

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd - Tlemcen -

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

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

En : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Thermique et Energies Renouvelables

Par : M^{elle} CHAOUI Meriem

M^{elle} CHIKHAOUI Imane

Sujet

**Influence d'un système d'injection diesel de type
common rail sur la combustion
et la formation des polluants**

Soutenu publiquement, le 26/05/2016, devant le jury composé de :

Mr SEBBANE.O	MCA	Univ. Tlemcen	Président
Mr BENMANSOUR.A	MAA	Univ. Tlemcen	Examinateur
Mr MIMOUN.O	MAA	Univ. Tlemcen	Examinateur
Mr BOUSBAA.H	MCB	Univ. Tlemcen	Directeur de mémoire

Année Universitaire : 2015 - 2016



Dédicace

*C'est avec profonde gratitude et s'incère mots, que nous dédions
Ce modeste travail de fin d'étude à nos chers parent ; qui ont sacrifié leur vie pour
notre réussite est nous ont éclairé le chemin*

Par leurs conseils judicieux

Nous n'espérons qu'un jour,

Nous pourrons leur rendre un peu de ce qu'ils ont

Fait pour nous, que dieu leur prêt bonheur et longue vie

Nous dédions aussi ce travail à nos frères et sœurs, nos familles

Nos amies

Tous nos professeurs qui nous ont enseigné

Et à tous ceux qui nous sont chère.

Meriem, Imane

Remerciements

En premier, nous remercions le tout puissant ALLAH, notre créateur qui nous avons donné la force d'accomplir ce travail.

Nous remercions vivement et chaleureusement Monsieur BOUSBAA HAMZA encadreur de ce mémoire, pour nos avoir soutenus et guidé tout au long de ce mémoire. Nous le remercions particulièrement pour la confiance qu'il nos a accordés, pour sa rigueur scientifique, pour sa patience et pour ses conseils judicieux qui ont contribué à la réalisation et à l'accomplissement de ce travail.

Nous tenons à exprimer nos remerciements à Monsieur O.SEBBAN qui nos a fait l'honneur d'accepter la présidence du jury. Qu'il trouve ici l'expression de nos profondes gratitude.

Nous exprimons nos vifs remerciements à Messieurs A.BENMANSOUR et O.MIMOUN pour avoir accepter de faire partie du jury, montrant ainsi l'intérêt qu'ils portent au sujet de ce travail.

A tous, nous tenons à exprimer nos sincères remerciements

ملخص

في وجود معايير أكثر صرامة لمكافحة تزايد التلوث نأخذ بعين الاعتبار الوسائل اللازمة للحد من نسبة الملوثات في محركات الاحتراق الداخلي. إن الهدف من هذه الدراسة هو استعمال وتطوير أداة نمذجة تسمح بدراسة وفهم البواعث الملوثة لمحركات الديزل وكذلك طرق خفضها.

نبدأ هذه الدراسة مع العموميات على محركات الاحتراق الداخلي و من ثم التطرق لنظام حقن وقود الديزل (السكك الحديدية المشتركة) ثم نقتبس الصيغ الرياضية و النماذج الفيزيائية والكيميائية. وأخيرا قمنا باستقصاء رقمي لظاهرة الاحتراق لمحرك ديزل تحت ظروف مختلفة باستعمال برنامج الحساب .CONVERGE V1.4

وقد تم إيلاء اهتمام خاص لعملية معالجة و تعديل ملفات الإدخال و استخدام النتائج ما بعد المعالج في نهاية العمل قمنا بتعزيز النتائج بحقول و ذلك باستعمال برامج خاصة (GMV) الهدف منها التوصل إلى فهم أفضل للظواهر المتصلة بالاحتراق في محركات الديزل.

الكلمات المفتاحية: محرك ديزل ، الملوثات ،السكك الحديدية المشتركة، ظاهرة الاحتراق، CONVERGE،
Post-processeur, GMV.

Résumé

Avec la sévèrisation croissante des normes anti-pollution, la prise en compte des moyens de réduction des polluants dans les moteurs à combustion interne devient essentielle. Dans ce contexte, l'objectif de cette thèse est de développer un outil de modélisation permettant l'étude des émissions polluantes et leurs réductions dans un moteur diesel.

Nous entamons cette étude par des généralités sur les moteurs à combustion interne. Puis, nous ferons une aperçu sur le système d'injection diesel (Common rail) ensuite nous citons les formulations mathématiques et les modèles physiques et chimiques. Enfin, on à fait une investigation numérique du processus de combustion diesel pour des différents profils d'injection utilisant le code de calcul Converge V1.4.

