des émissions polluantes [15]. Cependant, le système d'injection directe reste complexe, couteux par rapport au système conventionnel, et les injecteurs utilisés doivent résister aux grandes pressions et températures de combustion à l'intérieur du cylindre. [10]

Il existe d'autres techniques pour améliorer les performances, telles que l'injection d'eau, la combustion à basse température, le cycle Miller-Atkinson. Les recherches sont toujours en cours et le développement de ces techniques ne cesse de poursuivre.

1.6 Conclusion :

Les moteurs à combustion internes sont l'une des technologies les plus importantes de conversion d'énergie, et depuis plus d'un siècle, ils sont utilisés dans la majorité des dispositifs de transports dans le monde entier. Les recherches effectuées ont démontré la possibilité d'atteindre des meilleurs rendements, une meilleure performance et moins d'émissions. De nombreuses technologies de développement sont actuellement appliquées, mais restent toujours le défi de l'amélioration de ces technologies afin de les rendre plus adaptés aux caractéristiques des moteurs, et aux normes de la limitation de pollution de l'environnement, voire même la possibilité de combiner plusieurs concepts. La stratification de la charge est un exemple de combinaison caractéristique différente pour des moteurs divers en termes de conception et de principe de fonctionnement.

Chapitre 02

Technique de la charge stratifiée

2.1 Introduction

Depuis plus d'un siècle, le moteur à combustion interne n'a cessé à être développé, et plusieurs essais ont été effectués pour améliorer ces moteurs, et parmi les techniques utilisées, une combinaison des meilleures caractéristiques des moteurs à allumage commandé, et du diesel. A cause des problèmes de la charge mécanique, d'économie de carburant, de cognement du moteur et d'émissions polluantes, les chercheurs et les ingénieurs se sont tournés à plusieurs reprises vers le concept de la stratification, ces problèmes ont été tous pris en considération lors de la conception du moteur à charge stratifiée, mais malgré l'optimisme de ses concepteurs, ces moteurs ont subi des revers. Par exemple le contrôle des émissions élevées d'hydrocarbures été une difficulté.

Alors que les moteurs à charge stratifiée ont connu une attention que dans les dernières décennies, le concept de la stratification de mélange dans le moteur à combustion interne a eu naissance il y a plus d'un siècle. En 1872, Nicholas Otto a découvert le concept de la stratification, et en 1876, il s'est basé sur cette idée en déclarant que le fonctionnement silencieux de son moteur à compression n'était pas dû au cycle de travail, mais plutôt à la stratification de la charge. [21] Otto a eu l'idée de stratifier la charge, riche près de la source d'allumage et pauvre près de la surface du piston, amortissant ainsi l'explosion lors de la combustion. Il a présenté son moteur en considérant la stratification de la charge l'un des avantages de nouveau cycle à quatre temps. Dans tous les brevets d'Otto, le concept de stratification de la charge a été conservé dans le seul but de réduire le choc du piston et de contribuer à un moteur plus silencieux. Malgré les efforts déployés au cours des années, les variantes du moteur à charge stratifiée n'ont pas quitté le stade expérimental, car les avantages globaux du moteur à essence classique étaient toujours plus importants. L'absence de développement réussi du moteur à charge stratifiée à cette époque de l'histoire peut être attribuée à l'incapacité de produire un mélange air-carburant varié et contrôlé et à un manque général de technologie. Le moteur à charge stratifiée a connu un succès limité en termes de production, mais le concept reste viable jusqu'à présent. Aujourd'hui la stratification des moteurs actuels se fait à commande électronique, et le concept reste encore un domaine de recherche actif.

2.2 Principe de la charge stratifiée

2.2.1 Définition d'un moteur stratifié

Le moteur à charge stratifiée est similaire au moteur à combustion interne conventionnel, sauf que le mélange air-carburant dans la chambre de combustion est beaucoup plus riche près de la bougie qu'ailleurs, et contrairement au moteur à charge homogène, cela permet des températures de pointe plus basses, des taux de compression plus élevés, et une combustion plus complète [19]. Les gaz de combustion dans un moteur à charge stratifiée ne sont pas homogènes, mais plutôt séparés en zones d'allumage. Ces zones de combustion et de travail présentent des différents rapports air/carburant afin de modifier les caractéristiques de combustion et d'émission d'une charge homogène équivalente. Le résultat est une innovation à court terme qui se traduit par une économie de carburant accrue et des niveaux d'émission réduits. Ce type est appelé moteur à charge stratifié, parce que lors de processus du mélange entre le jet de carburant et l'air dans le cylindre, il faut produire un mélange air-carburant

stratifié, sa composition doit être facilement inflammable au niveau de la bougie au moment de l'allumage.[17]

2.2.2 Principe de fonctionnement

L'objectif est donc de faire fonctionner un moteur à un taux de compression proche de l'optimum en termes d'efficacité (entre 12 et 15), et cela se fait en trois grandes conditions, d'abord injecter le carburant directement dans la chambre de combustion, pendant la phase de compression et éviter le problème de cognement ou l'allumage automatique. L'allumage du carburant lorsqu'il se mélange à l'air avec une bougie d'allumage, cela permet un contrôle direct du processus d'allumage. Finalement, varier la quantité de carburant injecté par cycle pour pouvoir contrôler le niveau de puissance de moteur (le débit d'air n'étant pas étranglé pour minimiser le travail effectué pour pomper la charge fraîche dans le cylindre).

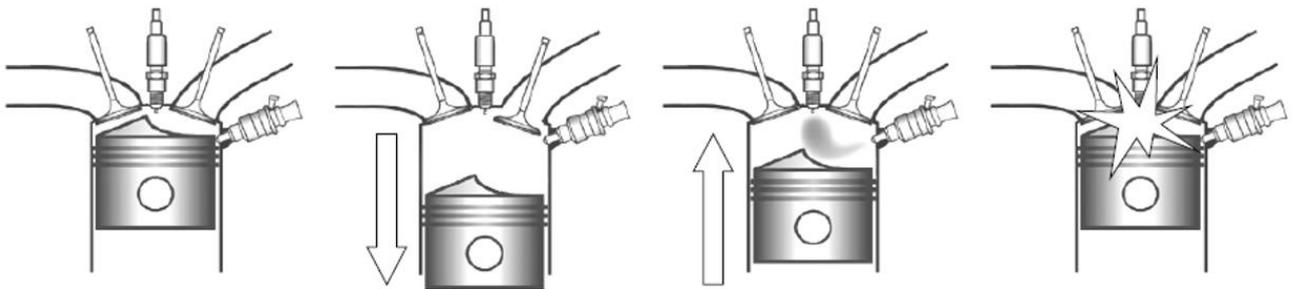


Figure 2. 1 : Injection de carburant dans le cycle à 4 temps pour un moteur stratifié.

2.3 Modes de fonctionnement

La plupart des moteurs à injection guidée fonctionnent selon différents modes de fonctionnement en fonction de la charge et du régime moteur pour assurer la stabilité et l'efficacité du moteur. Ces moteurs ont trois modes de fonctionnement de base, stratifié avec un mélange globalement pauvre, homogène avec des mélanges pauvres et homogènes avec des mélanges stœchiométriques. Le moteur est un mode stratifié en faible charge et régime, le mode homogène pauvre en charge et régime moyens, et le mode homogène stœchiométrique pour les charges et régimes élevés. Chaque mode est déterminé par le rapport air carburant λ [30]. Le rapport stœchiométrique air-carburant pour l'essence est de 14,7 :1 en poids, mais le mode pauvre (charge stratifiée) peut impliquer des rapports aussi élevés (plus que 18 :1). Ces mélanges sont beaucoup plus pauvres que les mélanges classiques et réduisent considérablement la consommation de carburant. La zone de fonctionnement stratifié est limitée par la charge et la vitesse. À grande vitesse, il est impossible de fournir une stratification suffisante en raison des fortes turbulences dans le cylindre [29].

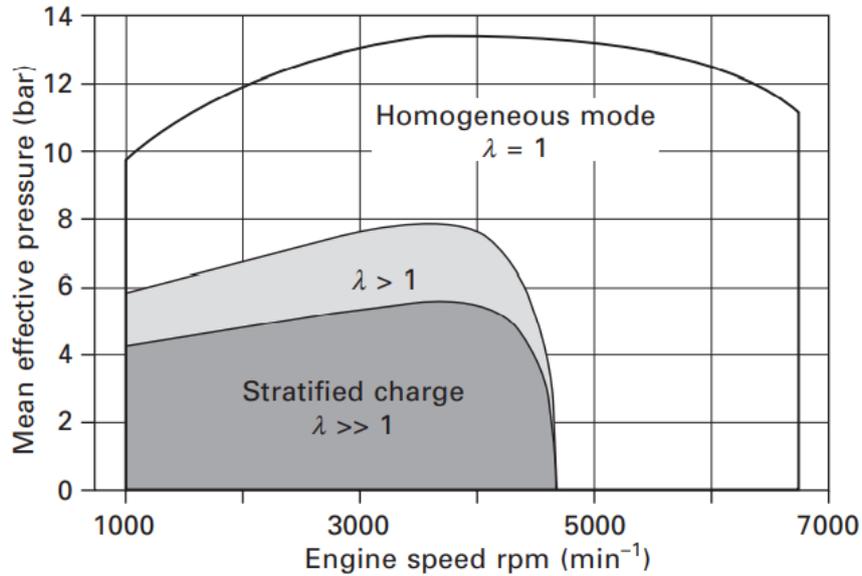


Figure 2. 2 : Modes de fonctionnement d'un moteur à charge stratifiée sur la plage de vitesse de rotation. [30]

Le rendement thermique d'un moteur à combustion interne, comme on l'a constaté en premier chapitre, et en basant sur l'analyse du cycle, est une fonction de deux variables principales : le taux de compression et le rapport de chaleur spécifique du gaz de travail. La plupart des moteurs pratiques peuvent être approximés par le cycle d'Otto ou une variation de ce cycle, car la combustion se produit généralement à volume constant plutôt qu'à pression constante à cause de la vitesse lente du piston au PMH par rapport à la vitesse de réaction libérant de la chaleur. Le rapport de chaleur spécifique est une fonction directe de la force du mélange ou mieux, du rapport d'équivalence, du gaz de travail. Plus le rapport d'équivalence du gaz de travail est faible, plus le rendement est élevé.

La relation d'efficacité pour le cycle Otto est donnée par l'équation 2.1, pour un taux de compression constant, lorsque le rapport d'équivalence d'un mélange essence/air brûlé est réduit à zéro, l'efficacité atteint sa valeur maximale.

$$1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{\gamma-1} \dots\dots\dots (2.1)$$

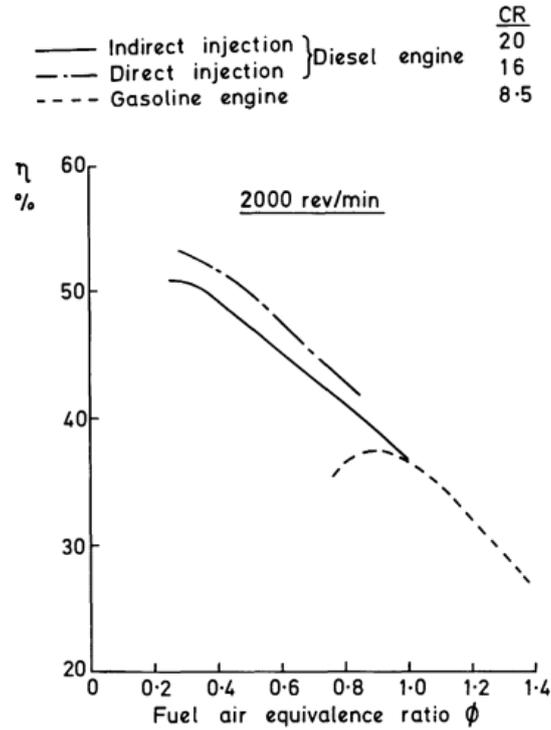


Figure 2. 3 : Le rendement théorique des moteurs Diesel, et un moteur essence en fonction de ϕ . [17]

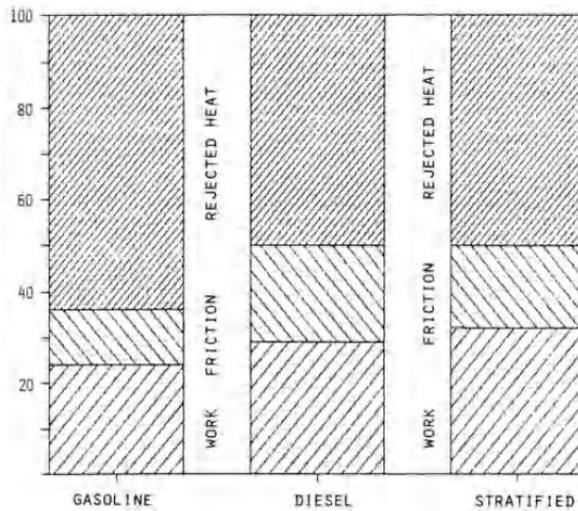


Figure 2. 4 : Pourcentage de travail, friction, et niveau d'énergie dégagée dans différents moteurs pour une charge partielle. [17]

Le rendement d'un moteur change lors du fonctionnement à charge partielle, le taux de compression élevé implique dans la charge de frottement élevée qu'on retrouve dans les moteurs Diesel. Pour un moteur essence, il est vrai que le processus de combustion est moins efficace que celui d'un moteur Diesel, mais ses pertes par frottement sont relativement plus faibles. La charge de frottement reste la même à pleine charge en raison de la compression élevée et par conséquent, elle est proportionnellement plus importante à charge partielle.

Pour un taux de compression modéré (12 : 1), le processus de la compression donne une meilleure consommation de carburant à faible charge. Pour un moteur à essence conventionnel à charge homogène ne fonctionnent pas à de faible rapport d'équivalence, et ont tendance à s'auto-allumer ou à cogner. Les moteurs Diesel ne fonctionnent pas à ce taux de compression, car ils nécessitent un auto-allumage de carburant. Une combinaison des caractéristiques de ces deux moteurs a été introduite pour faire une combustion hybride. Il s'agit du moteur à charge stratifiée. Théoriquement, si le gaz de la combustion peut être séparé du gaz de travail par une stratification physique ou aérodynamique de la charge globale, le fonctionnement du moteur est plus efficace.

Dans le moteur à charge stratifiée, l'allumage se produit avec une source d'allumage, et dans une zone riche en combustible, et la combustion ultérieure se déroule dans une zone pauvre, cela est pour réduire la production globale des NOx. Le rapport air/carburant est globalement pauvre, cela réduit les émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures.

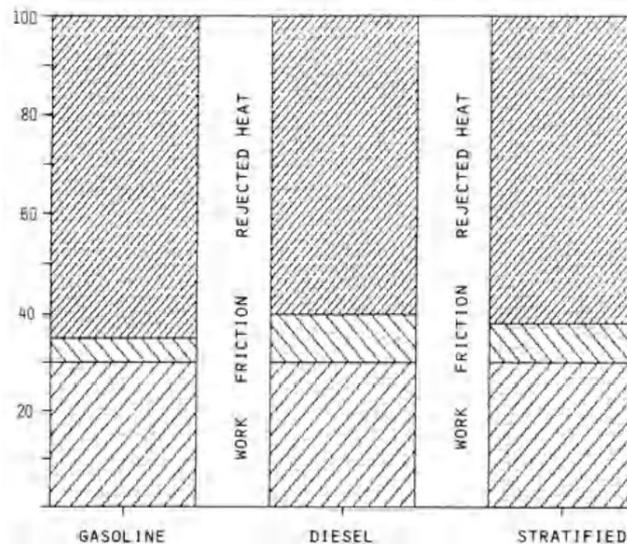


Figure 2. 5 : Pourcentage de travail, friction, et énergie dégagee dans différents moteurs, pour une charge pleine. [17]

2.4 Méthodes de stratification

En général, pour les moteurs à allumage commandé, les 3 concepts majeurs pour stratifier la charge sont présentés dans la figure (2.6) : injection guidée par pulvérisation (spray guided system), injection guidée par paroi (Wall guided system), injection guidée par air (air guided system). [28]

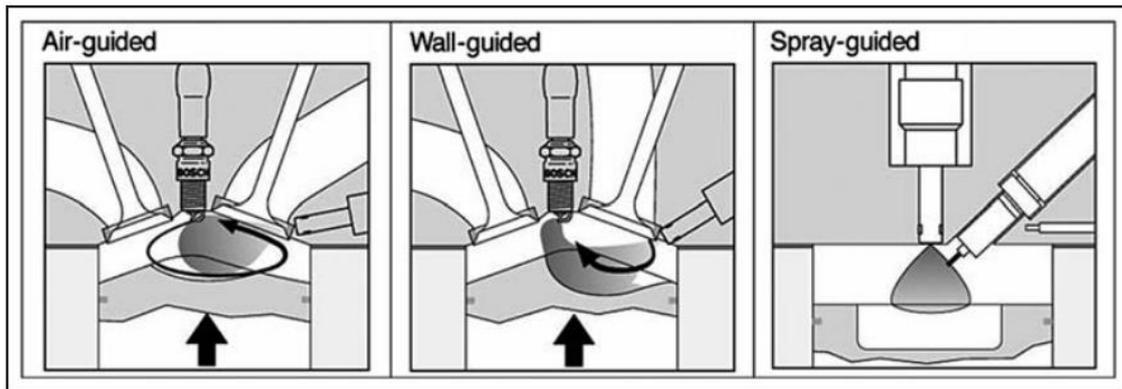


Figure 2. 6 : Les 3 concepts de stratification pour les moteurs à allumage commandé. [28]

2.4.1 Système d'injection guidée par paroi

La plupart des moteurs stratifiés de la première génération fonctionnent avec une injection guidée par paroi. Le mélange est préparé et transporté vers la bougie d'allumage par une paroi de la chambre de combustion. Pour la plupart des cas, le piston est formé de façon à ce que le jet de l'injecteur de carburant soit dirigé vers la bougie d'allumage. Lors de ce processus, le transport du mélange est soutenu par une opération de tourbillonnement. Le procédé de la combustion entraîne une augmentation des émissions d'hydrocarbures non brûlés. Le moment d'injection est lié à la position du piston, il dépend donc du régime moteur. Il est difficile de coordonner les calages d'injection et d'allumage sur toute la plage de régime pour avoir des écoulements souhaitables et stables dans le cylindre.

En pratique, des difficultés ont été trouvées lors de la réalisation d'un potentiel théorique de cette injection pour réduire la consommation du carburant. Les orifices de turbulence nécessaires pour produire le débit d'admission souhaité ont une influence négative sur la charge à des charges plus élevées. Le carburant se dépose sur les parois du cylindre et sur le piston. Une combustion incomplète entraîne la formation de suie et de dépôts à ces endroits. Les dépôts qui s'accumulent ne peuvent pas être entièrement brûlés en raison des basses températures de combustion rencontrées pendant le fonctionnement à charge partielle, en conséquence, l'émission d'hydrocarbures combustibles augmente. Il est nécessaire d'avancer le moment d'injection du carburant pour obtenir le moment d'allumage optimal en termes d'efficacité sinon le carburant entre dans l'espace de tourbillon, ce qui fait que le carburant n'est pas entièrement consommé. La forme particulière de piston, son poids et son volume plus importants, entraîne plus de pertes mécaniques lors de fonctionnement.

2.4.2 Système d'injection guidée par air

Le but de cette conception est de réduire les émissions d'hydrocarbures, en empêchant le carburant d'entrer en contact avec les parois de la chambre de combustion, cela permet d'éliminer les dépôts de carburant sur ses carburants. Le concept est d'utiliser l'écoulement à l'intérieur du cylindre pour mélanger efficacement l'air et le carburant. L'orientation du jet d'injection et la génération d'un mouvement d'une charge spécifique sont les éléments cruciaux pour faire fonctionner cette méthode. L'injection se fait lors de la phase de compression afin d'assurer le transport du mélange jusqu'à la bougie d'allumage. Le flux tourbillonnaire

nécessaire pour effectuer cette opération réduit le rendement volumétrique et affecte les performances.

2.4.3 Système d'injection guidée par pulvérisation

Le principe de cette méthode repose sur la position de l'injection de carburant, il y a une proximité physique de la bougie d'allumage et de l'injecteur de carburant. Les facteurs décisifs dans ce concept sont les caractéristiques de l'injecteur de carburant, il doit produire un modèle de pulvérisation aussi robuste et reproductible, même lorsqu'il est soumis à des modifications de la contre-pression ou des conditions d'écoulement. Le système doit s'assurer que les mélanges extrêmement pauvres peuvent être allumés de manière fiable. Cependant, des températures de combustion basses pendant le fonctionnement partiel et au ralenti peuvent entraîner une cokéfaction au niveau de la bougie d'allumage, bougie et, par conséquent, des ratés d'allumage. Si le carburant liquide entre en contact avec la bougie d'allumage chaude, il la refroidit rapidement, la soumettant ainsi à une charge thermique extrêmement élevée. L'injection du carburant et l'allumage étant étroitement liés, le carburant est injecté à un moment thermodynamiquement favorable, peu avant l'allumage au point mort haut (PMH). Très peu de temps est donc disponible pour préparer le mélange. Un régime moteur élevé ou faible modifie la vitesse du flux d'air d'admission et les vitesses relatives de la charge du cylindre et du jet de carburant injecté. Cela affecte la préparation du mélange et peut perturber la stratification de l'air dans la zone autour de la bougie d'allumage.

Afin d'exploiter pleinement ce concept, la qualité du jet de l'injecteur de carburant doit être élevée sur toutes les plages de régime et de charge du moteur. La préparation du mélange doit également être optimisée à des moments d'injection de carburant retardés afin d'obtenir un processus de combustion thermodynamiquement favorable. Pour minimiser les émissions d'hydrocarbures, la géométrie de la chambre de combustion et de la pulvérisation doit être telle que le contact entre le carburant liquide et la chambre de combustion soit le plus faible possible.

