

Sommaire

Introduction générale.....	01
Chapitre 1 : les moteurs à combustion interne essence	
1.1.Introduction.....	04
1.2.Description du moteur à essence	04
1.3.Classification des moteurs à allumage commandé.....	06
1.3.1.Selon le nombre de temps	06
1.3.2.Selon le type de d'injection.....	07
1.3.3.Selon la nature de carburant.....	08
1.3.4.Selon l'alimentation en air	08
1.3.5.Selon le mode de refroidissement	09
1.3.6. Selon le mode de lubrification	09
1.3.7.Selon les caractéristiques géométriques.....	09
1.4.Principe de fonctionnement	10
1.5.La chronologie de combustion.....	12
1.5.1.Diagramme théorique (diagramme idéal)	12
1.5.2.Le diagramme réel.....	14
1.5.3.Le diagramme pression en fonction de vilebrequin	17
1.6.Les systèmes d'alimentation.....	19
1.6.1Les systèmes d'alimentation en carburant	19
1.7.La constitution de système d'alimentation en carburant	23
1.7.1.Le circuit d'alimentation	23
1.7.2.Eléments constitutifs.	24
1.7.3.Les combustibles	26
1.8.Alimentation en air.....	27
1.9.Le système d'allumage	28
1.10.Le refroidissement et le graissage.....	28
1.10.1.Le refroidissement.....	28
1.10.2.Circuits et système de graissage.....	30
1.11.Les émissions polluantes	32
1.11.1.Monoxyde de carbone	23

1.11.2. Gaz carbonique.....	33
1.11.3. Oxyde d'azote	33
1.11.4. Hydrocarbures	34
1.12. Nouvelles voies envisagées pour la réduction de la consommation des carburants et des émissions polluants.....	34
1.12.1. Amélioration de la combustion dans les moteurs.....	34
1.12.2. Les systèmes de post-traitement des gaz d'échappement.....	37
1.13. Conclusion	38

Chapitre 2 : formulation mathématique.

2.1. Introduction.....	40
2.2. Équations de la phase gazeuse	40
2.2.1. Équations de transport des espèces chimique m	40
2.2.2. Equation de conservation de la masse.....	41
2.2.3. Equation de quantité de mouvement	41
2.2.4. Transport de l'énergie	41
2.3. Approche de RANS... ..	41
2.4. Modèle de turbulence k- ϵ et RNG k- ϵ	42
2.5. Équations de la phase liquide.....	43
2.5.1. Modèles d'atomisation	44
2.5.2. Collision	46
2.5.3. Evaporation	47
2.6. Modèle du transfert thermique (loi de paroi).....	47
2.7. Les Modèles chimiques	48
2.7.1. Modélisation de la combustion turbulente	48
2.8. Modèle de formations des polluants	50
2.8.1 .Le modèle de formation de NO _x	50
2.8.2 Modèle de formation des suies (Hiroyasu-NSC)	51
2.9. Conclusion	53

Chapitre 3 : Le code de calcul CFD CONVERGE

3.1. Introduction.....	55
3.2. L'outil CFD.....	55
3.3. Description du code CFD converge.....	57
3.3.1. Structure standard de Converge V 2.2	58
3.3.2. Les techniques de maillage	60

3.3.3. Les démarches numériques	60
3.4. Les fichiers de sortie et d'entrée dans converge.....	61
3.4.1. Descriptions des fichiers d'entrée.....	62
3.4.2. Descriptions des fichiers de sortie.....	63
3.5. Présentation du banc d'essais moteur	64
3.5.1. Les spécifications du moteur.....	64
3.5.2. Spécifications d'injections	66
3.5.3. Distribution des valves	66
3.5.4. La bougie.....	67
3.6. Préparation des calculs par converge V 2.2	68

Chapitre 4 : Résultats des simulations numériques

4.1. Introduction.....	71
4.2. Présentation de l'expérience	71
4.2.1. Les conditions initiales.....	72
4.2.2. Les conditions aux limites.....	72
4.3. Domaine du calcul	73
4.4. Choix des modèles de simulation.....	74
4.5. Discussion des résultats de simulation.....	74
4.5.1. Validation du code	74
4.5.2. Le taux de dégagement de chaleur et la température	75
4.5.3. L'évolution de la masse.....	76
4.5.4. Emissions moyennes du cycle.....	77
4.6. Champs scalaires.....	80
4.6.1. Evolution de spray (C ₈ H ₁₈)	80
4.6.2. Champs de température	84
4.6.3. Propagation de la flamme.....	90
4.7 conclusion	92

Conclusion

Référence

Liste des figures

Figure 1.1 :	Représentation des éléments principaux constituant un moteur à essence...	05
Figure 1.2 :	Principe de fonctionnement d'un moteur 2 temps.....	06
Figure 1.3 :	Alimentation par carburateur.....	07
Figure 1.4 :	Les systèmes d'alimentation en essence.....	07
Figure 1.5 :	Moteurs à aspiration naturelle.....	08
Figure 1.6 :	Moteurs suralimentés.....	08
Figure 1.7 :	Les types de la disposition des cylindres.....	09
Figure 1.8 :	Principe de fonctionnement de moteur à essence à quatre temps.....	12
Figure 1.9 :	Diagramme de beau de rochas.....	13
Figure 1.10 :	Cycle réel d'un moteur à essence avant réglage.....	15
Figure 1.11 :	Cycle réel d'un moteur à essence après réglage.....	16
Figure 1.12 :	la distribution des valves.....	16
Figure 1.13 :	Diagramme pression en fonction de vilebrequin.....	17
Figure 1.14 :	Le système d'alimentation en carburant.....	20
Figure 1.15 :	Système à injection monopoint : Mono-Jetronic.....	21
Figure 1.16 :	Système à injection multipoint.....	23
Figure 1.17 :	Architecture d'un moteur à injection indirecte.....	23
Figure 1.18 :	Architecture d'un moteur à injection directe essence.....	23
Figure 1.19 :	Différents montages d'injection.....	23
Figure 1.20 :	Pompe immergée	24
Figure 1.21 :	Pompe et régulateur immergés.....	24
Figure 1.22 :	Le filtre à carburant.....	25
Figure 1.23 :	Le régulateur de pression.....	25
Figure 1.24 :	Injecteur placé dans le collecteur d'admission.....	26
Figure 1.25 :	Le système d'allumage.....	28
Figure 1.26 :	Circuit de refroidissement.....	30
Figure 1.27 :	Circuit de refroidissement à air.....	30
Figure 1.28 :	Circuit de graissage sous pression à bain d'huile d'un moteur à essence....	32
Figure 1.29 :	Suralimentation des moteurs thermique.....	36
Figure 1.30 :	Fonctionnement du catalyseur à oxydation.....	38
Figure 2.1 :	Schéma de principe du modèle KH-RT.....	46

Figure 3.1 :	Donne le cadre conceptuel dans lequel s'inscrit la simulation numérique...	56
Figure 3.2 :	la structure standard de convergence.....	59
Figure 3.3 :	(a) Maillage initial, (b) Maillage raffiné.....	60
Figure 3.4 :	Schéma de fichiers d'entrée, de données et de sortie.....	61
Figure 3.5 :	Vue 3D du moteur.....	64
Figure 3.6 :	Vue 3D d'un injecteur à 4 becs.....	65
Figure 3.7 :	Vue 3D de l'injection de carburant.....	65
Figure 3.8 :	Vue 3D des valves.....	66
Figure 3.9 :	Profil de distribution des valves.....	67
Figure 3.10:	Vue 3D de la bougie d'étincelle.....	68
Figure 4.1 :	Evolution de la pression expérimental.....	72
Figure 4.2 :	Configuration adoptée pour imposer les conditions aux limites à l'entrée des collecteurs d'admissions et à la sortie des collecteurs d'échappements.....	73
Figure 4.3 :	Maillage du domaine de calcul.....	73
Figure 4.4 :	Courbe de validation de la pression cylindre durant un cycle moteur.....	74
Figure 4.5 :	Taux de chaleur dégagée en fonction de l'angle de vilebrequin.....	75
Figure 4.6 :	L'évolution de la température en fonction de l'angle de vilebrequin.....	76
Figure 4.7 :	Evolution de la masse de C ₈ H ₁₈ en fonction de l'angle de vilebrequin.....	77
Figure 4.8 :	Prédiction des NO _x en fonction de l'angle de vilebrequin.....	78
Figure 4.9:	Prédiction des CO en fonction de l'angle de vilebrequin.....	78
Figure 4.10 :	Prédiction des CO ₂ en fonction de l'angle de vilebrequin.....	79
Figure 4.11 :	Prédiction des suies en fonction de l'angle de vilebrequin.....	79
Figure 4.12.a	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -390 CA.....	80
Figure 4.12.b	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -380 CA.....	80
Figure 4.12.c	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -370 CA.....	81
Figure 4.12.d	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -360 CA.....	81
Figure 4.12.e	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -340 CA.....	81
Figure 4.12.f	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -320 CA.....	82
Figure 4.12.g	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -280 CA.....	82
Figure 4.12.h	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -220 C.....	82
Figure 4.12.i	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -200 CA.....	83
Figure 4.12.j	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -130 CA.....	83
Figure 4.12k	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -110 CA.....	83

Figure 4.12.1	L'évolution de spray C ₈ H ₁₈ à -90 CA.....	84
Figure 4.13.a	L'évolution de la température à angle -390 de vilebrequin.....	84
Figure 4.13.b	L'évolution de la température à angle -370 de vilebrequin.....	85
Figure 4.13.c	L'évolution de la température à angle -340 de vilebrequin.....	85
Figure 4.13.d	L'évolution de la température à angle -300 de vilebrequin.....	85
Figure 4.13.e	L'évolution de la température à angle -230 de vilebrequin.....	86
Figure 4.13.f	L'évolution de la température à angle -180 de vilebrequin.....	86
Figure 4.13.g	L'évolution de la température à angle -90 de vilebrequin.....	86
Figure 4.13.h	L'évolution de la température à angle -50 de vilebrequin.....	87
Figure 4.13.i	L'évolution de la température à angle -30 de vilebrequin.....	87
Figure 4.13.j	L'évolution de la température à angle -20 de vilebrequin.....	87
Figure 4.13.k	L'évolution de la température à angle -15 de vilebrequin.....	88
Figure 4.13.l	L'évolution de la température à angle -10 de vilebrequin.....	88
Figure 4.13.m	L'évolution de la température à angle 0 de vilebrequin.....	88
Figure 4.13.n	L'évolution de la température à angle 5 de vilebrequin.....	89
Figure 4.13.o	L'évolution de la température à angle 10 de vilebrequin.....	89
Figure 4.13.p	L'évolution de la température à angle 20 de vilebrequin.....	89
Figure 4.13.q	L'évolution de la température à angle 40 de vilebrequin.....	90
Figure 4.13.r	L'évolution de la température à angle 80 de vilebrequin.....	90
Figure 4.14 :	Propagation de la flamme.....	91

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : ordre d'allumage 1-3-4-2.....	17
Tableau 1.2 : Propriétés des quelques combustibles.....	26
Tableau 3.1 : Le code CFD.....	57
Tableau 3.2 : Les fichiers d'entrées.....	62
Tableau 3.3 : Les fichiers de sortie.....	63
Tableau 3.4 : Description des caractéristiques géométriques du moteur étudié.....	65
Tableau 3.5 : Description des caractéristiques du système d'injection du moteur étudié.....	66
Tableau 3.6 : Les soupapes d'admissions et d'échappements.....	67
Tableau 3.7 : Spécifications Système d'allumage.....	68
Tableau 4.1 : Les conditions initiales.....	72
Tableau 4.2 : Les conditions aux limites.....	72
Tableau 4.3 : Choix des modèles.....	74

Nomenclature

A_{SO}	Facteur d'échelle
b_{crit}	Paramètre d'impact critique de collision
B_d	Nombre de transport de Spalding
C_μ	Modèle de turbulence constante
C_p	Chaleur spécifique du fluide [$J.kg.k^{-1}$]
$c_{\varepsilon 1}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$
$c_{\varepsilon 2}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$
$c_{\varepsilon 3}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$
C_2	Constante
C_1	Chaleur spécifique du liquide [$J.kg.k^{-1}$]
D_s	Diamètre des particules de suie nominale [m]
D_t	Diffusion turbulent
D	Coefficient de diffusion
E_{chem}	L'énergie d'activation [J/Kg]
F	Retard
F	Fonction de distribution de probabilité des gouttelettes
h_m	L'enthalpie de l'espèce [j/kg]
k_A, k_B, k_T, k_Z	Taux constant pour le carbone
K	La conductivité [$Kg .m^{-1}.s^{-1}$]
k_t	Conductivité turbulent [$Kg .m^{-1}.s^{-1}$]
L_b	Longueur du noyau liquide [m]
m, x_m	symbole chimique pour les espèces m
MW_c	Poids moléculaire du carbone [kg]
M_s	Masse de suie [kg]
\dot{M}_{sf}	Taux de masse de formation de suie
\dot{M}_{so}	Taux d'oxydation de masse de suie
M_{form}	Masse des espèces de formation de suie [kg]
M_{mix}	Poids moléculaire du mélange[kg]
M_m	La masse d'espèce m dans la cellule [kg]
M_{tot}	La masse totale dans la cellule [kg]
$N_{p,soot}$	Nombre total de particules de suie

P_{O_2}	Pression partielle d'oxygène dans les atmosphères [N.m ⁻²]
Pr_m	Nombre de Prandtl moléculaire
P_{gas}	La pression du gaz [N.m ⁻²]
P_v	Tension de vapeur à la température des gouttelettes de courant [N.m ⁻²]
P_v	Tension de vapeur à la température des gouttelettes de courant [N.m ⁻²]
P	La pression [N.m ⁻²]
Pr_t	Nombre de Prandtl turbulent
R	Constante des gaz [j . mol ⁻¹ .k ⁻¹]
r	la réaction
r_1	Rayons du collecteur [m]
r_2	Rayons de gouttelettes [m]
R_{total}	Vitesse de réaction nette [m/s]
S	Le terme source
S_c	Nombre de Schmidt
\dot{S}^s	Terme source due au spray
\dot{S}^c	Terme source due à la chimie
Sh_d	Le nombre de Sherwood
t	Temps [s]
T_d	La température de la goutte [K]
T_f	La température du fluide [K]
T_w	La température de la paroi [K]
U_τ	La vitesse de cisaillement [m/s]
U	La vitesse [m/s]
u_i	Vitesse instantanée. [m/s]
\bar{u}_i	Vitesse Moyenne d'ensemble [m/s]
\acute{u}	Vitesse Fluctuant [m/s]
v_{coll}	Fréquence de collision [Hz]
$v'_{m,r}$	coefficients stœchiométriques des réactifs
$v''_{m,r}$	coefficients stœchiométriques des produits
V_{I2}	Vitesse relative entre le collecteur et les gouttelettes de colis [m/s]
X	Proportion d'un des sites
Y_m	Fraction de masse des espèces



Y^*	La fraction de masse de vapeur à la surface de la goutte
Y_1^*	La fraction massique de vapeur
Y	La distance au mur le plus proche [m]
y^+	Distance adimensionnelle normale à la paroi [m]

Notations Grecques

ρ	Masse volumique [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
ρ_m	Masse volumique des espèces m [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
σ_{ij}	tenseur des contraintes de Reynolds [N/m^2]
μ	Viscosité [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]
E	dissipation turbulente [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$]
ρ_{tot}	Masse volumique dans la cellule [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
μ_t	viscosité turbulente [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]
Λ	Longueur d'onde [m]
Ω	Taux d'accroissement
$\bar{\rho}$	Masse volumique moyen [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
ρ_l	Masse volumique de liquide [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
ρ_g	Masse volumique de gaz [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
μ_{air}	la viscosité de l'air [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]
μ_m	Viscosité d'espèce [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]
ρ_m^*	valeur d'équilibre thermodynamique local [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
τ_c	temps caractéristique pour atteindre l'équilibre [s]
τ_{chem}	temps chimique-cinétique [s]
τ_{turb}	temps de mélange turbulent [s]

Abréviations

AOA	Avance à l'ouverture de l'admission
AOE	Avance à l'ouverture de l'échappement
RAF	Retard de fermeture de l'admission et l'échappement
CFD	Computational Fluid Dynamic
EGR	Exhaust Gas Recirculation
GMV	General Mesh Viewer
GNV	Gaz Naturel Véhicule
GPL	Gaz pétrolière Liquéfier
KH	Kelvin-Helmholtz
MCI	Moteur à Combustion
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
RNG	ReNormalization Group
RAF	Retard de fermeture de l'admission et l'échappement
RT	Rayleigh-Taylor

Introduction générale

Introduction générale

Depuis le 1er janvier 2006, la norme sur les émissions polluantes Euro4 est entrée en vigueur.

Norme	Année d'entrée en vigueur	Oxyde d'azote [NOx]	Monoxyde de carbone [CO]	Hydrocarbures [HC]	HC +NOx	Particules [PM]
Euro4	2006	250	500	-	300	25

Tous les véhicules neufs doivent respecter les niveaux d'émissions polluantes indiqués dans la norme européenne. De plus, les véhicules neufs émettant le plus de dioxyde de carbone sont taxés lors de leur immatriculation. Ces mesures législatives contraignent les constructeurs automobiles à développer des moteurs moins polluants et des systèmes de post-traitement de plus en plus complexes (le catalyseur trois voies ou le filtre à particules par exemple).

Dans le cadre de la réduction des émissions polluantes à la source, tous les types de moteurs sont étudiés: les moteurs à combustion interne¹, les moteurs hybrides ou électriques et les piles à combustibles. Aujourd'hui encore les moteurs à combustion interne sont privilégiés par les constructeurs automobiles. Ils présentent d'abord l'avantage d'être nettement moins onéreux par rapport aux moteurs de technologie alternative, tout en assurant de meilleures prestations (performances, autonomie, agrément, fiabilité). De plus, ils sont capables de brûler de nombreux carburants moyennant de faibles adaptations (essence, gazole, GPL, gaz naturel, huiles végétales), ce qui assure partiellement l'après pétrole. Enfin, de nombreuses voies d'amélioration connues restent encore à exploiter.

Actuellement, le développement des moteurs automobiles doit répondre à une volonté de réduction de la consommation du carburant et à des normes de plus en plus sévères concernant l'émission des gaz polluants. Les efforts pour diminuer la consommation spécifique des véhicules et la quantité de polluants qu'ils émettent s'orientent aujourd'hui dans trois directions principales:

- Amélioration de la combustion proprement dite par la conception de nouveaux moteurs plus performants, en utilisant les méthodes CFD combinées à des essais

Introduction générale

expérimentaux et des modèles de cinétique chimique (downsizing, système d'injection, nouveaux modes de combustion...);

- Amélioration des techniques de post-traitement des gaz émis à la sortie du moteur : pot catalytique, filtres à particules (La catalyse trois voies, la réduction catalytique sélective (SCR) et le piège à NO_x, filtre à particules);
- Utilisation des carburants alternatifs comme les moteurs à gaz naturel occupent une bonne position, due à la structure moléculaire du gaz naturel, les gaz d'échappement de ces moteurs contiennent de faibles quantités de suies, et environ 25% de moins de CO₂ en comparaison avec un moteur diesel du même rendement thermique. L'émission du NO_x et des hydrocarbures imbrûlés constitués principalement du méthane qui possède une faible réactivité dans la formation de l'ozone, et de l'autre part un pouvoir contribution à l'effet de serre assez grands, peut être réduit on utilisant les catalyseurs d'oxydation.

Objectif de l'étude

Notre effort se concentrera sur l'étude de la combustion dans un moteur à allumage commandé. Nous présentons l'aspect d'un écoulement pleinement tridimensionnel, en utilisant le code de simulation CONVERGE.

Organisation du mémoire

Le premier chapitre est consacré à une description détaillée sur les moteurs à combustion interne à allumage commandé.

Le deuxième chapitre développera la formulation mathématique. On y trouve le système d'équations aux dérivées partielles régissant les écoulements réactifs et turbulents. Aussi, on a présenté les modèles physiques et chimiques implantés dans le code depuis l'injection du combustible jusqu'à la formation des différents polluants : les modèles de spray, de combustion, de turbulence, de transfert de chaleur, de chimie, de formation de HC, CO, CO₂, NO_x...etc.

Le troisième chapitre récapitule les connaissances sur le code de calcul numérique CONVERGE, et donne description du code et son domaine d'utilisation. Aussi, on a présenté en détail la géométrie du banc d'essais moteur à essence à injection indirecte.

Le quatrième chapitre présente la validation des résultats obtenus puis commentés et visuellement récapitulés concernant l'écoulement suivi d'une conclusion.

Chapitre 1
Les moteurs à combustion
interne essence

1.1. Introduction [1]

La machine à vapeur alternative a été le premier moteur thermique appliqué. Créée surbaisses remontant à Denis Papin (1679), elle a été développée progressivement au cours du 18^e siècle (Thomas Newcomen 1712, James Watt 1784) et a rendu possible la première phase d'industrialisation au cours du 19^e siècle. La création de la turbine à vapeur se situe vers la fin du 19^e siècle (Charles Parsons 1884 pour la turbine à réaction, Auguste Râteau 1901 pour la turbine multicellulaire à action). La première réalisation d'un moteur à explosion est due à Étienne Lenoir (Moteur à gaz sans compression préalable 1860). L'invention des principes du moteur à explosion, tel qu'il existe aujourd'hui, peut être attribuée à Beau de Rochas (1862) et la première réalisation à Nikolaus Otto (1876) ; celle du diesel revient évidemment à Rudolf Diesel (1892). Les premières réalisations, essentiellement orientées vers l'automobile, s'inspirent largement de la machine à vapeur (dimensionnement, mécanismes de distribution) telle que celle de Delamare-Deboutte ville (1883) ; les réalisations ultérieures s'en sont distinguées assez rapidement. Les applications préindustrielles automobiles se sont concrétisées dans la dernière décade du 19^e siècle (précurseurs G. Daimler, C. Benz, W. Maybach ; en France R. Panhard et E. Levassor). Le seul moteur rotatif ayant atteint le stade de développement industriel a été conçu par Félix Wankel (1929) et a été mis au point avec l'aide du constructeur automobile NSU au cours des années 1960. La turbine à gaz, dont certains auteurs font remonter le principe à l'antiquité, doit attendre le début du 20^e siècle pour voir éclore ses premières réalisations (Armangeaud et Le Male). La Seconde Guerre mondiale a accéléré le développement des propulseurs aéronautiques à réaction utilisant la turbine à gaz.

1.2. Description du moteur à essence [2]

Le moteur à allumage commandé (AC) est l'un des membres éminents de la grande famille des moteurs alternatifs à combustion interne, c'est-à-dire des moteurs qui produisent du travail par action directe sur un piston de la pression provenant de l'inflammation d'un mélange combustible, avec transformation du mouvement alternatif en rotation par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle.

Le terme « allumage commandé » vient de ce que l'inflammation est initiée au moyen d'une étincelle, généralement d'origine électrique, en un moment bien déterminé du cycle. L'alimentation avec des mélanges homogènes d'air et de vapeur de carburant est indispensable pour assurer un bon allumage, ce qui impose des carburants de bonne

volatilité, telles les essences de pétrole, d'où son appellation, plus familière, de « moteur à essence ». Son omniprésence dans le domaine de la traction routière, et particulièrement dans celui de l'automobile, est à l'origine de sa grande popularité ; rares sont les propulseurs capables actuellement de le concurrencer dans cette utilisation [2].

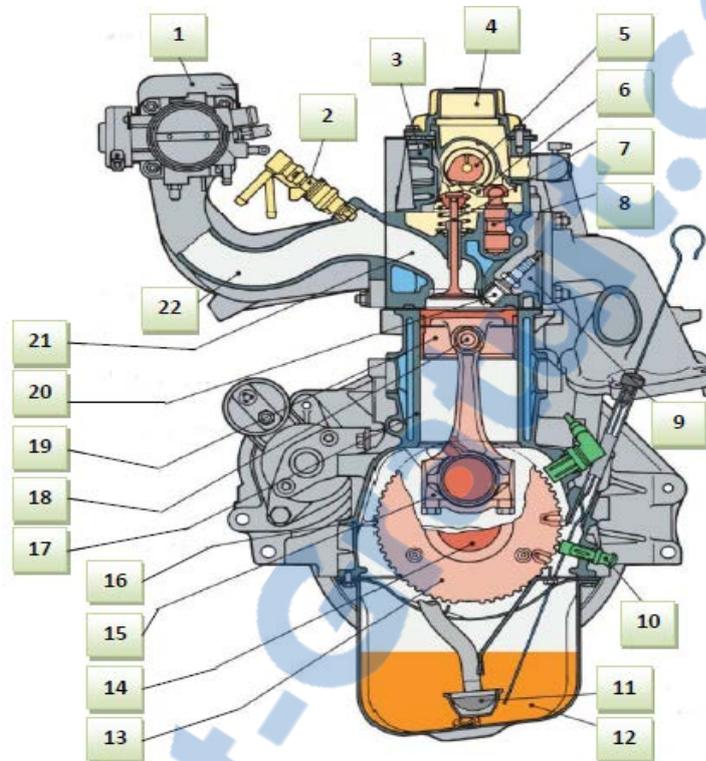


Figure 1.1 : Représentation des éléments principaux constituant un moteur à essence [3].

Repère	Nom de l'organe	Repère	Nom de l'organe
1	Boîtier papillon	12	Carter d'huile
2	Injecteur	13	Volant moteur
3	Culasse	14	Vilebrequin
4	Couvre culasse	15	Bielle
5	Arbre à cames	16	Bloc moteur
6	Levier oscillant	17	Chemise
7	Soupape	18	Axe de piston
8	Poussoir hydraulique	19	Piston
9	Chapelle échappement	20	Bougie d'allumage
10	Capteur de régime	21	Chapelle d'admission
11	Tamis à huile	22	Collecteur d'admission

1.3. Classification des moteurs à allumage commandé [4] [5]

1.3.1. Selon le nombre de temps

➤ 4 temps (2 tours/cycle) :

- Temps admission : aspiration d'air ou de mélange air-essence.
- Temps compression : de l'air ou du mélange.
- Temps combustion-détente : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
- Temps échappement: évacuation des gaz brûlés.

On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

➤ 2 temps (1 tour/cycle) :

Il est possible de fabriquer des moteurs à allumage commandé ou des moteurs Diesel à deux temps, ayant un cycle de combustion un temps sur deux, au lieu d'un temps sur quatre pour les moteurs à quatre temps. Le rendement de tels moteurs est plus faible que celui des moteurs à quatre temps ; la puissance d'un moteur à deux temps est toujours inférieure à la moitié de celle d'un moteur à quatre temps de taille comparable.

1^{er} temps (du PMB au PMH) : Le piston étant au PMB, le mélange air-essence est introduit sous une faible pression de 1.2 à 1.4 bars. Au 1/7 environ de sa course, le piston ferme les lumières pour permettre la compression.

2^{ème} temps (du PMH au PMB) : La combustion commence un peu avant le PMH; après le PMH, la descente du piston réalise le "temps moteur". Au 6/7 environ de sa course, le piston découvre l'orifice d'échappement pour permettre l'évacuation des gaz brûlés.

A. Admission dans le carter et compression dans le cylindre.

B. Compression dans le carter et explosion-détente dans le cylindre.

C. Transfert carter/cylindre et échappement du cylindre.

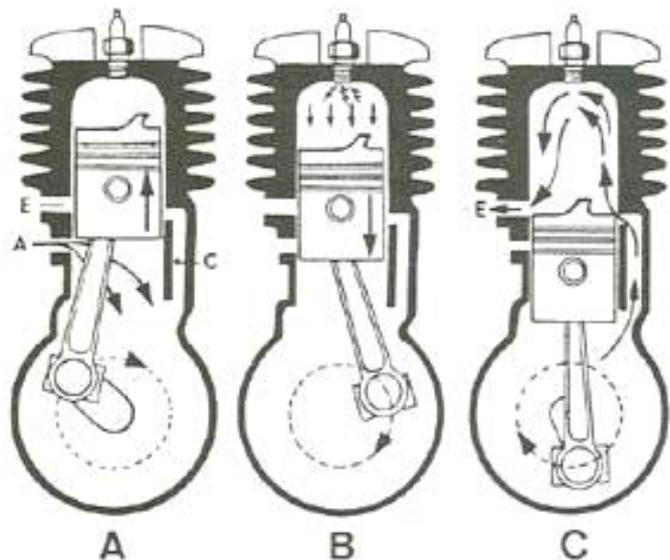


Figure 1.2 : Principe de fonctionnement d'un moteur 2 temps. [5]

1.3.2. Selon le type d'injection

Dans les moteurs à combustion interne il existe de nombreux types d'injection. Leurs classifications s'étendent sur plusieurs catégories, on citera les plus importantes.

Pour réaliser le mélange dans un moteur à essence deux solutions sont utilisées :

- **Système à carburateur** : le mélange air-essence est obtenu dans le carburateur puis introduit dans le cylindre de moteur.

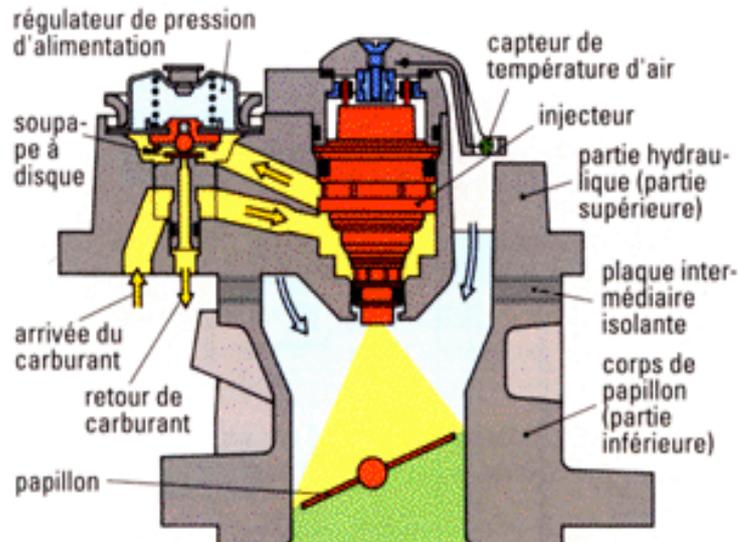
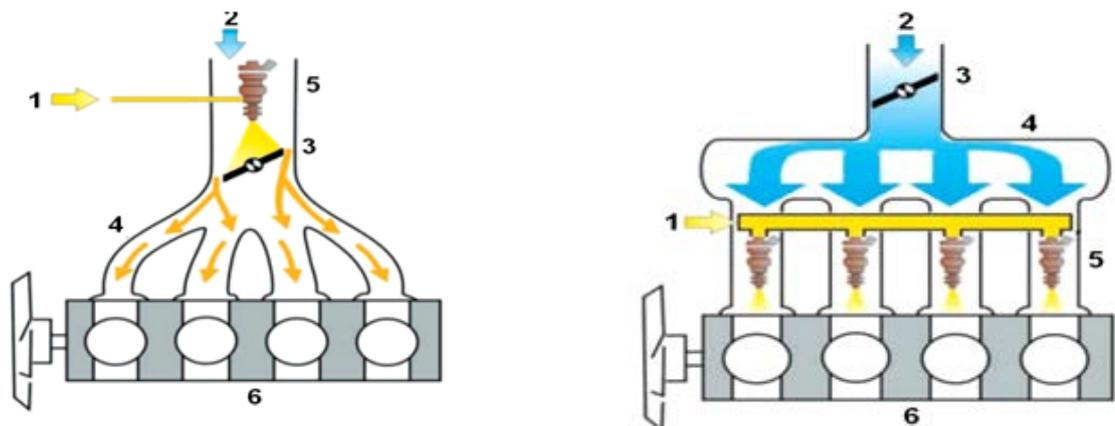


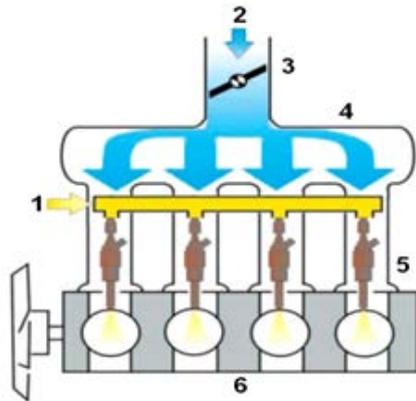
Figure 1.3 : Alimentation par carburateur [6]

- **Système d'injection** : L'injection d'essence consiste à introduire l'air par une tubulure d'admission de forte section et à injecter le carburant en amont plus près de la soupape d'admission, injection indirecte mono ou multipoint, ou directement dans le cylindre (injection directe).