Dans le cas des systèmes de combustion guidés par les parois ou l'air, le flux tourbillonnaire nécessaire pour transporter le mélange vers la bougie d'allumage réduit le rendement volumétrique et présente donc des inconvénients en termes de performances. Cela ne s'applique pas aux systèmes guidés par pulvérisation, les orifices d'admission peuvent être conçus comme des canaux de remplissage pour optimiser le rendement à pleine charge. Aucun mouvement spécifique de la charge n'est nécessaire pour transporter le mélange jusqu'à la bougie d'allumage pour les systèmes à guidage par pulvérisation, le mouvement de la charge peut être spécifié de manière à ce que les turbulences dans la chambre de combustion favorisent la propagation de la flamme et donc la combustion complète et rapide du mélange.

Les avantages des systèmes de combustion guidés par pulvérisation signifient que le fonctionnement à charge stratifiée peut être conçu non seulement pour optimiser les faibles émissions polluantes et la consommation de carburant, mais aussi pour offrir des avantages considérables par rapport aux moteurs classiques à injection par port.

2.5 Exemples des moteurs à charge stratifiée

Il existe une similarité dans les méthodes de stratification de la charge, qui permet de classer selon sept catégories principales des moteurs à charge stratifié [23].

- Chambre de combustion unique, injection de carburant avant le PMH, dégagement de chaleur contrôlé par le taux de réaction (injection précoce).
- Chambre de combustion principale unique, injection de carburant pendant la combustion, dégagement de chaleur contrôlé par le taux d'injection (injection tardive).
- Chambre de combustion principale pauvre en carburant et préchambre riche en carburant, injection de carburant dans la préchambre, dégagement de chaleur contrôlé par l'allumage et combustion subséquente de la chambre principale par la préchambre.
- Chambre de combustion principale pauvre en carburant et préchambre riche en carburant, carburateur préparation air-carburant chargée avec des soupapes d'admission séparées, dégagement de chaleur contrôlé par l'allumage et la combustion subséquente de la chambre principale par la préchambre (concept à trois soupapes).
- Chambre de combustion unique, injection par les orifices du collecteur, synchronisée électroniquement pour produire une stratification de la charge dans la direction axiale (moteur à stratification axiale).
- Chambre de combustion unique, injection directe, cycle à deux temps.
- Moteurs divers.

Il existe des moteurs qui ne peuvent pas être classifiés, car ils combinent les caractéristiques de deux groupes, ou bien sont uniques dans leurs conceptions [17]. Ce regroupement peut être modifié, car de nouvelles contributions sont apportées dans le développement.

• Moteur Ford PROCO : Chambre de combustion unique, injection précoce

Un moteur représentatif des moteurs basés sur l'injection précoce, est celui du Ford PROCO, c'est un type à combustion programmée, l'allumage se produit après la fin l'injection. Le moteur Ford PROCO est un moteur à charge stratifiée à allumage par étincelle et injection directe de carburant.

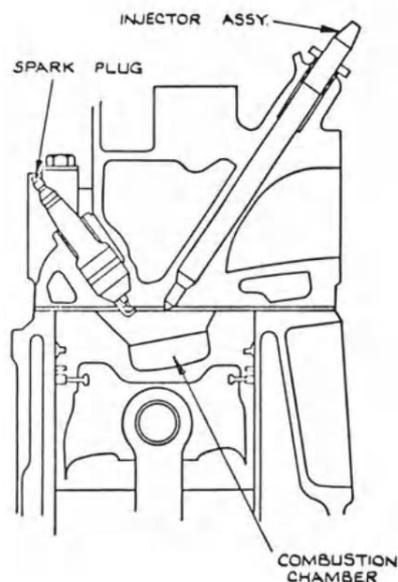


Figure 2. 7 Moteur Ford PROCO. [17]

Dans le moteur Ford PROCO, l'injection est précoce, le carburant est injecté pendant la phase de compression directement dans la chambre de combustion par une buse de pulvérisation conique. Le degré de stratification est contrôlé par une injection de carburant minutée. L'injection précoce pendant la phase d'admission est utilisée pour améliorer le mélange et l'utilisation d'air à des charges plus élevées, cela permet d'obtenir bonne puissance. Un décalage de l'injection pendant cette phase permet d'obtenir un degré élevé de stratification requis pour le contrôle des émissions et le rendement à faible charge. Ce degré est contrôlé par le moment d'injection pendant la phase de l'admission. La combustion se produit rapidement en raison de la turbulence créée par le tourbillon d'admission et un effet squish, et elle initiée dans la zone riche avec deux bougies d'allumage. Le moteur Ford PROCO vise à améliorer l'économie du carburant et la capacité multi carburant des petits véhicules de transport. [24]

Remarque : le terme « squish » désigne un effet dans les moteurs à combustion interne qui crée une turbulence soudaine du mélange air/carburant lorsque le piston se rapproche du point mort. [26]

- **Moteur Texaco TCCS : une seule chambre de combustion, injection tardée :**

Les moteurs DISC, sont représentés par le moteur Texaco TCCS, basés sur une injection tardive. Le dégagement de chaleur est contrôlé par le taux d'injection après l'allumage par les panaches de pulvérisation. Le moteur Texaco TCCS vise, notamment l'économie de carburant et la capacité multi carburant des petits véhicules. [24]

Le moteur TCCS réalise la stratification en formant le mélange, le tourbillon circulaire dans l'air lors de la phase d'admission est provoqué par la conception des orifices et le crénage des soupapes d'admission, et le tourbillon persiste pendant toute la phase de combustion. L'injection de carburant commence environ 30 degrés avant le point mort haut, et dure pendant 60 degrés (30 degrés après le PMH) à pleine charge, le carburant est injecté à la fois vers le bas et en travers de la ligne de flux d'air tourbillonnant. Pour la charge partielle, l'injection est plus courte et les quantités de carburant sont plus faibles [27]. La bougie d'allumage est allumée immédiatement après le début d'injection, et la flamme se propage. La combustion est relativement lente et elle est contrôlée par le taux d'injection du carburant ainsi que par les processus physiques d'évaporation et de mélange. La zone de combustion est donc très riche en combustible, l'air diluant étant ajouté à la zone de pulvérisation par l'air tourbillonnant jusqu'à ce que la combustion soit complète. [22]

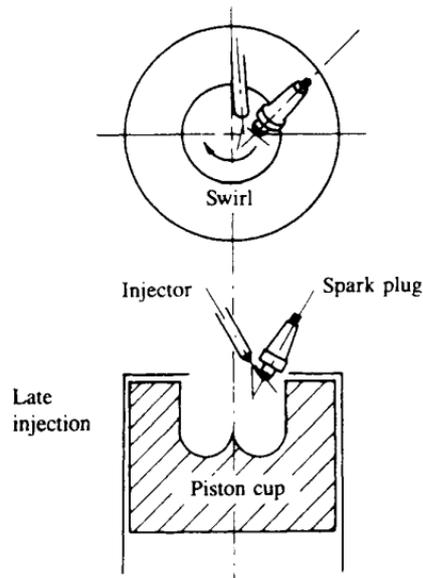


Figure 2. 8 : Moteur TCCS [27]

- **Moteur Porsche : deux chambres de combustion, un injecteur de carburant.**

Cette catégorie a été subdivisée en trois groupes plus petits par « Ricardo Engineers », à savoir : Préchambres qui occupent moins de 20% du volume de la chambre principale, 20% à 40% et plus de 40% du volume de la chambre principale. Ces sous-catégories couvrent un spectre de techniques de combustion allant des moteurs à étranglement avec la préchambre chargée riche et allumée pour produire un jet de flamme qui enflammerait un mélange pauvre relativement homogène dans la chambre principale (sous-catégorie 1), aux moteurs non étranglés avec la préchambre chargée très riche et allumée pour produire un jet de flamme et du carburant non brûlé achevant l'oxydation dans l'air de la chambre principale similaire à un moteur diesel à préchambre indirecte (sous-catégorie 3). Un moteur représentatif de cette catégorie est le moteur Porsche, la préchambre occupe environ 10 à 15 % du volume de la chambre principale. [22]

L'injection de carburant se fait dans la préchambre, est l'allumage est initié par la bougie d'allumage. Le rapport air/carburant de la préchambre est d'environ 10 :1 pour un rapport global air/carburant de 25 :1 pour une charge moyenne. L'étranglement est utilisé jusqu'aux charges moyennes, après la charge est contrôlée par la quantité de carburant injectée.

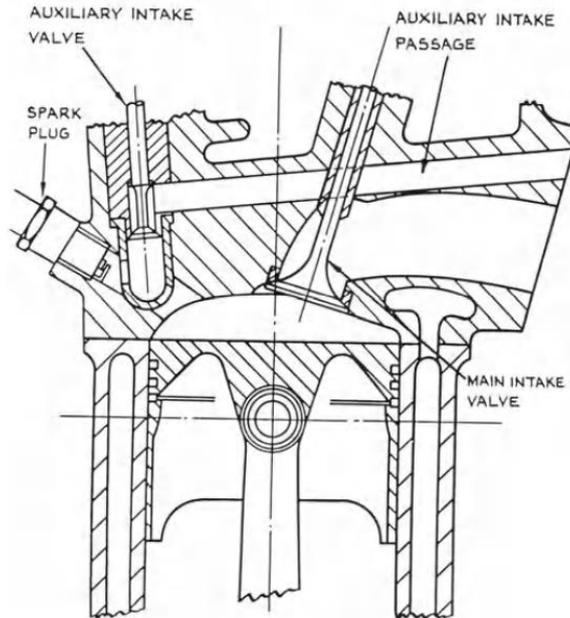


Figure 2. 9 Moteur Porsche. [17]

- **Moteur CVCC : Chambre de combustion divisée avec soupape d'admission séparée.**

Cette catégorie de moteurs comporte, trois soupapes, et c'est l'une des premières méthodes de stratification de la charge. Le moteur Honda CVCC représente cette catégorie [25].

Dans moteur Honda CVCC, le carburant est induit à travers la soupape d'admission principale, dans la chambre de combustion qui fonctionne avec un mélange pauvre dans un carburateur ou un injecteur basse pression du collecteur). Un mélange riche est en préchambre, qui se fait dans un autre carburateur ou injecteur de collecteur. En suite lors de la phase d'admission, les deux mélanges sont aspirés simultanément dans les chambres. La stratification de la charge se produit entre la chambre principale et la préchambre, et aussi dans la chambre principale, pendant la compression, une partie du mélange pauvre est forcé dans la préchambre, le diluant pour fournir un mélange inflammable (air/carburant d'environ 9 à 12) près de la bougie. Après l'allumage, l'expansion du gaz de combustion produit une flamme qui brule la charge de la chambre principale pauvre en combustible. [17]

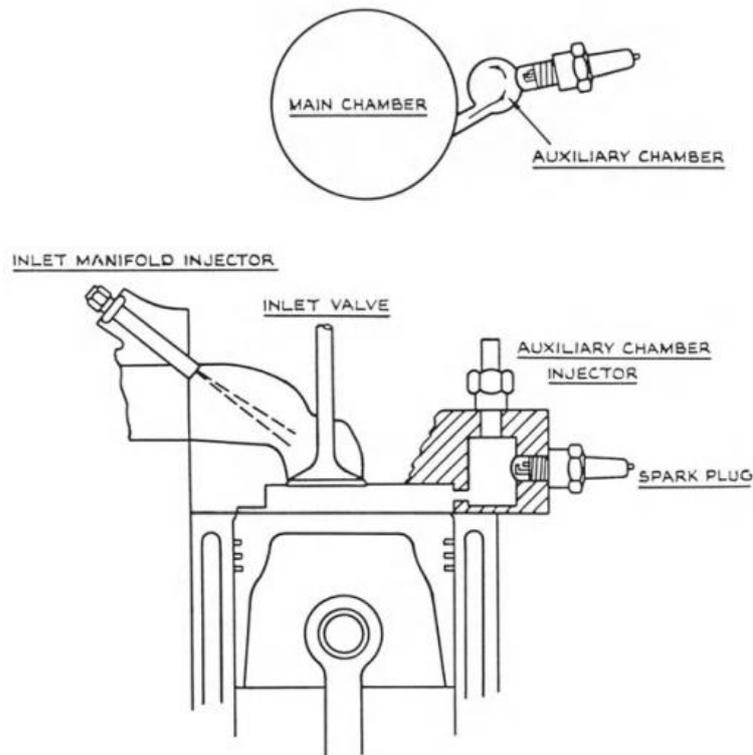


Figure 2. 10 : Moteur CVCC. [17]

- **Moteur GM-ACS : Injection à port temporisé, moteurs à stratification axiale :**

Une autre possibilité de stratification de la charge est introduite grâce à l'injection électronique, plus précise en termes de moment d'injection, et de quantité d'injection. La stratification axiale est produite par la synchronisation de l'injecteur de port pour commencer l'alimentation en carburant pendant la course d'admission. [17]

L'air est aspiré dans le cylindre au début de la phase d'admission, créant un tourbillon hélicoïdal. Ensuite, le carburant est injecté et les couches du mélange air/carburant stratifié sont formées. La stratification est maintenue pendant toute la phase de compression, cela donne un mélange riche en carburant en haut de la chambre de combustion et pauvre dans la surface du piston. Le concept d'une charge stratifiée axiale permet un contrôle du rapport air/carburant près de la bougie. Cette bougie d'allumage est située au sommet de la chambre de combustion, initie la combustion en enflammant le mélange riche et cette flamme se propage en allumant le mélange pauvre qui est près de la surface du piston. La puissance de sortie est régulée par la quantité de carburant injecté et un étranglement relativement léger. Le rapport air/carburant global est de 21,5 :1 à la charge partielle. Le processus de stratification ne marchera pas à pleine charge, car l'injection se fait pendant toute la phase d'admission.

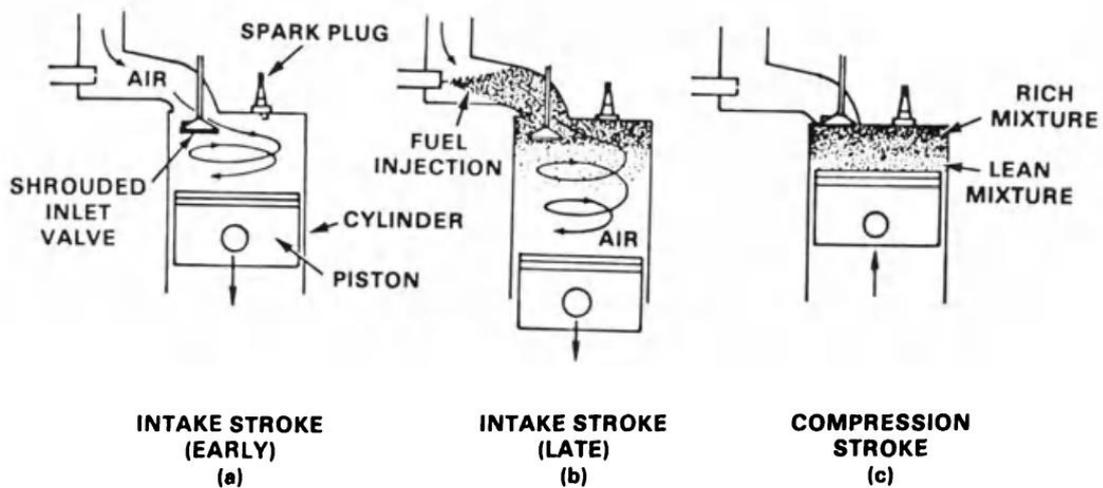


Figure 2. 11 : Moteur GM-ACS [17]

- **Moteur Fairbanks Morse : moteurs à deux temps**

Comme pour les moteurs à quatre temps, des recherches ont été effectuées pour stratifier la charge pour un moteur deux temps. Le moteur Fairbanks Morse présente cette catégorie, c'est un type à gaz stationnaire à quatre cylindres, et utilise deux petites préchambres de combustion. Il peut fonctionner à un rapport global de 30 à 40 :1 sur la plage de la charge. [17] D'autres moteurs à deux temps ont été développés, mais la plupart de ces moteurs stratifiés n'ont pas fait l'objet d'une évaluation approfondie. La consommation de carburant est supérieure à celle d'un moteur à quatre temps homogènes, et les performances dans la charge faible sont irrégulières.

L'avantage du moteur Fairbanks Morse, réside dans l'économie de carburant grâce à l'utilisation des gaz d'échappement ayant une chaleur spécifique élevée, toutefois, les émissions d'hydrocarbures sont élevées dans un moteur à deux temps, et sa complexité apporte un coup de plus.

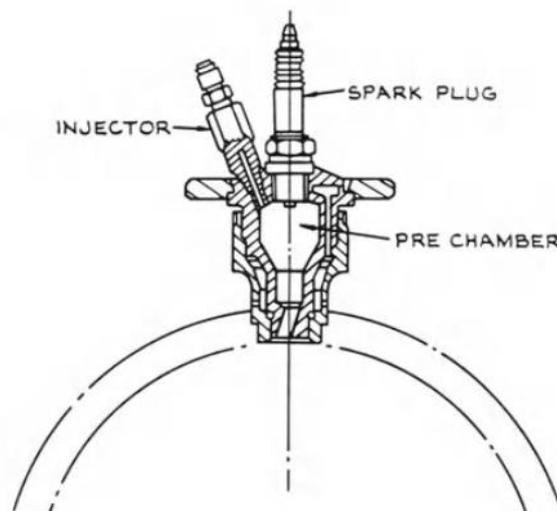


Figure 2. 12 : Moteur Fairbanks Morse [17]

- **Moteur IFP : (moteurs divers)**

Cette catégorie comporte des moteurs qui n'obéissent à aucun des systèmes mentionnés auparavant, ou bien combine deux techniques de stratification, exemple du moteur IFP (Institut Français du pétrole), qui sont arrivés à la stratification en modifiant le concept d'un moteur qui existait déjà. Le principe est de produire un mélange hétérogène dans la chambre de combustion sans recourir à l'injection de carburant ou à un tourbillon d'air, cela en dirigeant un mélange riche de manière séparée dans la chambre de combustion à travers un tube placé dans l'orifice d'admission. [17]

Les émissions de NOx sont plus faibles bien que le niveau des hydrocarbures et de CO était les mêmes à celle d'un moteur classique. Ce moteur n'a pas quitté le stade des laboratoires, mais la simplicité de sa conception à fait l'unicité de ce modèle de moteur.

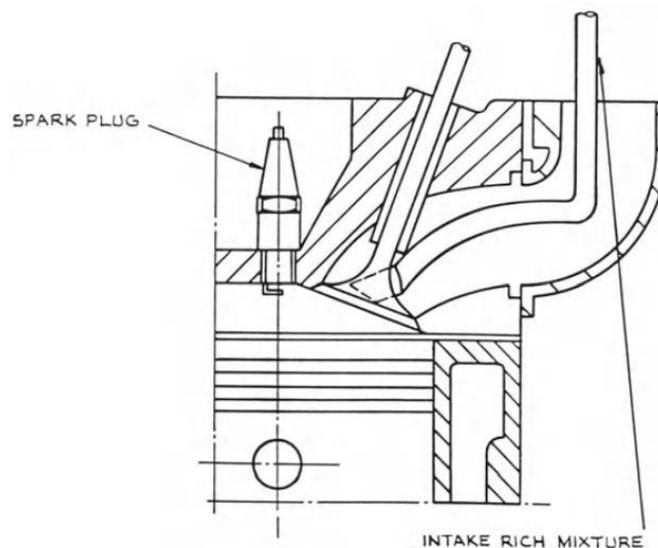


Figure 2. 13 : Moteur IFP [17]

2.6 Effets environnementaux

2.6.1 Fraction massique brûlée

Une expérience basée sur les données de pression du cylindre montre le taux de combustion de la fraction massique est indiqué pour une condition stœchiométrique homogène et une condition stratifiée de rapport air-carburant de 30 :1 dans un moteur. Le rapport air-carburant de 30 :1 brûle beaucoup plus rapidement pendant les périodes de début et de milieu de combustion. Avec un rapport air/carburant de 30 :1, la densité dans la chambre de combustion est environ le double de celle du cas 14,6 :1 au moment de l'étincelle, en raison de l'induction d'environ deux fois plus d'air. Si le mélange près de la bougie était stœchiométrique dans les deux cas, la vitesse de la flamme serait à peu près la même dans les deux cas (la vitesse de la flamme laminaire dépend faiblement de la pression). [18]

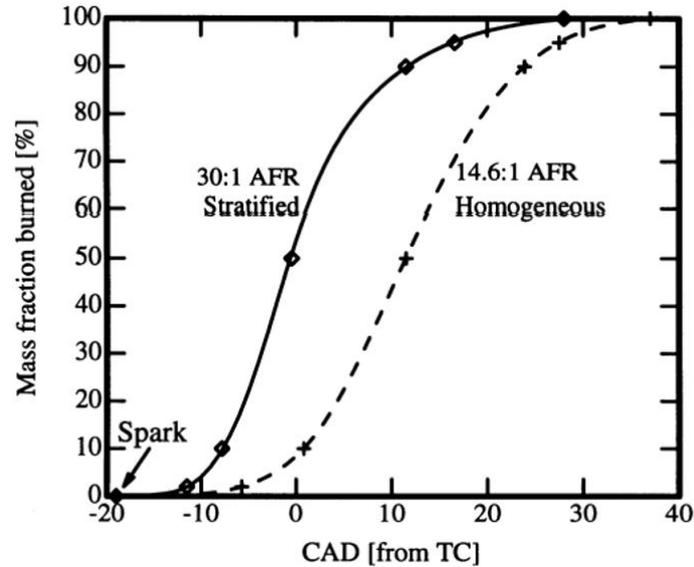


Figure 2. 14 : La fraction massique du mélange brûlée pour une combustion homogène et stratifiée, pour $N = 1500$ tr/min et 2.62 bars bmep. Les points indiquent le temps de combustion de 2%, 10%, 50%, 90%, 95% et 100%. [18]

Le cas stratifié 30 :1 consomme la masse plus rapidement que le cas stœchiométrique et homogène jusqu'à ce que 73% de la masse soit brûlée en raison de la densité plus élevée de la charge stratifiée qui conduit à un taux de combustion de la fraction de masse plus élevée. A 73%, fraction de masse brûlée, la combustion stratifiée 30 :1 est plus lente que le cas stœchiométrique. Le taux de combustion stratifiée ralentit parce que la flamme est confrontée à des régions extrêmement pauvres dans la chambre.