Injection monopoint

Injection multipoint



- 1 – source de Fuel
- 2 – admission d’air
- 3 – Papillon
- 4 – Collecteur
- 5 – injecteur
- 6 – MCI

Injection direct

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Figure 1.4 : Les systèmes d'alimentation en essence[6]

1.3.3. Selon la nature du carburant

- Moteurs à essence, GNV, GPL
- Carburants alternatifs : Alcools (Méthanol, Ethanol), H2 (Hydrogène), ...

1.3.4. Selon l'alimentation en air

- Moteurs à aspiration naturelle, moteur dit atmosphériques ;
- Moteurs suralimentés : turbocompresseur, ...

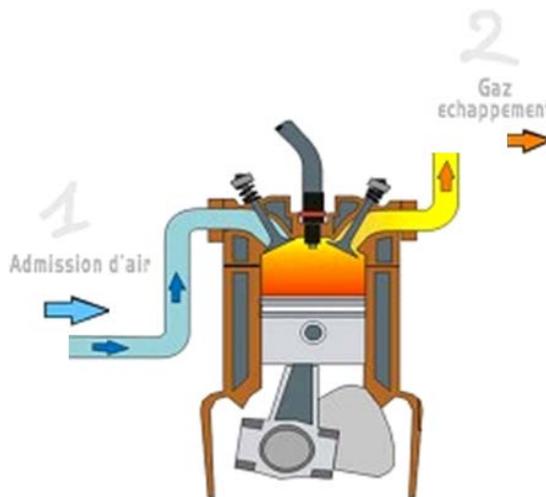


Figure 1.5 : Moteurs à aspiration naturelle[6]

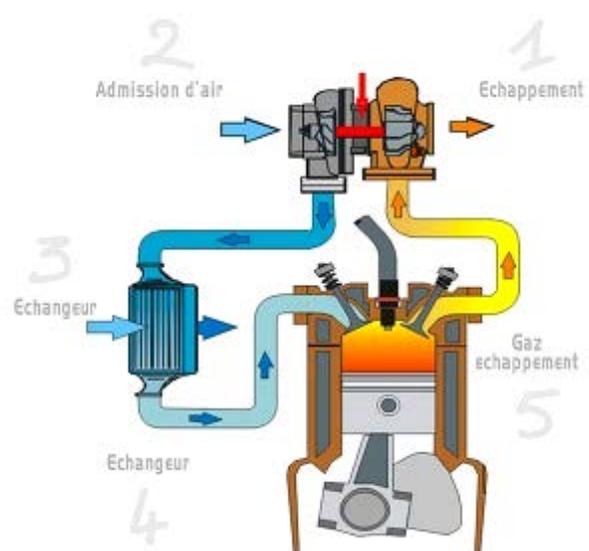


Figure 1.6 : Moteurs suralimentés[6]

1.3.5. Selon le mode de refroidissement

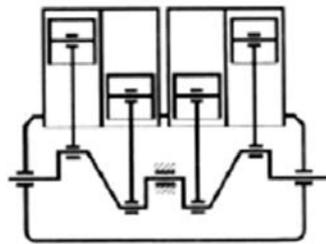
- refroidissement par eau
- refroidissement par air

1.3.6. Selon le mode de lubrification

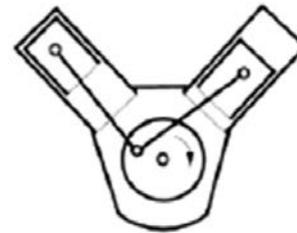
- Carter d'huile / Carter sec

1.3.7. Selon les caractéristiques géométriques

- Nombre de cylindre : monocylindre, multicylindres
- Système de distribution : Nombre de soupape, type de l'arbre à came (en tête ou latéral).
- Disposition des cylindres : En ligne L, V, B , à cylindre opposés O,..



En ligne : L



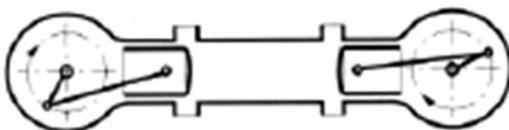
En V



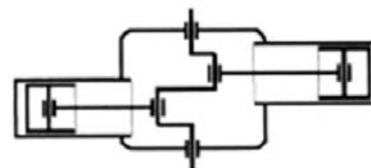
En étoile : X



En U



A plat à pistons opposés : O



A plat (Boxer) à cylindres opposés

Figure 1.7 : les types de la disposition des cylindres[6]

1.4. Principe de fonctionnement : La grande majorité des moteurs AC fonctionne selon le cycle à 4 temps, qui dure 2 tours de moteur et dont les phases caractéristiques sont les suivantes :

- **Temps 1. Admission[2]**

Elle se produit alors que le piston descend du PMH au PMB, créant ainsi une dépression dans le cylindre et l'aspiration du mélange carburé ou de l'air dans le cas particulier des moteurs à injection directe. Les vitesses des gaz sont plutôt élevées (la vitesse du son peut être atteinte au passage des soupapes) et l'inertie des masses gazeuses ne peut pas être négligée. De ce fait et aussi parce qu'il y a des pertes de charge sur le circuit d'admission (papillon, soupapes...), le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement : le remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité. Pour améliorer ce taux, les inerties des masses gazeuses sont prises en compte en avançant l'ouverture de la soupape d'admission avant le PMH (AOA = avance ouverture admission). Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend de la gamme du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes.

La tendance moderne est de promouvoir des distributions variable sen calage et en ouverture, actionnées au moyen de commandes. Magnétiques ou hydrauliques, de manière à pouvoir bénéficier d'un remplissage optimal sur toute la gamme des régimes. De tels systèmes existent déjà en série et sont présentés comme une des clés ouvrant la voie vers les moteurs à faible consommation et pollution zéro.

Un calage d'admission bien adapté peut entraîner une légère suralimentation du moteur en un point de régime tandis que l'accroissement du nombre de soupapes par cylindre améliore le remplissage à tout régime. La suralimentation par compresseur permet des accroissements plus substantiels du remplissage avec des pressions d'admission largement supérieures à l'atmosphère.

Quelle que soit la pression à l'entrée du circuit d'admission, la quantité de mélange admis dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. Dans un moteur AC la charge du moteur est donc en rapport (fortement non linéaire) avec la pression d'admission, appelée habituellement « dépression admission » puisqu'elle est le plus souvent inférieure à la pression atmosphérique.

- **Temps 2. Compression-allumage**

Les soupapes étant fermées, le piston remonte vers le PMH en comprimant la masse gazeuse enfermée. La pression dans le cylindre croît et, sans combustion, elle attendrait à pleine ouverture 10 à 20 bar au PMH, selon le taux de compression. L'allumage intervient quelques instants (avance à l'allumage) avant le PMH (10 à 20 °V), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion.

Le degré vilebrequin (°V) est une unité de temps propre aux motoristes, c'est le temps nécessaire pour que le vilebrequin tourne d'un angle de 1 degré. Sa relation avec le temps réel (en secondes) est :

$$1^\circ V = 1/N \quad (\text{secondes}) \quad \text{avec } N \text{ (tr/min) régime de rotation.}$$

On remarquera ainsi que dans le cas d'un moteur fonctionnant à 5000 tr/min le vilebrequin tourne de 300 °V par milliseconde.

Les moteurs à injection directe réalisent leurs charges partielles en modulant la quantité de carburant dans la chambre de combustion la répartition de la charge est hétérogène pour que localement une faible quantité de carburant puisse être associée à une faible part de l'air et que le mélange soit combustible. Le dessin et l'aérodynamique interne des chambres de combustion déterminent la formation du mélange et sa localisation, qui doit être impérativement proche d'une bougie d'allumage. Les pleines charges sont par contre obtenues en revenant à une charge homogène remplissant le volume entier du cylindre.

- **Temps 3. Combustion-détente**

La combustion se développe et la pression croît rapidement pour arriver normalement à son maximum une dizaine de degrés après le PMH, atteignant des valeurs supérieures à 60 bar à pleine charge.

Les gaz sont à ce moment très chaud (2000 à 3000 K) et les transferts thermiques vers les parois sont intenses. Le piston descend ensuite vers le PMB, la pression et la température des gaz décroissent en même temps que du travail est fourni au piston. Le taux de détente est déterminant pour le rendement et certains concepts ont été imaginés pour profiter au mieux de cette phase (cycle de Miller)

- **Temps 4. Échappement**

La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston atteint le PMB, les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée

du piston qui avant le PMB (AOE = avance ouverture échappement), et se fermer après le PMH (RFE = retard fermeture échappement). Il peut se trouver ainsi quelques instants pendant lesquels les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément : c'est le *croisement de soupapes*. Il est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime.

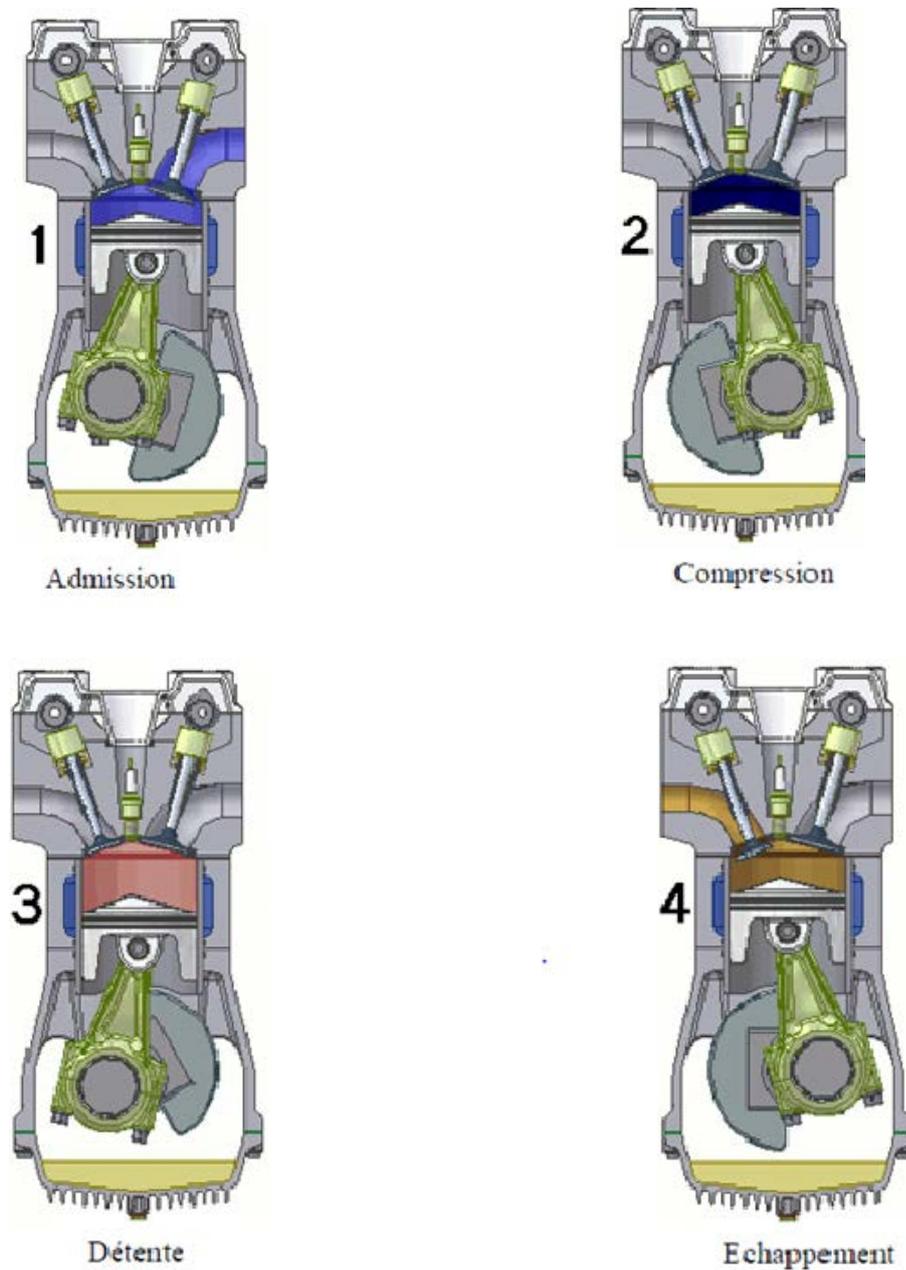


Figure 1.8 : Principe de fonctionnement de moteur à essence à quatre temps .[7]

1.5. La chronologie de combustion :

1.5.1. Diagramme théorique (diagramme idéal) :[8]

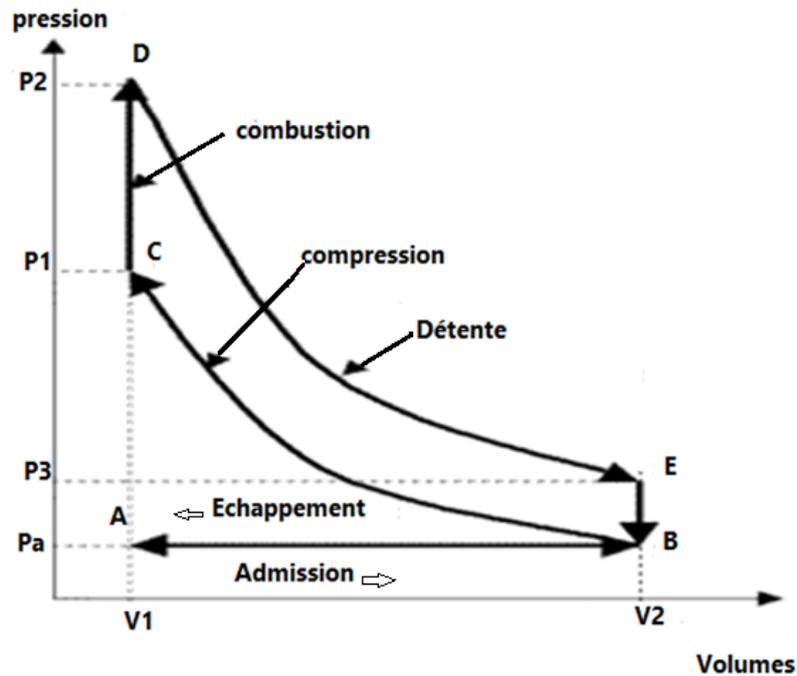


Figure1.9: diagramme de beau de rochas.[8]

Alphonse de Beau de Rochas ingénieur français (1815-1908) alors que Lenoir avait construit le premier moteur à explosion à gaz (1859) il établit le cycle thermodynamique idéal des moteurs à explosion à quatre temps (1862) à allumage extérieur. ses idées furent appliquées et développés par Otto (1876) une querelle d'antériorité eut d'ailleurs lieu. L'évolution des pressions dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle " Beau de Rochas " Se représente dans un diagramme (p, v). Variations de volume en abscisses (horizontale), de pression en ordonnées (verticale), avances et retards, points morts. Notion de travail (travail moteur):

$$W = F \cdot d \text{ (aire totale du diagramme moins aire représentée par les temps résistants).}$$

A-B admission isobare

Aspiration du gaz à la pression atmosphérique dans le cylindre le long de la droite isobare AB ($P_A = P_B = P_a$).

B-C compression adiabatique

Compression adiabatique BC jusqu'au volume minimal V1, la pression devenant P1.

C-D combustion isochore

Combustion instantanée du gaz à volume constant le long de la droite isochore CD avec une forte élévation de température à T_2 et de la pression à P_2 .

D-E détente adiabatique

Détente du gaz chaud le long de l'adiabatique DE qui ramène le volume à V_2 , mais à une pression P_3 supérieure à celle de l'atmosphère.

E-B détente isochore

Détente théorique des gaz dans le cylindre donc la pression tombe instantanément à la pression atmosphérique le long de l'isochore EB, la température redescend.

B-A échappement isobare

Le cycle Beau de Rochas a été conçu pour un moteur tel que l'entrée et la sortie des gaz se fait par des orifices à soupapes placés à l'extrémité fermée d'un cylindre dont l'autre extrémité est constituée par la tête du piston. Toutefois, il est appliqué dans d'autres configurations de moteur, par exemple le moteur rotatif.

Echappement des gaz brûlés en décrivant l'isobare BA. Retour au point de départ A.

1.5.2. Le diagramme réel :[9]

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876 Sur ce moteur, l'évolution de la pression relevée ne correspondait pas exactement au cycle théorique et le rendement en était très inférieur. En voici les raisons :

Admission : l'inertie des gaz augmentant avec la vitesse de rotation du moteur est responsable du remplissage incomplet du cylindre.

Compression : la compression n'est pas adiabatique. Du fait de la communication de la chaleur aux parois, la pression des gaz s'élève moins vite que dans la loi adiabatique.

Combustion : la combustion du mélange air/essence n'est pas instantanée au PMH d'où une zone de combustion arrondie sur le diagramme.

Détente : la détente des gaz brûlés n'est pas adiabatique car les gaz cèdent une partie de leur chaleur aux parois.

Echappement : en fin de détente, la pression des gaz est nettement supérieure à la pression atmosphérique.

Critique du diagramme théorique:

- Remplissage insuffisant,
- Compression insuffisante,
- Pression d'explosion trop faible,
- Echappement incomplet (contre-pression).

Diagramme réel avant réglage :

travail utile insuffisant, temps résistants trop importants.

Note : S1 - S2 représente le travail du cycle.

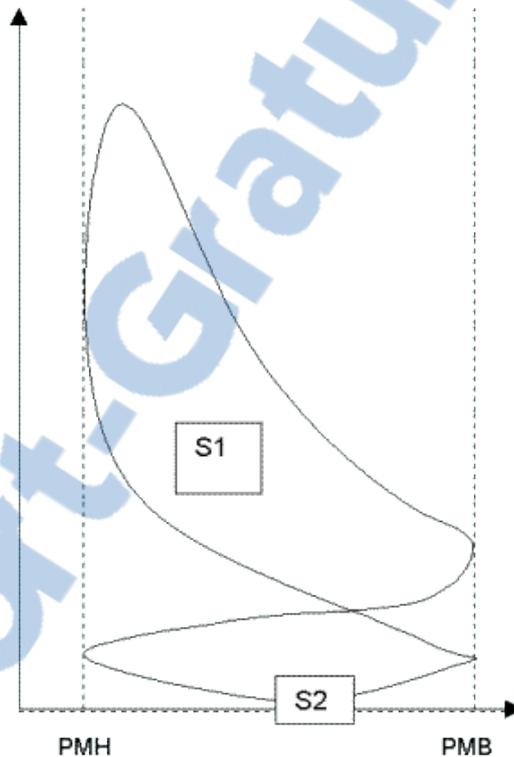


Figure 1.10: cycle réel d'un moteur à essence avant réglage.[6]

Diagramme réel après réglage :

Le cycle réel fut ensuite amélioré afin d'en augmenter le rendement. Cette amélioration a été obtenue grâce à la modification de l'épure de distribution. Avance ouverture admission (A.O.A.) avant le P.M.H, retard fermeture admission (R.F.A.) après le P.M.B.

L'amélioration du remplissage permet d'obtenir une pression de fin de compression plus élevée. Avance à l'allumage (A.A.), répartit la combustion de part et d'autre du P.M.H., augmentation de pression et de durée du temps détente.

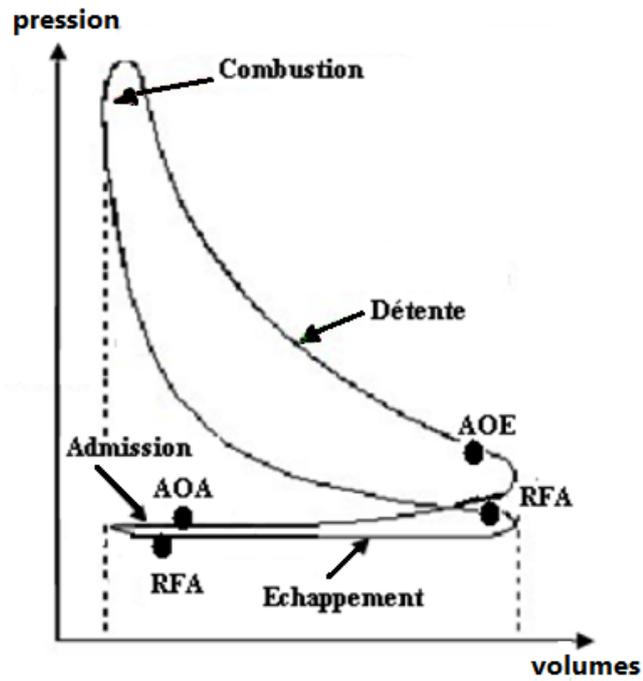


Figure 1.11: cycle réel d'un moteur à essence après réglage.[9]

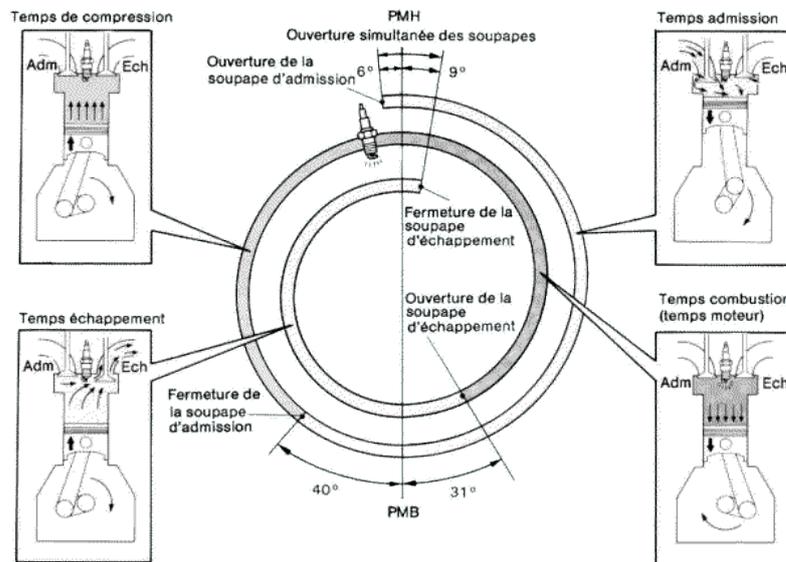


Figure 1.12: la distribution des valves[9]

Ordre d'allumage :

L'ordre d'allumage est l'ordre dans lequel les étincelles se produisent dans les cylindres. Cet ordre est déterminé par le cycle à quatre temps, il prend en compte de nombreux paramètres :

- Le nombre de cylindres.
- La forme du vilebrequin.
- La vitesse d'écoulement des gaz (admission et échappement).
- L'équilibrage du moteur (vibrations, bruit...).
- Les performances du moteur (rendement, puissance, couple).

	0°	180°	360°	540°	720°
Cylindre 1	Comb.-Détente	Echappement	Admission	Compression	
Cylindre 2	Echappement	Admission	Compression	Comb.-Détente	
Cylindre 3	Compression	Comb.-Détente	Echappement	Admission	
Cylindre 4	Admission	Compression	Comb.-Détente	Echappement	
Ordre de l'allumage	<i>1-3-4-2</i>				

Tableau 1.1 : ordre d'allumage 1-3-4-2.[6]

1.5.3. Le diagramme pression en fonction de vilebrequin : [10]

Pour des raisons pratiques, le cycle est souvent représenté par un diagramme de pression en fonction de variation de l'angle de vilebrequin. Voici un exemple de ce relevé :

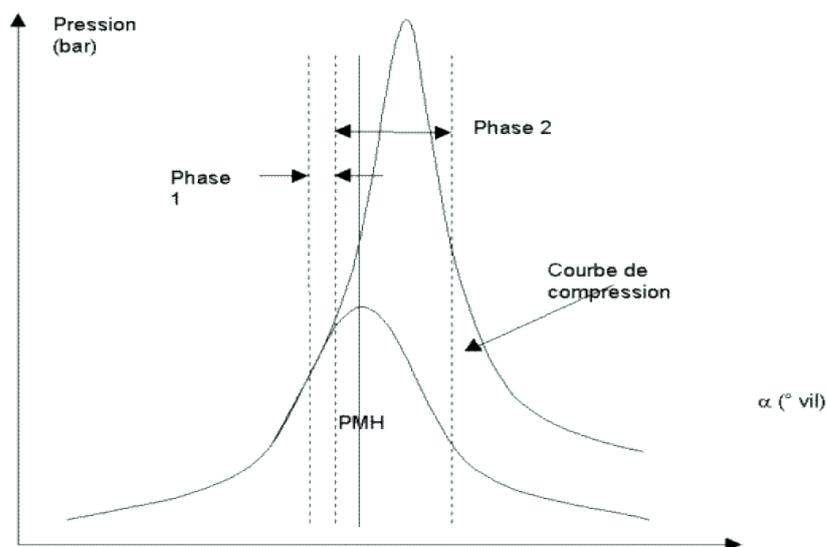


Figure 1.13: diagramme pression en fonction de vilebrequin.

La mesure de la pression dans le cylindre permet la détermination de nombreuses grandeurs. On en tire aussi d'intéressantes indications sur le déroulement de la combustion. Considérons que dans un moteur à allumage commandé, la flamme se propage des électrodes de la bougie aux extrémités de la chambre de combustion.

L'évolution de la pression dans la chambre de combustion naît du mouvement du piston et du déroulement de la combustion, en fonction de l'angle parcouru par le vilebrequin (figure 1.13). Cette pression génère le travail mécanique reçu par l'arbre moteur.

La première phase de la figure (1.13) elle correspond au temps de formation du noyau initial de la flamme dont la propagation peut ensuite s'auto-entretenir et s'étendre au volume de la chambre. Cette phase, appelée délai d'inflammation, correspond à une faible élévation de la pression par rapport à la courbe de compression sans allumage.

La chaleur libérée par la combustion du mélange augmente la température alors que le piston monte vers le point mort haut (PMH) en réduisant le volume. Après le PMH, le volume croît à nouveau.

L'analyse de la pression dans le cylindre permet d'étudier quelques caractéristiques de la combustion.

L'instant de l'allumage par la bougie doit être très finement déterminé, le but étant d'obtenir une pression maximale dès que le piston a dépassé le PMH. La mise au point de l'avance à l'allumage peut être très précise puisque l'on observe l'évolution de la pression au cœur de la chambre de combustion.

Lorsque la courbe de pression se sépare de celle que l'on aurait obtenue sans combustion par allumage, on relève l'angle de vilebrequin dans lequel la combustion commence à se développer de façon sensible. À ce moment précis, ce sont 5% de la masse du mélange introduit qui ont brûlé. De l'angle moteur correspondant, jusqu'à la fin du cycle, la rapidité avec laquelle se développe la pression en fonction de la vitesse de la combustion. Une évolution très rapide de la pression en fonction de l'angle de vilebrequin après l'instant de début de combustion, indique un fonctionnement de moteur rugueux et générateur de vibrations et de bruit (phase 2, voir la figure 1.13).

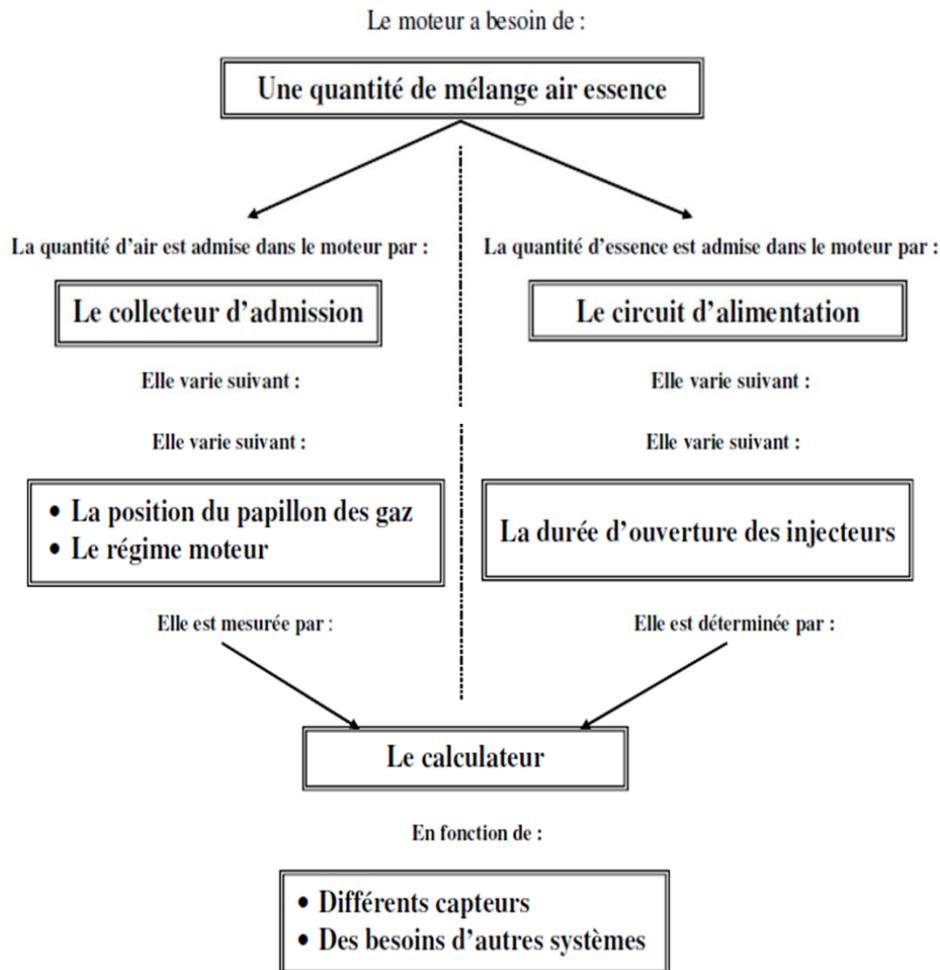
Le terme de cette seconde phase arrive lorsque la pression est maximale, lorsque le front de flamme est arrivé aux parois de la chambre de combustion. Ce sont alors 90% de la masse du mélange introduit lors de l'aspiration qui a brûlé.

Dans la troisième et dernière phase, le mélange est complètement brûlé. Cependant, l'augmentation de pression provoquée par la combustion finale n'est pas suffisante pour

compenser la chute de cette même pression, chute provoquée par la descente du piston vers le point mort bas (PMB) et l'augmentation de volume qui en découle.

1.6. Les systèmes d'alimentation : [11]

Selon l'action du conducteur sur :



1.6.1. Le système d'alimentation en carburant : [12]

Depuis le premier moteur à essence à 4 temps de Beau de Rochas en 1876, l'injection de carburant dans le domaine automobile a évolué suivant deux axes principaux que sont la commande et le lieu de l'injection :

- le carburateur (1893) ;
- l'injection mécanique indirecte essence (1930) ;
- l'injection mécanique directe essence (1950) ;
- l'injection électronique indirecte essence (1967) ;
- l'injection électronique directe essence (IDE, 1997).