Le début de l'événement de combustion brûle beaucoup plus rapidement pour la charge stratifiée que pour la charge homogène. Le dernier quart de l'événement de combustion est relativement lent pour la charge stratifiée. Le phasage de la combustion de la charge stratifiée à l'allumage MBT est précoce par rapport à la combustion homogène. Cela s'explique par le fait que la fin lente de la combustion exige que la majorité de la libération de chaleur se produise plus tôt dans le cycle que ce qui est souhaitable. [18]

2.6.2 Émissions des gaz d'échappement

Une comparaison des données d'émissions de divers moteurs à charge stratifiée apparaît dans la Figure 2.15. Les émissions d'hydrocarbures sont très élevées, voire supérieures à celles qui pourraient être traitées efficacement par des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement.

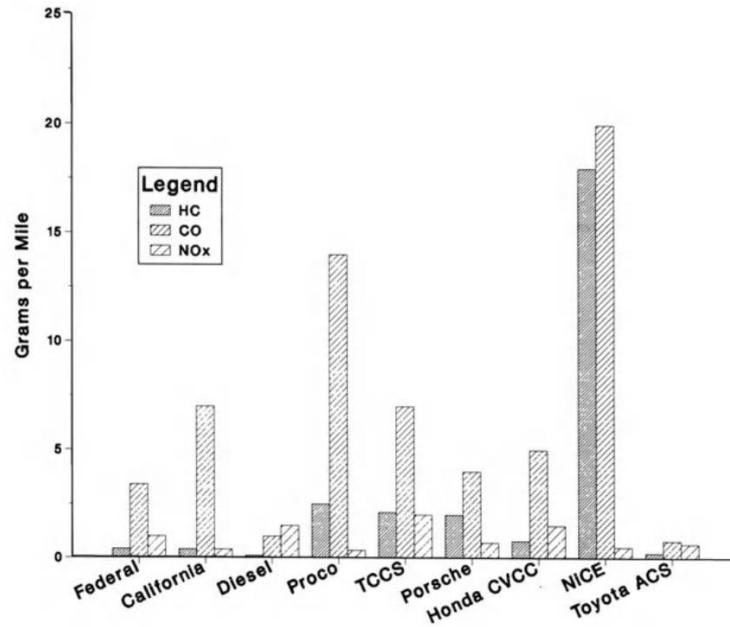


Figure 2. 15 Niveau des émissions polluantes pour différents moteurs stratifiés. [17]

L'un des problèmes qui limitent l'utilisation des moteurs à charge stratifié, est le degré élevé des émissions d'hydrocarbures émis et surtout en faible charge. Le niveau des émissions d'hydrocarbures non brûlés du moteur à injection directe à charge stratifiée fonctionnant à faible charge est supérieur d'un ordre de grandeur aux émissions des moteurs à essence classiques dans des conditions de fonctionnement similaires. Les données relatives aux émissions d'hydrocarbures de huit moteurs à charge stratifiée sont présentées en fonction de la pression effective moyenne indiquée (IMEP) Figure 2.16.

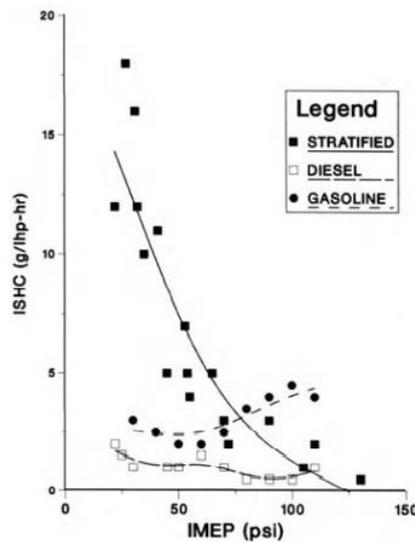


Figure 2. 16 : Comparaison de niveau des émissions hydrocarbures pour un moteur à essence conventionnel, un moteur diesel, et un moteur stratifié. [17]

Les difficultés liées aux hydrocarbures peuvent être améliorées. Il a été signalé que les émissions d'hydrocarbures diminuent dans tous les moteurs lorsque l'étranglement est utilisé.

L'utilisation de l'étranglement se fait toutefois au détriment de l'économie de carburant, mais les limites d'émissions primaires pourraient peut-être être atteintes en utilisant l'EGR pour contrôler les NOx et les dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement pour contrôler le CO et les HC. [22]

2.7 Avantages et inconvénients

Les émissions de monoxyde de carbone sont généralement faibles pour les moteurs à charge stratifiée, ceci est dû à l'excès d'air dans la charge du cylindre. Les émissions d'oxydes d'azote des moteurs à charge stratifiée non accélérés sont plus faibles que celles des moteurs à essence standards [31]. Dans le groupe des moteurs à charge stratifiée, où la charge riche est physiquement séparée de la charge pauvre du cylindre principal, présentent les plus faibles émissions de NOx de la plupart des moteurs examinés. Théoriquement, le cycle des moteurs à charge stratifiée non étranglés ont un rendement plus élevé que celui d'un moteur à essence conventionnel, et donc une économie de carburant, tandis qu'en réalité, en raison de transfert de chaleur et d'étranglement des moteurs, et les combustions incomplètes dans les moteurs à chambre d'unique. Les moteurs à charge stratifiée à injection tardive et à charge stratifiée ont montré une économie de carburant supérieure à celle du moteur à essence classique lorsque la charge s'est allumée et a brûlé de manière appropriée. Au démarrage, les moteurs à charge stratifiée ne présentent pas de difficultés par rapport aux moteurs à essence standards. Une capacité multi carburant a été montrée pour certains moteurs à charge stratifiée, qui permet un démarrage et un fonctionnement raisonnables sur tout le domaine de la vitesse et de charge du moteur lorsque l'économie de carburant et les émissions ne sont pas prises en considération.

Toutefois, les moteurs à charge stratifiée ont généralement un niveau de bruit plus élevé que celui d'un moteur à essence classique. Les moteurs à charge stratifiée non accélérés ont un niveau sonore nettement plus élevé au ralenti et à faible charge. La conception de ces moteurs est très complexe et donc ils sont plus coûteux. Le rendement et donc l'économie de carburant du moteur sont généralement inférieurs à ceux du moteur à essence classique. Malgré les recherches effectuées, les moteurs à charge stratifiée, ne sont pas une solution fatale pour les problèmes des émissions. Ils nécessitent encore un traitement des gaz d'échappement pour répondre aux normes de l'environnement. [31]

2.8 Conclusion

Le concept de la charge stratifiée a été introduit en premier lieu par Nicolas Otto, comme solution pour le problème de la charge du choc du piston. Après, les recherches ont démontré que la stratification peut être une solution pour le cognement du moteur et qui limite leur puissance. Les faibles niveaux d'émissions de monoxyde de carbone et d'oxydes d'azote sont des avantages importants, et les performances médiocres à faible charge, accompagnées d'émissions d'hydrocarbures élevées et de rendements globaux inférieurs, sont les inconvénients majeurs. Le concept de moteur à charge stratifiée est clairement une étape logique dans le processus d'évolution du développement. Les progrès réalisés dans le contrôle électronique de l'injection de carburant, les nouvelles techniques d'allumage et l'utilisation de la céramique dans la conception des moteurs contribueront de manière significative au développement du concept de charge stratifiée.

Chapitre 03
Modélisation mathématique de la
charge stratifiée

3.1 Introduction

Depuis le début des moteurs à combustion interne, leur conception et optimisation ne cessent de se développer. Les modèles mathématiques des nombreux processus fluides et chimiques est une contribution relativement récente de la recherche sur ces moteurs. La modélisation mathématique des phénomènes complexes a permis aux chercheurs de mieux comprendre le développement et l'optimisation des moteurs à combustion interne. L'arrivée des ordinateurs et la simulation numérique a permis de passer des analyses simples à des analyses plus complexes, et dans un temps plus réduit, ce qui a rendu le coût de production et utilisation d'un modèle détaillé négligeable par rapport au coût total de développement d'un moteur qu'avant.

3.2 Equations de l'aérothermochimie

L'aérothermochimie est représentée par des équations de transport ainsi que des hypothèses considérées pour la fermeture du système correspondant. L'hypothèse de continuité permet d'établir les équations fondamentales décrivant les lois de conservation des différentes grandeurs considérées. Cette hypothèse est satisfaite si le rapport du libre parcours moyen des molécules sur la dimension caractéristique de la particule de fluide étudié peut être considéré comme petit. Les volumes élémentaires sont alors suffisamment grands pour faire abstraction de la structure moléculaire discontinue et considérer que les propriétés du fluide sont homogènes.

On considère un mélange gazeux homogène composé de N espèces. Le fluide associé à chaque espèce est un milieu continu et nous pouvons y appliquer les lois de la mécanique et de la thermodynamique. L'hypothèse de milieu continu permet aussi l'adoption d'un certain nombre de grandeurs qui définissent le fluide. Ces quantités pouvant être liées aux espèces chimiques aussi bien qu'au mélange de N espèces. Dans ce dernier cas, le mouvement des molécules individuelles n'est pas considéré.

Dans le cadre de la mécanique des fluides classique, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie totale constituent le système des équations de Navier-Stokes. Les équations de conservation pour les quantités nécessaires à la description des écoulements réactifs laminaires sont explicitées dans une première partie. Dans une seconde partie, les équations sont moyennées pour obtenir un système d'équations pour la description du mouvement statistique de l'écoulement turbulent. L'application de cet opérateur de moyenne introduit de nouveaux termes de corrélation dont la fermeture dépend du modèle de turbulence retenu.

Dans le cadre des écoulements réactifs ou compressibles, la décomposition de Favre est généralement utilisée. La turbulence est représentée par le biais d'un modèle du premier ordre (dans le cas le plus simple). Il s'agit d'un modèle à deux équations, la première pour l'énergie cinétique turbulente, la seconde pour le taux de dissipation de cette énergie.

3.2.1 Équations de bilan pour un écoulement réactif laminaire

- **Équations de conservation de la masse**

La conservation de la masse totale s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \dots\dots\dots (3.1)$$

où, ρ désigne la masse volumique et u_j est la j^{eme} composante du vecteur vitesse.

Pour un mélange gazeux constitué de N espèces chimiques, la conservation de la masse s'écrit de manière équivalente pour chaque espèce k . La somme des N équations de conservation des espèces permet de retrouver l'équation de la masse totale :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_k) = \frac{\partial}{\partial x_j} (-J_{jk}^s) + \rho \dot{\omega}_k, \quad k = 1, \dots, N \dots\dots\dots (3.2)$$

où, J_{jk}^s est le flux de diffusion dans la direction j de l'espèce k dans le mélange et $\dot{\omega}_k$ représente le taux de production (ou de consommation) de l'espèce k . La diffusion moléculaire s'écrit selon la loi de Fick comme :

$$J_{jk}^s = - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho D_k Y_k) \dots\dots\dots (3.3)$$

où, D_k est le coefficient de diffusion de l'espèce k dans le mélange. Cela suppose que l'on néglige la diffusion due aux gradients de température (effet Soret). Les termes sources chimiques de production (destruction) instantanée des espèces, $\dot{\omega}_k$ sont donnés par le modèle de combustion.

• **Équations de conservation de la quantité de mouvement**

L'équation de bilan de la quantité de mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - p \delta_{ij}) + \rho S_i, \quad i = 1, 2, 3 \dots\dots\dots (3.4)$$

où, p est la pression, τ_{ij} est la composante i, j du tenseur des contraintes visqueuses, S_i est la composante dans la direction i du terme source de forces volumiques (gravité, forces électromagnétiques, ...) qui son négligées dans ce travail. Le tenseur des contraintes visqueuses s'écrit :

$$\tau_{ij} = 2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \dots\dots\dots (3.5)$$

Avec :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \dots\dots\dots (3.6)$$

où, μ est la viscosité dynamique, S_{ij} est le tenseur des vitesses de déformation, δ_{ij} est l'opérateur de Kronecker, l'indice l est arbitraire.

Les fluides considérés sont assimilés à des fluides Newtoniens. La relation entre le tenseur des contraintes de viscosité et le tenseur des taux de déformation est linéaire et isotrope. Les

coefficients de cette relation linéaire (coefficients de viscosité) ne dépendent que de la température T .

• **Équations de conservation de l'énergie**

Le bilan de l'énergie totale du mélange est défini par :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e_t) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j e_t) = \frac{\partial}{\partial x_j}(-J_j^{et} + \sigma_{ij} u_j) + \rho S^{et} \dots\dots\dots (3.7)$$

$$e_t = h_t - p/\rho$$

avec

$$h_t = \int_{T_0}^T C_p dT + \sum_{k=1}^n \Delta h_{f,k}^0 Y_k + 1/2 u_i u_i \dots\dots\dots (3.8)$$

où J_j^{et} est le flux d'énergie totale dans la direction j , σ_{ij} est la composante i, j du tenseur défini par :

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - p\delta_{ij} \dots\dots\dots (3.9)$$

et S^{et} est le terme source d'énergie totale (travail des forces volumiques, rayonnement, ...), qui seront négligés.

Le flux d'énergie totale dans la direction j s'écrit :

$$J_j^{et} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \rho \sum_{k=1}^N \Delta h_k D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \dots\dots\dots (3.10)$$

La diffusion de chaleur par conduction (loi de Fourier) ainsi que la diffusion d'espèces sont considérées, tout en négligeant la diffusion par gradient de concentration (effet Dufour) ainsi que le rayonnement. λ est la conductivité thermique du mélange.

L'aérothermochimie est représentée par un ensemble de $N + 4$ équations. Le vecteur inconnu est le vecteur des variables conservatives ($\rho Y_1, \dots, \rho Y_N, \rho u, \rho e_t$). Il faut donc compléter le système par une relation d'état pour la pression, $p = f(\rho, T)$.

3.2.2 Modélisation de l'écoulement réactif turbulent

Dans la chambre de combustion, l'écoulement est turbulent, c'est-à-dire que la vitesse des fluides, mesurée en un point, fluctue continuellement de façon apparemment aléatoire, même en régime parfaitement établi. Cela est vrai aussi pour la température et toute autre caractéristique du milieu. La turbulence se caractérise donc par une fluctuation dans le temps et l'espace des grandeurs physiques de l'écoulement, telles que la vitesse ou la pression et par la présence de tourbillons. La dimension de ces tourbillons s'étend dans un spectre dont la taille dépend du régime d'écoulement, caractérisé par le nombre de Reynolds. Pour chaque échelle de la turbulence, on peut définir un nombre de Reynolds correspondant :

$$Re(r) = \frac{ur}{\nu} \dots\dots\dots (3.11)$$

où u est la vitesse d'un élément caractéristique de taille r et ν est la viscosité cinématique du fluide. A l'échelle intégrale, on retrouve la définition classique du nombre de Reynolds $Re_L = UL/\nu$ (où L est la taille caractéristique de l'écoulement) qui quantifie le rapport entre les effets d'inertie et les effets visqueux. Dans le spectre de l'énergie cinétique turbulente, les gros tourbillons sont les plus énergiques. Ils interagissent aux grandes échelles avec le mouvement moyen en lui extrayant son énergie cinétique et dépendent donc fortement de la géométrie du problème (forte anisotropie). L'étirement des structures tourbillonnaires permet le transfert de l'énergie à des échelles de plus en plus petites, où les forces dissipatives sont prépondérantes. Les plus petits tourbillons (isotropes) dissipent donc l'énergie créée aux grandes échelles. C'est la cascade directe d'énergie décrite par la théorie de Kolmogorov.

Les équations de Navier-Stokes ne présentent pas de solution analytique exacte. Il convient par conséquent d'utiliser une résolution numérique capable de rendre compte de l'ensemble des échelles mises en jeu par la turbulence. L'approche RANS consiste en une description statistique de l'écoulement. La composante moyenne du vecteur des variables conservatives est transportée, tandis que sa composante fluctuante est modélisée grâce à une équation de fermeture. Chaque variable est composée d'une partie moyenne ($\bar{\Phi}$) et d'une partie fluctuante (Φ') de sorte que :

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \dots\dots\dots (3.12)$$

La décomposition de Reynolds, équation (3.10), est linéaire, conserve les constantes et commute avec les opérateurs de dérivation ($\overline{\bar{\Phi}} = \bar{\Phi}, \overline{\Phi'} = 0$). Cette méthode a été étendue aux écoulements compressibles. Les équations ainsi obtenues contiennent, comparativement aux équations instantanées, de nouveaux termes qui ont la forme de corrélations doubles de vitesse ou vitesse/masse volumique. Les corrélations vitesse/vitesse sont nommées contraintes de Reynolds et représentent l'échange de quantité de mouvement dû à l'agitation turbulente. L'hypothèse de $\rho = \text{Cte}$ n'est pas adéquate pour les flammes, et les équations moyennées doivent donc être modifiées.

Dans des écoulements réactifs à masse volumique variable, la décomposition de moyenne pondérée par la masse volumique (Favre) est usuellement utilisée. Chaque quantité extensive φ (à l'exception de la densité et la pression), peut être décomposée par une moyenne $\tilde{\varphi}$ et sa fluctuation φ'' :

$$\varphi = \tilde{\varphi} + \varphi'' \dots\dots\dots (3.13)$$

Tel que :

$$\tilde{\varphi} = \frac{\overline{\rho\varphi}}{\bar{\rho}} \dots\dots\dots (3.14)$$

L'introduction de ce type de décomposition permet la simplification par la fluctuation de la masse volumique et le formalisme des équations instantanées est conservé. La différence des moyennes (Reynolds et Favre) s'écrit :

$$\tilde{\varphi} - \bar{\varphi} = \frac{\overline{\rho'\varphi'}}{\bar{\rho}} \dots\dots\dots (3.15)$$

En utilisant les équations de transport et les décompositions de Reynolds et de Favre, on peut déduire les équations filtrées du bilan de masse (continuité), de conservation de l'espèce chimique, de quantité de mouvement et d'énergie.

• **Equation de continuité**

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = 0 \dots\dots\dots (3.16)$$

• **Equation de conservation de l'espèce chimique**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-(\overline{\rho u_j Y_k} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k) - \bar{J}_{jk}^s \right] + \bar{\rho} \tilde{\omega}_k, \quad k = 1, \dots, N \dots\dots (3.17)$$

• **Equation de conservation de la quantité de mouvement**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \bar{p}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-(\overline{\rho u_i u_j} - \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) + \bar{\tau}_{ij} \right] + \bar{\rho} \tilde{S}_i, \quad i = 1, 2, 3 \dots\dots (3.18)$$

• **Equation de conservation d'énergie totale**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{e}_t) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{h}_t) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-(\overline{\rho u_j e_t} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e}_t) + (\bar{\tau}_{ij} u_i - \bar{\tau}_{ij} \tilde{u}_i) - \bar{J}_j^{e_t} + \bar{\tau}_{ij} \tilde{u}_i \right] + \bar{\rho} \tilde{S}^{e_t} \dots (3.19)$$

Les hypothèses faites au paragraphe (3.2.1) restent valables pour les quantités filtrées. Ainsi, les flux de diffusion filtrés s'écrivent :

$$\bar{J}_{jk}^s = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \hat{D}_k \tilde{Y}_k) \dots\dots\dots (3.20)$$

$$\bar{J}_j^{e_t} = -\hat{\lambda} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \bar{\rho} \sum_{k=1}^N \hat{D}_k \tilde{h}_k \frac{\partial \tilde{Y}_k}{\partial x_j} \dots\dots\dots (3.21)$$

De même, le tenseur des contraintes de viscosité filtrée s'écrit :

$$\bar{\tau}_{ij} = 2\hat{\mu} \left(\bar{S}_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \dots\dots\dots (3.22)$$

avec

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right) \dots\dots\dots (3.23)$$

Les quantités ($\hat{\lambda}$ et $\hat{\mu}$) correspondent aux coefficients de transport moléculaire calculés avec la valeur filtrée de la température \bar{T} .

• **Fermeture des équations**

La fermeture des contraintes visqueuses turbulentes s'écrit :

$$(\overline{\rho u_j u_j} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_j) = \tau_{ij}^t \dots \dots \dots (3.24)$$

Les fermetures des flux de diffusion turbulents sont :

$$(\overline{\rho u_j Y_k} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k) = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} D_t \tilde{Y}_k) \dots \dots \dots (3.25)$$

$$(\overline{\rho u_j e_t} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e}_t) + (\overline{\tau_{ij} u_i} - \bar{\tau}_{ij} \tilde{u}_i) = -\lambda_t \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} + \bar{\rho} \sum_{k=1}^N D_t \tilde{h}_k \frac{\partial \tilde{Y}_k}{\partial x_j} + \tau_{ij}^t \tilde{u}_j - \bar{\rho} \widetilde{k' u_j''} + \overline{\tau_{ij} u_j''} \quad (3.26)$$

Le coefficient de diffusion turbulente D_t est estimé à partir du nombre de Schmidt turbulent

$$D_t = \nu_t / Sc_t \dots \dots \dots (3.27)$$

Le nombre de Schmidt est donné par : $Sc_t = \frac{\mu}{\rho D_{i,m}}$

Le coefficient de conductivité thermique turbulent est calculé en fonction du nombre de Prandtl turbulent :

$$\lambda_t = \mu_t C_p / Pr_t \dots \dots \dots (3.28)$$

Le terme $\bar{\rho} \widetilde{k' u_j''} + \overline{\tau_{ij} u_j''}$ correspond au terme de diffusion de l'énergie cinétique turbulente.

• **Fermeture du tenseur de Reynolds**

Comme il a été précisé précédemment, la décomposition au sens de Favre est idempotente. Le tenseur de Reynolds s'écrit simplement :

$$\tau_{ij}^t = -\bar{\rho} \widetilde{u_i'' u_j''} \dots \dots \dots (3.29)$$

Par analogie avec la viscosité moléculaire des équations instantanées, on peut utiliser l'hypothèse de Boussinesq pour définir le tenseur des contraintes turbulentes

$$\tau_{ij}^t = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \dots \dots \dots (3.30)$$

où k est l'énergie cinétique turbulente et μ_t est la viscosité dynamique turbulente. La modélisation du tenseur des contraintes turbulentes dépend de la définition de ces deux paramètres, k et μ_t . Une des caractéristiques importantes de la turbulence est que la vitesse de l'écoulement en un point donné montre des fluctuations aléatoires. En pratique, la moyenne temporelle est définie par :

$$\bar{u}_\alpha^t = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t u_\alpha dt \dots \dots \dots (3.31)$$

L'indice α représente la composante du vecteur vitesse ($\alpha = 1,2,3$), En utilisant l'hypothèse ergodique on peut écrire :

$$\overline{(u_\alpha - \bar{u}_\alpha)^2} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_\alpha^{(i)} - \bar{u}_\alpha)^2 \dots\dots\dots (3.32)$$

et

$$u'_\alpha = u_\alpha - \bar{u}_\alpha \dots\dots\dots (3.33)$$

Cette variance est directement reliée à la turbulence. La valeur moyenne étant caractéristique de l'écoulement moyen. L'énergie cinétique turbulente est définie alors par :

$$k = \frac{1}{2} [\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}] \dots\dots\dots (3.34)$$

Dans le cas de l'écoulement réactif, la masse volumique ne peut y être constante, les grandeurs moyennes sont pondérées par ρ :

$$\tilde{u}_\alpha = \frac{\overline{\rho u_\alpha}}{\bar{\rho}} = \frac{\overline{(u_\alpha - \bar{u}_\alpha)^2} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \rho^{(i)} u_\alpha^{(i)}}{\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \rho^{(i)}} \dots\dots\dots (3.35)$$

On a alors :

$$u'_\alpha = u_\alpha - \tilde{u}_\alpha \quad \text{et} \quad \widetilde{u_p'^2} = \frac{\overline{\rho u_\alpha'^2}}{\bar{\rho}} \dots\dots\dots (3.36)$$

et :

$$\tilde{k} = \frac{1}{2} [\widetilde{u_1'^2} + \widetilde{u_2'^2} + \widetilde{u_3'^2}] \dots\dots\dots (3.37)$$

Deux modèles turbulence sont utilisés pour la fermeture du système d'équation, le modèle (k, ε) standard et le modèle (k, ε) Réalisable.

- **Le modèle (k, ε) standard**

Ce modèle est réputé pour sa robustesse, économie de calcul et stabilité dans les écoulements complexes. Les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k , et sa dissipation ε sont données par :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{k} \tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \dots\dots\dots (3.38)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \bar{\rho} \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\tilde{k}} \dots\dots\dots (3.39)$$

Où G_b est le terme lié à l'effet de la gravité, qui est négligé dans ce travail, G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne :

$$G_k = \bar{\rho} \widetilde{u_i' \frac{\partial u_j}{\partial x_i}} \dots\dots\dots (3.40)$$

$$G_k = \mu_t S^2 \dots\dots\dots (3.41)$$

$$S \equiv \sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}} \dots \dots \dots (3.42)$$

La viscosité turbulente s'écrit :

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{\bar{k}^2}{\varepsilon} \dots \dots \dots (3.43)$$

Les valeurs des constantes du modèle (k, ε) standard, $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu, \sigma_k$ et σ_ε sont gardées par défaut :

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92, C_\mu = 0,09, \sigma_k = 1,0, \text{ et } \sigma_\varepsilon = 1,3.$$

3.3 Modèle de phase discrète

3.3.1 Equations de mouvement de particules

- **Bilan de force de particule**

La trajectoire d'une particule en phase discrète est obtenue en intégrant le bilan des forces sur la particule, qui est écrit dans un référentiel de Lagrangien. Ce bilan de forces met en équation l'inertie de la particule avec les forces agissant sur la particule, et peut être écrit (pour la direction de x en coordonnées cartésiennes) comme suit :

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \dots \dots \dots (3.44)$$

Où F_x est un terme d'accélération supplémentaire (force/unité de masse de la particule), $FD(u - up)$ est la force de résistance par unité de masse de la particule et

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \dots \dots \dots (3.44)$$

Ici, u est la vitesse de la phase fluide, u_p est la vitesse de la particule, μ est la viscosité moléculaire du fluide, ρ est la densité du fluide, ρ_p est la densité de la particule, et d_p est le diamètre de la particule. Re est le nombre de Reynolds relatif, qui est défini comme suit :

$$Re \equiv \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \dots \dots \dots (3.45)$$

3.3.2 Modèle de pulvérisation :

3.3.2.1 Modèle de collision de particules

En général, le résultat tend à être la coalescence si les gouttes se heurtent de front, et le rebond si la collision est plus oblique. Dans le cadre de référence utilisée ici, la probabilité de coalescence peut être liée au décalage entre le centre de la gouttelette collectrice et la trajectoire de la plus petite gouttelette. Le décalage critique est une fonction du nombre de Weber de collision et des rayons relatifs du collecteur et de la plus petite gouttelette.

Le décalage critique est calculé à l'aide de l'expression :

$$b_{\text{crit}} = (r_1 + r_2) \sqrt{\min\left(1.0, \frac{2.4f}{We}\right)} \dots\dots\dots (3.46)$$

Le nombre de Weber est défini : $We = \frac{\rho r u^2}{\sigma}$

où f est une fonction de $r1/r2$, définie comme suit :

$$f\left(\frac{r_1}{r_2}\right) = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^3 - 2.4\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 + 2.7\left(\frac{r_1}{r_2}\right) \dots\dots\dots (3.47)$$

La valeur du paramètre de collision réel, b est $(r1 + r2)\sqrt{Y}$, où Y est un nombre aléatoire compris entre 0 et 1. La valeur calculée de b est comparée à b_{crit} , et si $b < b_{\text{crit}}$, le résultat de la collision est la coalescence.

Dans le cas d'une collision rasante, les nouvelles vitesses sont calculées sur la base de la conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie cinétique. On suppose qu'une certaine fraction de l'énergie cinétique des gouttelettes est perdue par dissipation visqueuse et génération de moment angulaire. Cette fraction est liée à b , le paramètre de décalage de collision.

En utilisant les formes supposées pour la perte d'énergie, l'expression suivante pour la nouvelle vitesse :

$$v'_1 = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2 + m_2 (v_1 - v_2)}{m_1 + m_2} \left(\frac{b - b_{\text{crit}}}{r_1 + r_2 - b_{\text{crit}}} \right) \dots\dots\dots (3.48)$$

Cette relation est utilisée pour chacune des composantes de la vitesse. Aucune autre propriété des gouttelettes n'est modifiée dans les collisions rasantes.

3.3.2.2 Modèle de rupture de particules

Pour modéliser la rupture des gouttelettes, le modèle TAB détermine d'abord l'amplitude pour une oscillation non amortie ($td \approx \infty$) pour chaque gouttelette au pas de temps n en utilisant ce qui suit :

$$A = \sqrt{(y^n - We_c)^2 + \left(\frac{(dy/dt)^n}{\omega}\right)^2} \dots\dots\dots (3.49)$$

Selon l'équation 3.47, la rupture des particules est possible si seulement la condition suivante est vérifiée :

$$We_c + A > 1 \dots\dots\dots (3.50)$$

Si le critère de l'équation est satisfait, alors la rupture est possible. Le temps de rupture, t_{bu} , doit être déterminé pour voir si la rupture se produit dans le pas de temps Δt . La valeur de t est fixée au temps nécessaire pour que les oscillations croissent suffisamment pour que la magnitude de la distorsion des gouttelettes, y , soit égale à l'unité. Le temps de rupture est déterminé en supposant que l'oscillation de la gouttelette n'est pas amortie pendant sa première période avec l'équation :

$$We_c + A \cos [\omega(t - t^n) + \phi] = 1 \dots\dots\dots (3.51)$$

Avec :

$$\cos \phi = \frac{y^n - We_c}{A} \dots\dots\dots (3.52)$$

Et :

$$\sin \phi = -\frac{(dy/dt)^n}{A\omega} \dots\dots\dots (3.53)$$

We_c est défini par :

$$We_c = \frac{C_F}{C_k C_b} We \dots\dots\dots (3.54)$$

Avec : $C_F = 1/3$; $C_b = 0.5$; $C_k = 8$

Chapitre 04
Résultats des simulations
numériques

4.1 Introduction

La simulation d'un moteur à combustion interne est l'une des problématiques la plus importante dans le domaine d'ingénierie des moteurs. L'efficacité des moteurs dépend de plusieurs paramètres notamment le mélange, la combustion, le débit d'échappement...etc. L'analyse CFD est utilisée pour améliorer ces processus. Le but de cette simulation est de visualiser la solution en 2D, des paramètres d'un moteur à combustion interne, et de chercher par la suite une stratification dans le cylindre. Cette simulation comprend l'admission, et la compression.

4.2 Présentation de la simulation

4.2.1 Géométrie

La géométrie utilisée est celle d'un moteur alternatif, à allumage commandé, 4 temps avec une injection directe, présentée dans la figure (4.1). Dans ce problème, on considère une géométrie à deux dimensions avec des soupapes d'admissions et d'échappement. Les dimensions du cylindre sont standard avec un alésage de 0.08 m, une course de piston de 0.09 m, une longueur de la bielle de 0.15 m et une cylindrée totale de $1.62 \times 10^{-4} \text{ m}^3$. L'avantage dans l'utilisation d'un piston à paroi plane est l'uniformité de la distribution des forces sur toute la surface du piston.

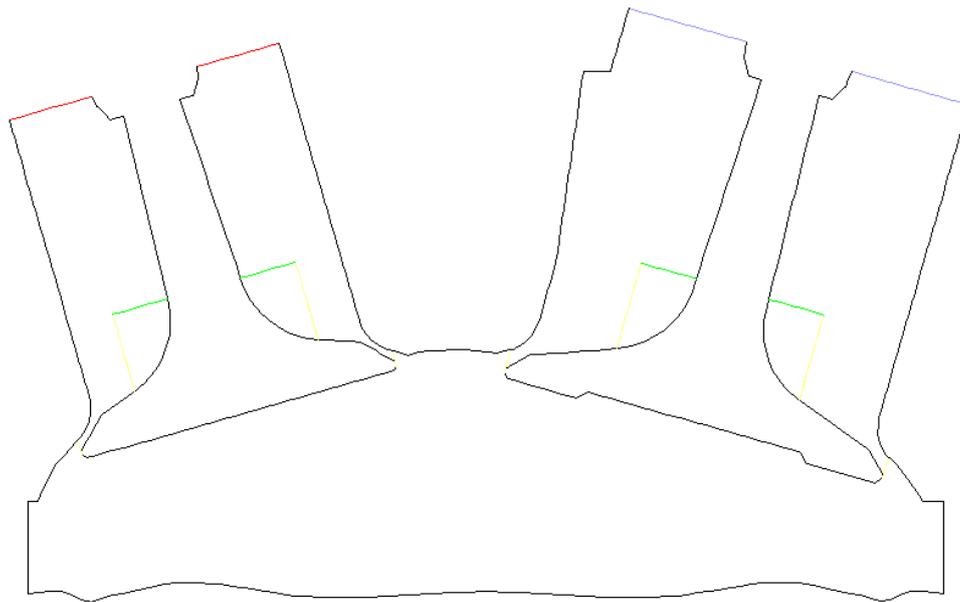


Figure 4. 1 : Géométrie du cylindre.

Tableau 1 : Paramètre de géométrie du cylindre

Alésage	0.08
La course	0.09
Longueur de la bielle	0.15

4.2.2 Modèle de solution

Tableau 2 : Paramètres de modèle de solution

Espace	2D
Temps	Instationnaire
Formule instationnaire	Premier ordre implicite
Modèle visqueux	k-epsilon standard

4.2.3 Paramètres de maillage dynamique

Le domaine est divisé en plusieurs zones de fluide, figure (4.2). Il y a des zones maillées avec des éléments quadratiques et d'autres zones avec des éléments triangulaires. L'objectif de cette décomposition du domaine est de maximiser l'utilisation de la méthode de superposition des couches. Le maillage de type triangulaire est plus adaptatif dans les zones et les géométries les plus complexes.

Tableau 3 : Paramètres de maillage dynamique

Lissage	Facteur constant des ressort	0.9
	Relaxation des nœuds	0.2
Stratification	Facteur de fonctionnement	0.4
	Facteur d'effondrement	0.4
Remaillage	Echelle de longueur minimale	0.0008
	Echelle de longueur maximale	0.0012
	Asymétrie maximale de cellule	0.7
	Taille de l'intervalle de remaillage	1

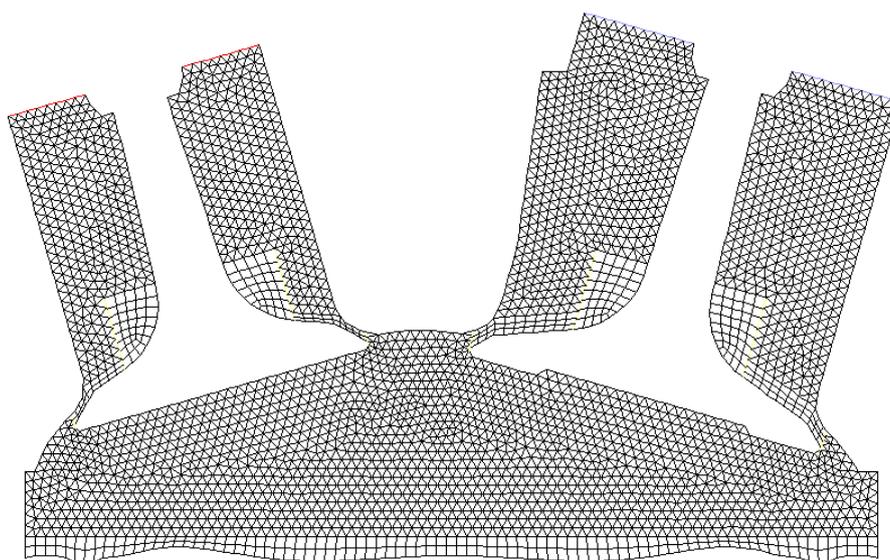


Figure 4. 2 : Décomposition de maillage dans le domaine.

Tableau 4 : Paramètre dynamique du cylindre

Vitesse de rotation	2000 tr/min
Angle de départ	360° vilebrequin
Période de vilebrequin	720° vilebrequin
Taille de pas vilebrequin	0.5

4.2.4 Conditions aux limites :

Tableau 5 : Conditions limites

Entrée	Turbulence	Méthode	Intensité et diamètre hydraulique
		Intensité	1%
		Diamètre hydraulique	0.06
	Pression	Pression totale de gauge : 0 pascal	
	Température	318 K	
Sortie	Turbulence	Méthode	Intensité et diamètre hydraulique
		Intensité	1%
		Diamètre hydraulique	0.072
	Pression	Pression totale de gauge : 0 pascal	
	Température	318 K	

4.2.5 Mouvement des soupapes :

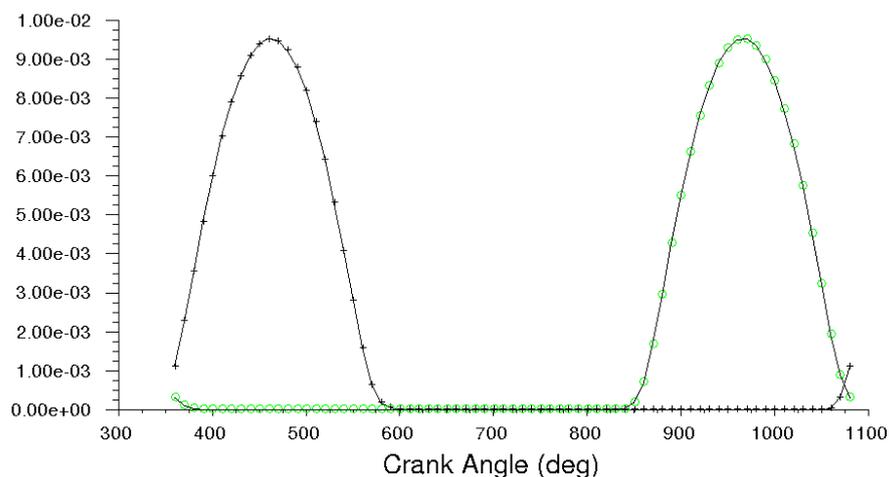
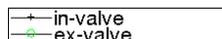


Figure 4. 3 : Mouvement des soupapes en fonction du degré vilebrequin.

4.3 Résultats et interprétation :

4.3.1 Simulation préliminaire sans injection :

- Phase d'admission :

Contours de la pression :

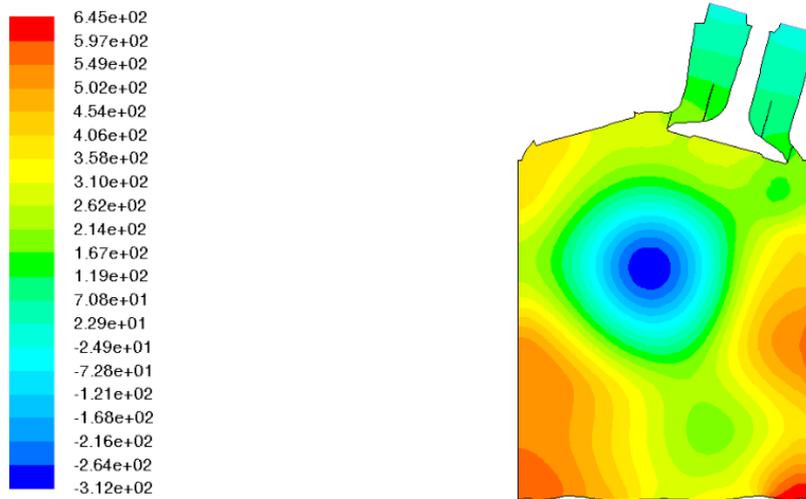


Figure 4. 4 : Contours de la pression dans le cylindre à la fin de phase d'admission 540° vilebrequin

Lors de la fin de phase d'admission à 540° vilebrequin, les contours de la pression sont montrés sur la figure (4.4), la pression à une valeur maximale de $6 \cdot 10^2$ Pascal, dans quelques zones dans le cylindre, spécifiquement près des parois, tandis que la pression au milieu du cylindre reste faible relativement

Contours de la température :

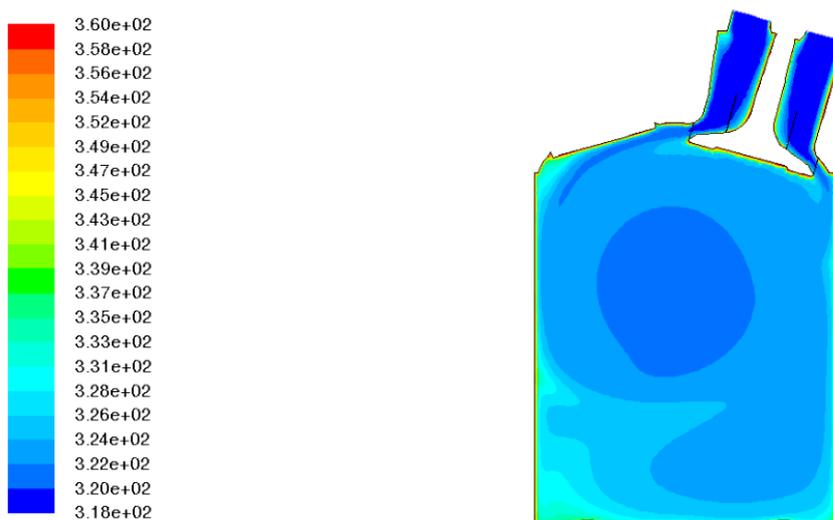


Figure 4. 5 : Contours de la température dans le cylindre à la fin d'admission 540° vilebrequin

A 540° vilebrequin, la figure (4.5) nous montre les contours de la température, la valeur maximale atteinte est de 333 K, au côté des parois, alors que la température reste inférieure dans le milieu du cylindre, en moyenne valeur entre 320K et 322K

Contours de la vitesse :

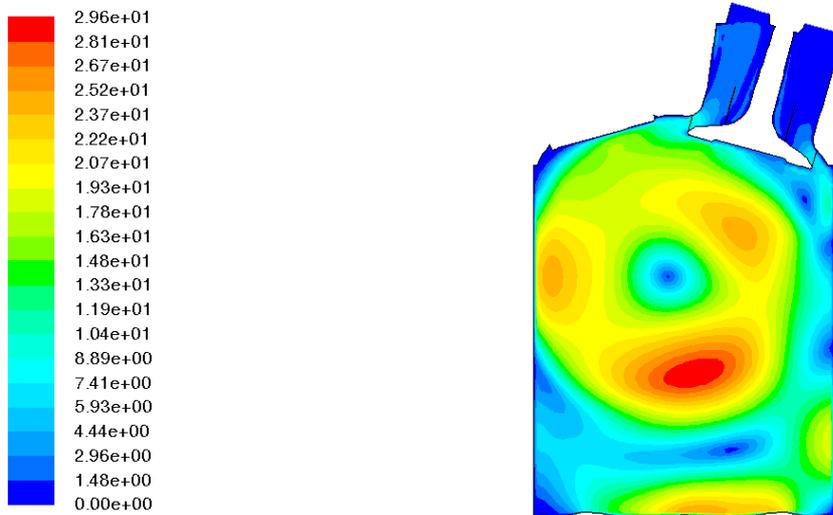


Figure 4. 6 : contours de la vitesse (m/s) à la fin d'admission 540° vilebrequin

Dans la figure (4.6), on peut constater l'existence d'un vortex à la fin de la phase d'admission (540° vilebrequin), la création de ce vortex est due au mouvement de la soupape d'admission. Ce mouvement d'air à l'intérieur du cylindre peut nous aider à guider notre injection de manière optimale.