Ainsi, l'injection peut être réalisée soit dans la tubulure d'admission des gaz frais, c'est l'injection dite indirecte, soit dans la chambre de combustion, l'injection devient alors directe.

Les évolutions des moteurs à essence à allumage commandé (en opposition aux moteurs Diesel à allumage par compression) se font en particulier au travers de la modification ou de l'introduction de nouvelles stratégies d'injection de carburant. Ces dernières sont notamment rendues possibles par le développement de l'électronique embarquée et des performances des actionneurs utilisés dans les systèmes moteurs (injecteurs, régulateurs, vannes,...).

- **Par carburation :** le mélange air-essence est obtenu dans le carburateur puis introduit dans le cylindre de moteur.

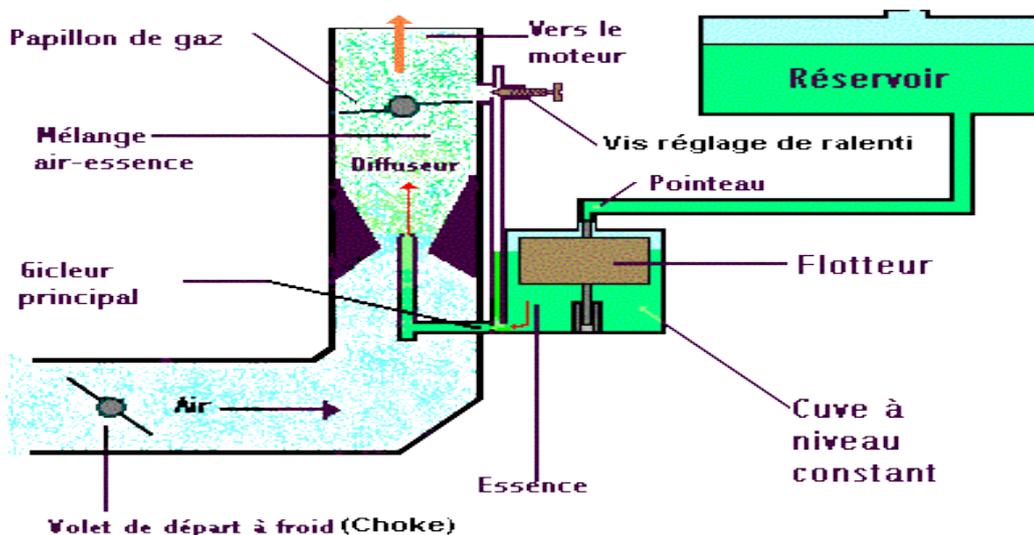


Figure 1.14 : le système d'alimentation en carburant [13]

- **Par injection :**
 - **Injection monopoint :** [14]

L'injection monopoint est un système à pilotage électronique dont l'injecteur unique, à commande électromagnétique, assure l'injection intermittente du carburant en un point central du collecteur d'admission, en amont du papillant. Les désignations Mono-jetronic ou Mono-motronic caractérisent les systèmes d'injection monopoint de Bosch.

- **Injection multipoint :** [14]

L'injection multipoint dispose de conditions idéales pour satisfaire aux exigences imposées à un système de préparation du mélange. Les équipements d'injection présentent un injecteur affecté à chaque cylindre, celui-ci injectant le carburant directement au-dessus

de la soupape d'admission du cylindre. Citons à titre d'exemples les dispositifs KE-jetronic et L-jetronic, ainsi que leurs variantes.

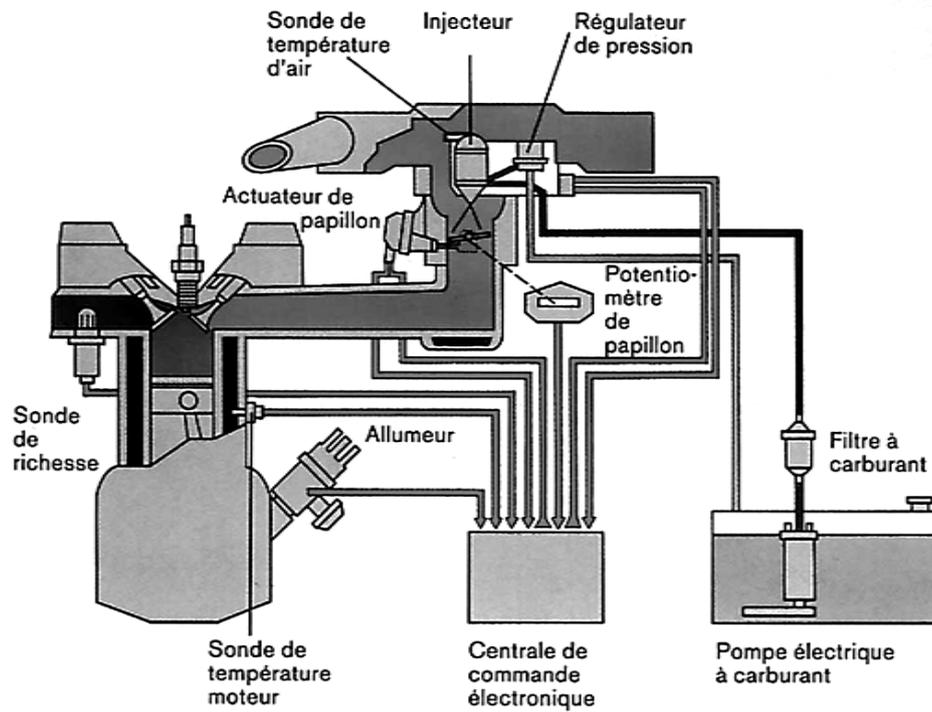


Figure 1.15 : Système à injection monopoint : Mono-Jetronic [15]

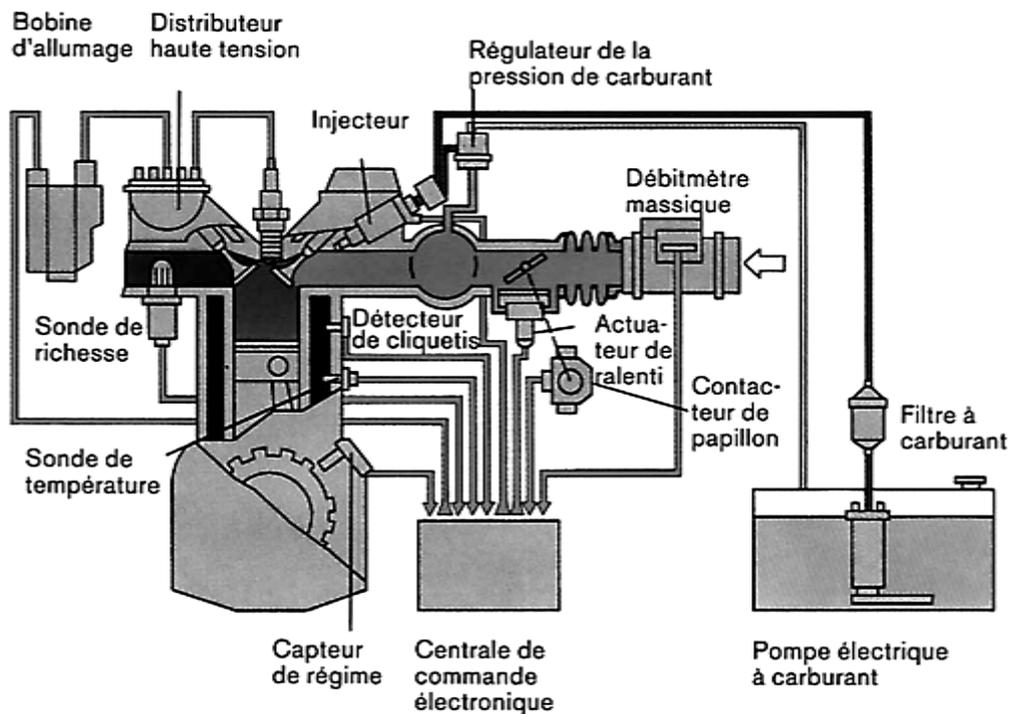


Figure 1.16 : Système à injection multipoint [15].

Injection indirecte : [12]

L'injection indirecte assure la formation du mélange entre les gaz frais et le carburant avant l'entrée dans la chambre de combustion.

On peut discerner au sein de cette technologie l'injection indirecte dite mono-point, où un seul injecteur est utilisé, le mélange étant ensuite aiguillé vers chaque cylindre, de l'injection directe multipoints pour laquelle le mélange de chaque cylindre est géré par un injecteur dédié. Cela permet d'introduire ici des notions de contrôle de la formation du mélange beaucoup plus performant en adaptant par exemple la quantité de carburant pour chaque cylindre en fonction de la cible établie à partir des informations instantanées des capteurs de position des pistons (degré vilebrequin), de température (air, eau, moteur, carburant), de pression (air, admission), de position de la pédale d'accélérateur, etc.

Notons que ce contrôle est d'autant plus ...n qu'il est géré électroniquement, ce qui explique que les technologies d'injection et le développement de la gestion de l'injection par des calculateurs se fasse conjointement.

Injection directe[12]

Comme son nom l'indique, l'injection directe du carburant signifie que le carburant est injecté directement dans la chambre de combustion. Les gaz frais et le carburant pénètrent donc séparément dans la chambre de combustion au sein de laquelle le mélange sera effectué au cours du cycle moteur. Plusieurs motivations sont à la source du développement de ce concept.

L'injection et la vaporisation du carburant dans la chambre de combustion induit une réduction de la température de la charge gazeuse.

Ce refroidissement s'accompagne d'une élévation de la densité et il est donc possible d'introduire d'avantage de charge et d'obtenir in fine plus de couple (donc de puissance). De plus, il est aussi possible d'augmenter le taux de compression du mélange qui est limité par l'auto-inflammation du mélange (cliquetis, knocking), néfaste au rendement et à la durée de vie des éléments mécaniques du moteur. Ici, le mélange étant "refroidi", il est possible d'atteindre des pressions plus élevées, la limite de pression de cliquetis étant repoussée.

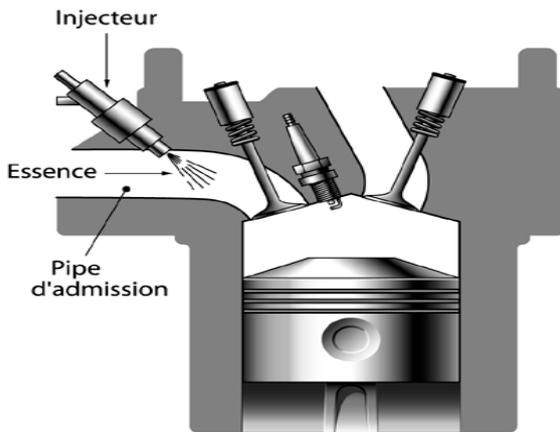


Figure 1.17 : Architecture d'un moteur à injection indirecte. [12]

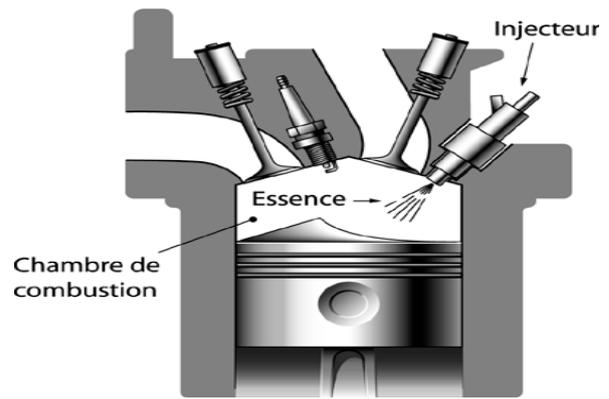


Figure 1.18: Architecture d'un moteur à injection directe essence.[12]

Le contrôle de la richesse du mélange en régime transitoire est aussi amélioré par rapport à l'injection indirecte où l'aérodynamique in stationnaire dans la ligne d'admission rend ait complexe la modélisation du taux d'introduction de carburant. En injectant le carburant directement dans la chambre de combustion, on s'affranchit de cette difficulté et on maîtrise ainsi, pour chaque cycle, la richesse globale dans la chambre de combustion . Enfin, on assiste aujourd'hui au développement de moteurs IDE de faible cylindrée suralimentés par un système de turbocompresseur.

1.7. La constitution de système d'alimentation en carburant : [11]

1.7.1. Le circuit d'alimentation : pour le circuit d'alimentation il existe différents montages :

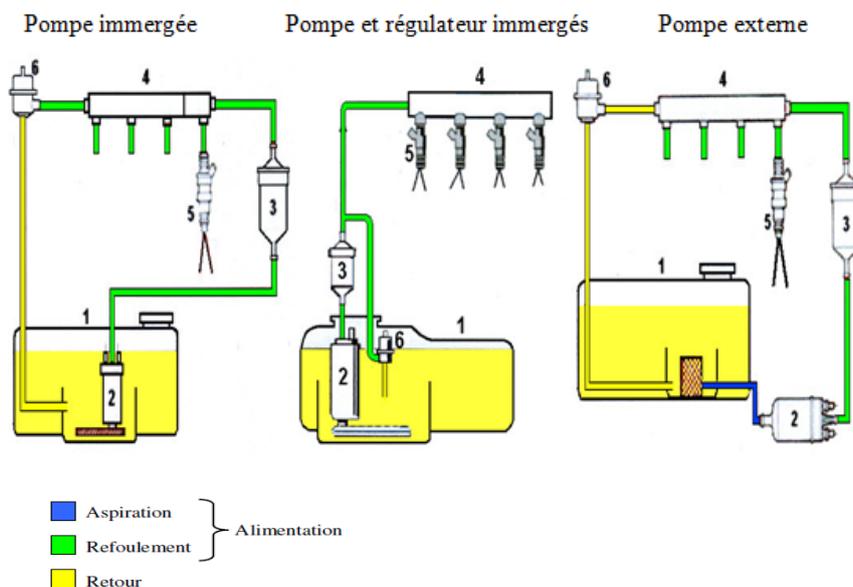


Figure 1.19 : Différents montages d'injection. [11]

Repères	Désignations
1	Réservoir
2	Pompe de gavage
3	Filtre à carburant
4	Rampe d'alimentation
5	Injecteurs
6	Régulateur de pression

1.7.2. Éléments constitutifs :

❖ La pompe de gavage :

Elle fournit un débit constant de carburant au circuit d'alimentation.

Pompe immergée

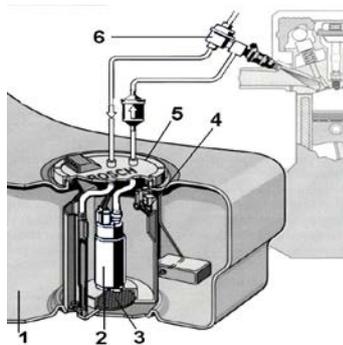


Figure1.20 : Pompe immergée.[11]

Pompe et régulateur immergés



Figure1.21 : Pompe et régulateur immergés.[11]

Repères	Désignations	Repères	Désignations
1	Réservoir	4	Capteur de niveau de carburant
2	Pompe de gavage	5	Puits de jauge
3	Crépine	6	Régulateur de pression

❖ Le filtre à carburant :

- Son rôle est d'assurer au système d'injection, un carburant exempt de toutes impuretés pouvant endommager le système.

- Il est constitué d'un filtre en papier, dont le seuil de filtration est compris entre 5 et 10 microns et d'un tamis qui empêche la circulation des débris éventuels pouvant provenir d'une déchirure du filtre, c'est pourquoi il faut impérativement respecter son sens de montage lors d'un remplacement.

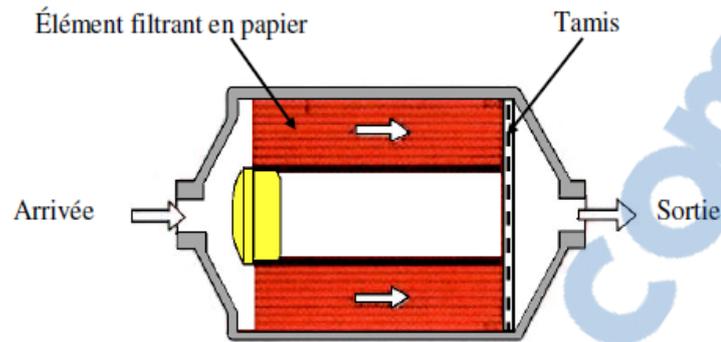


Figure 1.22 : Le filtre à carburant. [11]

- ❖ **Le régulateur de pression :** Il a pour fonctions de maintenir constant la pression du circuit d'alimentation et de permettre le retour de l'excédant de carburant.

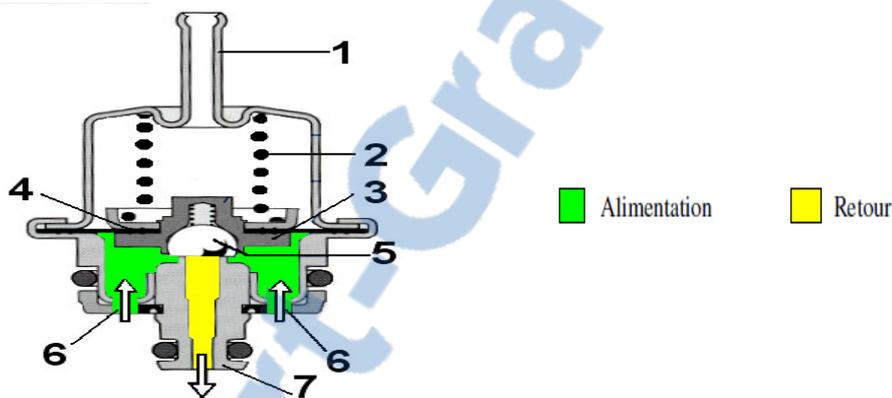


Figure 1.23: Le régulateur de pression.[11]

Repères	Désignations
1	Raccord collecteur d'admission
2	Ressort
3	Porte clapet
4	Membrane
5	Clapet
6	Arrivée de carburant
7	Sortie carburant (retour)

❖ Les injecteurs :

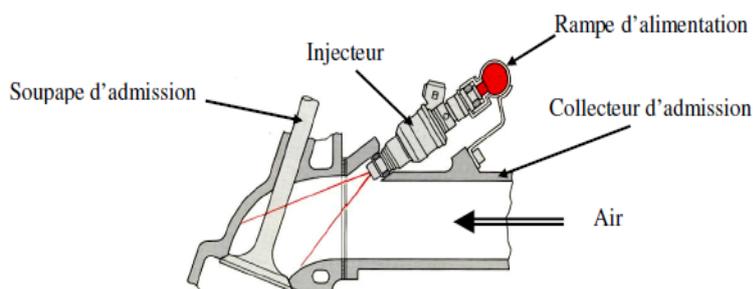


Figure 1.24 : Injecteur placé dans le collecteur d'admission.[11]

1.7.3. Les combustibles

Les essences sont des mélanges complexes de nombreuses substances: antidétonants, antioxydants, inhibiteurs de corrosion, additifs antirouille, agents antigivre, correcteurs de cognement, colorants et lubrifiants pour haut de cylindres. Les essences sur le marché renferment surtout des alcanes C5 à C8 (de 60 à 80 pour cent) et des teneurs moindres de composés aromatiques (de 14 à 33 pour cent) et d'oléfines (de 6,4 à 13 pour cent).

On considère en général que l'essence est un mélange des hydrocarbures dont les points d'ébullition varient entre -1 et 202°C . [16] On lui attribue une densité d'environ $0,730\text{ g/cm}^3$ et une pression de vapeur d'environ $93,3\text{ kPa}$ à 25°C . C'est un produit très inflammable, avec un point d'éclair de -45°C , un seuil d'explosivité dans l'air d'au moins 1,3 pour cent en volume et un plafond de 6 pour cent en volume.

La composition de l'essence étant assez variable, on ne peut préciser ses propriétés physico-chimiques. C'est comme carburant pour les moteurs à combustion interne, surtout les moteurs de voiture, d'avion et de bateau, qu'on utilise le plus souvent l'essence.

Propriétés	Unité	Gazole	Ester méthylique de colza	Ester méthylique de coton	Essence
Densité à 20°C	g/cm^3	0.836	0.880	0.885	0.755
Viscosité à 40°C	mm^2/s	3.3	6.7	4	0.35
PCI	MJ/Kg	43.7	37.7	37.5	42.7
Point éclair	$^{\circ}\text{C}$	63	171	110	-40
Indice de cétane		50	49	52	/

Tableau 1.1 : Propriétés des quelques combustibles.[17]

1.8. Alimentation en air : [18]

Un conduit amène l'air extérieur à un élément filtrant, un autre conduit éventuellement équipé d'un débitmètre amène cet air au boîtier papillon dont l'ouverture est réalisée au moyen d'un actionneur électrique, l'air est ensuite amené au moteur par l'intermédiaire d'un répartiteur qui joue le rôle de volume de tranquillisation appelé *plénum* et dont le volume est de l'ordre de deux à trois fois celui de la cylindrée du moteur. Le circuit d'admission comprend également la communication avec le circuit de réaspiration des vapeurs de carburant issues du réservoir et l'arrivée du circuit de recirculation des gaz d'échappement. On pourra également trouver des artifices de pilotage de la caractéristique acoustique à des fins de contrôle du niveau sonore ou d'adaptation de la loi de remplissage du moteur.

Ce circuit supporte les capteurs de débit et de température d'air, de pression dans le collecteur, le boîtier papillon avec son actionneur, son capteur de position angulaire et, éventuellement, une résistance de réchauffage pour éviter la formation de givre.

1.9. Le système d'allumage :

Dans les moteurs à essence le mélange est enflammé par une étincelle venant de la bougie d'allumage .le système d'allumage sert à transformer le courant de basse tension en courant de haut tension et de repartir ce courant vers les cylindres .ce système contient :

- **la batterie :**

La batterie a pour rôle de fournir le courant électrique pour le lancement du moteur.

- **La génératrice :**

Durant la marche du moteur .la génératrice produit le courant électrique nécessaire pour le fonctionnement du moteur.

- **La bobine d'allumage :**

Elle joue un rôle d'un transformateur, qui transforme le courant de basse tension en courant à haute tension.

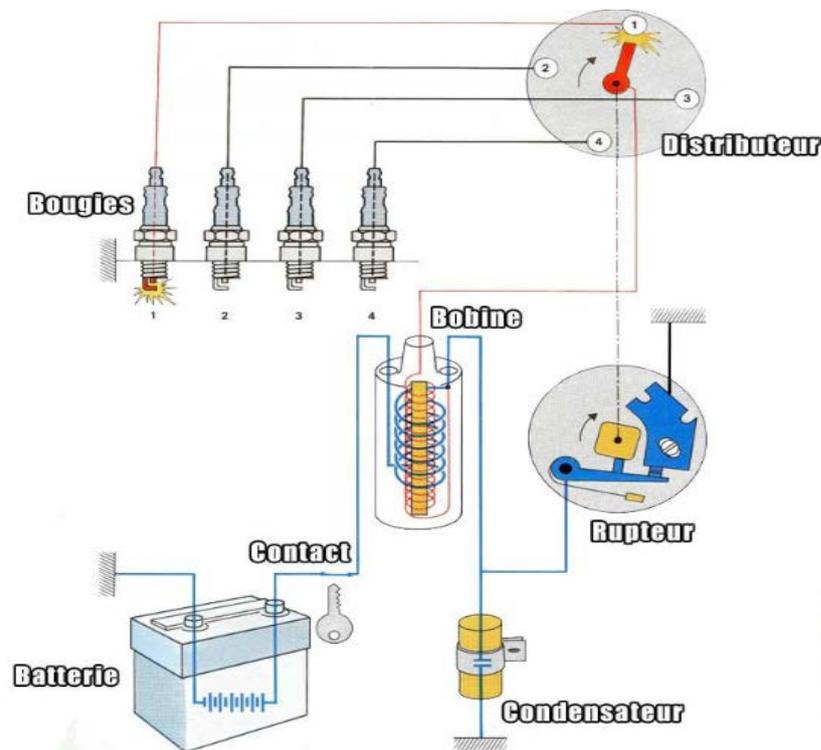


Figure 1.25: Le système d'allumage.[6]

1.10. Le refroidissement et le graissage [19] [20]

1.10.1. Le refroidissement

- **Rôle du refroidissement :** Le système de refroidissement du moteur a pour rôle :
 - de dissiper le dégagement de chaleur produit par la combustion à l'intérieur des cylindres ;
 - de maintenir les températures des différents organes à des niveaux compatibles avec une résistance mécanique suffisante.

Son rôle est donc essentiel pour la préservation du moteur.

➤ Différents systèmes de refroidissement

Les principaux systèmes de refroidissement sont :

- Le refroidissement par eau : une circulation d'eau interne refroidit le moteur, ensuite l'eau est refroidie dans un radiateur.
- Le refroidissement par air : un courant d'air frais passe sur le moteur et le refroidit.

En automobile, c'est le refroidissement par eau qui est le plus utilisé.

- **Le refroidissement par eau :**

Dans ce système, l'eau, chargée d'évacuer les calories du moteur, circule autour des chemises et à l'intérieur des culasses.

Le système de refroidissement comprend :

- ✚ **La pompe à eau :** La fonction de la pompe à eau est de faire circuler le liquide de refroidissement dans le moteur et le radiateur, pour éliminer les calories. La pompe est généralement entraînée par une poulie liée en rotation au vilebrequin par l'intermédiaire d'une courroie.
- ✚ **Le thermostat :** Pour assurer une montée en température rapide du moteur, il faut éviter de faire circuler le liquide de refroidissement dans le radiateur en dessous d'une certaine température. Ce rôle est assuré par le thermostat.
- ✚ **Le radiateur :** Le radiateur est un échangeur de chaleur eau/air utilisé pour abaisser la température du liquide de refroidissement.
- ✚ **Les ventilateurs :** L'air refroidisseur est forcé à travers le radiateur : Par l'avancement du véhicule (effet dynamique) et par un ventilateur dans les cas où l'effet dynamique est insuffisant (véhicule à l'arrêt, moteur en fonctionnement; embouteillages; montagne; ...).
- ✚ **Le vase d'expansion :** Lors de l'échauffement du moteur, le liquide de refroidissement se dilate et la pression monte dans le circuit. Les variations de volume entre moteur froid et moteur chaud sont absorbées par le volume d'air situé à la partie supérieure du vase d'expansion.
- ✚ **Le liquide de refroidissement :** Le liquide de refroidissement également appelé liquide de caloporteur est constitué d'eau, d'éthylène-glycol (antigel) et d'inhibiteur de corrosion. La présence d'éthylène-glycol augmente la température d'ébullition et abaisse celle de congélation.
- ✚ **Des durites :** Sont des conduites qui assurée la circulation de liquide de refroidissement à l'intérieur des culasses et du bloc moteur.

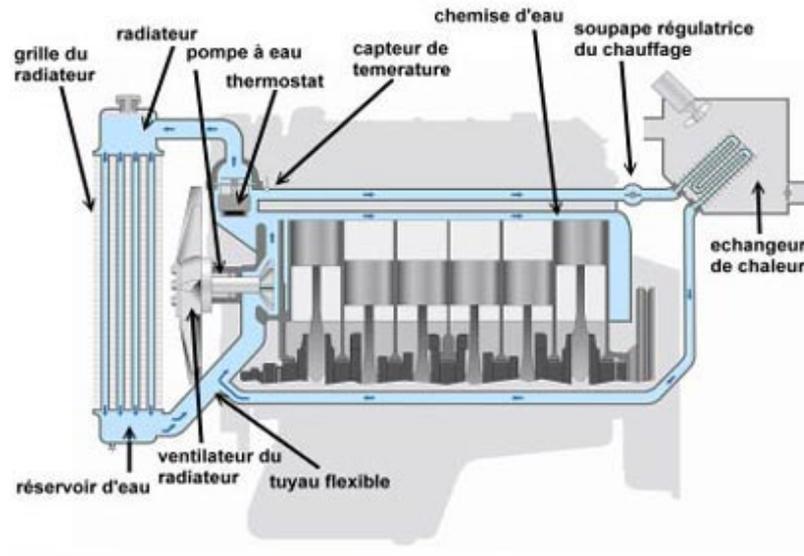


Figure 1.26 : circuit de refroidissement par eau.[21]

• Le refroidissement par air

Ce type de refroidissement encore beaucoup utilisé pour les motos est très rare en automobile. Le coefficient de conductivité de l'air étant plus faible que celui de l'eau, les surfaces d'échange doivent être augmentées et le débit d'air être très important. En pratique, cette surface est augmentée au moyen d'ailettes venues de fonderie au niveau des cylindres et de la culasse.

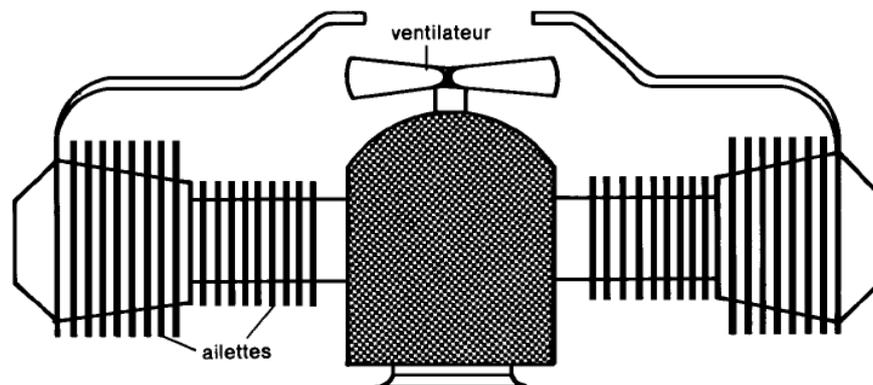


Figure 1.27 : Circuit de refroidissement à air.[6]

1.10.2. Circuits et systèmes de graissage :

- **Rôle de système :** Ce système a plusieurs rôles :
 - diminuer les frottements sur les pièces en mouvement;
 - dissiper une partie de la chaleur de combustion;

- assurer l'étanchéité des cylindres;
- évacuer, lors des vidanges, les particules dues à l'usure et aux résidus de combustion.

➤ **Circuit de graissage**

On peut distinguer deux types de circuits de graissage et lubrification :

- Les circuits à graissage sous pression et à bain d'huile, le plus généralement utilisé sur les véhicules de tourisme.
- Le circuit à graissage sous pression et à carter sec, réservés à certaines applications particulières (véhicules tous terrains ou véhicules de compétition).

A. Graissage sous pression et à bain d'huile

Le carter inférieur constitue une réserve d'huile. Cette dernière est aspirée au travers d'une crépine par une pompe, qui la refoule à une pression dont la valeur maximale (environ 4 à 5 bars) est contrôlée par une soupape de décharge, vers successivement :

- le filtre à huile;
- la rampe principale qui alimente les paliers de vilebrequin;
- la rampe de distribution qui permet de lubrifier les contacts cames-patins ou cames-poussoirs.

L'huile retombe ensuite par gravité dans le carter inférieur par des retours prévus à cet effet.

B. Graissage sous pression et à carter sec

Dans ce cas l'huile qui retombe dans le carter inférieur est aussitôt aspirée par une pompe d'épuisement vers un réservoir d'huile souvent séparé du moteur. De là, l'huile est aspirée puis refoulée sous pression par une pompe d'alimentation analogue, ainsi que le reste de circuit de graissage.

La pompe d'épuisement a un débit largement supérieur à celui de la pompe d'alimentation, dans un rapport de l'ordre de 1.5 à 2. Elle aspire donc, en même temps que de l'huile, une certaine quantité d'air. D'où l'intérêt de ce type de moteur, d'huiles ayant de bonnes propriétés anti-mousse.

Le réservoir d'huile permet une désaération de l'huile avant son départ vers la pompe d'alimentation.

Les deux pompes, d'épuisement et d'alimentation peuvent être toutes deux des pompes à engrenages entraînées par un même arbre.

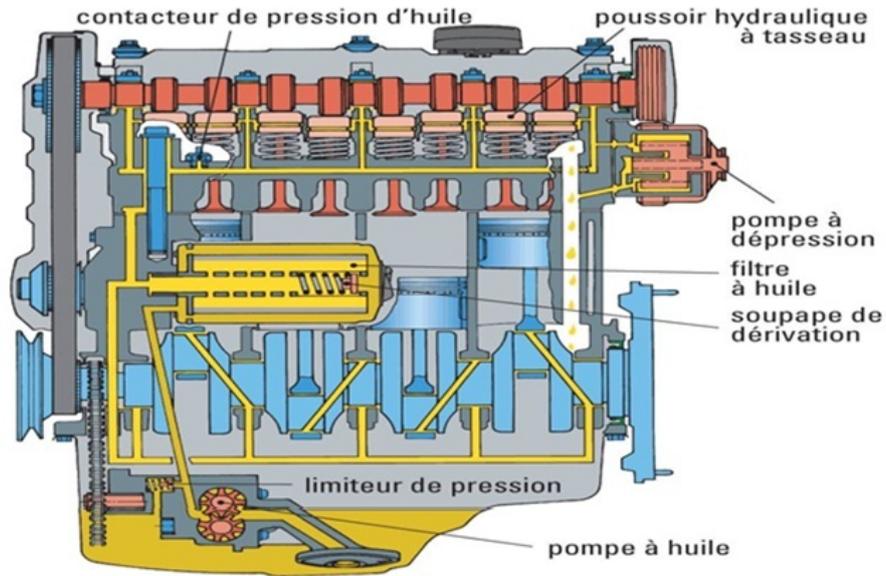


Figure 1.28 : Circuit de graissage sous pression à bain d'huile d'un moteur à essence

[22]

1.11. Les émissions polluantes

En Algérie un tiers de la consommation énergétique finale va vers le secteur des transports.

Le transport routier en particulier, se caractérise par une dépendance importante vis-à-vis des produits pétroliers (essences et gasoil) et représente ainsi une des principales sources de Pollution atmosphérique dans les grandes agglomérations urbaines du nord du pays (Alger, Oran, Constantine et Annaba).

En effet, en constante évolution depuis 1985 (5 % de croissance annuelle), le parc automobile Algérien compte plus de 2.8 millions de véhicules tous genres confondus, se caractérisant par une certaine vétusté (60 % du parc a plus de 14 ans d'âge).

Concernant la consommation de carburant, l'essence reste la principale source d'énergie pour plus de 75 % des véhicules de ce parc et en particulier pour 92,5% des véhicules de tourisme.

Parmi les différents produits polluants qui peuvent être élaborés par la combustion, les oxydes de carbone, les hydrocarbures imbrûlés ou partiellement oxydés et les oxydes d'azotes sont considérés comme les principaux polluants produits par un moteur à combustion interne.

1.11.1. Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone CO est un gaz incolore, inodore, sans vapeur, inflammable, formant avec l'air un mélange explosif, peu soluble. Effet toxique à partir d'une concentration de volume à 0,1 % d'exposition prolongée.

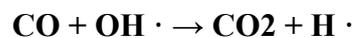
Le mécanisme de formation du CO peut résulter : [23]

- De la combustion à faibles températures des flammes froides.
- De l'oxydation à haute température des hydrocarbures présents dans le combustible.
- De la dissociation du gaz carbonique à haute température.

1.11.2. Gaz carbonique

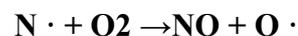
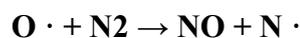
Le gaz carbonique CO₂ n'est pas toxique mais en proportion élevée dans l'atmosphère risque de provoquer un effet de serre et donc un réchauffement de l'atmosphère terrestre avec pour conséquence une fusion des glaces polaires et de ce fait une remontée des niveaux des océans submergeant les côtes à basse altitude.

La formation du gaz CO₂ carbonique résulte de la combustion complète de tout composé carboné avec parfois l'étape intermédiaire de la formation de l'oxyde de carbone puis de sa combustion selon les deux réactions suivantes dont la seconde est très lente et ne joue aucun rôle dans le mécanisme de la formation du CO₂ :



1.11.3. Oxydes d'azotes

La formation d'oxyde d'azote, essentiellement sous forme d'oxyde nitrique NO est dû à l'oxydation l'azote de l'air ou de l'azote contenu dans le carburant ; dans les mélanges pauvres et aux températures et pressions élevées atteintes au moment de la combustion[24]

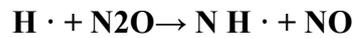
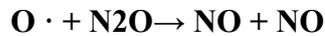


Les teneurs en NO produits dans la chambre de combustion sont toujours inférieures à celles correspondant à l'équilibre thermodynamique à hautes températures car le temps nécessaire à cet équilibre est grand devant le temps de séjour dans le cylindre.

Les deux premières réactions correspondent surtout au mélange pauvre ou proche de la stœchiométrie, au voisinage de la stœchiométrie ainsi que dans les mélanges riches peuvent se produire aussi la réaction :



A basses températures et avec des mélanges pauvres, la teneur en NO se fige par un mécanisme passant par N₂O est devient supérieure à celle de l'équilibre à la sortie des gaz d'échappement :



1.11.4. Hydrocarbures :

Les hydrocarbures apportent aux gaz d'échappement une odeur désagréable et des propriétés irritantes.

Les hydrocarbures rejetés dans les gaz de combustion d'échappement résultent :

- De la propagation incomplète de la flamme à proximité en mélange pauvre ou à faible charge (basse pression et température) qui se traduit par son extinction.
- En mélange riche, du non combustion du carburant en excès, l'oxygène étant en quantité insuffisante.

1.12. Nouvelles voies envisagées pour la réduction de la consommation des carburants et des émissions de polluants [25]

Les efforts pour diminuer la consommation en carburant et les émissions de gaz polluants s'orientent aujourd'hui dans trois directions principales :

- L'amélioration de la combustion proprement dite par la conception de nouveaux moteurs plus performants, en utilisant les méthodes CFD (computational fluid dynamics) combinés à des essais expérimentaux et des modèles de cinétique chimique.
- L'amélioration des techniques de post-traitements des gaz émis à la sortie du moteur : pot catalytique, filtres à particules.
- La reformulation des carburants en essayant par des programmes expérimentaux d'établir des corrélations empiriques entre la composition chimiques du carburant et les émissions.

1.12.1. Amélioration de la combustion dans les moteurs

L'effort de recherche des motoristes pour l'amélioration de la combustion dans les moteurs a principalement porté sur trois axes :

- La réduction de la cylindrée essentiellement dans les moteurs à essence qui permettra de réduire la consommation du carburant.

- Le système d'injection qui pour les nouveaux moteurs Diesel, a été développé depuis le début des années 2000 par une généralisation de l'injection du carburant sous pression avec alimentation des injecteurs au travers d'une rampe commune à tous les cylindres système (Common-rail). Ce système permet une pression d'injection identique dans tous les cylindres et donc un meilleur contrôle de l'alimentation et de la dispersion du carburant.

- Pour les moteurs à essence, dont le fonctionnement avec des mélanges stœchiométriques implique une surconsommation en carburant de 20% par rapport au moteur Diesel, une évolution vers l'injection du carburant directement dans la chambre de combustion est appropriée. C'est notamment le cas des moteurs à combustion stratifiée encore en développement actuellement et pour lesquels l'injection est dirigée près de la bougie d'allumage, créant une zone riche en carburant.

Ces conditions d'injection permettent l'auto-inflammation de mélange ayant une richesse proche de 0,3 alors que dans les conditions classiques de fonctionnement du moteur à essence le mélange ne peut s'enflammer que pour des richesses comprises entre 0,7 et 1,2. D'où à performance équivalente un gain de consommation en carburant de 10 à 20 %.

- Afin d'augmenter le rendement des moteurs thermiques sans augmenter leur cylindrée, il est possible d'équiper ces derniers d'une suralimentation en air, basée dans la majorité des cas, sur l'ajout d'un turbocompresseur au circuit d'air classique (figure 1.29).

Le turbocompresseur permet de récupérer une partie de l'énergie perdue à l'échappement (gaz d'échappement) et de la réinjecter à l'admission. Cette opération est réalisée à l'aide d'une turbine placée à la sortie du collecteur d'échappement qui entraîne un compresseur monté en amont du papillon d'admission d'air frais [26].

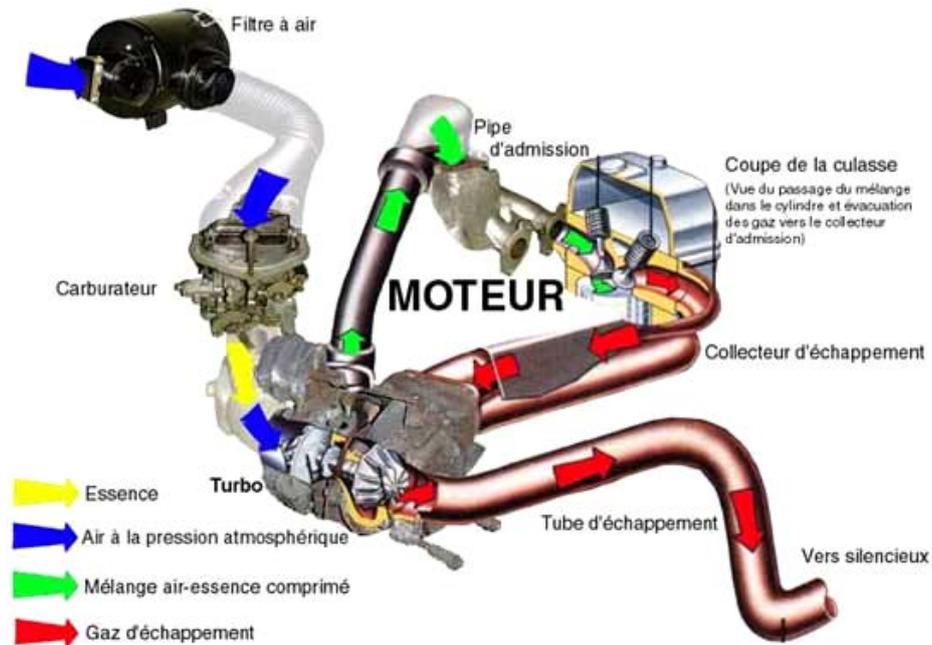


Figure 1.29: Suralimentation des moteurs à essence [6]

En améliorant le rendement des moteurs de faibles cylindrées, la suralimentation en air des moteurs permet aussi de réduire la consommation du carburant et par conséquent les émissions polluantes qui en résultent.

- Le mode de combustion actuellement développé dans les moteurs est la combustion en mélange pauvre homogène, que le carburant d'alimentation soit de l'essence ou du gazole. Ainsi une alternative prometteuse à la combustion en moteur Diesel est le moteur à allumage par compression de charge (HCCI) appelé également moteur CAI pour les applications développées à partir des moteurs essence. Cette technologie s'appuie sur le mode de fonctionnement d'un moteur Diesel mais pour lequel la charge avant auto-inflammation serait totalement homogène permettant un contrôle chimique de l'auto-inflammation, la température à l'intérieur du cylindre étant contrôlée par recirculation des gaz d'échappement. Ce mode de combustion utilisant des mélanges pauvres a pour avantage de diminuer la consommation en carburant des moteurs à essence et, grâce à l'homogénéité chimique et thermique de la charge, de limiter les émissions de NO_x et de particules des moteurs Diesel. A moyen terme la création d'un seul moteur fonctionnant à l'essence et au gazole, voire avec d'autres carburants alternatifs comme le gaz naturel est peut être envisagé avant 2010.

1.12.2. Les systèmes de post-traitement des gaz d'échappement [27]

Le filtre à particules (FAP) en diesel: ce système n'amène pas directement une réduction des NOx mais il faut savoir que les stratégies EGR amènent toujours une augmentation des émissions de particules (le manque d'O₂ empêche la post-oxydation des suies) et il est difficile de trouver un compromis entre ces deux contraintes. L'installation du FAP autorise des taux d'EGR importants et permet d'atteindre les objectifs de réductions de NOx en sachant que les particules émises seront captées ce qui élargit le compromis sur les réglages.

En résumé, le but est clairement de réduire la température de combustion dans les chambres du moteur mais d'un autre côté, on augmente la consommation de carburant.

On peut aussi les réduire en post-traitement:

Par catalyse: oxydation des HC et CO, et réduction du NO (5 réactions au total, seulement applicable au moteurs à essence). Ces réactions chimiques se produisent dès que la température du pain catalytique dépasse les 250°C (il doit monter vite en température afin d'être « utile »). Les oxydations se produisent pour une richesse inférieure à 1 et les réductions pour une richesse supérieure à 1. Pour que ces 5 réactions soient quantitativement significatives, il faut que la richesse soit parfaitement ajustée à 1 grâce au bouclage réalisé à partir de l'information de la sonde « lambda » implantée dans l'échappement. La fenêtre de réglage est donc étroite. Une raison supplémentaire de viser une richesse de 1 est aussi d'agir sur une réaction qui produit de l'oxyde nitreux (N₂O) lors de la catalyse, qui est minimale exactement à richesse 1. Si les quantités de N₂O émises restent faibles, sachez que ce produit est lui-même un puissant gaz à effet de serre (300 fois plus élevé que le CO₂ et les autres types de NOx).

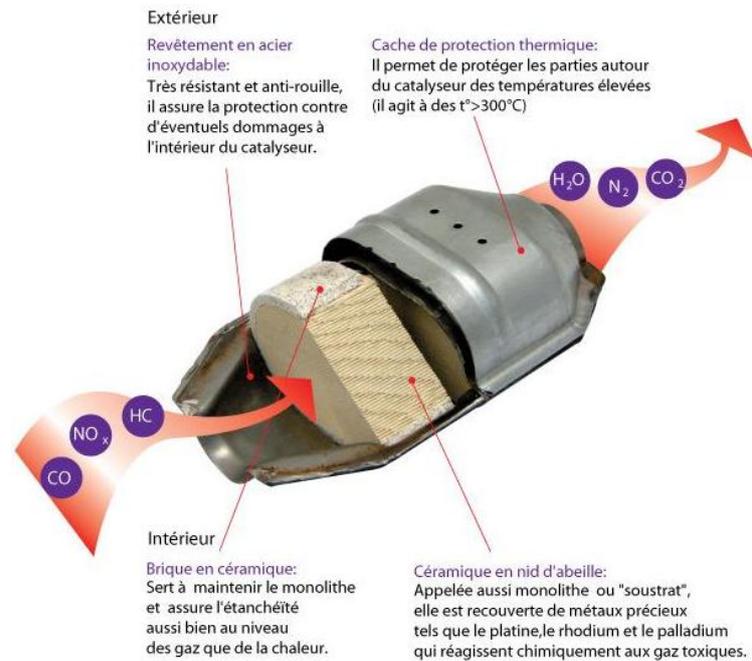


Figure 1.30 : Fonctionnement du catalyseur à oxydation.[27]

1.13. Conclusion

Exposé des divers aspects de la combustion dans les moteurs à essence n'a pas la prétention d'être exhaustif. Seuls ont été retenus les points les plus marquants des très nombreux phénomènes physiques ou chimiques impliqués et les modes de réalisation retenus actuellement.

La complexité des phénomènes impliqués dans une combustion essence fait qu'il n'existe pas de chambres de combustion bonnes dans l'absolu. Seul un mariage de la chambre de combustion et du système d'injection, réussi sur toute la plage de fonctionnement du moteur, permet d'obtenir les longévités, les performances, les consommations et les émissions de polluants recherchées.

La recirculation des gaz d'échappement est une voie d'avenir prometteuse pour réduire les émissions d'oxydes d'azote.

Des solutions d'épuration a posteriori des gaz d'échappement existent: filtre à particules et catalyseur d'oxydation. Des travaux de développement importants sont encore nécessaires pour rendre ces solutions industrialisables.

Chapitre 2
Formulation mathématique

2.1. Introduction [28]

Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à effectuer des travaux de recherche liés à la combustion turbulente et ses applications. De ce fait il est nécessaire de comprendre les processus physique et chimique prépondérants au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies.

Dans ce contexte, l'utilisation de l'outil numérique permet de réduire les coûts et les temps d'études. Il est très simple de modifier numériquement la géométrie ou les conditions d'utilisation (pression, température...). Les investigations réalisées avec les codes CFD (Computational Fluid Dynamics) par exemple CONVERGE, KIVA, Fluent et CFX... permettent alors de tester un grand nombre de solutions pour ne retenir que les plus pertinentes pour des tests expérimentaux.

Dans le cadre de la modélisation de la combustion turbulente, l'utilisation d'un code de calcul comme CONVERGE CFD représente une bonne démarche de compréhension et de prédiction des phénomènes qui se manifestent à l'intérieur du cylindre d'un moteur à combustion interne alimenté par un biocarburant.

2.2. Équations de la phase gazeuse

2.2.1. Équations de transport des espèces chimique m [29]

L'équation de la conservation des espèces peut s'écrire comme suit

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

Avec :

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{tot}} = \frac{\rho_m}{\rho_{tot}} \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

$$\rho_m = Y_m \rho \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

$$D = \frac{\nu}{S_c} \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

2.2.2. Equation de conservation de la masse

Pour toutes les espèces on obtient l'équation de masse totale :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = \dot{\rho}^s \dots\dots\dots (2.5)$$

Où ρ est la masse volumique moyenne en phase gazeuse, u_i est la vitesse moyenne des gaz et S est le terme source lié à l'échange de masse due à l'évaporation des gouttelettes liquide.

2.2.3. Equation de quantité de mouvement

L'équation de quantité de mouvement est définie comme suit:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \dots\dots\dots (2.6)$$

2.2.4. Transport de l'énergie

L'équation de l'énergie interne est, exclusive à l'énergie chimique

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \partial_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + \dot{S}^s + \dot{S}^c \dots\dots\dots (2.7)$$

Avec \dot{S}^s due au spray ; \dot{S}^c due à chimie.

2.3. Approche de RANS [29]

La première des approches de modélisation de la turbulence est la méthode RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes équations) ou la moyenne de Reynolds des équations de Navier-Stokes, où les différentes variables d'état instantanées peuvent être décomposées en une composante moyenne et une composante fluctuante. Les équations moyennées résultantes comportent de nouveaux termes qui traduisent la production des fluctuations des vitesses et constituent le transfert d'un mouvement convectif dû aux fluctuations de la vitesse. Ces nouveaux termes sont appelés les contraintes de Reynolds. Celles-ci posent un problème de fermeture des équations gouvernantes, dont la solution actuelle passe par des "modèles de turbulence" souvent semi-empiriques.

Les modèles de turbulence conduisent à l'adoption d'équations de transport des quantités de la turbulence (k , ϵ) pour résoudre la viscosité turbulente. De ce point de vue, on retrouve trois catégories sous "CONVEERGE":

Pour la décomposition de Reynolds toutes les quantités fluctuantes sont divisées en une partie moyenne et fluctuante,

$$u_i = \bar{u}_i + \tilde{u}_i \dots\dots\dots (2.8)$$

Dans les écoulements avec gradients importants de densité, une moyenne pondérée par la masse, dite moyenne de Favre est souvent préférée,

$$u_i = \tilde{u}_i + \tilde{u}'_i \text{ Avec } \tilde{u} = \frac{\bar{\rho} u_i}{\bar{\rho}} \dots\dots\dots (2.9)$$

La décomposition de FAVRE appliquée aux équations (3.5 et 3.6) donne un nouveau système d'équation, semblable au système initial.

Equation de la conservation de la masse totale

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = \overline{\dot{\rho}^s} \dots\dots\dots (2.10)$$

Equation de la conservation de la quantité du mouvement

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j) \dots\dots\dots (2.11)$$

La contrainte Reynolds σ_{ij} donnée par :

$$\sigma_{ij} = -\bar{\rho} \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j \dots\dots\dots (2.12)$$

2.4. Modèle de turbulence RNG k-ε [29]

L'utilisation des modèles de turbulence comme le modèle *RNG k-ε* sont nécessaires pour obtenir la viscosité turbulente donnée par l'équation (2.16) un pour l'énergie cinétique turbulente k , et un pour la dissipation de l'énergie cinétique turbulente, ε .

L'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente est donnée par :

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{k}}{\partial x_i} = -\frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + \bar{S}_s \dots\dots\dots (2.13)$$

L'équation de transport pour la dissipation turbulente est donnée par

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{\varepsilon})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right) - \left[\frac{2}{3} c_{\varepsilon 2} - c_{\varepsilon 3} - \frac{2}{3} c_\mu c_\eta \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right] \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} + \left((c_{\varepsilon 1} - c_\eta) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \sigma_{ij} - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + c_s \bar{S}_s \right) \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\text{Avec } \sigma_{ij} = -\bar{\rho} \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \dots\dots\dots (2.15)$$

La viscosité turbulente μ_t est donnée par :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \dots\dots\dots (2.16)$$

$$k = \frac{1}{2} \widetilde{u'_i u'_i} \dots\dots\dots (2.17)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \dots\dots\dots (2.18)$$

$$c_\eta = \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \dots\dots\dots (2.19)$$

$$\eta = \frac{S k}{\varepsilon} \quad , \quad S = (2S_{ij} S_{ij})^{1/2}$$

Sc_t est le nombre de Schmidt turbulent, Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent, D_t est la diffusion turbulente et k_t est la conductivité turbulente.

Le terme source est $\overline{S_s}$ dû à l'interaction avec le spray et les valeurs des constantes sont déterminées à partir des travaux expérimentaux.

Constant	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	$c_{\varepsilon 3}$	c_s	c_{ps}	Pr_k	Pr_ε	η_0	β	c_μ
RGN k-ε	1.42	1.68	-1.0	1.5	0.164	0.71	0.719	4.38	0.012	0.084

Tableau 3.1 .Les valeurs des constantes dans les modèles RNG k-ε [26]

2.5. Équations de la phase liquide [30]

Dans les moteurs à combustion interne à injection directe, le carburant est introduit dans la chambre de combustion par l'injecteur. Le jet liquide issu de l'orifice de l'injecteur se pulvérise et doit ensuite être réduit-en de fines gouttelettes qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser le mélange (air/carburant) et la combustion. Transformée le jet liquide en " spray" (nuage de gouttelettes) c'est l'atomiser. Cette transformation s'effectue en deux étapes. Le fractionnement primaire du jet produit des gouttes directement à partir de la colonne liquide. Le fractionnement secondaire divise ces gouttes issues du fractionnement primaire en gouttes encore plus petites. Les gouttelettes injectées dans le cylindre peuvent subir un ou plusieurs processus à savoir, l'atomisation, la collision et l'évaporation. Par conséquent, sont exigés des modèles qui décrivent ces processus (atomisation, collision, et évaporation).

2.5.1. Modèles d'atomisation [28], [31], [32]

Au cours des années, plusieurs modèles d'atomisation primaire et secondaire ont été proposés. Dans les différentes versions du code CONVERGE 2.2 il existe plusieurs modèles pour l'atomisation du jet. On cite:

Les modèles basés sur la croissance d'ondes de perturbation initiée en sortie d'injecteur (KH et RT) et ceux basés sur l'amplification de l'oscillation ou de la déformation d'une goutte (TAB), expliquées par les effets aérodynamiques. Même si ce modèle traite principalement le fractionnement secondaire des gouttes, il a été utilisé dans Converse pour l'atomisation primaire du jet. D'autres modèles comme KH-RT ont été implémentés dans Converse. Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de Kelvin-Helmholtz (KH) et *Rayleigh-Taylor* (RT), figure (2.1). Dans le cadre de notre étude, le modèle KH-RT est utilisé, à cause de grand nombre de Weber, de plus il offre la possibilité de simuler les deux processus de fractionnement Indépendamment.

- **Le modèle KH [29]**

La physique de l'atomisation à grand nombre de Weber est très complexe. *Reitz* (1987) [33]. Ce modèle de fractionnement primaire suppose que l'atomisation se produit du fait du développement d'instabilités de surface de type *Kelvin Helmutz* à la sortie de l'injecteur. En s'appuyant sur la théorie linéaire des instabilités, *Reitz* obtient la longueur d'onde Λ_{KH} et le taux d'accroissement Ω_{KH} de l'onde qui croît le plus rapidement. En fonction des nombres adimensionnels du problème, *Reitz* obtient les corrélations suivantes :

$$\frac{\Lambda_{KH}}{r_0} = 9.02 \frac{(1+0.45Z_l^{0.5})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.87We_g^{1.67})^{0.6}} \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\Omega_{KH} \left[\frac{\rho_l r_0^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{(0.34+0.38We_g^{1.5})}{(1+Z_l)(1+1.4T^{0.6})} \dots\dots\dots (2.21)$$

D'où

$$T = Z_l \sqrt{We_g} \quad \text{Nombre de Taylor ,} \quad Z_l = \frac{\sqrt{We_l}}{Re_l} \quad \text{Nombre de Ohnesorge}$$

$$We_g = \frac{\rho_g U^2 r_0}{\sigma} \quad \text{Nombre de Weber gas ,}$$

$$We_l = \frac{\rho_l U^2 r_0}{\sigma} \quad \text{Nombre de Weber liquide}$$

$$Re_l = \frac{U r_0}{\nu_l} \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

Dans le modèle KH, le rayon des gouttes filles r , obtenu après un temps de rupture τ_{KH} est donné par :

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \dots\dots\dots (2.22)$$

$$\tau_{KH} = \frac{3.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \dots\dots\dots (2.23)$$

Où B_0 est une constante prise égale à 0, 61 [31], la constante B_1 dépend du niveau des perturbations initiales dans le jet liquide et varie d'un injecteur à un autre. *Reitz* fixe cette constante, qui dépend de la géométrie de l'injecteur, à 10, la valeur typique dans Converge varie entre 5 et 100 [33].

Durant le processus de fractionnement, le rayon (initialement égal au rayon r_0) décroît pour atteindre le rayon de stabilité r_1 , suivant la loi :

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{(r_0 - r)}{\tau_{KH}}, \quad r \leq r_0 \dots\dots\dots (2.24)$$

• **Le modèle RT [29]**

Le modèle RT fonctionne d'une manière légèrement différente. La longueur d'onde Λ_{RT} et le taux d'accroissement Ω_{RT} de l'onde en fonction des nombres adimensionnels sont données par (*Xin et al.* 1998) [34] :

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{a(\rho_l - \rho_g)}} \dots\dots\dots (2.25)$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \frac{[a(\rho_l - \rho_g)]^{3/2}}{\rho_l + \rho_g}} \dots\dots\dots (2.26)$$

Si le modèle hybride KH-RT est activé, la longueur L_b (voir Figure 2.1) peut être écrit comme suivant :

$$L_b = C_{bl} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} d_0 \dots\dots\dots (2.27)$$

Avec C_{bl} est la constante de la longueur de rupture .

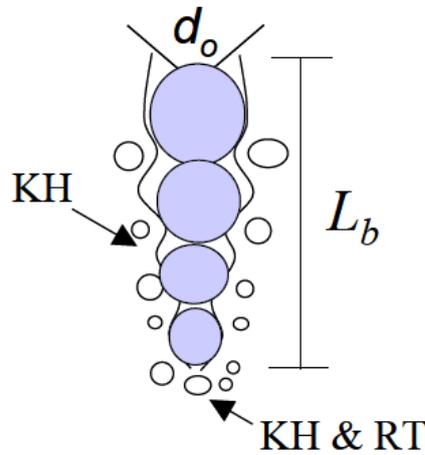


Figure 2.1. Schéma du modèle de pulvérisation rupture KH-RT

2.5.2. Collision [29]

La fréquence de collision d'une goutte avec l'ensemble des gouttelettes est donnée par *O'Rourke* en (1981). [35]

$$u_{coll} = \frac{N_2 \pi (r_1 + r_2) V_{12}}{\vartheta} \dots\dots\dots (2.28)$$

N_2 est le nombre de gouttelettes, V_{12} est la vitesse relative entre gouttelettes, r_1 et r_2 sont les rayons des gouttelettes, respectivement, et ϑ est le volume de la phase gazeuse entre deux gouttelettes à colis.

Afin de déterminer le résultat de collision, un paramètre d'impact critique b_{crit} est calculé avec l'expression.

$$b_{crit} = (r_1 + r_2) \text{mim} \left(1.0, \frac{2.4f}{We_{coll}} \right) \dots\dots\dots (2.29)$$

Avec :

$$f = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^3 - 2.4 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 + 2.7 \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \dots\dots\dots (2.30)$$

Et We_{coll} est le nombre de Weber du la collision donnée par :

$$We_{coll} = \frac{\rho_L V_{12}^2 r_2}{\sigma} \dots\dots\dots (2.31)$$

2.5.3. Evaporation [29]

Une fois que la pulvérisation de liquide est injectée dans le domaine de calcul, le modèle est nécessaire pour convertir le liquide en vapeur gazeuse. Dans CONVERGE, le taux de temps de changement de rayon gouttelette due à la vaporisation est calculée à partir de la corrélation Frossling (Amsden et al. 1989) [36].

$$\frac{dr_0}{dt} = - \frac{\rho_g D}{2\rho_L r_0} B_d Sh_d \dots\dots\dots (2.32)$$

D est le coefficient de diffusion de la vapeur de liquide dans l'air.

$$B_d = \frac{Y^* - Y_1}{1 - Y_1^*} \dots\dots\dots (2.33)$$

Y_1^* Est la fraction de masse de vapeur à la surface de la goutte, Sh_d est le nombre de Sherwood donnée par:

$$Sh_d = \left(2.0 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \right) \frac{\ln(1+B_d)}{B_d} \dots\dots\dots (2.34)$$

Y_1^* Donnée sous la forme suivante :

$$Y_1^* = \frac{M_{C_nH_{2m}}}{M_{C_nH_{2m}} + M_{mix} \left(\frac{P_{gaz}}{P_v} - 1 \right)} \dots\dots\dots (2.35)$$

Où M_{mix} est la masse moléculaire du mélange, P_{gaz} est la pression du gaz, et P_v est la tension de vapeur.

2.6. Modèle du transfert thermique (Loi de paroi) [29]

Les modèle Han et Reitz [37] est fait pour les écoulements compressibles.

Le Flux de chaleur de paroi donnée par le modèle par :

$$k \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\mu_m c_p F (T_f - T_W)}{Pr_m y} \dots\dots\dots (2.36)$$

Avec :

$$F = \begin{cases} 1.0 & y^+ < 11.05 \\ \frac{\left(\frac{y^+ Pr_m}{Pr_t}\right)}{\frac{1}{k} \ln(y^+) + B + 11.05 \left(\frac{Pr_m}{Pr_t} - 1\right)} & y^+ > 11.05 \end{cases} \dots\dots\dots (2.37)$$

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu_m} \dots\dots\dots (2.38)$$

k est la conductivité moléculaire, Pr_r est le nombre de Prandtl moléculaire, Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent, T_w est la température de la paroi, et T_f est la température du fluide. La vitesse de cisaillement, u_τ , est tirée de la loi de paroi de l'élan.

2.7. Les Modèles chimiques [29]

2.7.1. Modélisation de la combustion turbulente

En turbulence classique, les équations pour les divers moments des variables dépendantes sont dérivées à partir des équations de conservation. On montre alors que ces équations ne peuvent être 'fermées' à aucun niveau et que des hypothèses de fermeture, souvent empiriques, sont nécessaires. Ces hypothèses proposent de relier les moments d'ordre supérieur aux moments d'ordre inférieur par des relations universelles.

Les chercheurs se sont attachés alors à examiner la physique des phénomènes afin de pouvoir proposer des modèles de combustion turbulente.