- **Phase de compression :**

Contours de pressions :

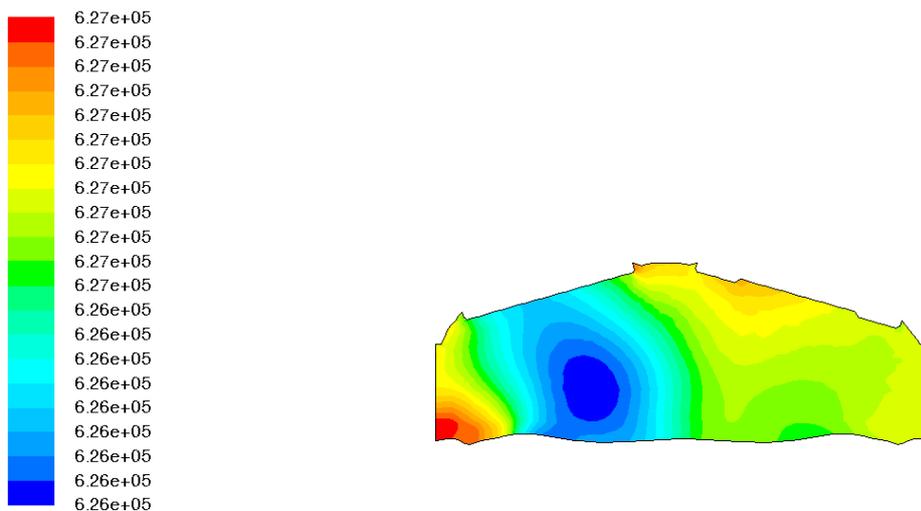


Figure 4.7.a : Contours de la pression (pascal) dans le cylindre à 690° vilebrequin

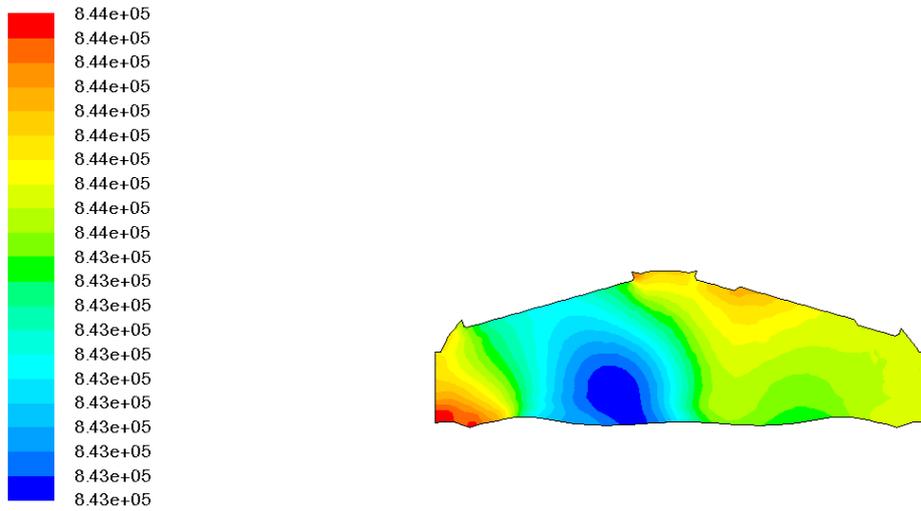


Figure 4.7.b : Contours de la pression (pascal) dans le cylindre à 700° vilebrequin

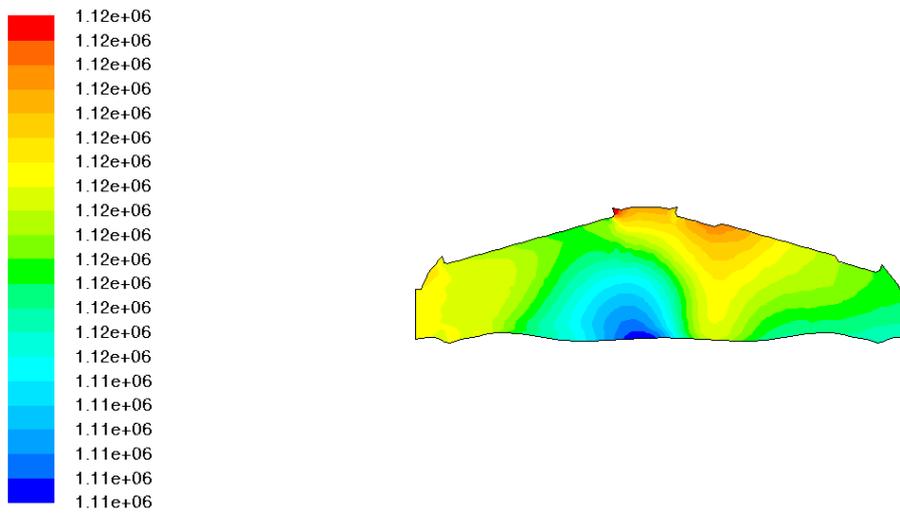


Figure 4. 7.c : Contours de la pression (pascal) dans le cylindre à 720° vilebrequin

Contours de température :



Figure 4. 8.a : Contours de la température (K) dans le cylindre à 690° vilebrequin

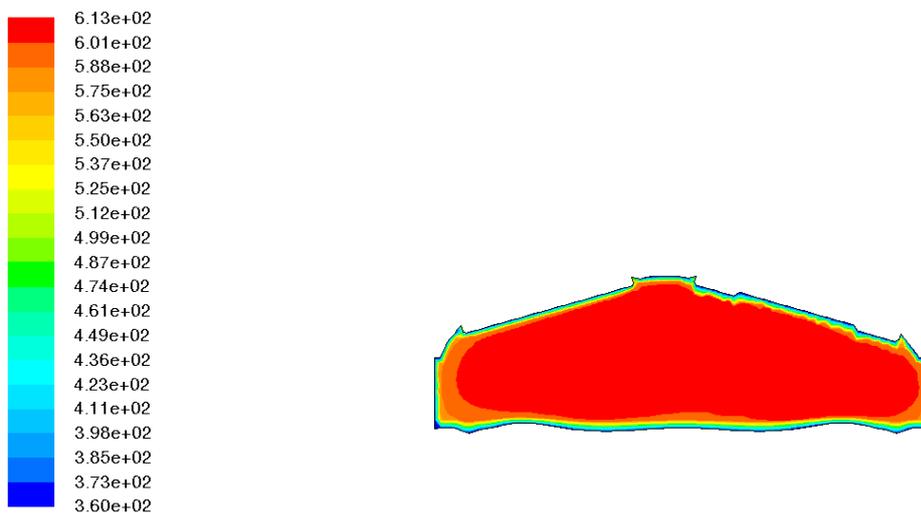


Figure 4.8.a : Contours de la température (K) dans le cylindre à 700° vilebrequin

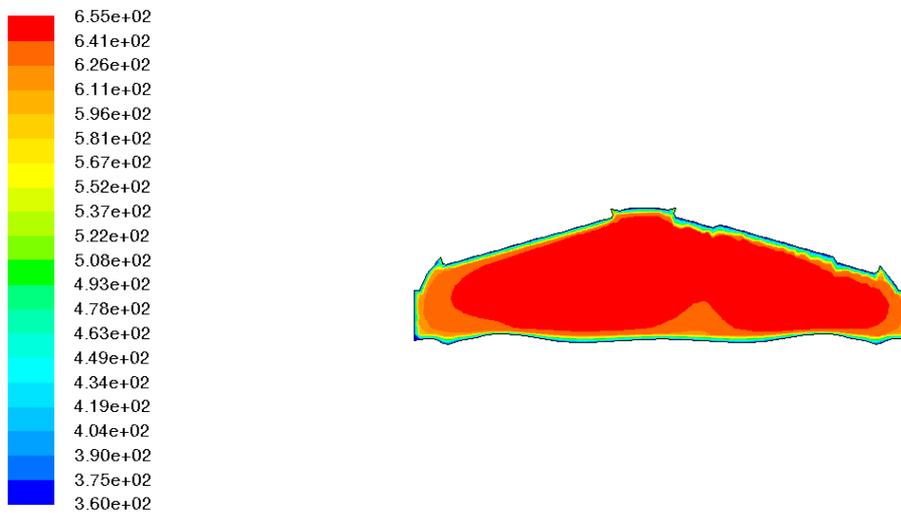


Figure 4.8.b : Contours de la température (K) dans le cylindre à 720° vilebrequin

La pression et la température lors de la phase de compression atteignent leurs valeurs maximales. Les figures 4.7 montrent les contours de la pression qui, dans le cylindre atteint la valeur de $1.12 \cdot 10^6$ pascals dans la fin de phase de compression à 720° vilebrequin figure (4.7.c), et la température à 650 K au dans la même position figure (4.8.c). Pour 720° vilebrequin, la pression et la température sont réparties dans le cylindre de manière presque uniforme.

Température et pression en fonction d'angle de vilebrequin :

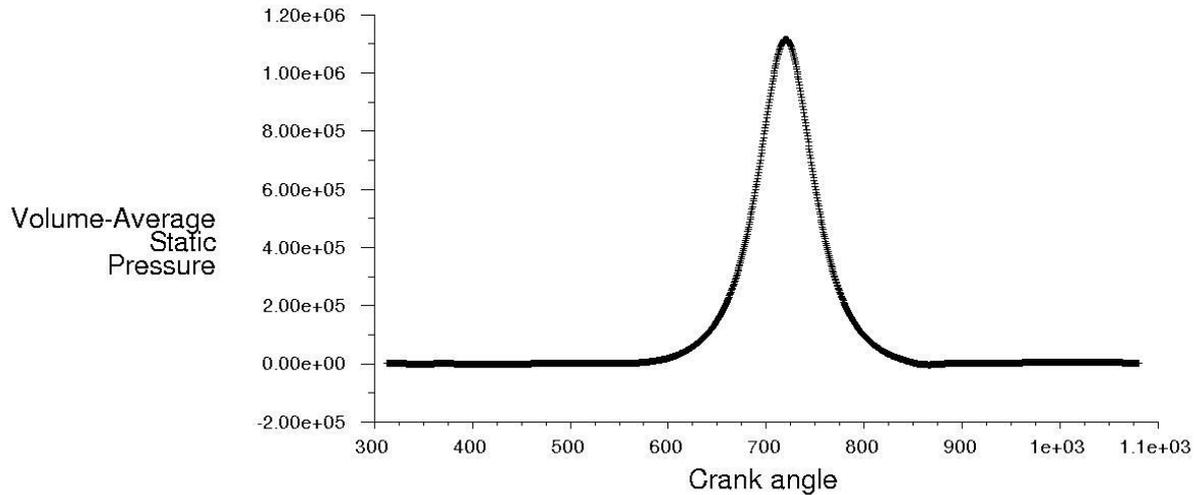


Figure 4. 9 : Pression statique dans le cylindre par rapport à l'angle vilebrequin

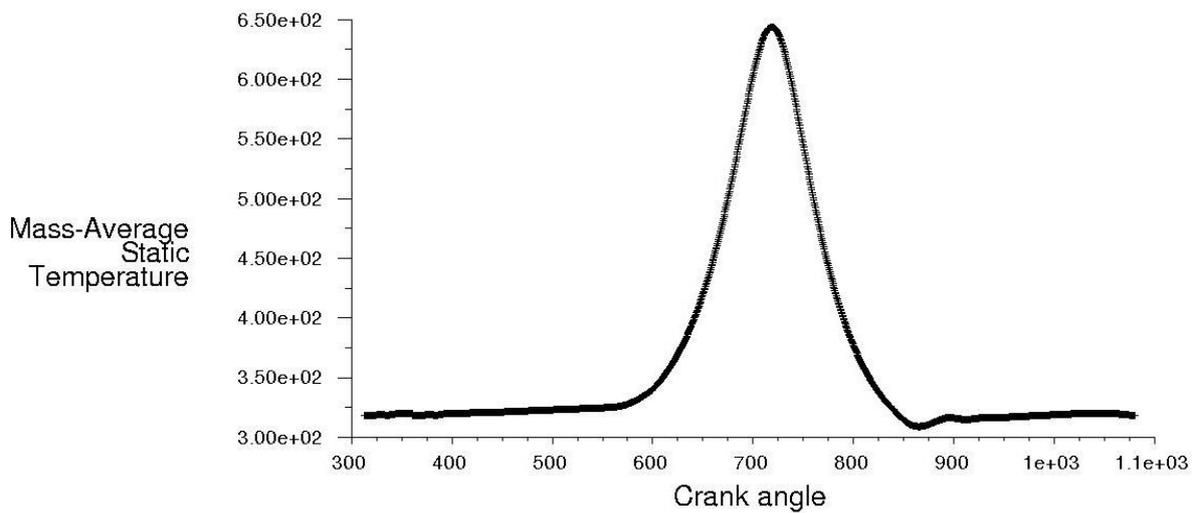


Figure 4. 10 : Température dans le cylindre par rapport à l'angle vilebrequin

Vecteurs vitesse :

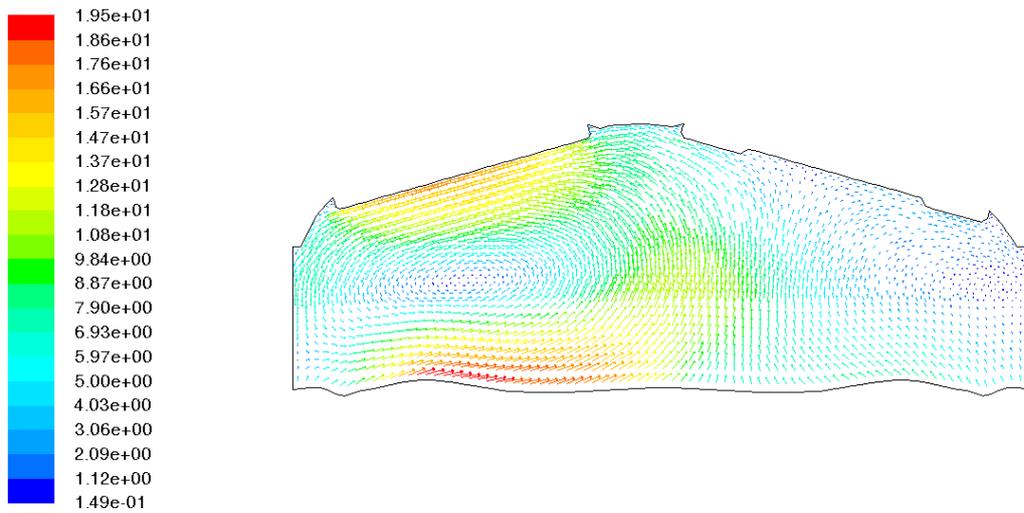


Figure 4. 11.a : vecteurs vitesse dans le cylindre à 690° vilebrequin

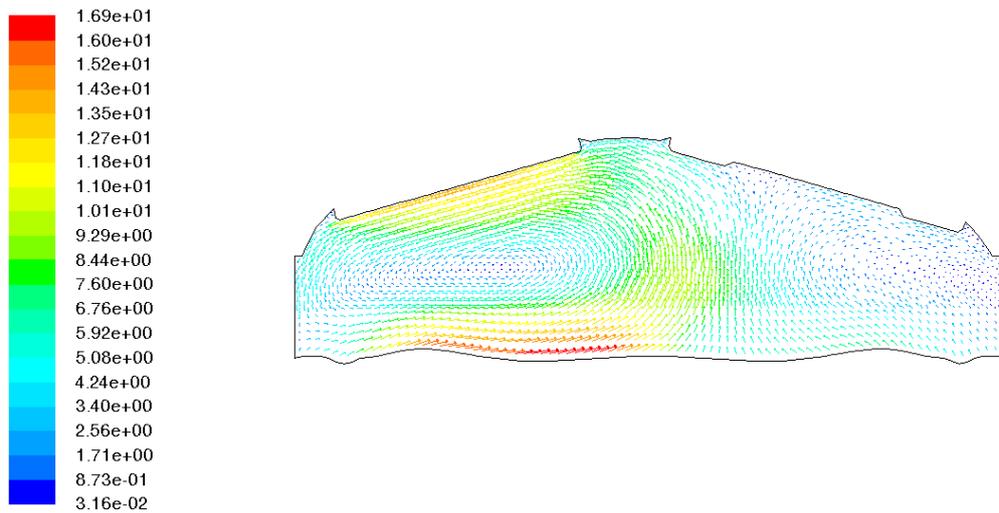


Figure 4.11.b : vecteurs vitesse dans le cylindre à 700° vilebrequin

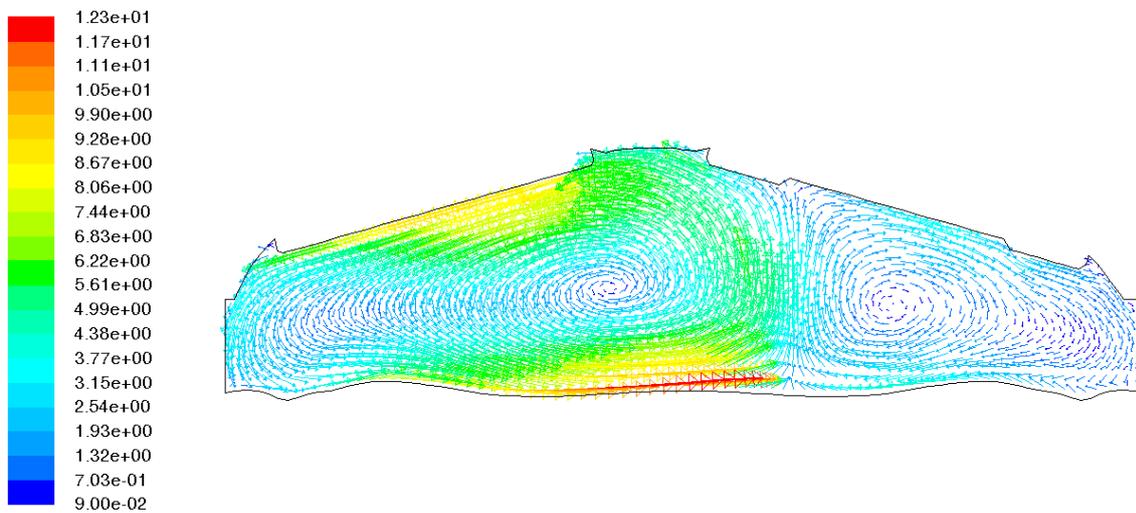


Figure 4.11.c : vecteurs vitesse dans le cylindre à 720° vilebrequin

D'après les figures 4.11, on peut remarquer que le tourbillon est toujours présent dans le cylindre lors de la phase de compression, avec une existence de 2 vortex différents en termes de vitesse des écoulements et de dimension, le vortex du côté gauche avec une vitesse plus importante qui peut atteindre les 5 m/s, le vortex du côté droit avec un écoulement qui atteint les 3.5 m/s, en présence de cet événement, on peut tenter faire une injection guidée par air.

4.3.2 Simulation avec injection

Pour tous les essais qui suivent, le débit et la durée d'injection sont gardés constants, la richesse globale dans le cylindre est de 19 :1 en masse.