- **Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente**

Des modèles de combustion turbulente ont été proposés pour exprimer les taux de réaction moyens en fonction des variables connues, c'est-à-dire des valeurs moyennes elles-mêmes, et probablement aussi en fonction des caractéristiques de la turbulence, puisque celle-ci joue un rôle important pour les modèles basés sur la solution de l'équation de transport des fractions massiques des espèces, donc il ne peut pas prendre en compte les effets de la turbulence. Les termes sources qui apparaissent dans les équations de transport des espèces sont calculés d'après l'expression du taux d'Arrhenius pour les combustions non pré-mélangées et pré-mélangées. Les mécanismes des réactions chimiques seront prédéfinis.

Pour la modélisation des écoulements réactifs, Convergence V2.2 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue : [29]

- ❖ Le modèle du temps caractéristique de la combustion (taux de progression CTC).

- ❖ Le modèle d'équilibre chimique (Chemical Equilibrium-CEQ).
- ❖ Modèle de chimie cinétique détaillée (Detailed Chemical Kinetics Model-SAGE).
- ❖ Modèle G-équation (prévu dans la version Converge 2.2).

➤ **Mécanismes réactionnels détaillés « SAGE » [29]**

Un mécanisme réactionnel est une collection de réactions élémentaires. Une réaction élémentaire est une réaction qui se produit exactement comme elle est représentée par une équation, tout différemment des réactions globales ou complexes, et elle ne peut pas être encore décomposée en réactions constitutives. Les mécanismes réactionnels décrivent comment toute réaction a lieu à un niveau moléculaire, quelles liaisons seront cassés ou formés et dans quel ordre, quel est le taux de progression des chaque étape. Par conséquent, la connaissance des propriétés des réactifs et des produits est exigée]. Chaque étape du mécanisme comporte une combinaison d'espèces. La dépendance de ces étapes aboutit à l'équilibre stoechiométrique de l'équation de la réaction chimique globale. Pour qu'un mécanisme réactionnel soit considéré valide, il faut qu'il satisfasse le caractère précédent, et il faut encore que ses prévisions intermédiaires (espèces et taux de progressions des réactions élémentaires) ne fassent pas contradiction aux observations expérimentales. D'une manière générale une réaction peut être représentée avec :

$$\sum_{m=1}^M v'_{m,r} x_m \leftrightarrow \sum_{m=1}^M v''_{m,r} x_m \quad \text{Pour } r = 1, 2, \dots, R. \dots\dots\dots (2.39)$$

Où $v'_{m,r}$ et $v''_{m,r}$.

$$\dot{\rho}_m^c = M_{max} \sum (v''_{m,r} - v'_{m,r}) \dot{\omega}_m$$

$$\dot{Q}^c = \sum Q_r \cdot \dot{\omega}_m$$

Où X_m représente une mole de l'espèce m , et $v'_{m,r}$ et $v''_{m,r}$ sont les coefficients stoechiométriques intégraux de la réaction r , M_{max} la masse moléculaire.

La réaction r à un taux de réaction $\dot{\omega}_m$ donné par :

$$\dot{\omega}_m = \sum_{r=1}^R v_{m,r} q_r \dots \quad \text{Pour } m = 1, 2, \dots, M. \dots\dots\dots (2.40)$$

$$\text{Avec : } v_{m,r} = v''_{m,r} - v'_{m,r} \dots\dots\dots (2.41)$$

Et q_r taux variable de réaction est :

$$q_r = k_{fr} \prod_{m=1}^M [x_m]^{v'_{m,r}} - k_{rr} \prod_{m=1}^M [x_m]^{v''_{m,r}} \dots\dots\dots (2.42)$$

$[X_m]$ est la concentration molaire de l'espèce m , k_{rr} et k_{fr} les taux de réaction, respectivement vers l'avant et vers arrière, ils sont de la forme généralisée d'Arrhenius.

$$k_{fr} = A_r T^{b_r} e^{(-E_r/R_u T)} \dots\dots\dots (2.43)$$

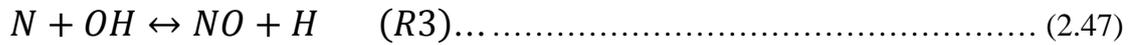
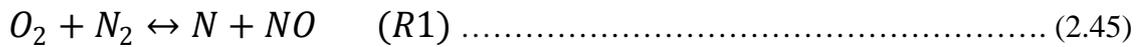
$$k_{rr} = k_{fr}/k_{cr} \dots\dots\dots (2.44)$$

Où A_r est le facteur pré-exponentiel, b_r est l'exposant de la température, E_r est l'énergie D'activation, R_u est la constante universelle des gaz.

2.8. Modèle de formations des polluants [29]

2.8.1 .Le modèle de formation de NO_x

Le mécanisme Ze'ldovich étendu tel que présenté par Heywood (1988) [38] est utilisée pour calculer la formation de NO. Ce mécanisme est donné par l'ensemble des réactions suivantes:



Les constantes de vitesse des réactions (R1), (R2) et (R3) sont donnés par :

$$k_{R1,f} = 7.6 \times 10^3 \exp\left[-38,000/T\right] \dots\dots\dots (2.48)$$

$$k_{R1,r} = 1.6 \times 10^3 \dots\dots\dots (2.49)$$

$$k_{R2,f} = 6.4 \times 10^9 T \exp\left[-3,150/T\right] \dots\dots\dots (2.50)$$

$$k_{R2,r} = 1.5 \times 10^9 T \exp\left[-19,500/T\right] \dots\dots\dots (2.51)$$

$$k_{R3,f} = 4.1 \times 10^{13} \dots\dots\dots (2.52)$$

$$k_{R3,r} = 2.0 \times 10^{14} T \exp\left[-23,650/T\right] \dots\dots\dots (2.53)$$

Où l'indice "f" désigne une réaction vers l'avant et l'indice "R" désigne un revers réaction. En outre, les unités des constantes de vitesse dans l'équation (2.48) jusqu'à (2.53) sont $cm^3/mol.s$.

Le taux de formation de NO peut être écrit comme :

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{R1,f}[O][N_2] - k_{R1,r}[NO][N] + k_{R2,f}[N][O_2] - k_{R2,r}[NO][O] + k_{R3,f}[N][OH] - k_{R3,r}[NO][H] \dots (2.54)$$

Où [N] par exemple, désigne la concentration d'espèces de [NO] en cm³ en moles.

La vitesse de formation de [N] peut être écrite comme :

$$\frac{d[N]}{dt} = k_{R1,f}[O][N_2] - k_{R1,r}[NO][N] - k_{R2,f}[N][O_2] + k_{R2,r}[NO][O] - k_{R3,f}[N][OH] + k_{R3,r}[NO][H] \dots (2.55)$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1[1 - ([NO]/[NO]_e)^2]}{1 + ([NO]/[NO]_e)R'} \dots (2.56)$$

D'où

$$R' = \frac{R_1}{R_2 + R_3} \dots (2.57)$$

Et

$$R_1 = k_{R1,r} [NO]_e [N]_e \dots (2.58)$$

$$R_2 = k_{R2,f} [N]_e [O_2]_e \dots (2.59)$$

$$R_3 = k_{R3,f} [N]_e [OH]_e \dots (2.60)$$

Où l'indice (e) est utilisé pour désigner la concentration de l'espèce d'équilibre.

2.8.2. Modèle de formation des suies (modèle de *Hiroyasu*)

La production de masse de suie M_s (g) dans une cellule de calcul peut être déterminée à partir d'une compétition à une seule étape entre le taux de masse de suie de formation \dot{M}_{sf} (g/s) et le taux d'oxydation de masse de suie \dot{M}_{so} . donc selon *Hiroyasu* et *Kadota*

(1976)[39]

$$\frac{dM_s}{dt} = \dot{M}_{sf} - \dot{M}_{so} \dots (2.61)$$

où le taux de formation est donnée par

$$\dot{M}_{sf} = SF M_{form} \dots (2.62)$$

$$SF = A_{sf} p^{0.5} \exp(-E_{sf} / R_U T) \dots (2.63)$$

Dans les équations (2.61) et (2.62), M_{form} est la masse des espèces de formation de suie (typiquement de vapeur de carburant) en grammes, P est la pression de la cellule, R_u est la constante de gaz universelle (cal /K gmol), T est la température de la cellule, E_{sf} est l'énergie d'activation en (cal /gmol) et A_{sf} est le facteur pré-exponentiel d'Arrhenius.

Le taux d'oxydation \dot{M}_{SO} est donc ainsi donnée par :

$$\dot{M}_{SO} = A_{SO} \frac{6M_S}{\rho_s D_S} R_{total} MW_C \dots\dots\dots (2.64)$$

L'équation (3.131) peut être réécrite plus compacte comme :

$$\dot{M}_{SO} = SO M_S \dots\dots\dots (2.65)$$

$$\text{Avec } SO = A_{SO} \frac{6}{\rho_s D_S} R_{total} MW_C \dots\dots\dots (2.66)$$

$$R_{total} = \left(\frac{k_A P_{O_2}}{1+k_z p_{O_2}} \right) x + K_B P_{O_2} (1 - x) \quad (\text{mol/cm}^2) \dots\dots\dots (2.67)$$

D_s est le diamètre des particules de suie, M_s est la masse de particule de suie, ρ_s est la densité de suie et P_{O_2} est la pression partielle d'oxygène.

Où x est la proportion d'un des sites donnés par :

$$x = \frac{P_{O_2}}{P_{O_2} + (K_T/k_B)} \dots\dots\dots (2.68)$$

et les valeurs de K sont taux constant pour le carbone donné par:

$$k_A = 20 \exp\left[-30,000/R_u T\right] \quad (\text{mol/cm}^2 \text{ S}^1 \text{ atm}^1) \dots\dots\dots (2.69)$$

$$k_B = 4.46 \times 10^{-3} \exp\left[-15,200/R_u T\right] \quad (\text{mol/cm}^2 \text{ S}^1 \text{ atm}^1) \dots\dots\dots (2.70)$$

$$k_T = 1.51 \times 10^5 \exp\left[-97,000/R_u T\right] \quad (\text{mol/cm}^2 \text{ S}^1) \dots\dots\dots (2.71)$$

$$k_Z = 21.3 \exp\left[-4,100/R_u T\right] \quad (1/\text{atm}) \dots\dots\dots (2.72)$$

2.9. Conclusion

La combustion turbulente est un domaine très vaste, d'une grande complexité à cause des couplages et de la forme non-linéaire des équations régissantes. Les différents modèles proposés dans la littérature pour la résolution des équations de conservation ont été décrits dans ce chapitre.

Lors du traitement d'un phénomène de combustion turbulente, on se rend compte qu'on a, en effet, affaire à deux phénomènes combinés (turbulence-combustion): la turbulence est un problème cinétique, où il faudrait relever la fermeture par l'un des modèles de la turbulence (k - ϵ , RNG k - ϵ ,...) ainsi que les tensions de FAVRE. La combustion est un phénomène thermochimique. Il faut donc choisir un modèle pour représenter le phénomène. Il doit respecter le genre de la combustion (pré mélange ou non pré mélange) car chaque type doit être modélisé par ses propres modèles.

Chapitre 3
Le code de calcul CFD
CONVERGE

3.1. Introduction

Les équations décrites au deuxième chapitre sont des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires, elliptiques et couplées. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide d'une méthode numérique. Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature. On peut distinguer les méthodes suivantes:

- Méthodes des différences finies (MDF).
- Méthodes des éléments finis (MEF).
- Méthodes des volumes finis (MVF).

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur des volumes entourant chaque point du maillage. Cette méthode, même si elle ne fournit qu'une précision du premier ordre, possède des qualités qui en font l'une des plus adaptées à l'étude des écoulements turbulents. En effet, celle-ci est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non-linéaires. De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de contrôle. Enfin, elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers, ce qui permet la mise en œuvre de code pour un coût raisonnable.

La simulation numérique des fluides ou CFD (Computational Fluid Dynamics) est un outil puissant qui permet de réduire le nombre d'essais nécessaires à l'élaboration d'un nouveau procédé. Ceci est particulièrement intéressant pour les moteurs à combustion interne, pour lesquels les essais au banc coûtent chers. La CFD est simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique des fluides. Cela consiste à résoudre dans une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique.

En effet, son faible coût par rapport à celui des mesures expérimentales, permet de multiplier les essais numériques. Cela constitue généralement une première étape dans l'élaboration d'un nouveau procédé de fonctionnement des moteurs automobiles ou l'utilisation de nouveaux carburants qui pose de nombreux problèmes physiques nécessitant une modélisation.

3.2. L'outil CFD [40]

CFD est l'acronyme anglais de «Computational Fluid Dynamics». Il désigne conventionnellement le large domaine des outils numériques, résolvant les équations décrivant le mouvement d'un fluide (équations de Navier-Stokes, de continuité ainsi que de toutes les autres équations de conservation).

La CFD pour "Computational Fluid Dynamics" est l'application particulière de l'outil numérique à l'étude de la dynamique des fluides, qu'ils soient liquides ou gazeux, ou bien même les deux conjugués. Le champ d'investigation est ainsi au moins aussi vaste que celui de la mécanique des fluides elle-même. La manœuvre consiste à trouver une solution discrète approchée aux équations de Navier-Stokes, avec éventuellement et même très certainement des hypothèses simplificatrices. En effet, l'outil mathématique n'est pas aujourd'hui en mesure de nous donner une solution analytique excepté des cas spéciaux et simplistes, les choses auraient été bien trop simples. Autant la précision des données de mesures issues de l'expérience dépend de la qualité et de la technicité des outils utilisés, autant la précision d'une solution numérique dépend fortement de la qualité de la discrétisation, autrement dit de la qualité des schémas et méthodologies numériques utilisés dans le sens mathématique du terme.

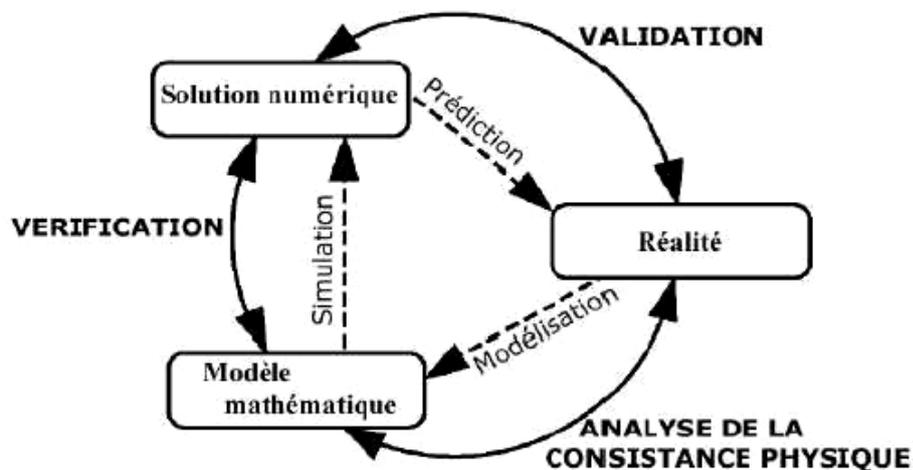


Figure 3.1 : donne le cadre conceptuel dans lequel s'inscrit la simulation numérique: Réalité et les résultats de simulation [40].

La CFD (Computational Fluid Dynamics) est simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique des fluides. Cela consiste à résoudre dans une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique. Historiquement, la CFD a commencé à se développer en génie mécanique, pour étudier les écoulements autour d'un objet afin de mieux le profiler (ailes d'avions, automobiles) [41]. Dans la

simulation des moteurs diesel, les problèmes sont, en général, beaucoup plus complexes de part, en particulier, le caractère multiphasique des écoulements, les réactions chimiques et le comportement turbulent des fluides.

Le fonctionnement des moteurs automobiles actuels pose de nombreux problèmes physiques nécessitant une modélisation. Parmi ceux-ci, on peut citer:

- L'injection directe du carburant dans la chambre de combustion.
- L'utilisation des gaz résiduels dans les nouveaux modes de combustion. Ces gaz conduisent à une stratification de composition et de température qu'il faut prendre en compte.
- Les émissions de polluants. Bien que les moteurs soient de plus en plus propres, les normes ne cessent de devenir de plus en plus strictes, ce qui constitue un vrai challenge pour les constructeurs.
- L'utilisation de nouveaux carburants (gaz naturel et GPL, hydrogène). En effet, ces derniers ont des caractéristiques différentes des carburants classiques, ce qui influence considérablement la formation du mélange et la combustion par la suite.

Nom de code	Origine	Type	Méthode
FIRE	AVI, Allemagne	Code commercial	Volume finis
FLOW-3D	Harwell, Royaume-Uni	Code commercial	Volume finis
FLUENT	Fluent INC, Etats-Unis	Code commercial	Volume finis
CONVERGE	KIVA, Etats-Unis	Volume finis	Volume finis

Tableau 3.1: Le code CFD [42].

3.3. Description du code CFD converge

Le laboratoire CONVERGENT science basé à Middleton, Wisconsin a développé un code de simulation 3D appelé «CONVERGE». En effet, ce code est bien connu par le monde industriel et universitaire aux USA. Il est structuré en modules permettant une prise en main rapide.

Bien qu'il soit spécifiquement conçu pour exécuter des calculs sur des moteurs à combustion interne, la modularité du code permet des modifications faciles pour résoudre une variété de problèmes hydrodynamiques impliquant des réactions chimiques.

Les équations de conservation de masse, d'espèces chimiques, de quantité de mouvement, d'énergie interne spécifique, d'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation sont résolues par l'approche des volumes finis. Pour plus d'informations sur le code converge, le lecteur peut consulter les références originales de *Richards, K. J. et al* [29].

3.3.1. Structure standard de Converge V 2.2

Converge V2.2 simule des écoulements très variés avec des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout code de type CFD, de trois modules qui sont: le préprocesseur « pré-processing », le solveur "Converge" et le post-processeur "postprocessing".

- **Génération de maillage**

Converge UI est un logiciel de construction de modèle physique et de maillage. Il permet de créer la géométrie ou de l'importer à partir d'un autre logiciel de CAO (Solid Works, Solid Concept, etc...) sous format de fichier "STL". Il dispose d'une boîte à outils complète pour réaliser ou importer une géométrie, effectuer des modifications géométriques, générer des maillages plus ou moins complexes conformément à la géométrie, de contrôler leur qualité ainsi que définir les conditions aux limites du domaine de calcul. Ensuite, converge UI importe un fichier sous format '.Dat' noté (surface.dat). Ce dernier s'exporte vers le code de calcul afin d'effectuer les simulations numériques.

- **pre-processing**

L'étape de prétraitement consiste à préparer une surface triangulée qui est fait dans le préprocesseur GUI. Cette étape commence généralement par la lecture d'un fichier STL qui était sortie d'un logiciel de CAO, suivie par des trous de fixation, orienter les triangles, fixant connectivité inadéquate, et la réparation d'autres problèmes avec la surface. Selon la qualité du fichier STL, ce qui peut soit prendre quelques minutes ou quelques heures.

Une fois que la surface est propre, les limites sont ensuite affectés numéros d'identification qui correspondent à des entrées dans le fichier de spécification de limite. Après l'attribution de numéros aux limites, le fichier est écrit et sera une entrée vers l'exécutable converge. Prétraitement implique également la création les autres fichiers d'entrée nécessaires pour l'exécution du code. Ces fichiers d'entrée sont tous en format texte ASCII pour modifier facilement par l'utilisateur. La plupart de ce manuel traite de la préparation des fichiers d'entrée pour exécuter une simulation.

- **L'exécution du code**

Converge peut être exécuté en série (un processeur) ou en parallèle (plus d'un processeur).

Procédé d'exécution dépend du fait que la tâche est en série ou en parallèle.

- **Post-processing**

Ce module produit les fichiers des résultats. Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats des champs dynamiques (Champs de vitesse, lignes de courant, champs de turbulence, contours de la surface, etc...) et scalaires (contours de température, contours des concentrations d'espèces chimiques, etc...). De même, ce module permet d'exporter les résultats sous différentes formes (GMV, Tecplot...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

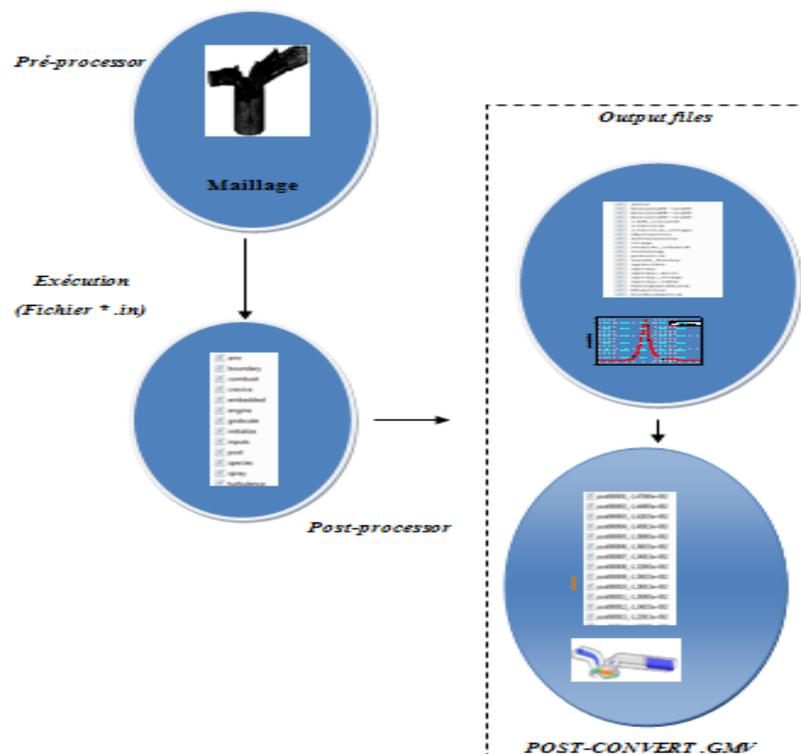


Figure 3.2 : la structure standard de converge.

3.3.2. Les techniques de maillage [28] [29]

Les techniques de génération de maillages sont employées de manière intensive dans de nombreux domaines. Des nombreuses études ont montré que les techniques utilisant les maillages offrent de bonnes performances ainsi que des fonctionnalités intéressantes. ConverseV1.3 [29], et ConverseV1.4 [28] offrent la possibilité de réaliser un maillage structuré, d'ajouter des soupapes verticales, piston sans ou avec bowl ω et d'autres formes. De plus, différentes techniques de raffinement du maillage ont été implémentées dans le code Converse parmi lesquelles: Le raffinement de base.

➤ Raffinement du maillage de base

Dans la simulation numérique, le temps de calcul et la qualité de la solution dépendent très fortement du maillage. C'est pourquoi il faut toujours rechercher le maillage optimal. C'est une opération très importante et elle consiste à diviser le maillage de base dans tout le domaine de calcul en une série de sous mailles. Donc, il est très important d'évaluer la dépendance des résultats sur le maillage utilisé en répétant le même calcul sur des maillages différents, figure (3.3) et en comparant les résultats en termes de temps de calcul et de précision.

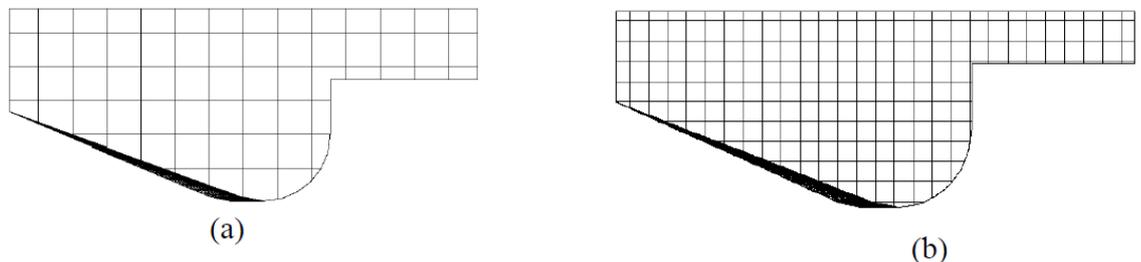


Figure 3.3: (a) Maillage initial, (b) Maillage raffiné.

3.3.3. Les démarches numériques [29]

Pour résoudre les équations aux dérivées partielles non-linéaires et fortement couplées qui régissent l'écoulement du fluide dans les MCI, nous adoptons la méthode RANS, avec l'algorithme PISO pour le traitement du couplage pression-vitesse dans les équations moyennées de Naviers-Stockes.

Le couplage Pression-Vitesse est traité en résolvant les équations de la quantité du mouvement et une équation pour la pression dérivée d'une combinaison de l'équation de

continuité et celle de la quantité du mouvement. Converge V2.2 utilise l'algorithme de couplage PISO qui sera brièvement décrit ci-dessus.

L'algorithme PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) a été mis au point par Issa en 1984 cité dans la référence [43]. C'est une extension de l'algorithme SIMPLE ayant une étape de correction de plus. Il est basé sur une relation de degré élevé entre la correction de la vitesse et la correction de la pression. La méthode de résolution est la même que celle utilisée par l'algorithme SIMPLE qui a été mise en place et développée par *Patankar et Spalding* en 1972 [44]. Afin d'éviter les oscillations du champ de pression dans l'équation de quantité du mouvement, la technique d'interpolation de *Rhie et Chow* [41] est utilisée.

3.4. Les fichiers de sortie et d'entrée dans converge [46]

Les fichiers d'entrée (*.in) contiennent des données géométriques, de conditions limites, et tandis que les entrées numériques des fichiers de données (*.dat) contiennent des propriétés thermodynamiques et des données de réaction chimique. Au début de la simulation, le (*.in) et (*.dat) sont lus par converge. Pendant la simulation, output, post, et les fichiers de restart sont présents. Un schéma du fichier interaction avec converge est montré dans la figure 3.6 Ci-dessous.

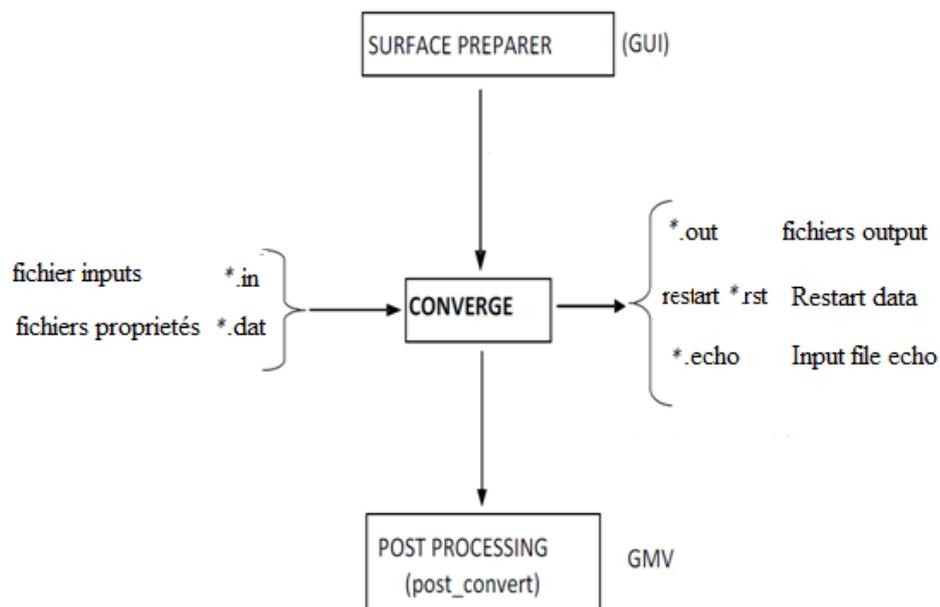


Figure 3.4: Schéma de fichiers d'entrée, des données et de sortie (input, data, and output files) [46].

3.4.1. Descriptions des fichiers d'entrée:

Converge est conçu pour être exécuté à partir de la ligne de commande. Toutes les entrées sont alimentées à l'aide du code par une série de fichiers d'entrée qui sont toutes au format texte ASCII lisible par l'utilisateur. Les fichiers d'entrée peuvent être créés ou modifiés par ne importe quel éditeur de texte simple.

Il existe deux types différents de fichiers d'entrée nécessaires qui se différencient par leur suffixe: * .in et * .dat.

Tous les fichiers d'entrée doivent résider dans le répertoire à partir duquel Converge est exécuté. Si tous les fichiers nécessaires ne sont pas trouvés, le code sera annulé. Un résumé des fichiers d'entrée peut être trouvé dans le tableau 3.2 ci-dessous. Notez que seule l'entrée des fichiers inputs.in, boundary.in, surface.dat, initialize.in, mech.dat et therm.dat sont nécessaires pour une simulation, les fichiers d'entrée restants ne sont requis que quand un modèle ou caractéristique particulière est activé.

Nom du fichier	Descriptions
inputs.in	Commande numérique et simulation, par exemple, les critères de convergence, et les facteurs détente, contrôler le pas de temps, après avoir tapé la fréquence, etc. Ce fichier contient les médias pour allumer et éteindre sous-modèles comme spray, la combustion, la turbulence.
boundary.in	Conditions aux limites, conformément aux limites identifiants utilisés dans surface.dat
initialize.in	Spécification des conditions initiales.
embedded.in	Informations sur où, quand, et comment l'intégration est à ajouter à la grille.
combust.in	Modèle de combustion et des émissions.
turbulence.in	Sélection de quel modèle de turbulence à exécuter ainsi que les paramètres du modèle et les modèles muraux.
spray.in	Configuration et entrées pour les modèles de phase discrets.
events.in	Informations sur la connexion et la déconnexion régions.
engine.in	Entrées spécifiques à une simulation de moteur

source.in	Entrées pour les sources.(pour déterminer le temps d'allumage).
amr.in	Entrées de contrôle de raffinement adaptatif de maillage.
post.in	Le fichier post.in contient les noms des variables qui seront écrites sur les fichiers de poste. Les fichiers de poste peuvent ensuite être convertis en GMV, ou le format de la colonne du texte.
surface.dat	Spécification de surface triangulée et l'affectation limite.
therm.dat	NASA données formatées pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'espèce dans la simulation.
mech.dat	Éléments, espèces, et de réactions données pour la simulation.
gas.dat	Propriétés pour le gaz qui ne peut être calculé qu'à partir des données dans therm.dat

Tableau 3.2: Les fichiers d'entrées [47].

3.4.2. Descriptions des fichiers de sortie

Fichiers Echo (*.echo)

Les fichiers (*.echo) sont placés dans le répertoire à partir duquel converge est exécuté.

Autorisation d'écriture pour le répertoire doivent être fixé de telle sorte que ces fichiers peuvent être créés. Lorsque converge est ré exécuté dans le même répertoire, les fichiers (*.echo) seront écrasés sans demander à l'utilisateur.

Fichiers out (*.out)

Les fichiers (*.out) sont placés dans le même répertoire que l'entrée et les fichiers d'écho à partir de l'exécution de converge. Il est important de noter que lorsque converge est ré exécuté, les fichiers (*.out) seront écrasés les fichiers existants (*.out) dans le même répertoire sans demander à l'utilisateur. Un résumé des différents types des fichiers de sortie est indiqué au tableau.3.3 ci-dessous.

Nom du fichier	Descriptions
thermo.out	Données thermodynamiques et de dégagement de chaleur
emissions.out	Information sur les émissions pour la simulation
spray.out	L'évolution du jet.
species.out	Somme de la masse des espèces dans le domaine.
temperature.out	Informations sur fraction de la masse des températures supérieures fixes.
turbulence.out	La moyenne et l'écart type de la quantité de turbulence dans le domaine
mass_avg_flow.out	Débit massique et débit massique pondérés données thermiques moyennes dans les limites des entrées et de sorties.
area_avg_flow.out	Débit massique et surface pondérés données thermiques moyennes dans les limites des entrées et de sortie.

Tableau 3.3: Les fichiers de sortie [47].