Tableau 6 : Paramètres d'injection

Type	Group	
Particules	Nombre	5
	Type	Droplet
Matériel	n-heptane-liquide	
Diamètre de distribution	Roslin-Hammer	
Espèces d'évaporation	C ₇ H ₁₆	

Essai 01 : injection latérale côté gauche :

Tableau 7 : Paramètres d'injection essai 1

Point d'injection	Premier point	Dernier point
Position x (m)	-0.04009326	-0.04009326
Position y (m)	-0.002710566	-0.003211377
Vitesse x (m/s)	3	10
Vitesse y (m/s)	0	-5
Température (K)	250	250
Temps de départ (s)	0.0078177	/
Temps d'arrêt (s)	0.028	/
Débit (kg/s)	0.00522153	/
Diamètre minimal (m)	0.00002	/
Diamètre maximal (m)	0.00005	/
Diamètre moyen (m)	0.00003	/
Paramètre de dispersion (m)	1.5	/

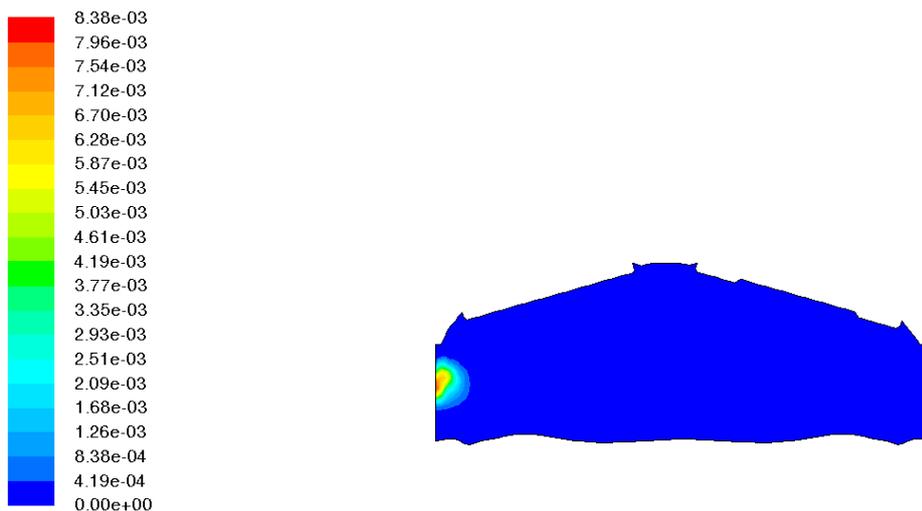


Figure 4. 12.a : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° vilebrequin (essai 01)

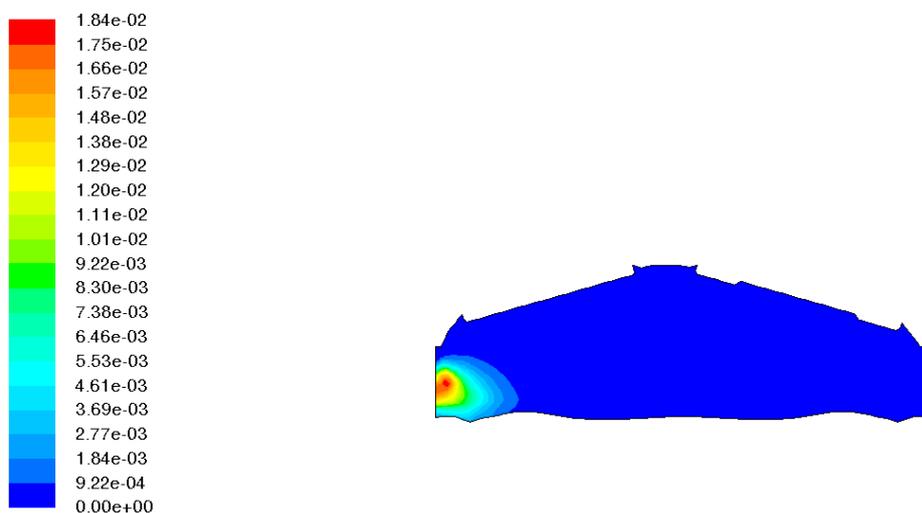


Figure 4.12.b : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 700° vilebrequin (essai 01)

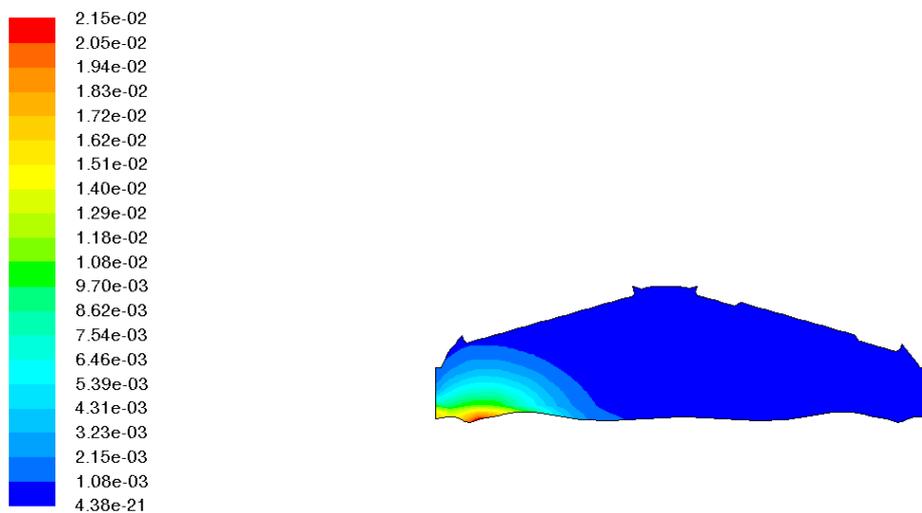


Figure 4.12.c : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 720° vilebrequin (essai 01)

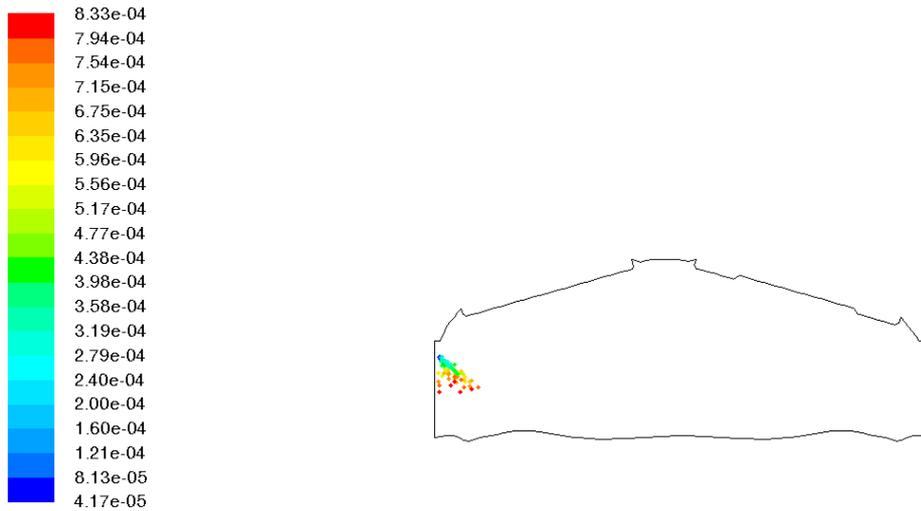


Figure 4.13.a : Traces de particules à 690° vilebrequin (essai 01)

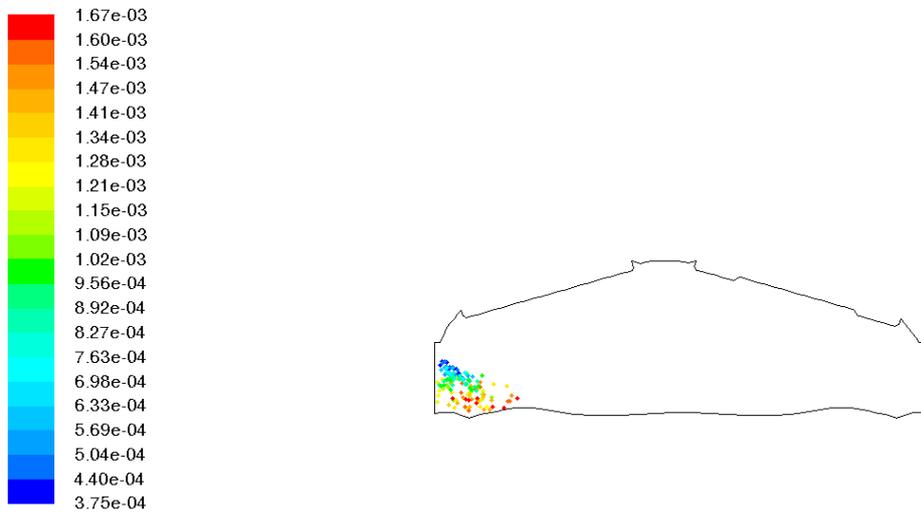


Figure 4.13.b : traces de particules à 700° vilebrequin (essai 01)

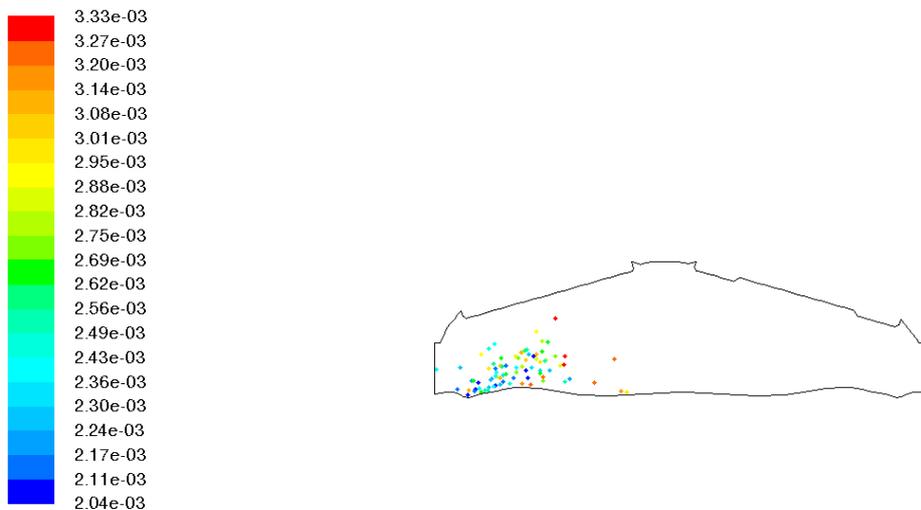


Figure 4.13.c : traces de particules à 720° vilebrequin (essai 01)

L'essai 01 comprend une injection latérale du côté gauche en haut du cylindre, la figure (4.12.a) montre la fraction massique de C_7H_{16} dans les positions 690° , 700° et 720° vilebrequin. Pourtant l'injection été dirigée vers des vecteurs de vortex figure (4.13), la stratification de la charge est restée sur le côté gauche, le jet n'est pas dirigé vers le haut du cylindre à l'aide d'écoulement de vortex. La vitesse importante de mouvement de piston à même détourné les directions de des particules injectées, figure (4.12.c)

Essai 03 : Injection latérale côté droit :

Tableau 8 : Paramètres d'injection essai 3

Point d'injection	Premier point	Dernier point
Position x (m)	0.04266497	0.04169256
Position y (m)	-0.003095311	-0.002132301
Vitesse x (m/s)	-3	-60
Vitesse y (m/s)	3	20
Température (K)	250	250
Temps de départ (s)	0.026667	/
Temps d'arrêt (s)	0.028	/
Débit (kg/s)	0.0078177	
Diamètre minimal (m)	0.00002	/
Diamètre maximal (m)	0.00005	/
Diamètre moyen (m)	0.00003	/
Paramètre de dispersion (m)	1.5	/

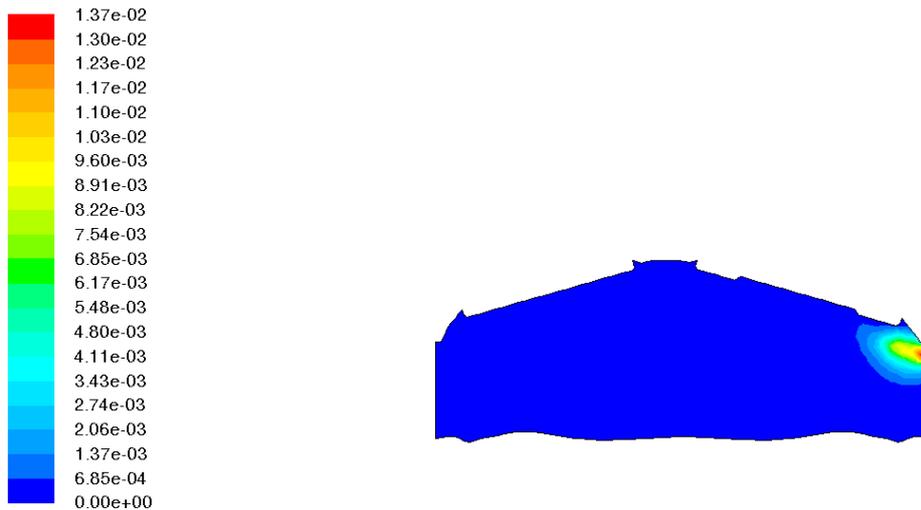


Figure 4. 14.a : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° vilebrequin

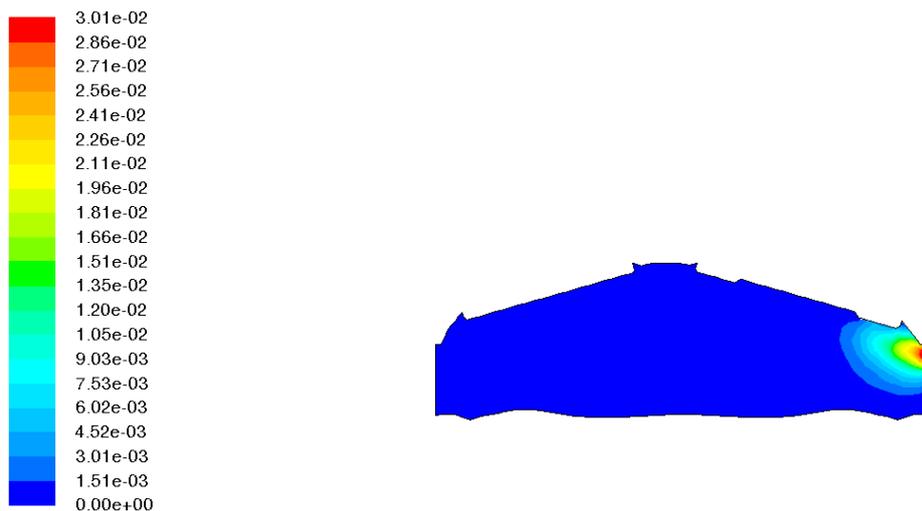


Figure 4.14.b : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 700° virebrequin

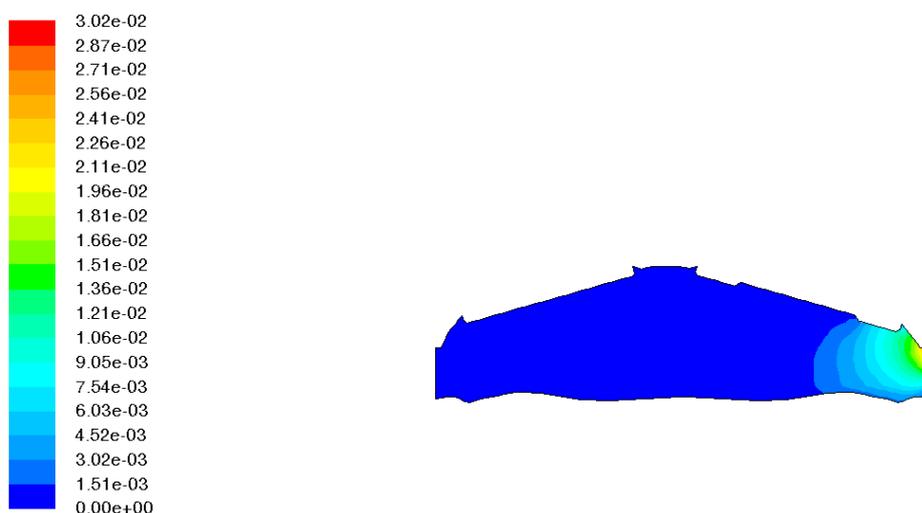


Figure 4.14.c : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 720° virebrequin

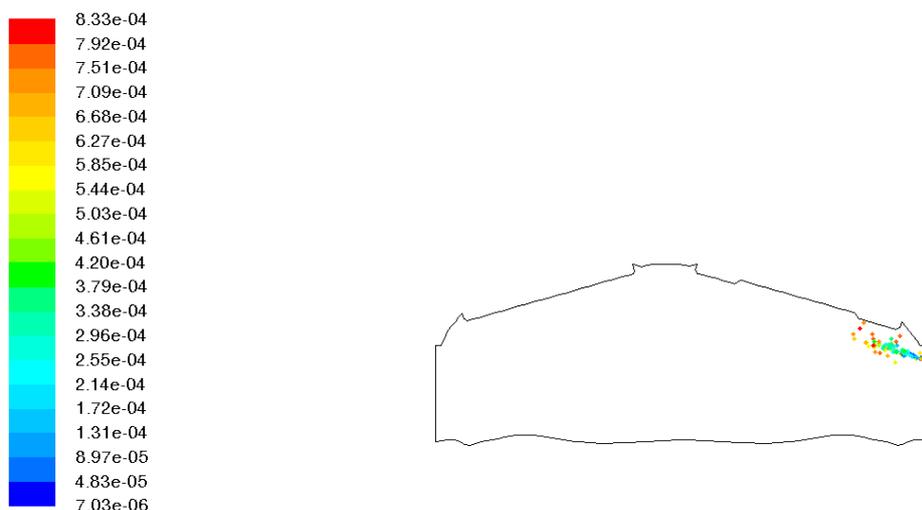


Figure 4. 15.a : traces de particules à 690° virebrequin

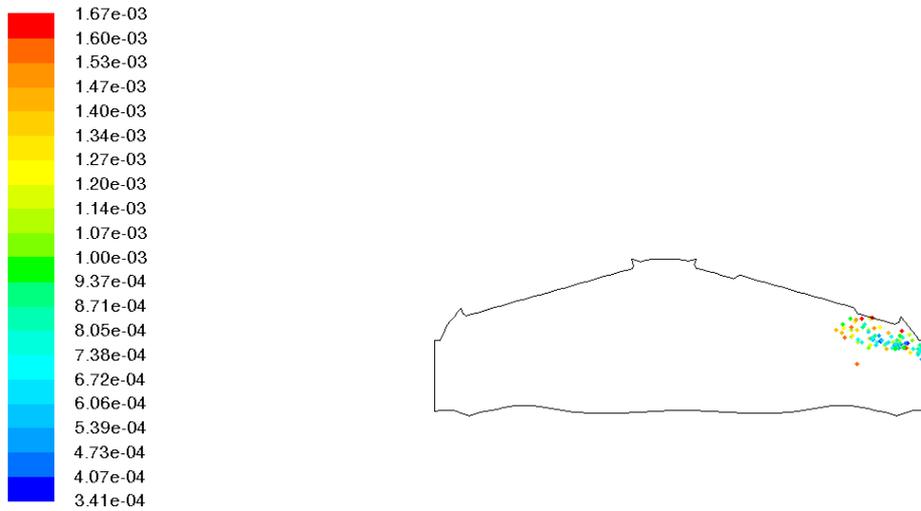


Figure 4.15.b : traces de particules à 700° vilebrequin

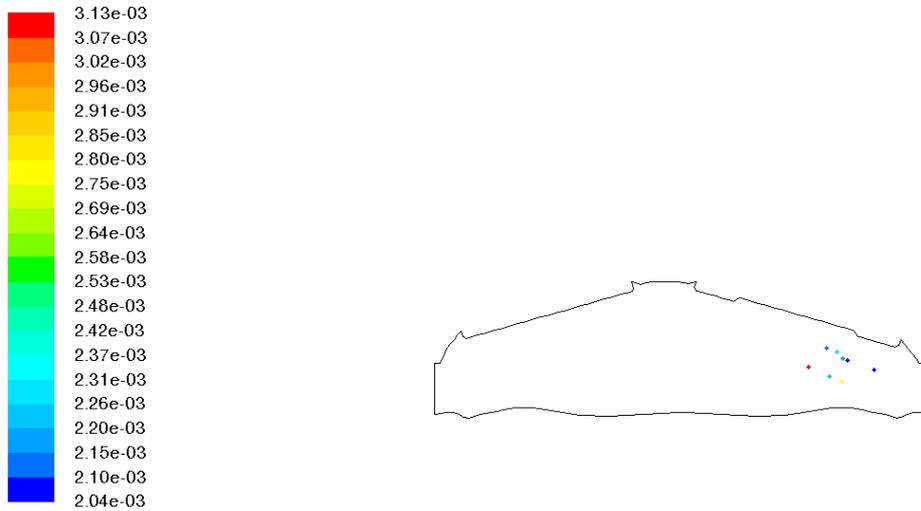


Figure 4.15.c : traces de particules à 720° vilebrequin

Pour cet essai 3, l’injection est latérale du côté droit, dans la tentative de guider le jet avec l’écoulement du vortex droit, avec un changement dans l’angle d’injection, qui est dirigé vers le haut, afin d’éviter le changement de la direction des particules injectées après le contact avec le piston. Le résultat est montré dans les figures (4.14), la stratification de la charge n’est pas obtenue dans l’endroit cherché, la charge est restée riche autour de point d’injection, cela est dû principalement aux vecteurs d’écoulement de vortex qui sont dans le sens contraire de la direction d’injection et empêchent le jet à se placer dans une position optimale. La charge stratifiée crée n’est pas donc bien répartie, et cela peut créer un déséquilibre dans le cylindre.