3.5. Présentation du banc d'essais moteur

3.5.1. Les spécifications du moteur

On a choisi le moteur «si8-sage-pfi» qui est un moteur expérimental ce qui nous permet de valider les résultats de notre étude numérique.

Les spécifications de fonctionnement du moteur utilisé sont présentées ci-dessous dans le tableau (3.4).

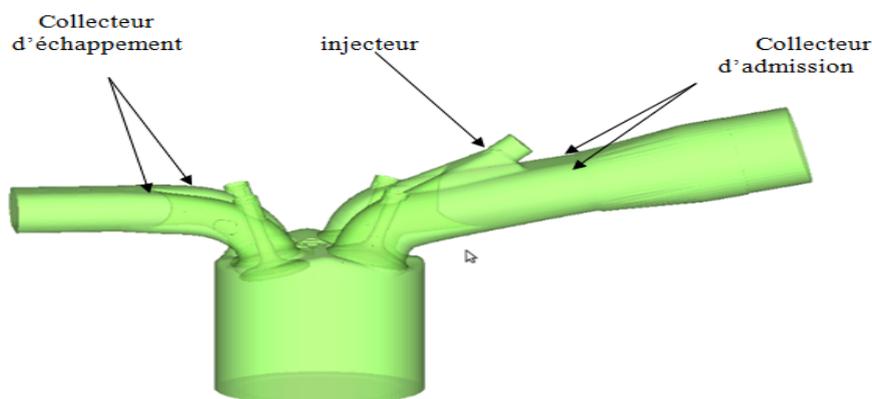


Figure 3.5: Vue 3D du moteur à essence.

Géométrie de base	
Alésage de moteur	0.086 mètres
Course du moteur	0.09 mètres
longueur de la bielle	0.18 mètres
Squish	0.0001 mètres
Nombre des valves	4 Valve
La vitesse de rotation	3000 tr/min

Tableau 3.4: Description des caractéristiques géométriques du moteur étudié.

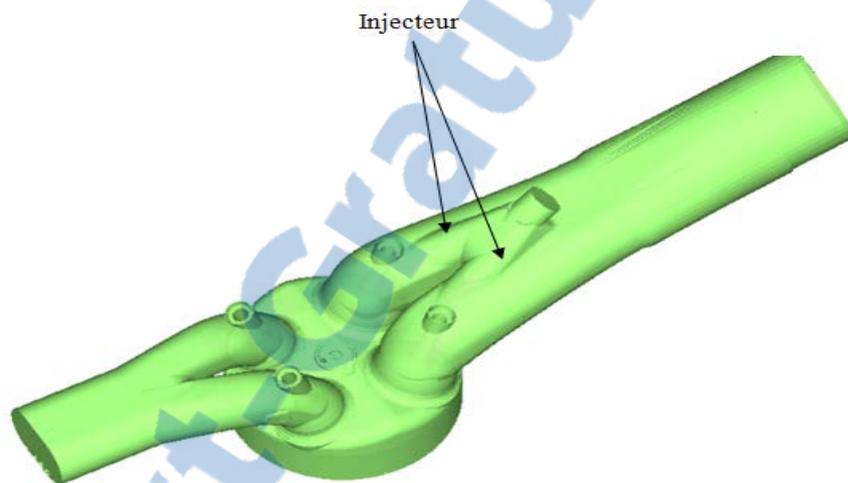


Figure 3.6 : Vue 3D d'un injecteur à 4 becs.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

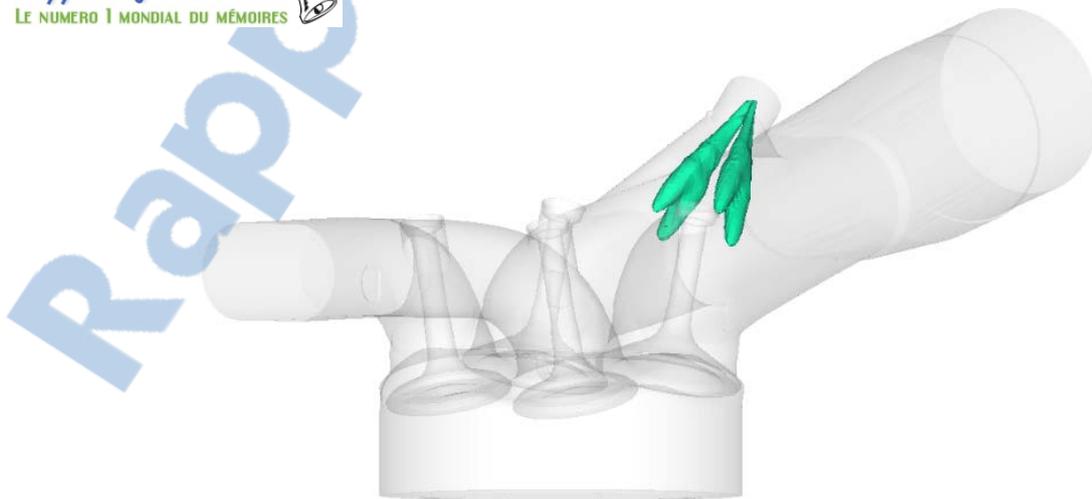


Figure 3.7: Vue 3D de l'injection de carburant.

3.5.2. Spécifications d'injections

Système d'injection du carburant	
Carburant	C8H18
Mode d'injection	Injection par injecteur
Température du fuel	330 K
Début d'injection	-390 deg
Durée d'injection	190 deg

Tableau 3.5: Description des caractéristiques du système d'injection du moteur étudié

3.5.3. Distribution des valves

Une valve est un organe mécanique de la distribution des moteurs thermiques à quatre temps permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés. De manière générale, une soupape d'admission sépare le conduit d'admission de la chambre de combustion et une soupape d'échappement sépare celle-ci du conduit d'échappement.

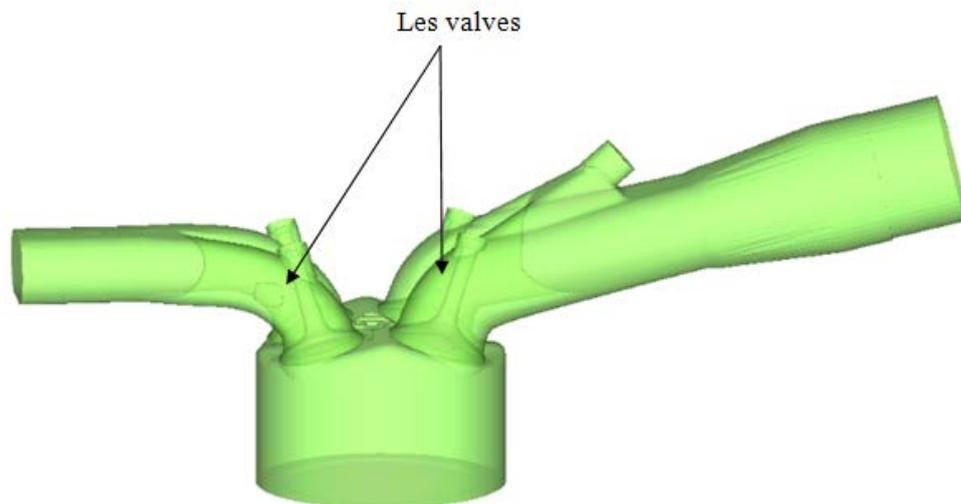


Figure 3.8: Vue 3D des valves.

	Soupape d'Admission	Soupape d'échappement
Avance ouverture	87,752	90,429
Retard de fermeture	70.31	84,8

Tableau 3.6: Les soupapes d'admissions et d'échappements.

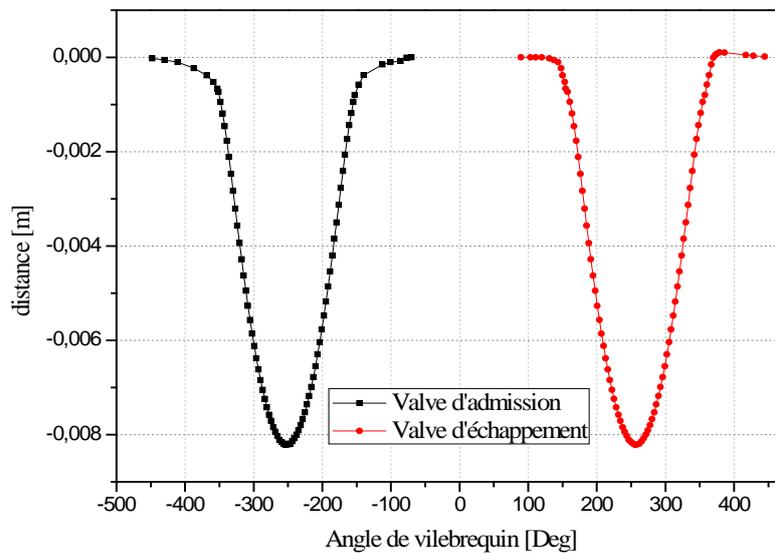


Figure 3.9: Profil de distribution des valves.

3.5.4. La bougie

La bougie d'allumage est un dispositif électrique, présent sur les moteurs à allumage commandé, qui provoque l'inflammation du mélange gazeux dans la chambre de combustion. Pour cela, elle doit pouvoir générer des milliers d'arcs électriques par minute tout en résistant à la chaleur et à la pression engendrée par les explosions à l'intérieur du cylindre. Le tableau (3.7) représente le système d'allumage du moteur étudié.

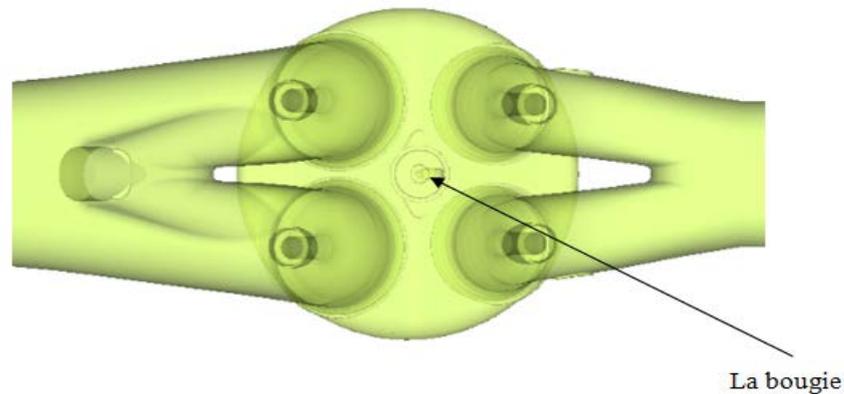


Figure 3.10: Vue 3D de la bougie d'étincelle.

Système d'allumage	
Mode d'allumage	allumage par <i>étincelle</i>
Angle d'étincelle	-15 deg
La durée d'étincelle	5 deg
L'énergie d'étincelle	20 mJ

Tableau 3.7: Spécifications Système d'allumage.

3.6. Préparation des calculs par converge V 2.2:

La simulation numérique par le code CONVERGE V 2.2 nécessite que toutes les variables soient initialisées avant le démarrage du calcul.

- Les conditions d'affichage dans le fichier input.in.
- Spécifications de moteur (diamètre, course, Squish, vitesse,...).
- Les conditions aux limites (température).
- Les conditions initiales (pression, température, fraction massique de gaz).
- Spécification de carburant (type, quantité, temps d'injection, durée d'injection...).

Donc on doit définir sur le fichier input.in tous les paramètres nécessaires. Le fichier spray.in, qui définit le carburant et système d'injection, surface.dat, le fichier du maillage, et ensuite l'exécution du programme (voir la structure standard de converge). Dans cette dernière étape l'ensemble des équations sont discrétisées et résolues. La dernière étape

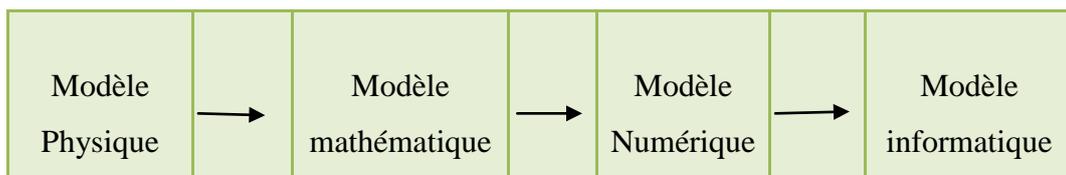
c'est le post- processeur qui permet de visualiser les différents résultats (champs de vitesse, lignes de courant, contours de la surface...).

Finalement, le but de cette partie est de donner un aperçu sur la génération des géométries 3D, et de mettre en évidence les paramètres nécessaires pour de bons résultats; par la mise en application du code de calcul converge V 2.2.

Chapitre 4
Résultats des simulations
Numériques

4.1. Introduction

L'objectif des méthodes numériques est de fournir une solution proche de comportement réel des phénomènes physiques. La physique possède des caractères très dimensionnels, temporelles et non linéaire c'est à dire très complexe. Le rôle de modélisateur est de simplifié suffisamment le problème tout en conservant l'originalité du phénomène physique étudié.



« Boucle de modélisation »

Donc les écoulements des fluides, que ce soit on régime laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équation aux dérivée partielle (E.D.P). Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour les caractéristiques du champ d'écoulement et du champ thermique.

Les résultats de n'importe quelle simulation de la combustion .dans un moteur à combustion interne seront d'autant précis que si les modèles utilisés peuvent effectivement décrire les différents phénomènes qui auront lieu dans le processus de combustion.

Dans le présent chapitre, on expose une série des résultats issus de la simulation numérique de la combustion dans un moteur a essence l, effectuée à l'aide du code de calcul converge V2.2.

Pour valider les résultats numériques on se réfère au calage de la courbe de pression cylindre, tout en considèrent le moteur à moyenne charge. Enfin, on exposera les résultats numériques accompagnés des commentaires et des explications. Les résultats seront comparés avec les données expérimentales.

4.2. Présentation de l'expérience

Pour les raisons de validation, nous avons exploité la courbe expérimentale de la pression cylindre mesurée. Les conditions initiales de l'expérimental sont prises en compte dans les calculs numériques. En utilisant le code converge V2.2. La figure (4.1) présente la pression cylindre mesurée dans le moteur à essence donné par le groupe converge [43].

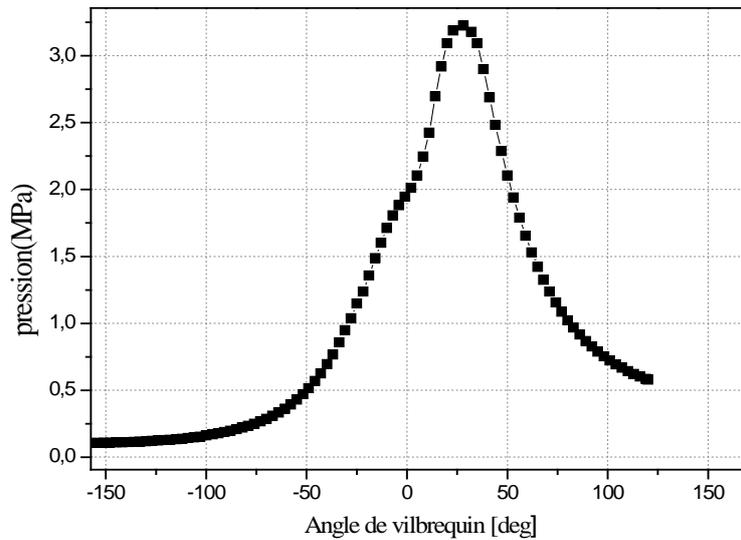


Figure.4.1: Evolution de la pression expérimental.

4.2.1. Les conditions initiales

Quant aux conditions initiales nous avons introduit la pression «pres_init», la température de chambre «temp_init», l'énergie cinétique «tke_init», et le taux de dissipation «eps_init». Les données sont montrées dans le tableau (4.1).

pres_init [MPa]	1.01
temp_init [K]	370
tke_init [m ² /s ²]	10
eps_ini [m ² /s ³]	20000

Tableau.4.1: Les conditions initiales.

4.2.2. Les conditions aux limites

Les conditions aux limites sont données par les températures de culasse (T_{cu}), du cylindre (T_{cy}) et du fond de piston (T_p). Les données sont montrées dans le tableau (4.2).

La température de la culasse (T_{cu}) [K]	450
La température du cylindre(T_{cy}) [K]	450
La température du piston (T_p) [K]	450
La température des valves [T_v]	525

Tableau.4.2: Les conditions aux limites

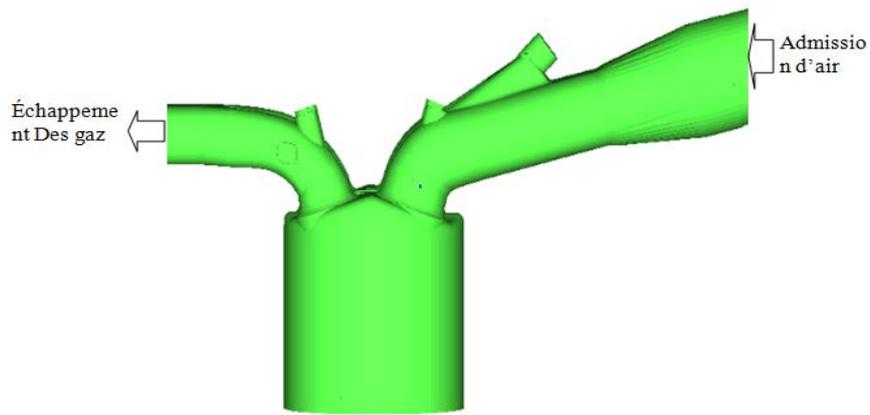


Figure.4.2: Configuration adoptée pour imposer les conditions aux limites a l'entrée des collecteurs d'admissions et a la sortie des collecteurs d'échappements.

4.3. Domaine du calcul

La génération du maillage est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul.

La figure (4.3) contient un maillage structuré créé par le préprocesseur de CONVERGE, il contient environ 447864 cellules a -180° V pour le moteur sous trois plans de coupe particuliers avec une vue perspective.

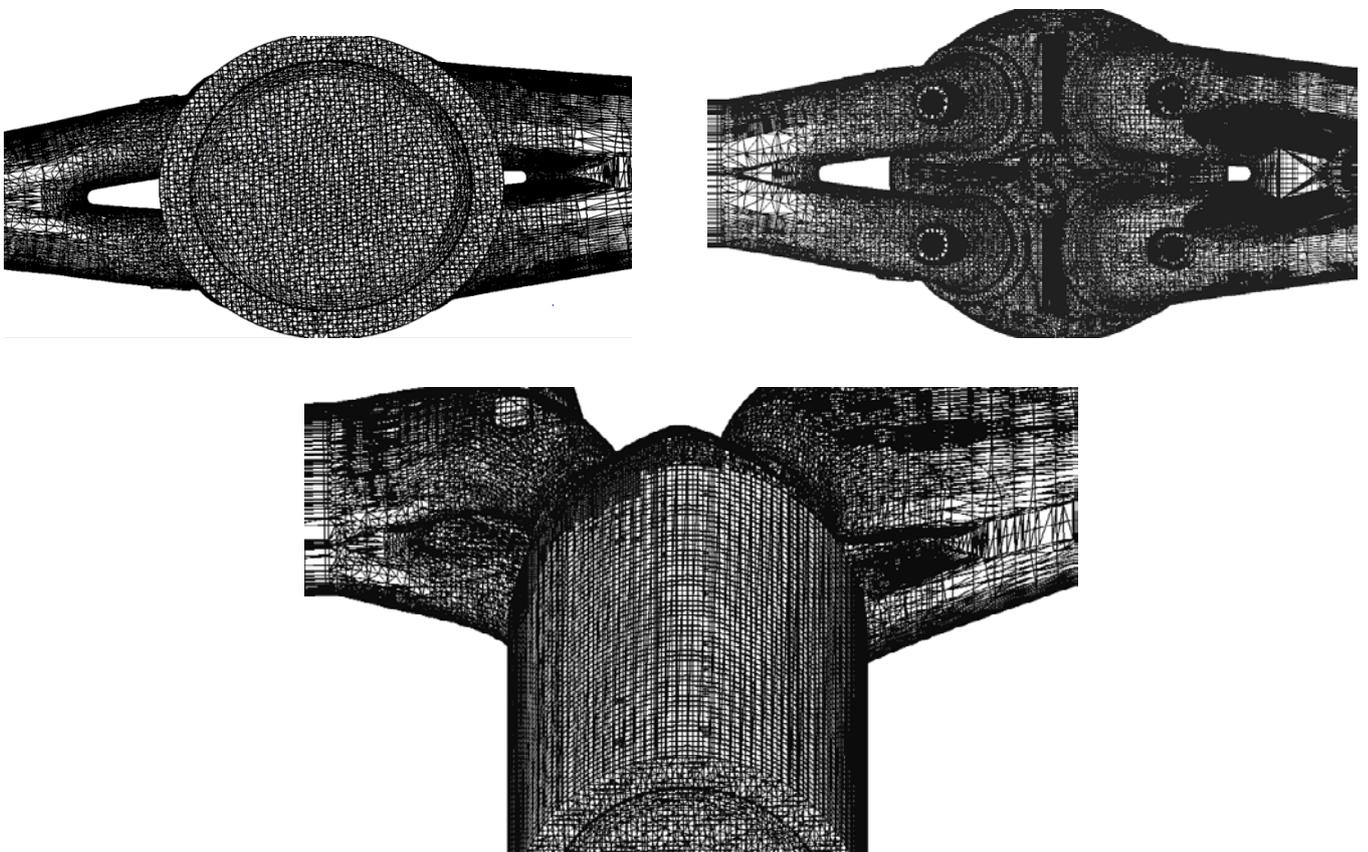


Figure.4.3: Maillage du domaine de calcul.

4.4. Choix des modèles de simulation

Dans ce travail, nous nous sommes basés sur les modèles présentés dans le tableau (4.3) afin de simuler la combustion au sein de la chambre de combustion d'un moteur à essence à injection [43].

Processus	Modèle
Combustion	SAGE
Turbulence	RNG $k-\varepsilon$
Transfert de la chaleur	Loi de paroi
NOx	Zeldovich

Tableau .4.3: Choix des modèles

4.5. Discussion des résultats de simulation

4.5.1. Validation du code

Ces résultats obtenus de la simulation numérique d'un écoulement turbulent avec réaction chimique et une comparaison de ce résultat numériques avec le résultat expérimentale de groupe CONVERGE [43].

Pour valider les résultats numériques on se réfère tout d'abord au calage de la courbe de pression cylindre calculée avec celle mesurée sur banc d'essai moteur.

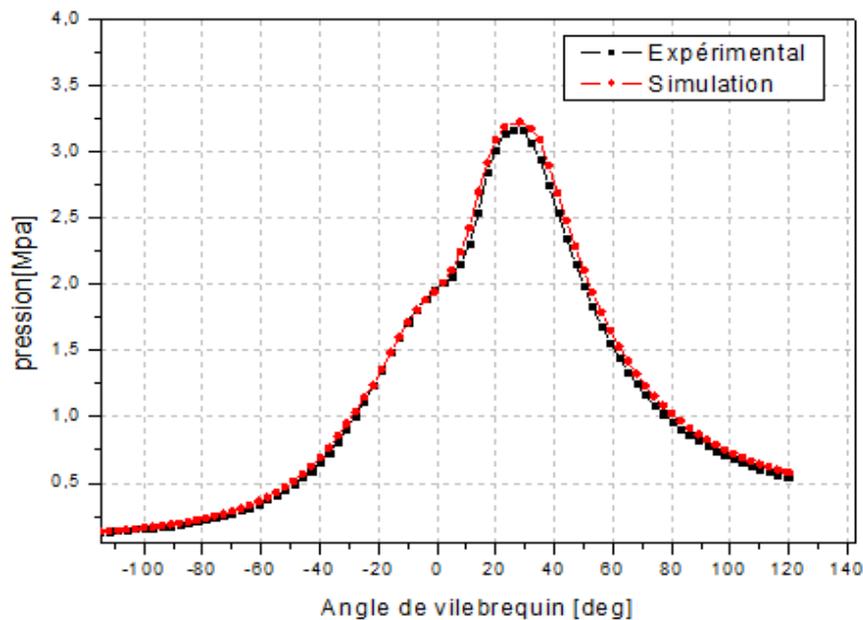


Figure.4.4: Courbe de validation de la pression cylindre durant un cycle moteur.

La figure (4.4) représente une comparaison entre la pression cylindre mesurée (expérimental) et celle obtenue par calcul numérique. On note une bonne concordance entre les valeurs mesurées et celles calculées. L'erreur maximale ne dépasse pas les 4% dans la zone de combustion qui est une valeur acceptable en vu de la littérature spécialisée.

La comparaison de la pression calculée et mesurée montre bien que le modèle SAGE est forte capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion d'un moteur à essence alimenté par le $C8H18$.

4.5.2. Le taux de dégagement de chaleur et la température

La figure (4.5 et 4.6) représente l'évolution du taux de chaleur dégagée et de température en fonction du degré de vilebrequin pendant un cycle moteur

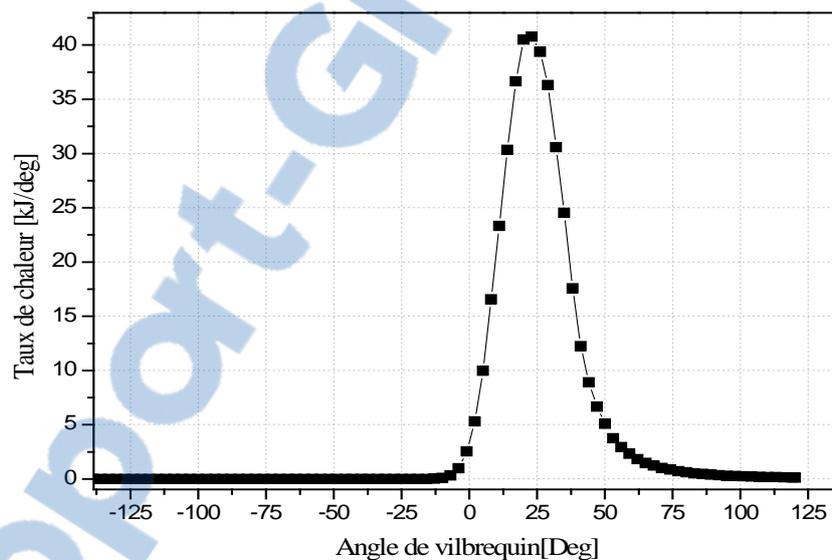


Figure.4.5: Taux de chaleur dégagée en fonction de l'angle de vilebrequin.

La figure (4.5) représente l'évolution du taux de chaleur dégagé en fonction du degré du vilebrequin, calculé pendant un cycle moteur. Une augmentation très rapide de taux de chaleur qui signifie le démarrage de combustion. Le taux de chaleur moyenne maximale atteint une valeur de l'ordre de 41 [kJ/deg]

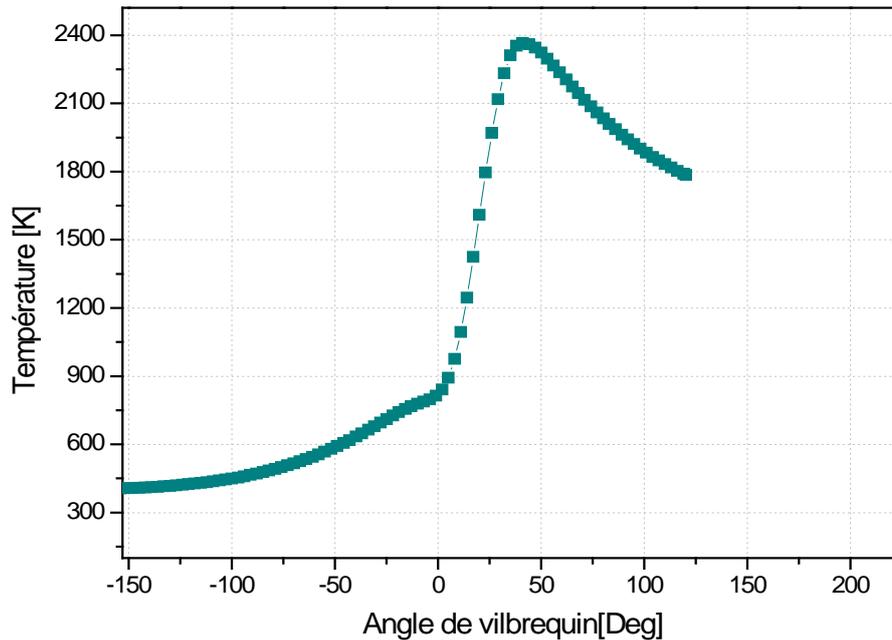


Figure.4.6: L'évolution de la température en fonction de l'angle de vilebrequin.

La variation de la température est montrée sur la figure (4.6). On remarque sur ce graphe, une augmentation de la température pendant la phase de compression (air –essence) jusqu'à atteindre un seuil d'environ 750 K et cela au moment de étincelle, suivie directement à une augmentation très rapide et considérable dans la zone de réaction (combustion rapide). La température moyenne maximale atteint une valeur de l'ordre de 2382 K.

4.5.3. L'évolution de masse de carburant

La figure (4.7) représente le résultat de l'évolution du fuel (C_8H_{18}) dans la chambre de combustion estimée par la simulation obtenu par « CONVERGE V 2.2 » sous forme de profil.

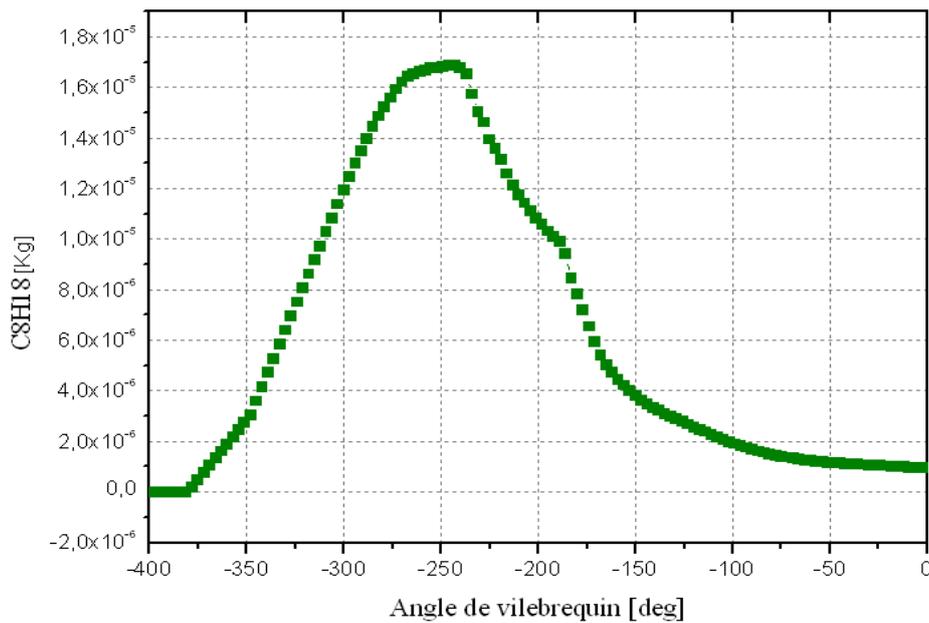


Figure.4.7: Evolution de la masse de C8H18 en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.5.4. Emissions moyennes du cycle

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

- **Les émissions d'oxydes d'azote (NOx)**

L'oxyde nitrique NO, le dioxyde d'azote NO₂ sont traditionnellement regroupés sous le Terme NOx. Dans un moteur, le NO est cependant le plus susceptible de se former aux températures rencontrées durant la phase de combustion. Sa formation est contrôlée par trois mécanismes différents décrits dans la littérature:

- Le NO thermique correspond à une oxydation de l'azote atmosphérique décrite par le mécanisme de Zeldovitch. Ce mécanisme représente la voie prédominante de formation des NO pendant la combustion.
- Le fuel-NO est lié à la décomposition du combustible qui peut libérer des composés NOx. La teneur en azote des carburants est aujourd'hui si infime que cette voie de formation des NO peut être négligée.