Essai 05 : injection verticale en haut du cylindre :

Tableau 9 : Paramètres d'injection essai 5

Point d’injection	Premier point	Dernier point
Position x (m)	-0.003883025	-0.00472289

Position y (m)	0.01386163	0.01384535
Vitesse x (m/s)	0	-20
Vitesse y (m/s)	-5	-30
Température (K)	240	240
Temps de départ (s)	0.026667	/
Temps d'arrêt (s)	0.028	/
Débit (kg/s)	0.0078177	
Diamètre minimal (m)	2e-05	/
Diamètre maximal (m)	5e-05	/
Diamètre moyen (m)	3e-05	/
Paramètre de dispersion (m)	1.5	/

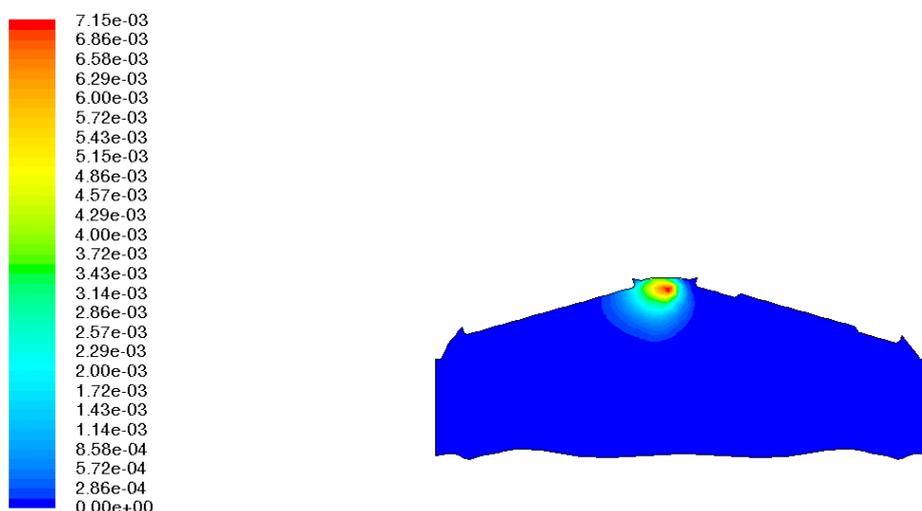


Figure 4. 16.a : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° vilebrequin

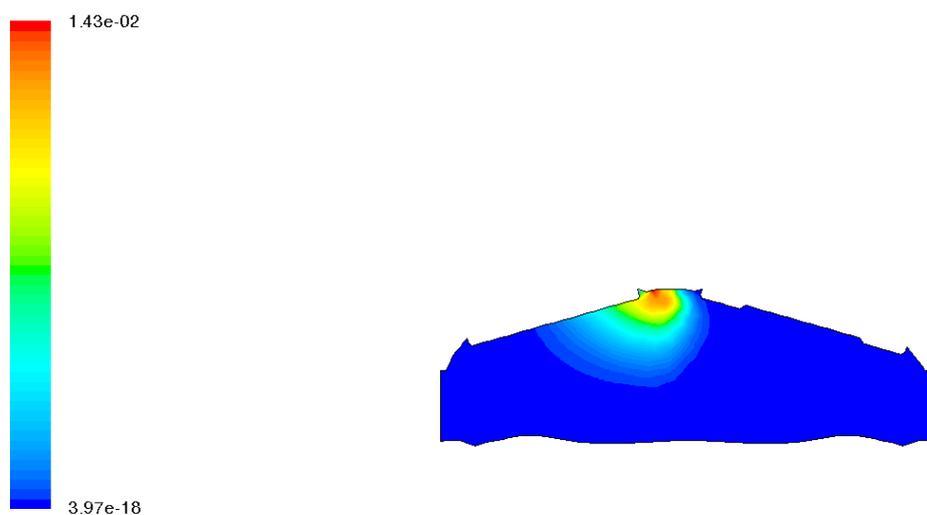


Figure 4.16.b : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 700° vilebrequin

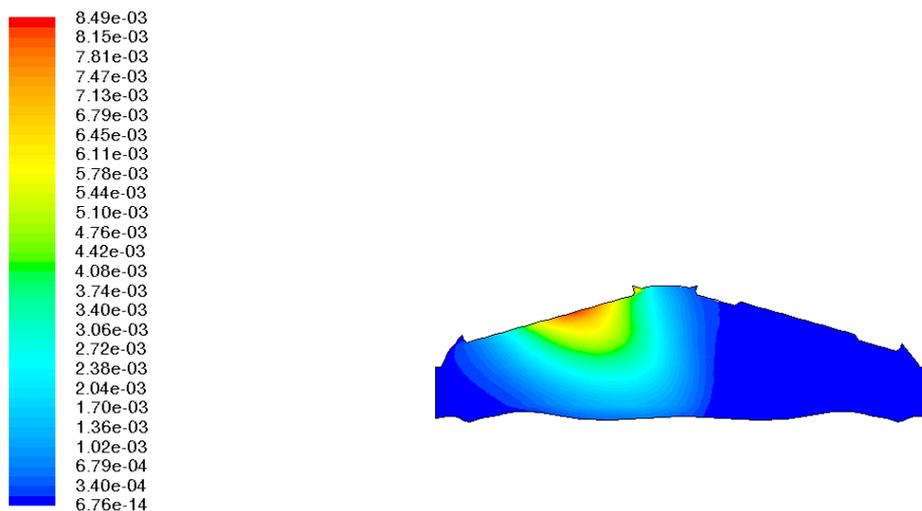


Figure 4.16.c : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 720° vilebrequin

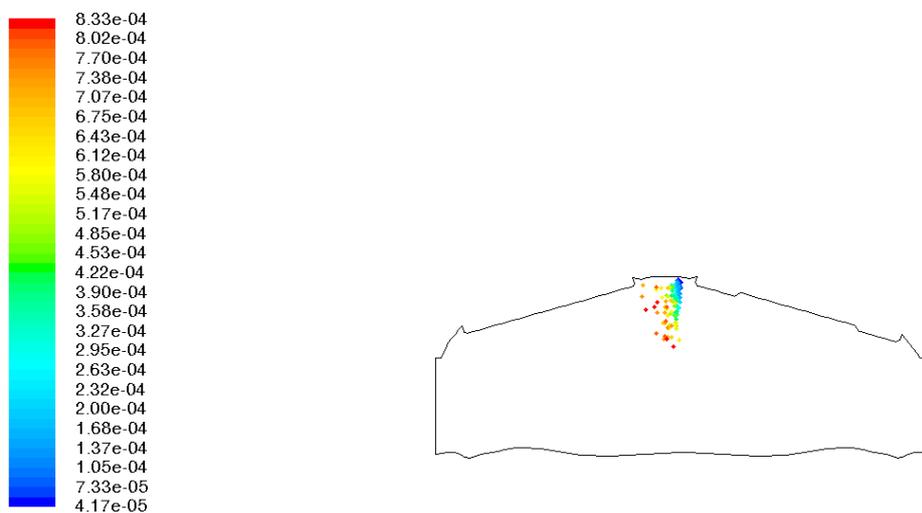


Figure 4. 17.a : traces de particules à 690° vilebrequin

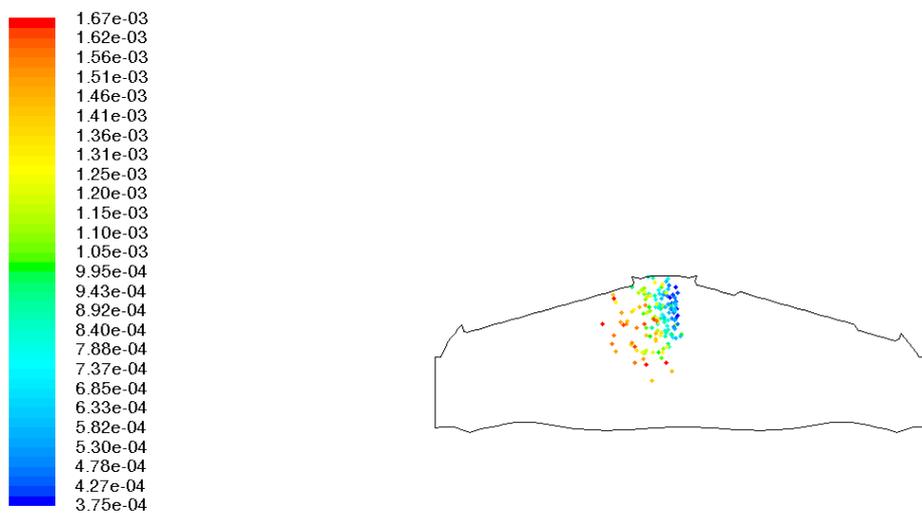


Figure 4.17.b : traces de particules à 700° vilebrequin

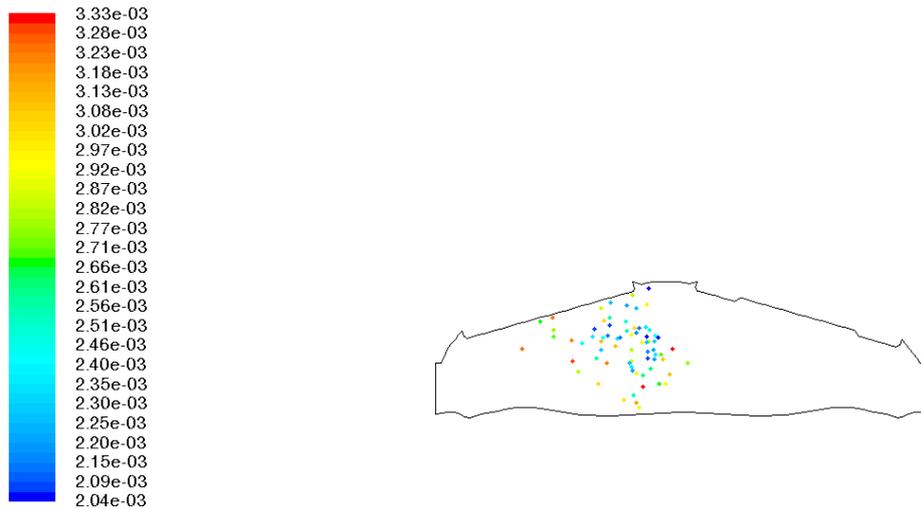


Figure 4.17.c : traces de particules à 720° vilebrequin

Dans le but de la recherche d'une charge stratifiée, répartie d'une manière équilibrée afin d'éviter toute forme de déséquilibre de forces dans le cylindre, dans l'essai 5, l'injection est faite en haut du cylindre avec un angle vertical, la direction de jet est montrée sur les figures (4.17). D'après le résultat de la fraction massique de carburant montré dans les figures (4.16), à la fin de la phase de compression, la charge est principalement dirigée vers le côté gauche du cylindre en raison de vitesses des vecteurs de vortex principal présent dans le cylindre. La charge stratifiée créée n'est pas équilibrée.

Essai 06 : Injection en haut du cylindre (vitesse normale)

Tableau 10 : Paramètres d'injection essai 6

Point d'injection	Premier point	Dernier point
Position x (m)	0.0001872323	0.0007034968
Position y (m)	0.01384535	0.01384535
Vitesse x (m/s)	0.5	17
Vitesse y (m/s)	0	-20
Température (K)	240	240
Temps de départ (s)	0.026667	/
Temps d'arrêt (s)	0.028	/
Débit (kg/s)	0.0078177	
Diamètre minimal (m)	0.00002	/
Diamètre maximal (m)	0.00005	/
Diamètre moyen (m)	0.00003	/
Paramètre de dispersion (m)	1.5	/

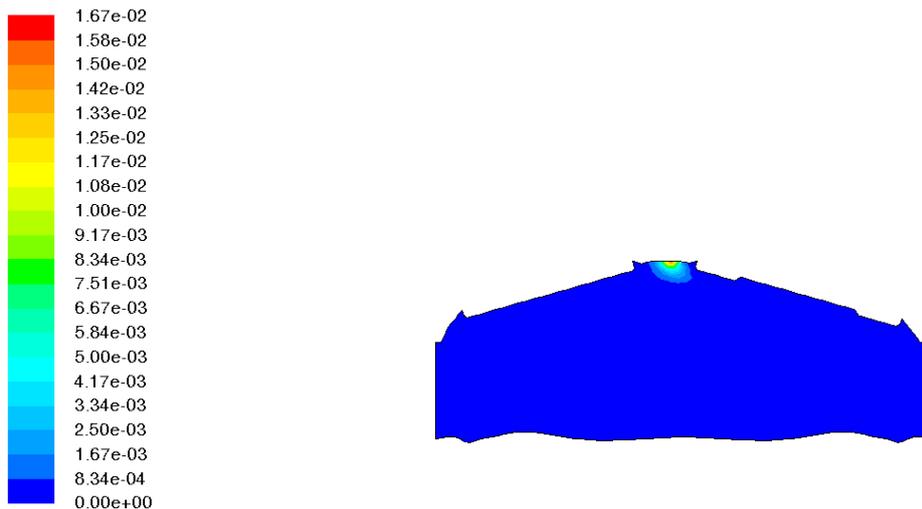


Figure 4. 18.a : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° virebrequin

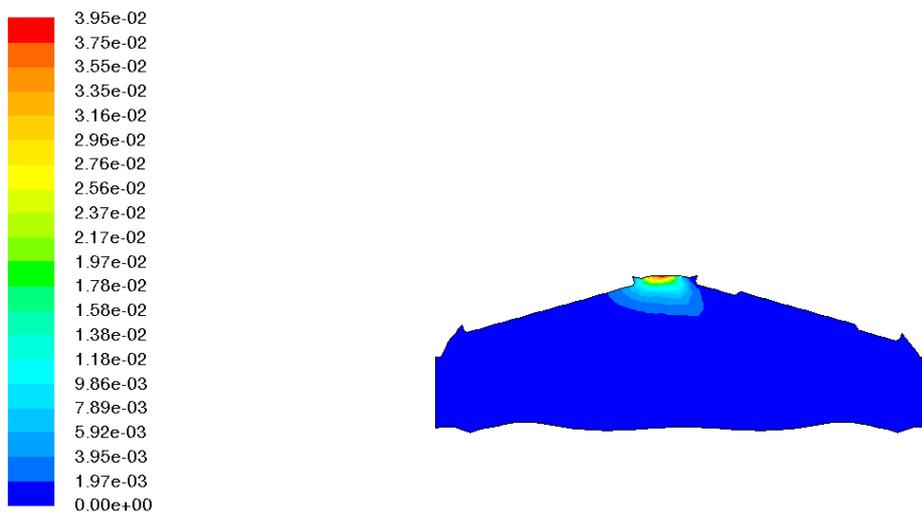


Figure 4.18.b : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 700° virebrequin

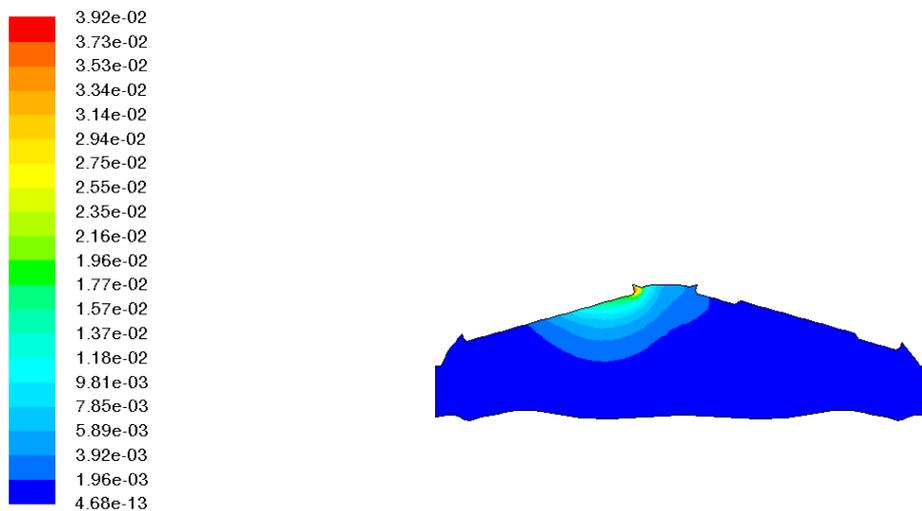


Figure 4.18.c : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 720° virebrequin



Figure 4. 19.a : traces de particules à 690° vilebrequin

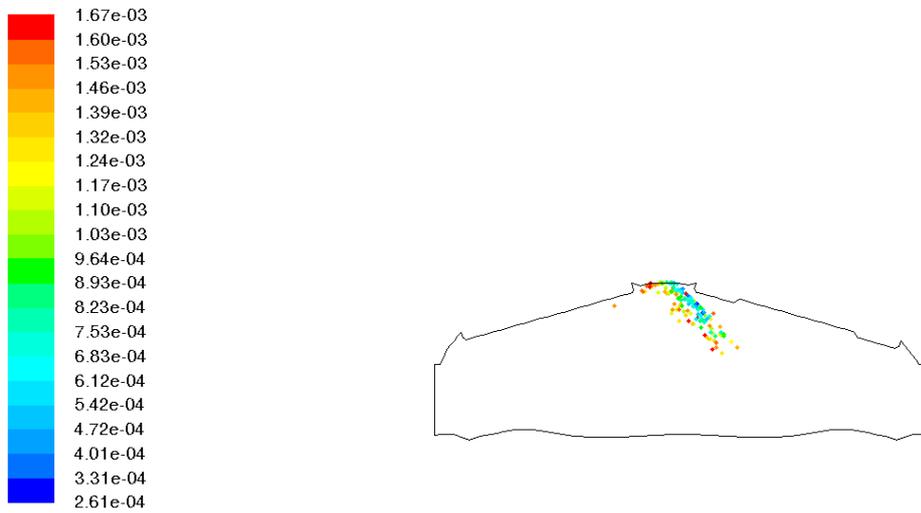


Figure 4.19.b : traces de particules à 700° vilebrequin



Figure 4.19.c : traces de particules à 720° vilebrequin

Dans l'essai 6, on a changé l'angle et de l'injection, la direction du jet est dans le sens contraire des vecteurs vitesse de vortex dans le cylindre, voir la figure (4.19.a). Le résultat de la fraction massique à la phase finale de la compression montré sur les figures (4.18), on peut voir que le changement d'angle de l'injection a affecté la distribution des espèces de carburant, mais pas au point là où on obtient une charge stratifiée équilibrée des deux côtés.

Essai 07 : Injection en haut du cylindre (vitesse importante)

Tableau 11 : Paramètres d'injection essai 7

Point d'injection	Premier point	Dernier point
Position x (m)	0.0001872323	0.0007034968
Position y (m)	0.01384535	0.01384535
Vitesse x (m/s)	0.5	30
Vitesse y (m/s)	0	-50
Température (K)	240	240
Temps de départ (s)	0.026667	/
Temps d'arrêt (s)	0.028	/
Débit (kg/s)	0.0078177	
Diamètre minimal (m)	0.00002	/
Diamètre maximal (m)	0.00005	/
Diamètre moyen (m)	0.00003	/
Paramètre de dispersion (m)	1.5	/

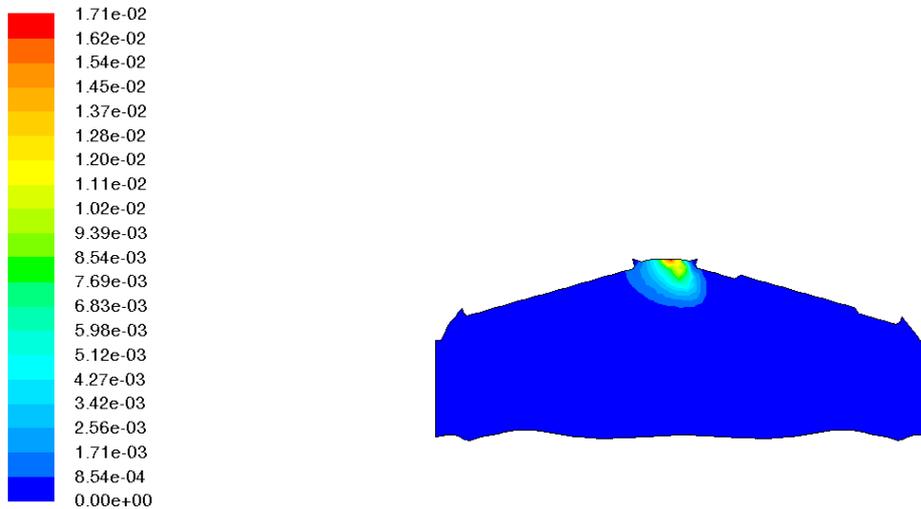


Figure 4. 20.a : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° vilebrequin

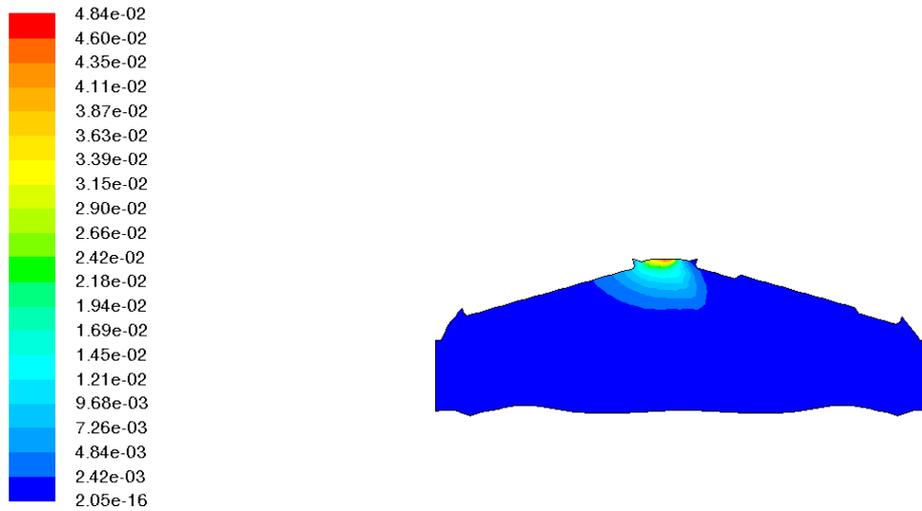


Figure 4.20.b : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° vilebrequin

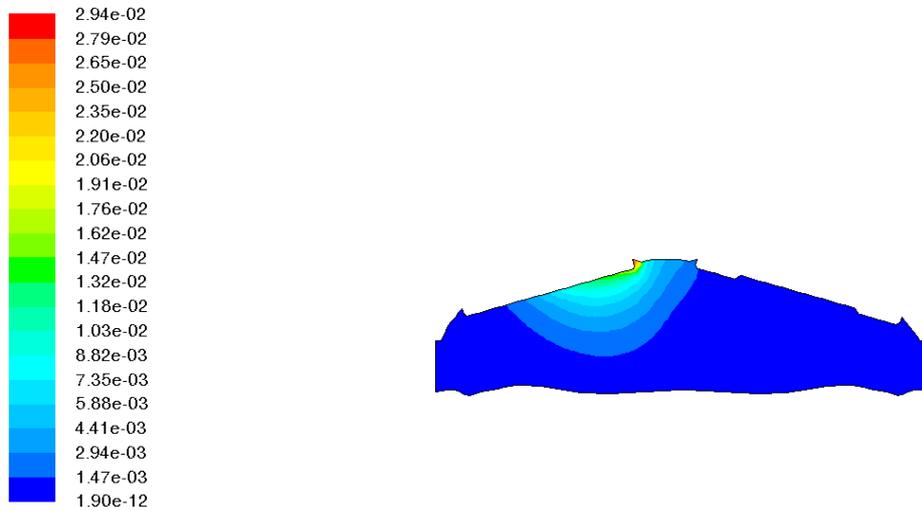


Figure 4.20.c : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° vilebrequin



Figure 4. 21.a : traces de particules à 690° vilebrequin

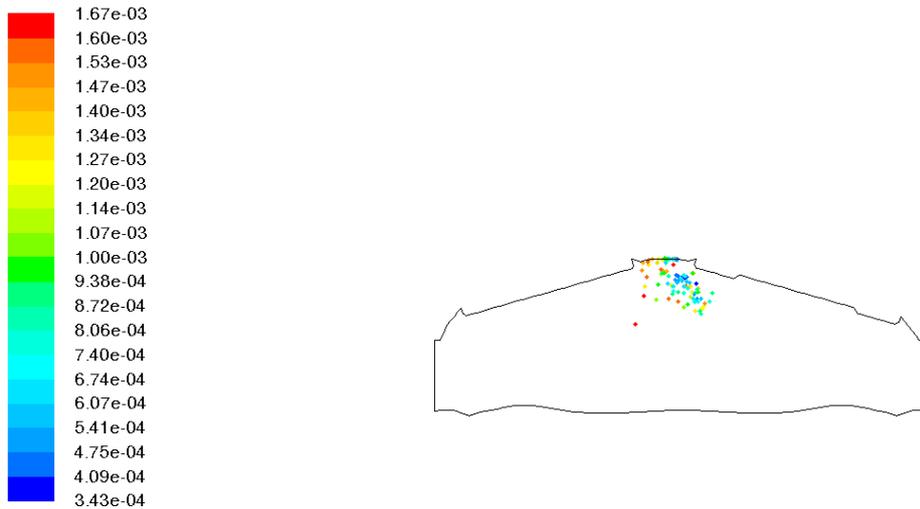


Figure 4.21.b : traces de particules à 700° vilebrequin

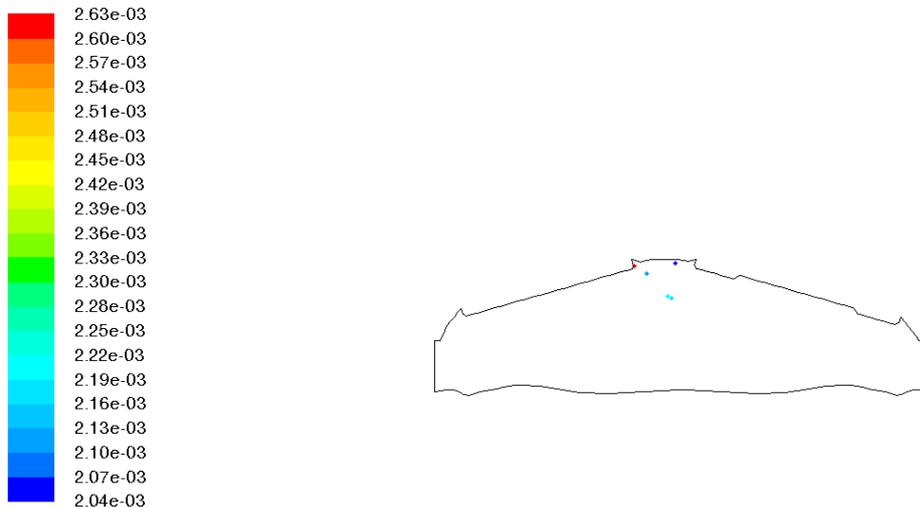


Figure 4.21.c : traces de particules à 720° vilebrequin

Pour l'essai 7, la position et l'angle d'injection sont le même que la simulation précédente, avec une vitesse plus importante, voir la figure (4.21.a). D'après le résultat dans les figures (4.20), la fraction massique de carburant à la fin de compression est présente sur le côté gauche de la chambre de combustion, malgré la vitesse haute d'injection, la direction de jet est toujours influencée par la vitesse du vortex présent, la charge stratifiée n'est pas équilibrée dans le cylindre.

Essai 10 : injection en haut du cylindre (03)

Tableau 12 : Paramètres d'injection essai 10

Point d'injection	Premier point	Dernier point
Position x (m)	0.0001872323	0.0007034968
Position y (m)	0.01384535	0.01384535
Vitesse x (m/s)	0.5	17

Vitesse y (m/s)	0	-20
Température (K)	240	240
Temps de départ (s)	0.026667	/
Temps d'arrêt (s)	0.028	/
Débit (kg/s)	0.0078177	
Diamètre minimal (m)	0.0001	/
Diamètre maximal (m)	0.0002	/
Diamètre moyen (m)	0.00015	/
Paramètre de dispersion (m)	4	/

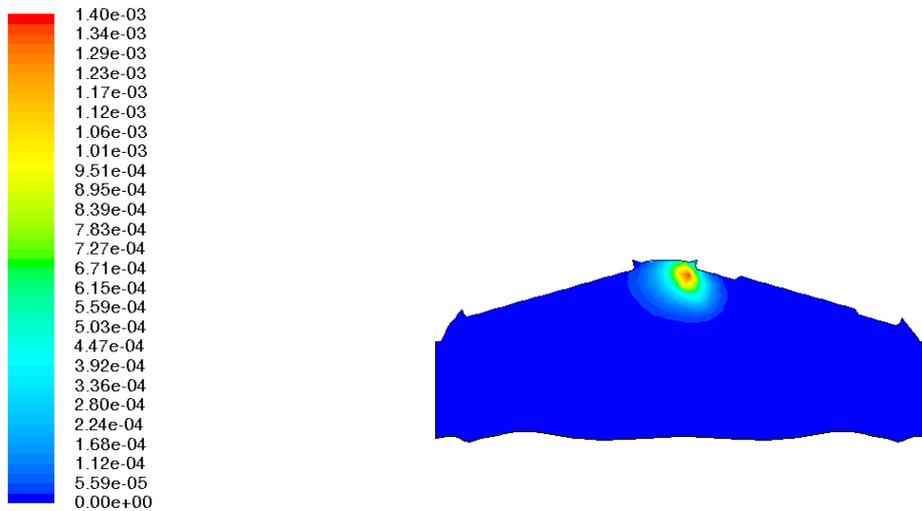


Figure 4. 22.a : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 690° vilebrequin

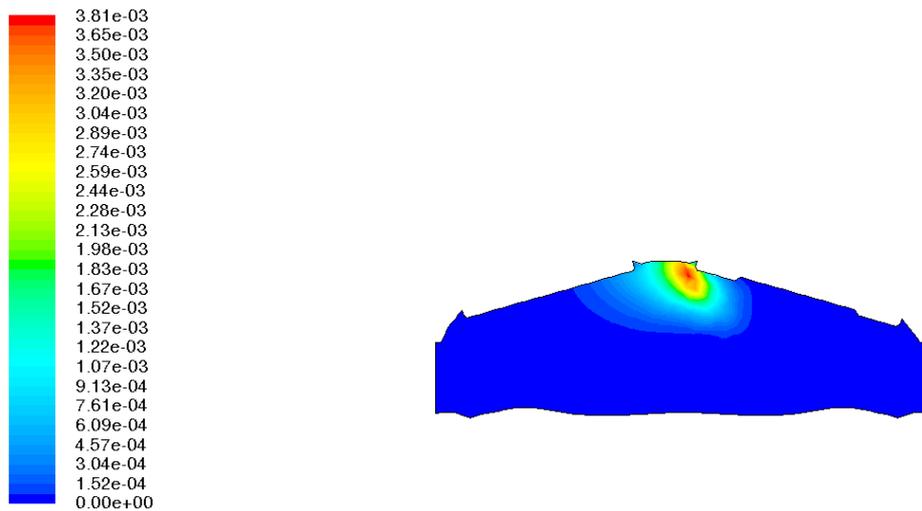


Figure 4.22.b : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 700° vilebrequin

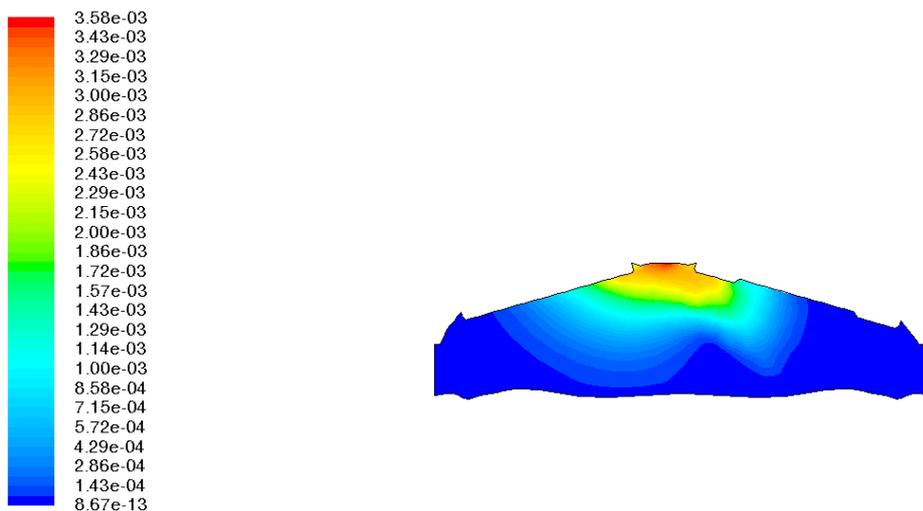


Figure 4.22.c : Contours de la fraction massique de C_7H_{16} à 720° vilebrequin



Figure 4. 23.a : traces de particules à 690° vilebrequin

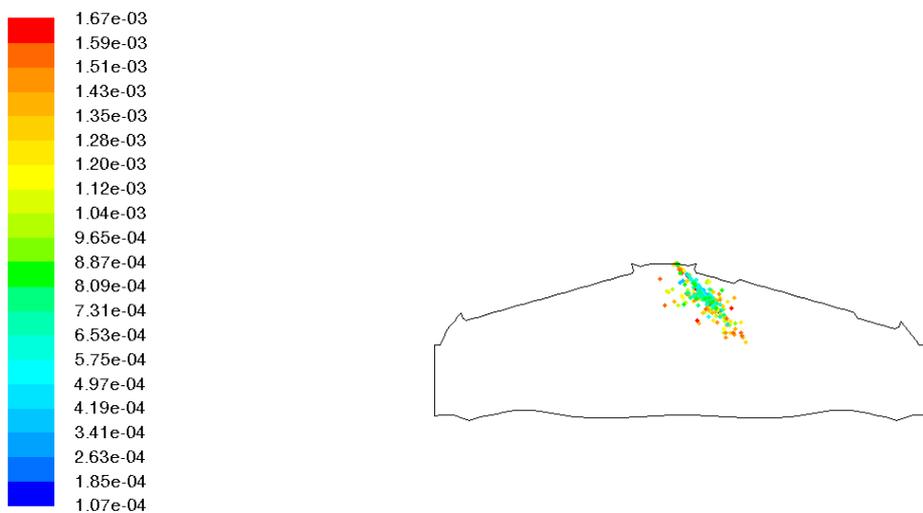


Figure 4.23.b : traces de particules à 700° vilebrequin

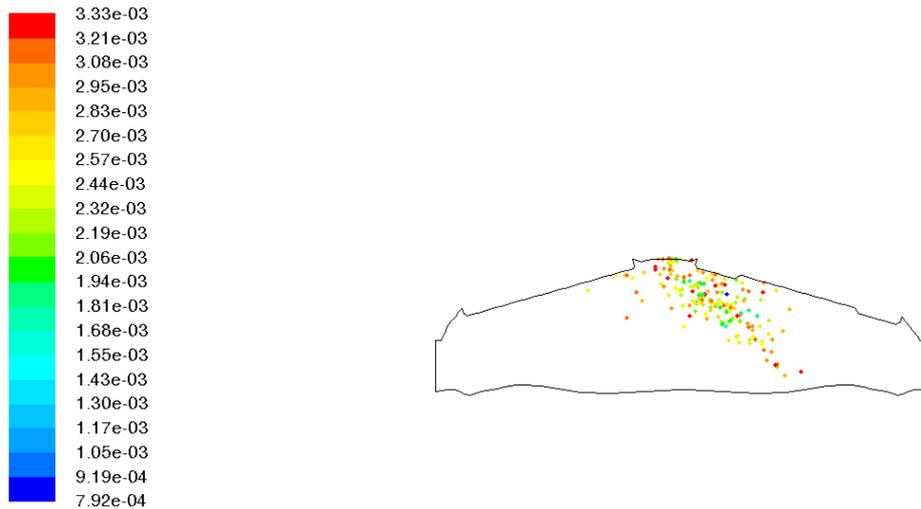


Figure 4.23.c : traces de particules à 720° vilebrequin

Pour l'essai 10, la position, l'angle, et la vitesse d'injection est la même que celle de l'essai 6, le diamètre d'injection est plus large, est le paramètre de dispersion est plus important, voir la figure (4.23.a). Tout d'abord, on peut constater une meilleure dispersion des particules de carburant dans la chambre de combustion lors de la fin de la phase de compression, voir les figures (4.23), et d'après les figures (4.22), la fraction massique de carburant est distribuée de manière presque symétrique dans la chambre de combustion en fin de compression, ce qui nous amène à une charge stratifiée équilibrée dans le cylindre. On peut clairement voir l'effet de changement de diamètre d'injection et le paramètre de dispersion sur le comportement du jet à l'intérieur du cylindre, même à un débit et un temps d'injection constant, l'augmentation de ces paramètres peut nous offrir une meilleure dispersion des particules injectées, l'élément injecté est réparti dans plusieurs directions lors de l'injection, ce qui peut diminuer l'effet de la vitesse des vecteurs de vortex principal présent dans le cylindre, et donc une meilleure stratification de la charge autour de la position d'allumage.

4.4 Conclusion

La simulation est un outil très utile dans le développement et la recherche, l'étude de phénomène de la charge stratifiée en utilisant la simulation nous a permis d'effectuer une recherche et obtenir des résultats en faisant varier le paramètre et en recommençant avec les mêmes conditions initiales, l'avantage est qu'elle est beaucoup moins chère par rapport à l'expérimentation, et comporte beaucoup moins de risques, en plus de la rapidité d'obtention des résultats.

Les simulations faites nous permettent de visualiser la distribution de la charge dans le cylindre pendant la phase de compression là où se fait l'injection en montrant la fraction massique de carburant utilisé (C_7H_{16}) dans la chambre de combustion, elle permet aussi de voir les particules injectées, notamment la direction et la vitesse. Les essais faits sont axés sur une méthode de faire varier les paramètres un à un, afin de voir l'influence de chaque paramètre sur l'injection et la charge dans le cylindre, et dans le but de trouver l'injection optimale qui fait une charge stratifiée équilibrée dans le cylindre. D'après les résultats obtenus, on peut conclure l'importance des paramètres telle que, la position, l'angle, la vitesse, la direction, le diamètre et le paramètre de dispersion de l'injection. Etant donné une présence de 2 vortex dans le cylindre, avec des vecteurs de vitesse importants, aidés dynamiquement par le mouvement du piston pendant la phase de compression, les paramètres cités doivent être pris en considération et avec précaution pendant les essais. Il est à noter que le système étudié est très sensible aux variations des paramètres, la dynamique des fluides dans le système est complexe, et ceci peut être observé lors des changements des conditions pour différents essais. Plusieurs autres essais ont été effectués, notamment la variation de nombre de particules injectées, la variation de la direction du jet pour différentes positions d'injection, les résultats obtenus ne sont pas considérables.

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était de simuler numériquement, la dynamique et le processus de mélange, dans un cylindre de moteur à charge stratifiée, avec une injection directe, et de l'heptane C_7H_{16} comme carburant. Le logiciel Fluent 6.3 permet de visualiser le comportement de la charge et du jet dans le cylindre.

Dans le premier chapitre, nous avons mis en avant une classification des moteurs à combustion interne et la différence principale entre les moteurs alternatifs qui équipent les véhicules, les moteurs essence, et les moteurs diesel. Ensuite, nous avons abordé le principe de fonctionnement d'un moteur essence, avec ses techniques d'injection qui nous permet de distinguer la différence entre une injection directe et indirecte et aider à comprendre cette étude. Après nous avons vu les caractéristiques qui définissent un moteur et les variables qui influencent sa performance, sur le plan théorique et pratique, l'impact de chaque caractéristique sur le rendement de moteur et sur l'environnement a été analysé. Enfin, différents techniques pratiques d'amélioration de la performance, et de réduction de consommation de carburant ont été constatés.

Le second chapitre nous a permis de détailler dans cette technique, la charge stratifiée. Nous l'avons d'abord entamé par voir le principe et le but de la stratification de la charge, les modes de fonctionnement d'un moteur stratifié, et une comparaison des équilibres des énergies entre le moteur à essence stratifié, et un moteur diesel. Nous sommes revenus sur les différentes méthodes de stratification de la charge, et les caractéristiques de chaque méthode. Nous avons présenté en suite, des exemples de moteurs stratifiés réels, et les différents systèmes qui les alimentent, depuis la création de cette technique. Afin de constater le bénéfice de la stratification, nous avons mis des résultats des études menées concernant la fraction massique brûlée, et les émissions polluantes pour la charge stratifiée. Ce chapitre a concrétisé tous les éléments essentiels en faisant connaître globalement la technique et ses avantages afin d'enchaîner les expériences.

Dans le troisième chapitre, nous avons mis tous les modèles mathématiques utilisés pour le calcul numérique qui se fait pendant la simulation. Cela nous permet de voir la projection des modèles physiques sur un plan mathématique avec des équations. La modélisation comprend les mouvements des écoulements, la turbulence, et la pulvérisation du mélange à l'intérieur du cylindre.

Pour finir, le quatrième chapitre comporte toutes les données de la simulation faite, les résultats, et une analyse des essais faits. Le but dans cette partie est de trouver une stratification de la charge équilibrée dans le cylindre afin de pouvoir profiter des avantages de cette technique cités dans les chapitres précédents. Pour se faire, le logiciel Fluent 6.3 avec un modèle de moteur 2D, et le modèle de calcul numérique (k, ϵ) standard, qui est robuste, stable et adaptable pour les écoulements complexes, ont permis de faire cette simulation. Nous constatons après l'obtention des résultats après plusieurs essais que la complexité du système, les écoulements présents dans le cylindre nous obligent à faire une variation minime dans la paramétrisation de l'injection. Le changement de la position, la vitesse, la direction, le diamètre et le paramètre de dispersion du jet affectent la distribution de la charge dans la chambre de combustion. Il est difficile de profiter des vortex présents dans le cylindre pour guider la charge au point optimal,

afin d'avoir une stratification symétrique. Le meilleur endroit d'injection obtenu est en haut du cylindre, en considérant la direction, l'angle et la dispersion du jet. Pour la même richesse globale dans le cylindre, on peut obtenir des résultats divers en termes de distribution de la charge. Le temps de simulation est notable en raison de la précision des calculs numériques.

Bibliographie

- 1- ROBERT. BOSCH. (2018). *BOSCH AUTOMOTIVE HANDBOOK*. SAE SOC OF AUTOMOTIVE ENG.
- 2- Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education.
- 3- Badami, M., Marzano, M. R., Millo, F., & Nuccio, P. (1999). *Comparison between direct and indirect fuel injection in an SI two-stroke engine* (No. 1999-01-3311). SAE Technical Paper.
- 4- Duysinx, P. Université de Liège Année académique 2009-2010.
- 5- Obert, E. F. (1973). *Internal combustion engines and air pollution*.
- 6- Robison, J. A., & Brehob, W. M. (1967). The Influence of Improved Mixture Quality on Engine Exhaust Emissions and Performance. *Journal of the Air Pollution Control Association*, 17(7), 446-453.
- 7- Lavoie, G. A., & Blumberg, P. N. (1980). A fundamental model for predicting fuel consumption, NO_x and HC emissions of the conventional spark-ignited engine. *Combustion Science and Technology*, 21(5-6), 225-258.
- 8- Caris, D. F., & Nelson, E. E. (1959). A new look at high compression engines. *Sae Transactions*, 112-124.
- 9- George, A. C., & Chiru, A. (2014). Internal combustion engine supercharging: turbocharger vs. pressure wave compressor. Performance comparison. *Central European Journal of Engineering*, 4(2), 110-118.
- 10- Guellouh, N., Szamosi, Z., & Simenfalvi, Z. REVIEW OF IMPROVEMENT METHODS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE EFFICIENCY.
- 11- Xiao, G., Yang, Z., & Isenstadt, A. (2018). Fuel-efficiency technology trend assessment for LDVs in China: Advanced engine technology. *International council on clean transportation*.
- 12- Gupta, H. N. (2012). *Fundamentals of internal combustion engines*. PHI Learning Pvt. Ltd.
- 13- Bendu, H., & Murugan, S. (2014). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 732-746.
- 14- Erjavec, J., & Thompson, R. (2014). *Automotive technology: a systems approach*. Cengage learning.
- 15- Pickerill, K. (2017). *Today's Technician: Automotive Engine Performance, Classroom and Shop Manuals, Spiral bound Version*. Cengage Learning.
- 16- Rajput, R. K. (2008). *A text book of automobile engineering*. Firewall Media.
- 17- Abata, D. (1987). A review of the stratified charge engine concept. *Automotive engine alternatives*, 37-82.
- 18- Brehob, D. D., Fleming, J. E., Haghgoie, M., & Stein, R. A. (1998, October). Stratified-charge engine fuel economy and emission characteristics. In *International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition* (No. 982704).
- 19- Michaelides, E. E. S. (2012). *Alternative energy sources*. Springer Science & Business Media.

- 20- Gruden, D., Markovac, U., & Lorcher, H. (1976). Development of the Porsche SKS engine. In *C243/76, Stratified Charge Engines, I Mech E Conference Publications* (Vol. 11).
- 21- Cummins, C. L. (1976). *Internal fire*. Carnot Press.
- 22- Austin, T. C., & McFadden, J. J. (1975). A Study of Stratified Charge for Light-Duty Power Plants. *Vol. I, Ricardo & Co., EPA-460/374-011A (October 1975)*.
- 23- Haslett, R. A., Monaghan, M. L., & McFadden, J. J. (1976). *Stratified charge engines* (No. 760755). SAE Technical Paper.
- 24- Uyehara, O. A., Myers, P. S., Marsh, E. E., & Cheklich, G. E. (1974). A Classification of Reciprocating Engine Combustion Systems. *SAE Transactions*, 3444-3451.
- 25- Purins, E. A. (1974). Pre-chamber stratified charge engine combustion studies. *SAE Transactions*, 3452-3468.
- 26- Arcoumanis, C., Bicen, A. F., & Whitelaw, J. H. (1983). Squish and swirl-squish interaction in motored model engines.
- 27- Zhao, F., Lai, M. C., & Harrington, D. L. (2000). *Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines*. Elsevier.
- 28- Fansler, T. D., Reuss, D. L., Sick, V., & Dahms, R. N. (2015). Invited Review: Combustion instability in spray-guided stratified-charge engines: A review. *International Journal of Engine Research*, 16(3), 260-305.
- 29- Khayal, O. M. E. S. GASOLINE DIRECT INJECTION SYSTEM AUTOMOBILES.
- 30- Zhao, H. (Ed.). (2014). *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Gasoline and Gas Engines* (Vol. 1). Elsevier.
- 31- Evans, R. L. (2013). *Automotive Engine Alternatives*.