La figure ci-dessus montre l'évolution d'oxyde d'azote en fonction de l'angle de vilebrequin, On remarque bien que le NOx augmente pendant la combustion jusqu'à $1.35 \cdot 10^{-6}$ Kg qui due à le mélange pauvres et à la température et pression élevées atteintes au moment de la combustion.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

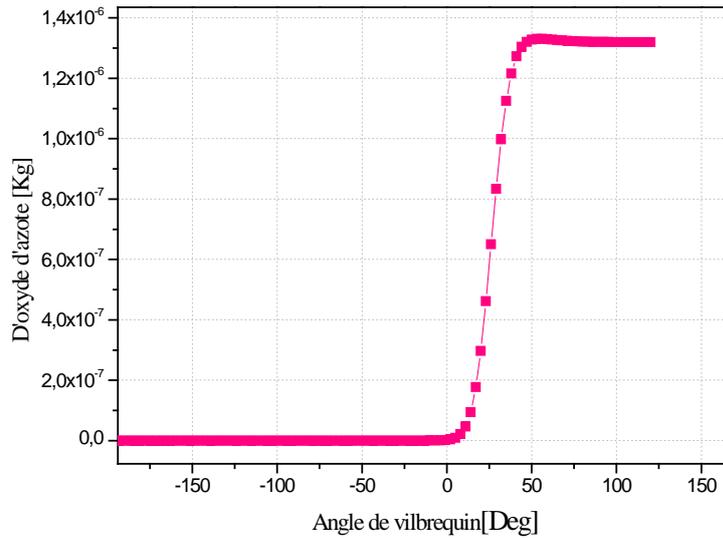


Figure.4.8 : Prédiction des NOx en fonction de l'angle de vilebrequin.

- **Les émissions de monoxyde de carbone (CO) :**

La figure ci-dessous montre l'évolution de monoxyde de carbone (CO) en fonction de l'angle de vilebrequin. On remarque bien que le CO augmente au début la combustion jusqu'à $6 \cdot 10^{-6}$ kg ce qui due à la richesse de mélange carburé (excès d'O₂) et on explique leur diminution par le mélange pauvre.

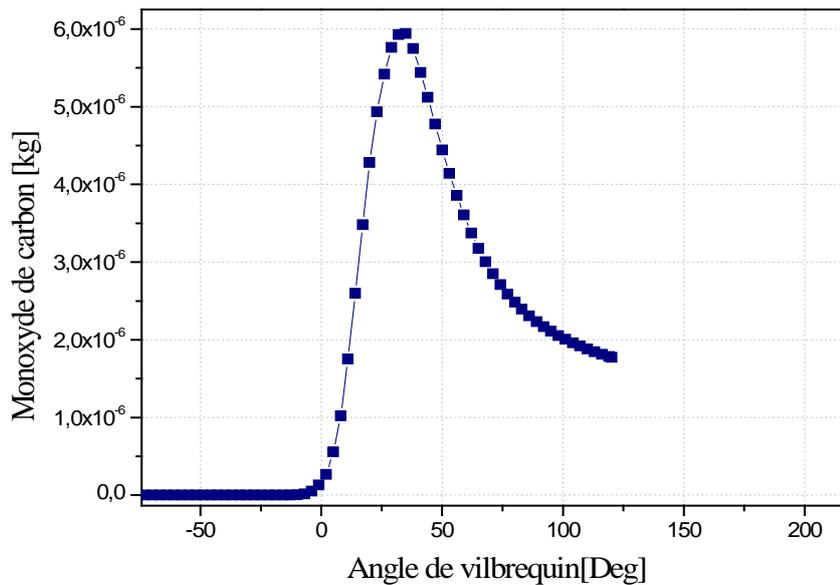


Figure.4.9 : Prédiction des CO en fonction de l'angle de vilebrequin.

- **Les émissions de CO₂ :**

La figure ci-dessus montre l'évolution de gaz carbonique en fonction de l'angle de vilebrequin, On remarque bien que CO₂ augmente au début la combustion.

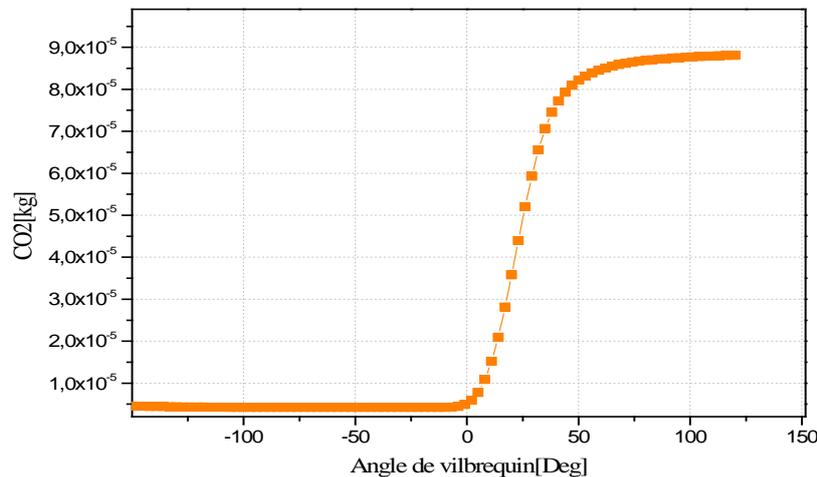


Figure.4.10 : Prédiction des CO₂ en fonction de l'angle de vilebrequin.

- **Les émissions de suies :**

Le figures (4.11), l'évolution des Suies en fonction du degré du vilebrequin Si le mélange « air/carburant » n'étant pas homogène, et qu'il existe des zones plus riches en carburant, cela est favorable à la formation des suies.

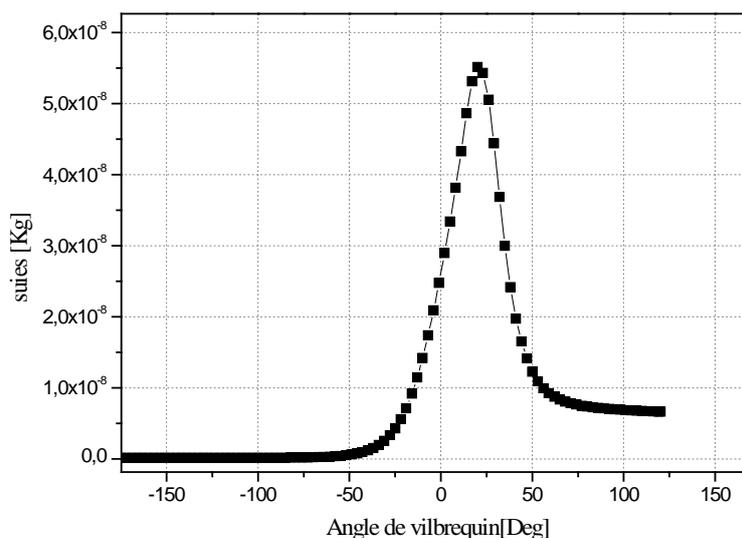


Figure.4.11 : Prédiction des suies en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.6. Champs scalaires:

Pour bien comprendre les résultats obtenus par la simulation numérique, on présente ici des images en séquence (contours) de la chambre de combustion, pour caractériser le comportement de jet au cours du cycle et pour voir de près ce qui se passe dans la chambre.

4.6.1. Evolution de spray (C8H18):

La figure (4.13) montre l'évolution temporelle de la masse (C8H18) sous forme des contours à différents angles du vilebrequin.

C8H18[Kg]

-390CA

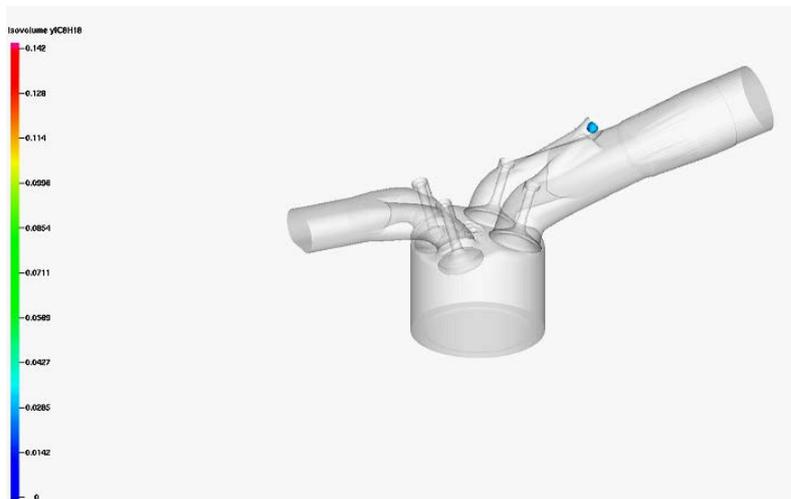


Figure 4.12.a: l'évolution de spray C8H18 à -390 CA

C8H18[Kg]

-380 CA

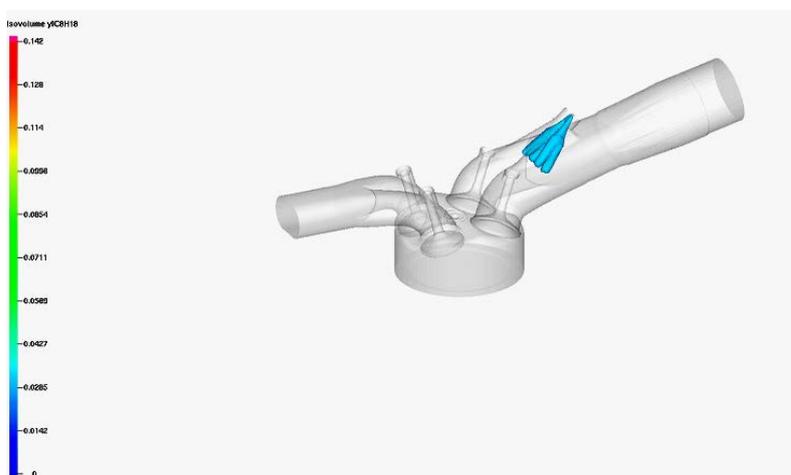


Figure.4.12.b: L'évolution de spray C8H18 à -380 CA

C8H18[Kg]

-370 CA

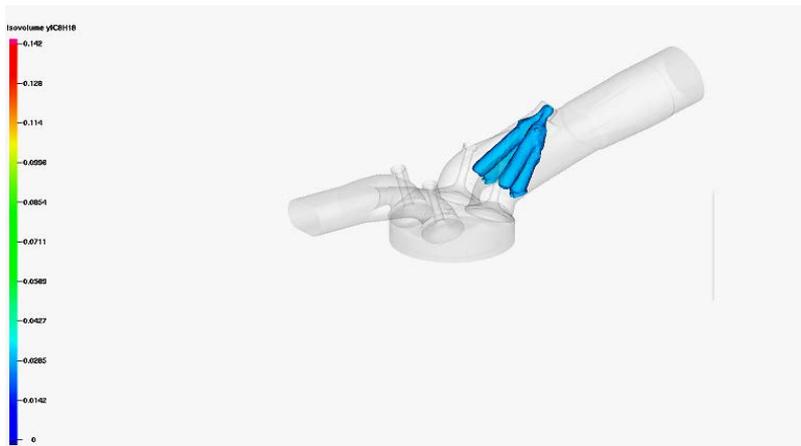


Figure 4.12.c :L'évolution de spray C8H18 à -370 CA.

C8H18[Kg]

-360 CA

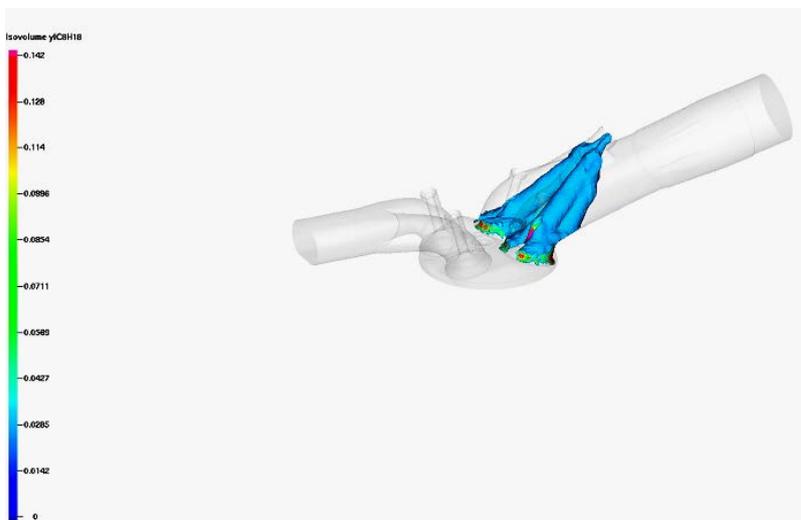


Figure 4.12.d :L'évolution de spray C8H18 à -360 CA

C8H18[Kg]

-340 CA

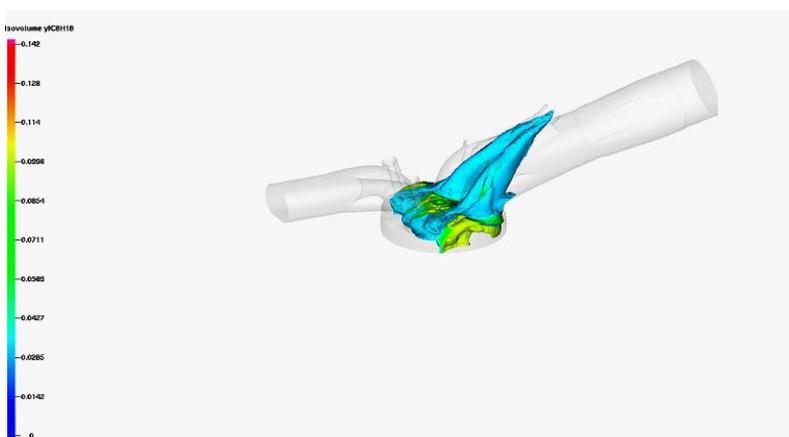


Figure.4.12.e: L'évolution de spray C8H18 à -340 CA

C8H18[Kg]

-320 CA

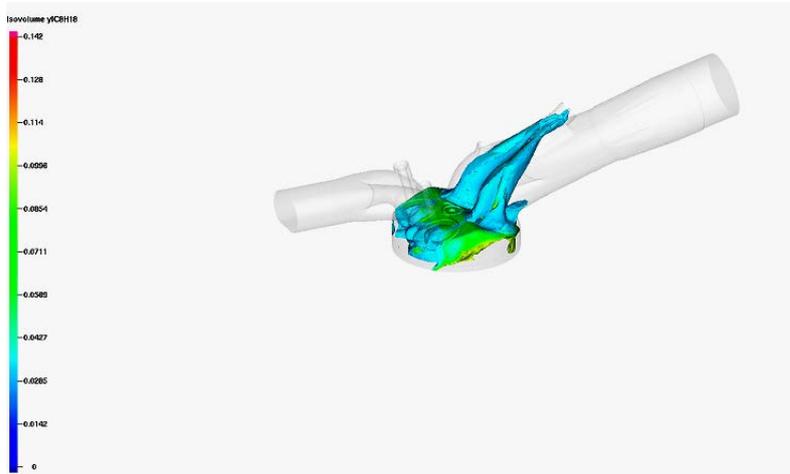


Figure.4.12.f: L'évolution de spray C8H18 à -320 CA.

C8H18[Kg]

-280 CA

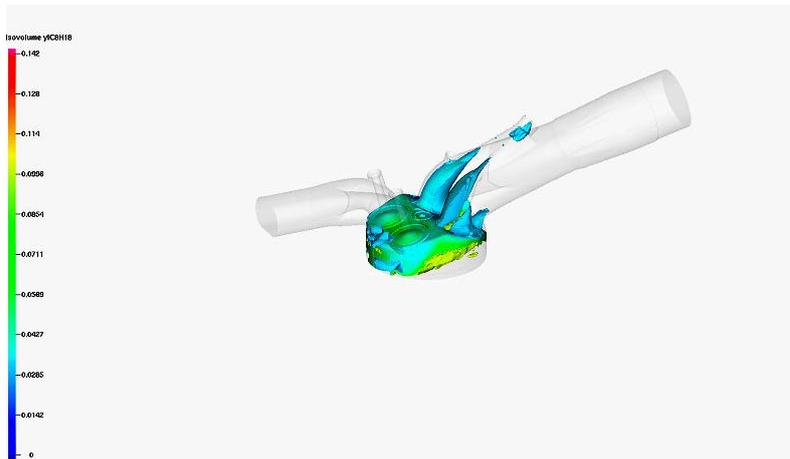


Figure.4.12.g: L'évolution de spray C8H18 à -280 CA

C8H18[Kg]

-220 CA

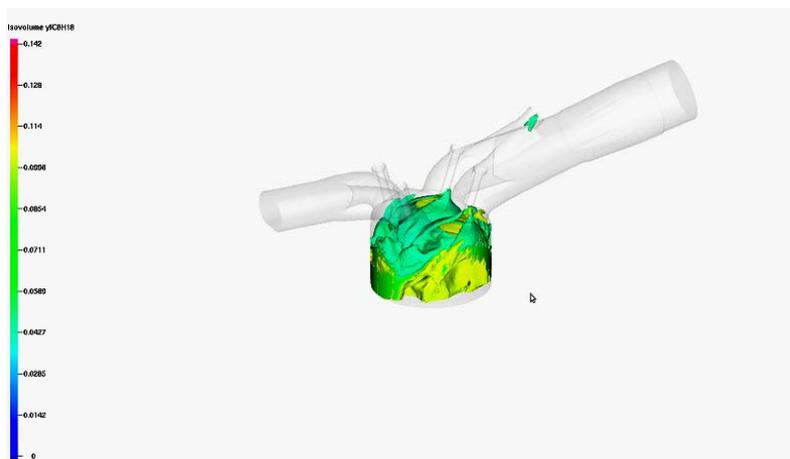


Figure.4.12.h: L'évolution de spray C8H18 à -220 CA

C8H18[Kg]

-200 CA

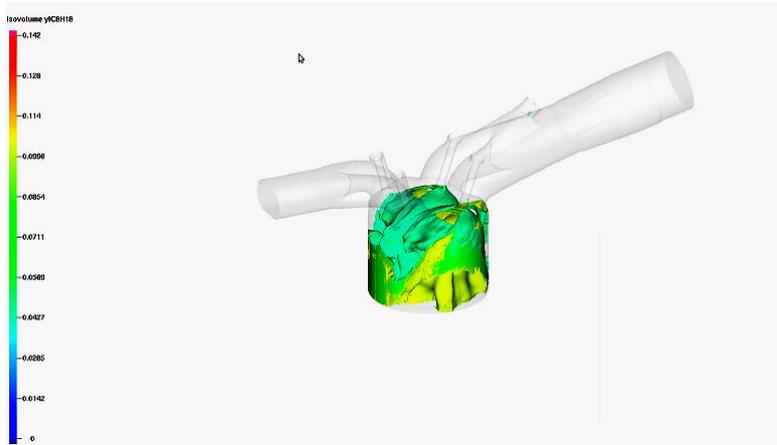


Figure.4.12.i: L'évolution de spray C8H18 à -200 CA.

C8H18[Kg]

-130 CA

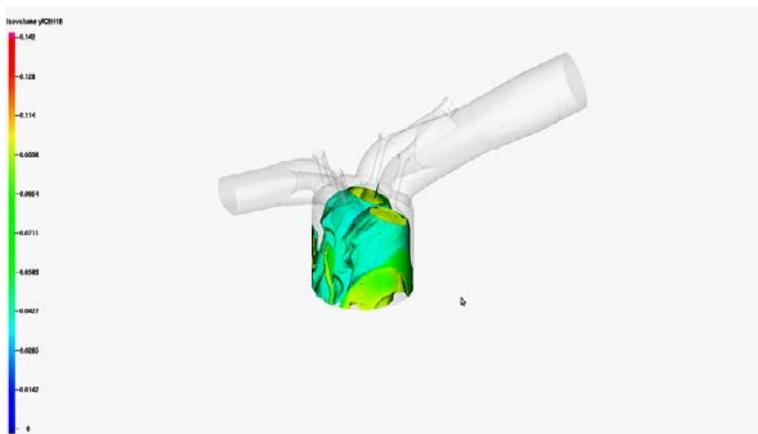


Figure.4.12.j: L'évolution de spray C8H18 à -130 CA

C8H18[Kg]

-110 CA

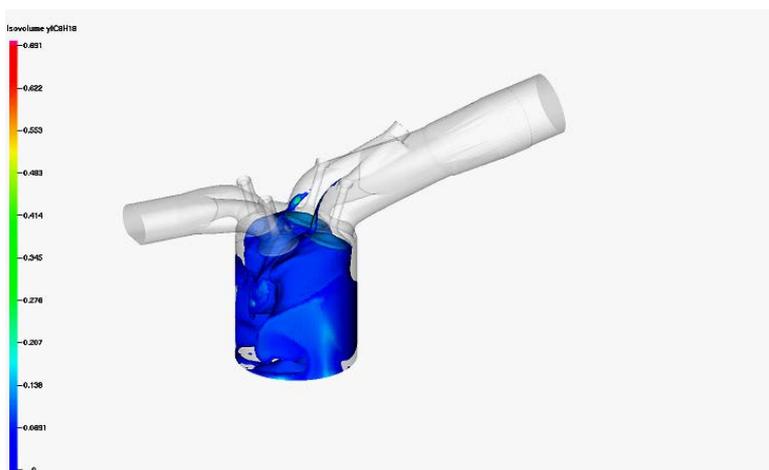


Figure.4.12.k: L'évolution de spray C8H18 à -110 CA

C8H18[Kg]

-90 CA

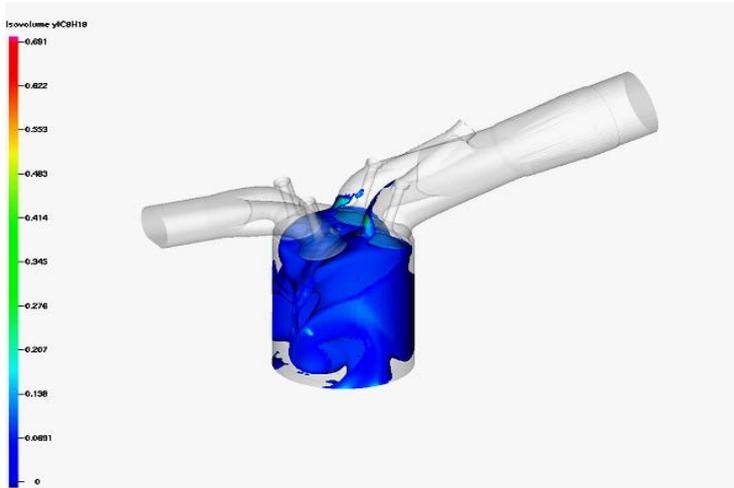


Figure.4.12.1: L'évolution de spray C8H18 à -90 CA.

4.6.2 Champs de température

Les champs de température à différents angles du vilebrequin sont présentés sur la figure (4.15). L'évolution de la température dans la chambre de combustion augmente de façon régulière, jusqu'à sa valeur maximale.

Temp [K]

-390 CA

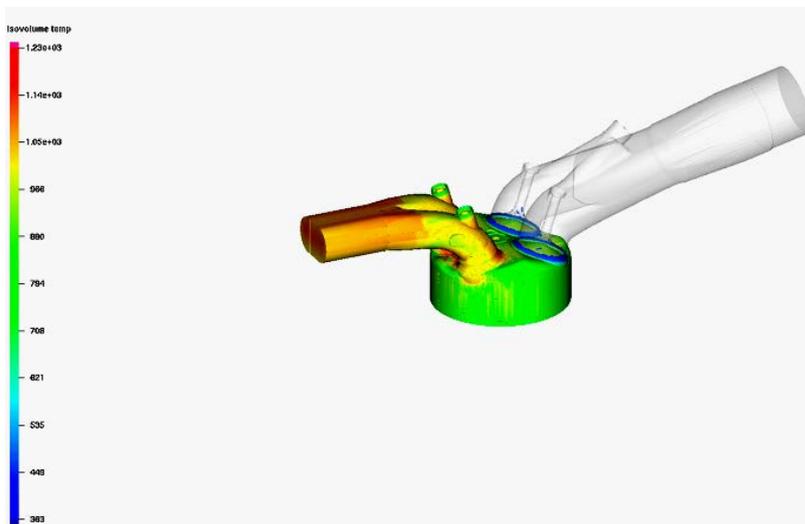


Figure.4.13.a : L'évolution de la température à angle -390 de vilebrequin.

Temp [K]

-370 CA

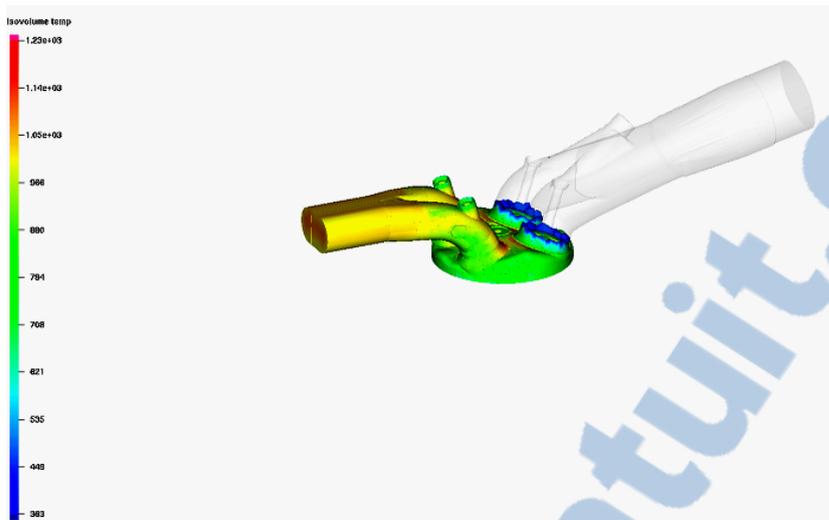


Figure.4.13.b : L'évolution de la température à angle -370 de vilebrequin.

Temp [K]

-340 CA

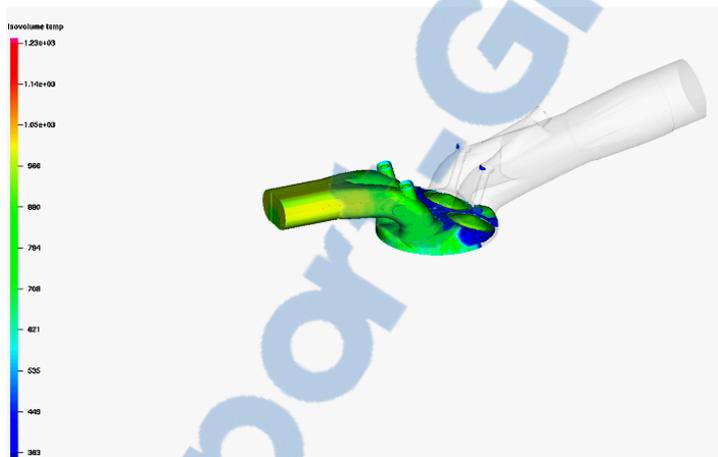


Figure.4.13.c : L'évolution de la température à angle -340 de vilebrequin.

Temp [K]

-300 CA

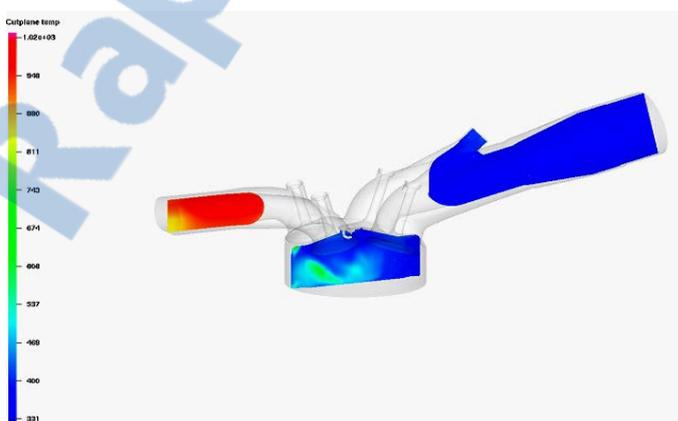


Figure.4.13.d : L'évolution de la température à angle -300 de vilebrequin.

Temp [K]

-230 CA

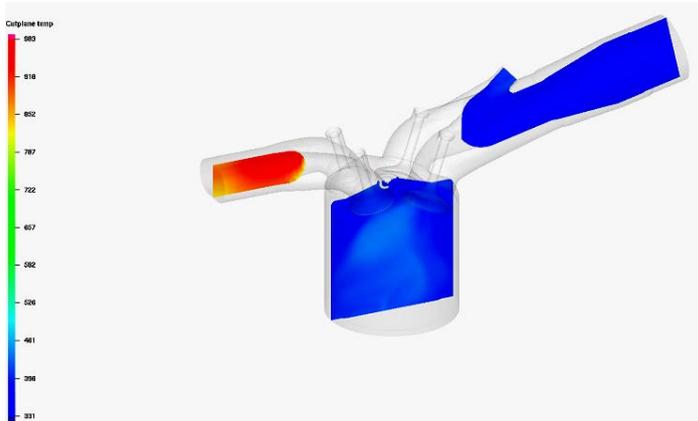


Figure.4.13.e : L'évolution de la température à angle -230 de vilebrequin.

Temp [K]

-180 CA

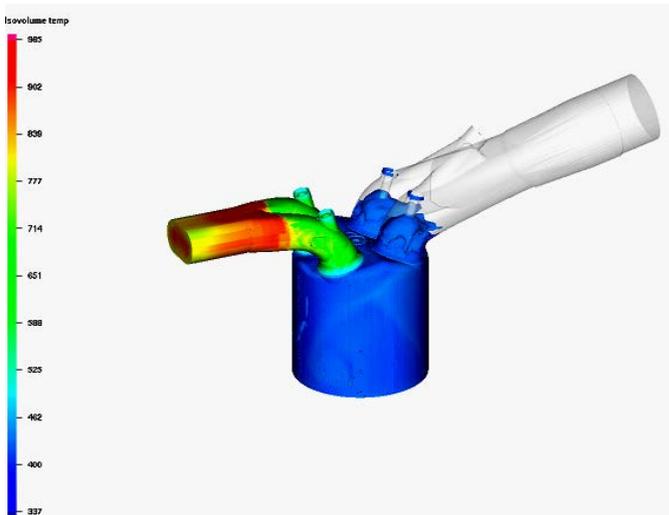


Figure.4.13.f : L'évolution de la température à angle -180 de vilebrequin.

Temp [K]

-90 CA

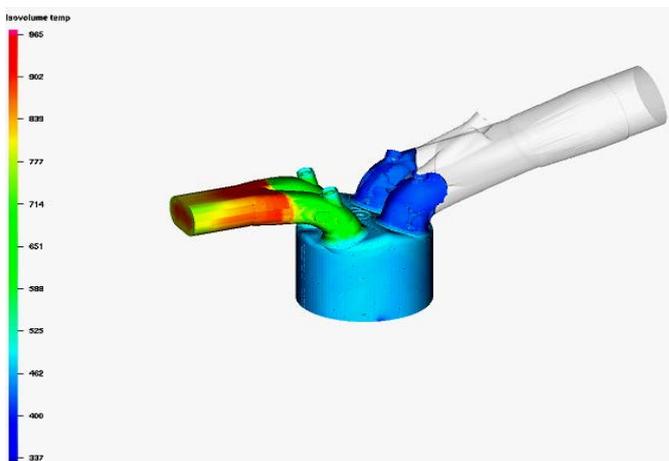


Figure.4.13.g : L'évolution de la température à angle -90 de vilebrequin.

Temp [K]

-50 CA

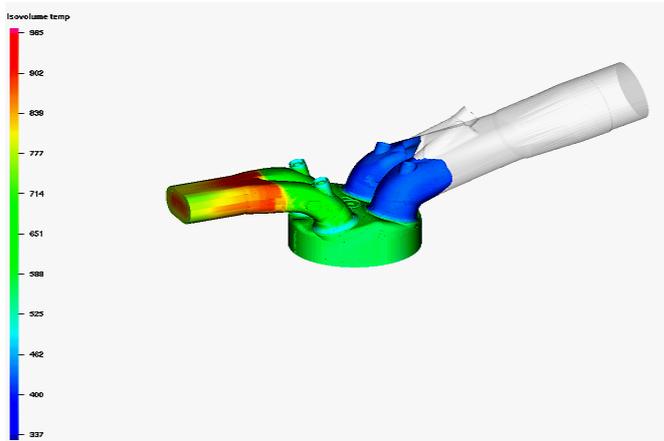


Figure.4.13.h: L'évolution de la température à angle -50 de vilebrequin.

Temp [K]

-30 CA

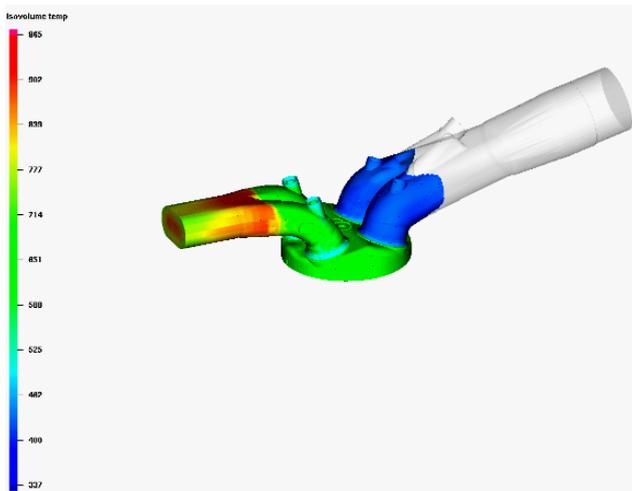


Figure.4.13.i: L'évolution de la température à angle -30 de vilebrequin.

Temp [K]

-20 CA

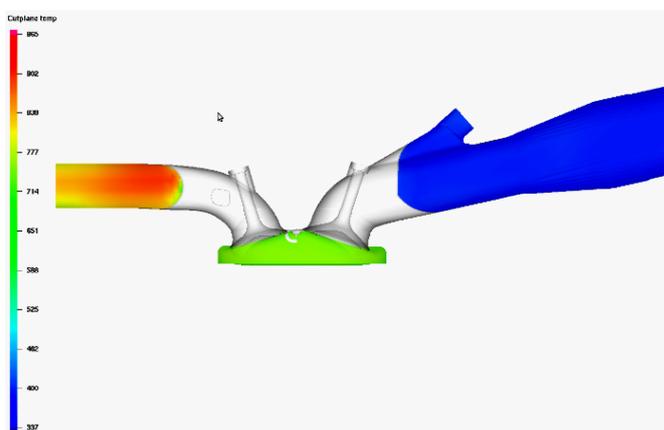


Figure.4.13.j: L'évolution de la température à angle -20 de vilebrequin.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Temp [K]

-15 CA

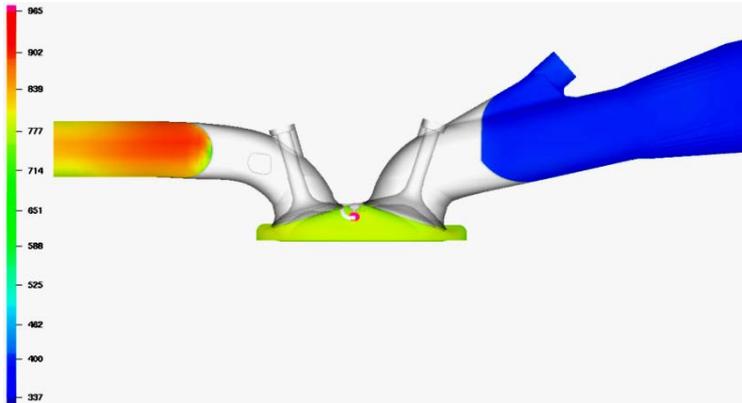


Figure.4.13.k: L'évolution de la température à angle -15 de vilebrequin.

Temp [K]

-10 CA

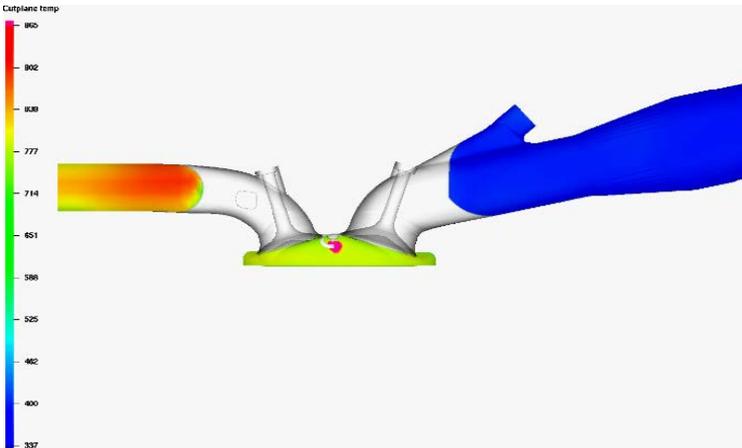


Figure.4.13.l: L'évolution de la température à angle -10 de vilebrequin.

Temp [K]

0 CA

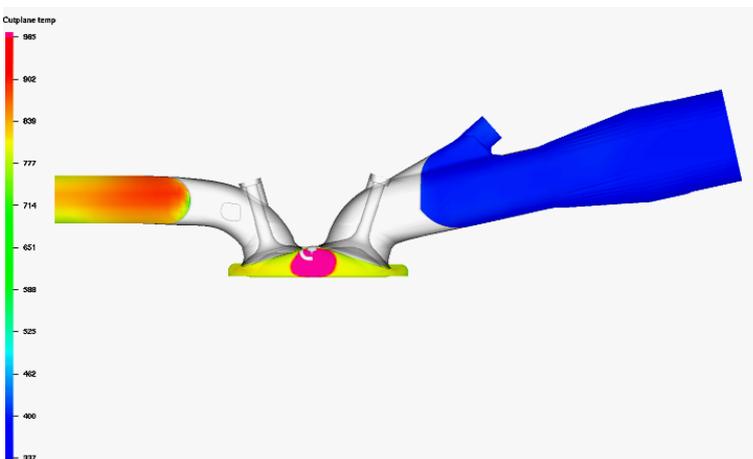


Figure.4.13.m: L'évolution de la température à angle 0 de vilebrequin

Temp [K]

5 CA

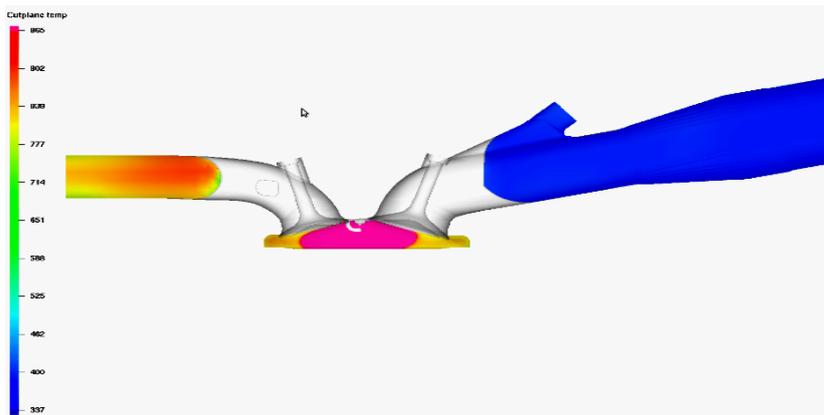


Figure.4.13.n: L'évolution de la température à angle 5 de vilebrequin.

Temp [K]

10 CA

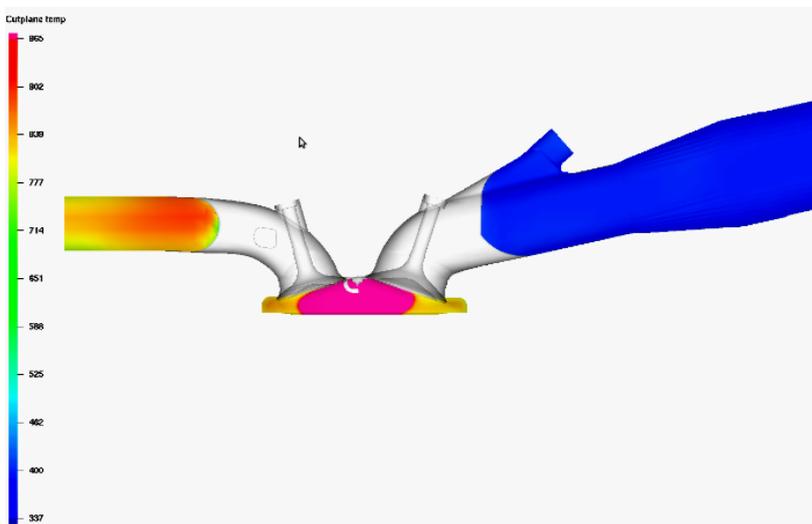


Figure.4.13.o: L'évolution de la température à angle 10 de vilebrequin.

Temp [K]

20 CA

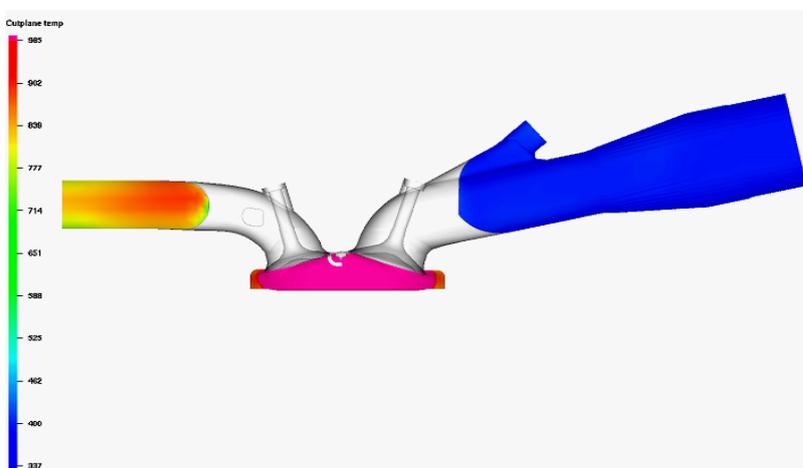


Figure.4.13.p: L'évolution de la température à angle 20 de vilebrequin.

Temp [K]

40 CA

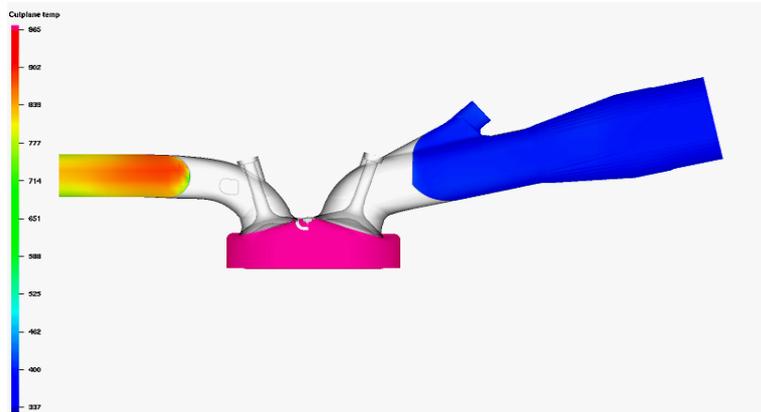


Figure.4.13.q: L'évolution de la température à angle 40 de vilebrequin.

Temp [K]

80 CA

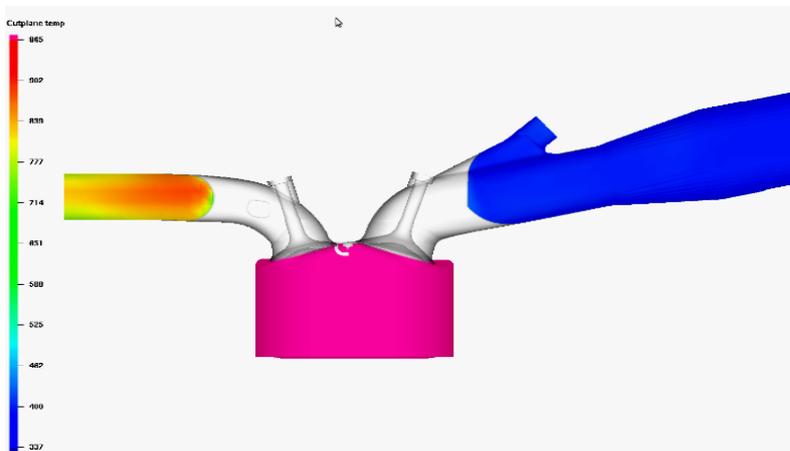


Figure.4.13.r: L'évolution de la température à angle 80 de vilebrequin.

4.6.3 Propagation de la flamme

La simulation peut nous préciser le moment de l'allumage, ceci est possible grâce à la poursuite des premières traces des produits de l'étincelle à partir de la bougie d'allumage. Dans cette section nous présentons des résultats concernant l'allumage. Il faut noter que la capture du délai d'inflammation est très délicate. Ce délai d'allumage peut être détecté grossièrement par l'analyse des courbes de pression ou du taux de chaleur. La figure (4.14) montre l'emplacement des premières cellules d'allumage environ -15°V .

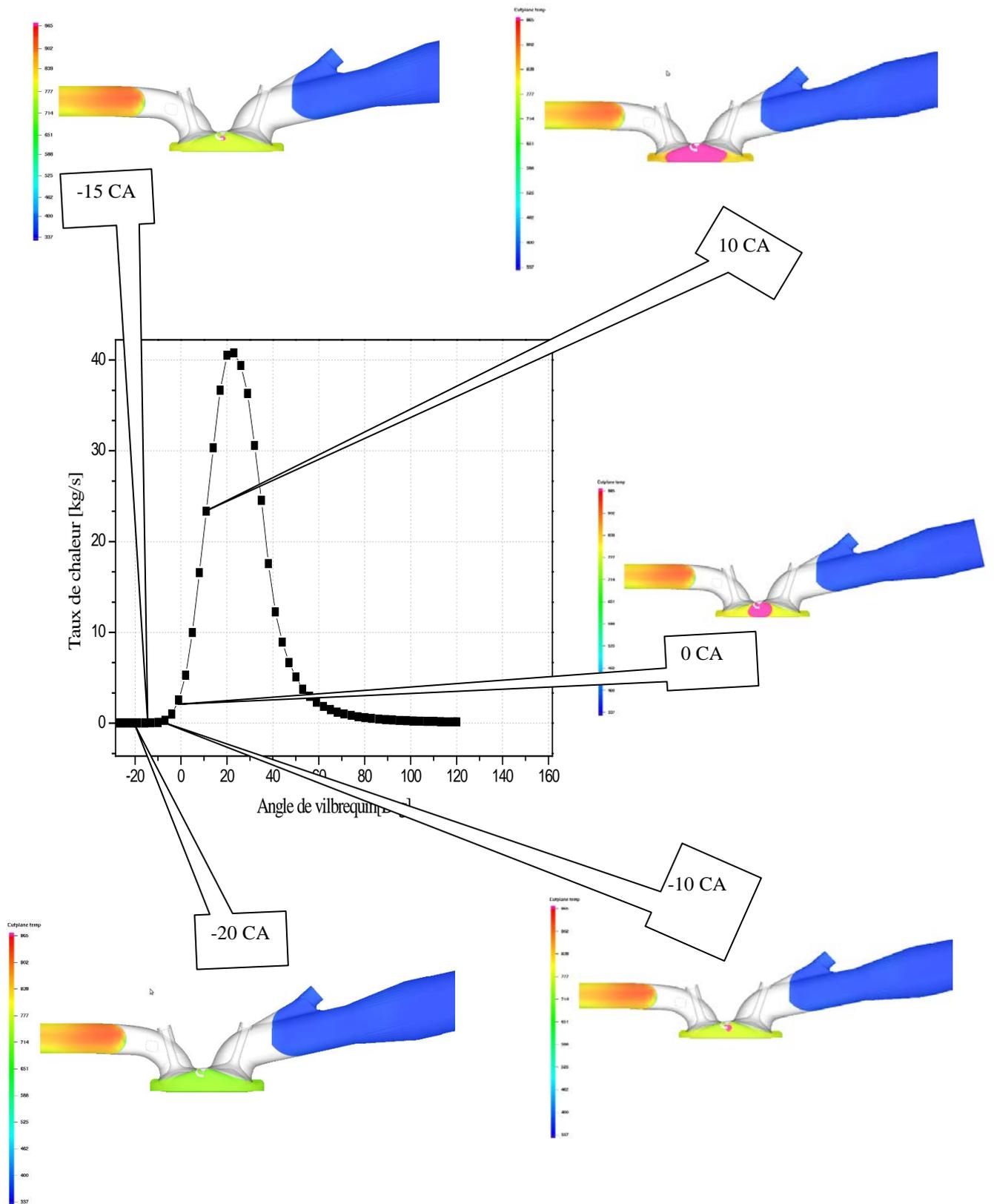


Figure.4.24: Propagation de la flamme.

4.7. Conclusion

Le travail entrepris dans ce chapitre est de caler et de valider les résultats numériques de la combustion dans un moteur à essence. L'écoulement étant turbulent, tel qu'on peut rencontrer dans les moteurs, en utilisant le modèle *RNG k-ε*. Nous avons utilisé le code CFD CONVERGE 2.2V, les résultats étaient en bon accord avec les données expérimentales, l'investigation a abouti aux résultats suivants:

- Une validation des résultats a été faite, par comparaison avec des mesures expérimentales donné par le groupe de code converge. Nos simulations numériques ont été présentées à différentes façon, ce forme de profil comme la pression, taux de chaleur et les émissions et ce forme des contours comme le spray, température et la propagation de flamme. Nous montrons ici que le rôle principal de simulation ces de comprendre l'évolution de combustion eu sein d'un chambre de combustion alimenté en essence.
- Le modèle SAGE est fort capable de prédire le phénomène de combustion au sein d'une chambre de combustion d'un moteur à essence alimenté en C₈H₁₈.
- les modèles de simulation utilisés dans ce projet pour représenter les phénomènes au sein de la chambre de combustion comme la combustion, turbulence, allumage, formation des polluants donnent des bons résultats.
- Nous avons constaté aussi que l'augmentation des produits liés avec l'augmentation de température, c'est-à-dire la combustion.

Conclusion générale

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique provoqué par les émissions de gaz à effet de serre sont devenus un des sujets de première importance dans le monde entier. La contribution des moteurs à ce fléau est importante. Un grand nombre de travaux de recherches ont été menés dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le présent travail est consacré à l'étude de la combustion turbulente dans une chambre de combustion cylindrique utilisant l'essence. L'étude est basée sur l'approche de simulation numérique. Cette étude émane de la nécessité de comprendre et de maîtriser le code de calcul puissant «converge» utilisé surtout pour la simulation de combustion des moteurs. Tout d'abord on a installé le code de «CONVERGE V2.2». Ensuite, la maîtrise du code à travers les trois volets préprocessing, processing et post-processing. De plus, des logiciels sont utilisés pour le post-traitement des résultats, tels que: Origin et GMV-plot pour les illustrations 2D et 3D.

La connaissance des conditions de fonctionnement du moteur ainsi que les modèles physiques et chimiques utilisés sont nécessaires pour la prédiction du cycle moteur. La masse du carburant, le type du carburant, les propriétés du carburant,...etc. Influencent beaucoup sur les résultats de simulation aux niveaux de combustion.

Les mesures expérimentales souvent utilisées pour analyser les écoulements turbulents sont coûteuses alors que la simulation de la combustion dans les moteurs est un outil très important qui est la résolution numérique des équations de la dynamique des fluides (CFD), nous permet de visualiser les résultats d'un écoulement sur un simple écran d'ordinateur, en relevant des variables telles que la vitesse, la pression et la température et bien d'autres. L'énorme progrès apporté aux outils de simulation et le développement de modèles récents de combustion rend l'association entre l'approche numérique et le travail expérimental de plus en plus indispensable.

Concernant les travaux numériques, les codes de simulation comme CONVERGE deviennent un outil indispensable pour l'étude des phénomènes physiques très complexes dont les écoulements chimiquement réactifs pour la validation des résultats expérimentaux et faire des améliorations et des développements. Une simulation numérique réussie de la combustion à essence exige la modélisation des divers processus, tels que le comportement du jet de carburant, l'étincelle, la chimie, la turbulence, etc....

Dans la première partie de ce travail, on a présenté une généralité sur les moteurs à essence. Ensuite, le second chapitre est consacré aux détails des modèles physiques et chimiques. Ce dernier permet de décrire de façon complète les équations de conservation.

Dans le troisième chapitre on a présenté le code et la méthode numérique. On a traité brièvement l'historique du code de calcul converge afin de simuler la combustion au sein de la chambre de combustion du moteur étudié.

Enfin, dans le dernier chapitre, un exposé de l'application et des résultats sont présentés. Tout d'abord, une validation avec des données expérimentales et la présentation des résultats. La validation du CFD se base sur une comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux issus de la simulation numérique à l'aide de la pression cylindre.

Les résultats numériques étaient en bon accord avec ceux d'expérimentale. Après la validation des résultats de simulation numérique montrent à la fois une simplicité pour étudier et comprendre les phénomènes de mélange et de combustion dans un moteur à essence à injection, l'évolution du processus de combustion et les mécanismes de formation des émissions des NOx.

Comme perspectives, plusieurs voies peuvent être considérées à l'aide du code CONVERGE. Après approfondissement de sa maîtrise, il s'agira de mener des travaux d'optimisation des performances du moteur à essence en étudiant plusieurs aspects (carburants alternatifs, nouveaux modes de combustion, géométrie de la chambre de combustion,...). Aussi, le développement de système d'injection directe et multiple (deux ou trois injecteur dans la même chambre).

REFERENCES

- [1] **M. Gratadour** , «Moteurs thermiques Introduction aux moteurs alternatifs», 10 mai 1995.
- [2] **J. Trapy** , « Moteur à allumage commandé », Technique de l'Ingénieur.BM 2540.
- [3] **A. Charles** , «le moteur à combustion interne», Edition 04/08/2008.
- [4] **P.Sovanna** ,« Moteurs thermiques »: fonctionnement du moteur, 2004.
- [5] **P. Sovanna** ,« Moteurs thermiques »: moteurs à cycle deux temps, 2004.
- [6] **H.Bousbaa.** , « les moteurs à combustion interne ,cours de master 2 »,2015
- [7] **H. Mansour** , « thermo-propulsion» .
- [8] **J. Foussard** et **E. Julien** , éd. **Dunod** «Thermodynamique», Paris 2005.
- [9] **O. Grondin** , « modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic». Thèse de Doctorat à l'Université de Rouen, 2004.
- [10] **T. Michel** , «Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic».thèse pour obtenir le titre, docteur de l'université de Rouen décembre 2014.
- [11] **M. Miard** , «L'injection essence».www.auto-tuto .com
- [12] **G. Delay** , analyse des écoulements transitoires dans les systèmes d'injection directe essence effets sur l'entraînement d'air instationnaire du spray, 23 mars 2005.
- [13] www.techni-tacot.com/fiches/carbu.htm
- [14] **B. Leduc** , « moteurs à combustion interne :injection à essence et Diesel, nouveaux procédés de combustion».2012
- [15] **L. Moyne** , «Injection d'essence dans les moteurs d'automobile», Technique de l'Ingénieur.
- [16] American Society for Testing and Materials. Standard specification for automotive gasoline: D439. Dans: 1983 annual book of ASTM standards. p. 228 (1983).
- [17] **M.A Charbonnier** . et **M .Andres** . – A comparative study of gasoline and diesel passenger car emissions under similar conditions of use. Society of Automotive Engineers, SAE 930 779,1993
- [18] **H. MAZET** , « Moteur à allumage commandé (Composants et stratégie de contrôle) ». 2001
- [19] **P.Sovanna** . Moteurs thermiques : SYSTEME DE REFROIDISSEMENT, 2004.
- [20] **P.Sovanna** . Moteurs thermiques : SYSTEME DE LUBRIFICATION, 2004.
- [21] www.autoscout24.fr/reportage/revisions-avant-l-ete/reviser-sa-voiture-avant-les-vacances/4319/125451/.



- [22] www.autobrico.com/reparation-entretien-automobile/refroidissement/purger-le-circuit-de-refroidissement-dune-voiture.htm
- [23] **K. Arqués** , « Inflammation combustion-pollution», COLLECTION TECHNOLOGIE, MASSON 1992.
- [24] **R. Borghi , M.I Destriau et G. Soete**, «La combustion et les flammes» EDITION TECHNIP, Paris 1995.
- [25] **S. Touchard** , « Construction et validation de modèles cinétiques détaillés pour la combustion de mélange de modèles des essences», thèse de doctorat, E.N.S.I.C. – NANCY, 12 Octobre 2005.
- [26] **D. Khiar** , «Modélisation et commande d'un moteur thermique à allumage commandé», Automatique / Robotique. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2007. Français.
- [27] **S. Kabar** , « étude numérique de l'effet du type de carburant sur les emissions polluantes dans un moteur», thèse de mémoire de magister, 29/11/2006
- [28] **K.J. Richards , P.K. Senecal, And E. Pomraning**, A Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Program for Transient or Steady State Flows with Complex Geometries, CONVERGE (Version 1.4), Convergent Science, Inc., Middleton, WI. (2008).
- [29] **K.J. Richards , P.K. Senecal, and E. Pomraning**, A Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Program for Transient or Steady State Flows with Complex Geometries, CONVERGE (Version 2.2), Convergent Science, Inc., Middleton, WI. (18 may 2015).
- [30] **C. Correa** , « combustion simulation in diesel engines using reduced reaction mechanism », thèse de doctorat, university of Heidelberg 2000.
- [31] **B. Zuo , A.M. Gomes and C.J. Rutland**, Studies of Superheated Fuel Spray Structures and Vaporization in GDI engines, 11th International Multidimensional engine Modeling User's Group Meeting, [Http://www.erc.wisc.edu](http://www.erc.wisc.edu), 2001.
- [32] **C. Baumgarten** , « Mixture Formation in Internal Combustion Engines, Springer-Verlag Berlin Heidelberg», New York, 2006.
- [33] **R. D. Reitz** , « Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays» *Atomisation and Spray Technology*, Vol. 3, p. 309, 1987.
- [34] **J. Xin , L Ricart. and R. D., Reitz**, « Computer Modeling of Diesel Spray Atomization and Combustion», *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 137, p. 171, 1998

- [35] **P. J .O'Rourke.**, « Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays», Ph.D. Thesis, Princeton University, 1981
- [36] **A. Amsden , P. J .O'Rourke.** and **, T. D Butler.**, « KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays», Los Alamos National Laboratory Report No. LA-11560-MS, 1989.
- [37] **Z .Han.**, and **R. D. Reitz.**, « A Temperature Wall Function Formulation for Variable Density Turbulence Flow with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling», *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, 1997.
- [38] **J. B .Heywood.**,, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, Inc., 1988.
- [39] **H .Hiroyasu.**, and **T . Kadota.**,, « Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in DI Diesel Engines»,SAE Paper No. 760129, 1976.
- [40] **N. L. Johnson.** The Legacy and Future of CFD at Los Alamos, proceedings of the 1996 Canadian CFD Conference Invited talk. Ottawa, Canada June 3-4, 1996
- [41] **A. Amsden , T. D. Butler, P. J. O'Rourke, J. D. Ramshaw.** « KIVA-A comprehensive model for 2-D and 3-D engine simulations», S4E Paper 850554, 1985.
- [42] **A. Amsden , T. D. Butler , P. J. O'Rourke , J. D. Ramshaw.** « KIVA-A comprehensive model for 2-D and 3-D engine simulations», S4E Paper 850554, 1985.
- [43] **N. Kong.** Kiva note_part3: the computer program, 1999.
- [44] **R. I . Issa.**, « Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operatorsplitting».1980
- [45] **S. V . Patankar. & D. B . Spalding,** « calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows». *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol.15, 1972.
- [46] **C. M. Rhie and W. L. Chowt,** « numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation», Vol. 21, N. 11, 1983.
- [47] **M. Jia, and M. Xie.**,, « A Chemical Kinetics Model of Iso-Octane” Oxidation for HCCI Engines», *Fuel*, Vol. 85, pp. 2293-2604, 2006.

ملخص

لقد عرفت محركات البنزين تطورا ملحوظا في السنوات الأخيرة و ذلك بأدائها و مردودها المميز رغم افرازها لكميات محسوسة من الغازات الملوثة .

و نحن مهتمون في المحاكاة العددية باستخدام رمز CFD لدراسة الظواهر التي تحدث في الاسطوانة أثناء مرحلة الاحتراق على وجه الخصوص. يتم استخدام نهج RANS. يوصف الاحتراق عن طريق نموذج SAGE حقن عن طريق نموذج KH-RT و تشكيل الغازات الملوثة عن طريق نموذج $K - \epsilon$ RNG , Zeldovich , Hiroyasu , على التوالي .

تتم مقارنة النتائج العددية عن طريق البرنامج Converge 2.2 حيث يأخذ بعين الاعتبار تفاعل بين الكيمياء و الاضطراب للمقارنة مع نتائج التجريبية التي تم الحصول عليها في غرفة احتراق محرك البنزين.

كلمات مفتاحية : محرك البنزين , الاحتراق , CONVERGE 2.2,

Abstract

Lately, spark ignition engines have undergone a remarkable evolution thanks to their outstanding performance despite the emission of polluting gases.

We are interested to perform numerical simulations using the Converge for studying the phenomena that occur in the cylinder during the combustion phase. The RANS approach is used. To simulate the airflow field, was achieved by the rapid distortion RNG-($k.\epsilon$) model. The atomization process was computed using the model based on KH-RT models. For combustion, the SAGE model associated with Shell ignition model was used. For prediction, extended Zeldovich model was adopted. Finally the Hiroyasu soot model was used for soot prediction. The numerical results obtained by the CONVERGE computer code that takes into account interactions between chemistry and turbulence will be compared with experimental results obtained in a combustion chamber of spark ignition engines.

Keywords: spark ignition engines, combustion, CONVERGE V 2.2, numerical investigation .

Résumé

Dernièrement, des moteurs à allumage commandé ont connu une évolution remarquable grâce à leur rendement exceptionnel cela malgré l'émission des gaz polluants.

Nous nous sommes, intéressés à la simulation numérique à l'aide du code CFD Converge pour étudier les phénomènes qui se manifestent dans le cylindre durant la phase den combustion notamment. L'approche RANS est utilisée. La combustion est décrite par le modèle SAGE, le spray par le modèle de KH-RT, la turbulence, la formation des et des suies par les modèles RNG $k - \epsilon$, Hiroyasu, et Zeldovich respectivement. Les résultats numériques obtenus par le code de calcul CONVERGE qui tient compte des interactions entre la chimie et la turbulence seront comparés avec les résultats expérimentaux obtenus dans une chambre de combustion de moteur à allumage commandé.

Mots-clefs : moteur à allumage commandé, combustion, CONVERGE V 2.2 , simulation numérique.