Une attention particulière a été portée sur le processus du calage et le réglage supplémentaire des fichiers d'entrée du code de calcul et l'exploitation des fichiers de résultats à l'aide du post-processeur pour valoriser les différents résultats à travers

l'analyse des champs scalaires(GMV) dans le but d'une meilleure compréhension des phénomènes liés à la combustion dans les moteurs Diesel .

Mot clé : moteur Diesel, Code CONVERGE, émissions polluants, Common rail, Combustion, post-processeur, GMV.

Abstract

With the increasing tightening of emissions standard, the taking into account ways to reduce pollutants in internal combustion engines is essential. In this context, the aim of this thesis is to develop a modelling tool for the study of emissions and their reduction in a diesel engine.

We begin this study with the generalities on the internal combustion engines. Then we will do an overview of the diesel injection system (common rail). And finally we did an investigation on the diesel combustion process for different profiles using Converge V1.4 calculation code developed by the laboratory CONVERGE CFD (USA).

The simulation results are described and validated with experimental data.

Particular attention was paid to the process of timing, the further adjustment of input files of computer code, and exploitation of files with the post-processor to value different outcomes through scalar fields analysis (GMV) results to a better understanding of the phenomena related to combustion in diesel engines.

Keyword: Diesel Engine, CONVERGE Code, Pollutant emissions, Common rail, Combustion, post-processor, GMV

Sommaire

Introduction générale	1
1.1. Introduction	4
1.2. Description général d'un moteur diesel	4
1.2.1. Histoire du moteur diesel	4
1.3. Classification d'un moteur diesel.....	5
1.4. Structure d'un moteur diesel	Erreur ! Signet non défini.
1.4.1. Le bloc-moteur	7
1.4.2. Le piston.....	8
1.4.3. La culasse	8
1.4.4. Le dispositif de distribution	9
1.5. Principe de fonctionnement	10
1.6. Avantage et inconvénients du moteur diesel.....	11
1.7. Comparaison entre moteur diesel et moteur essence	11
1.8. Processus de combustion	13
1.9. Le système d'alimentation dans des moteurs diesel	14
1.9.1. Alimentation en air.....	17
1.9.2. Alimentation en carburant.....	19
1.10. Les gaz polluants dans les moteurs à combustion interne	23
1.11. Les stratégies de la réduction des gaz polluants	25
1.11.1. Amélioration de la combustion dans les moteurs	25
1.11.2. D'autres procédés.....	27
1.12. Conclusion	30
2.1. Introduction.....	32
2.2. Le système d'injection Common rail	32
2.2.1. Généralités	32
2.2.2. Future du moteur diesel.....	34

2.2.3. Historique du système Common Rail	34
2.2.4. Fonctions	36
2.2.5. Principe de fonctionnement	36
2.2.6. Avantages	37
2.2.7. Composants de système Common rail	37
2.2.8. Différents systèmes d'injection du type Common rail.....	43
2.2.9. Stratégies de gestion du système d'alimentation	52
2.3. Profil de système d'injection.....	54
2.3.1. Profil d'injection classique.....	54
2.3.2. Profil d'injection avec Common rail.....	54
2.4. Les différents capteurs	57
2.4.1. Le capteur de pression absolue	57
2.4.2. Le capteur de régime.....	57
2.4.3. Le capteur de phase.....	58
2.4.4. Le capteur de température du moteur	58
2.4.5. Le capteur de pression de rampe.....	58
2.4.6. Le capteur de température de carburant	59
2.4.7. Le capteur de pression d'air d'admission.....	59
2.4.8. Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission	59
2.4.9. Le transducteur d'accélérateur	60
2.4.10. Le capteur de vitesse du véhicule	60
2.5. Conclusion	60
3.1. Introduction.....	63
3.2. Equations de la phase gazeuse	63
3.2.1. Équations de transport des espèces chimique m	63
3.2.2. Equation de conservation de la masse.....	64

3.2.3. Equation de quantité de mouvement.....	64
3.2.4. Transport de l'énergie.....	64
3.3. Approche de RANS	64
3.4. Modèle de turbulence RNG k- ϵ	65
3.5. Équations de la phase liquide.....	66
3.5.1. Modèles d'atomisation.....	67
Le modèle KH.....	67
Le modèle RT.....	68
3.5.2. Collision.....	69
3.5.3. Evaporation	70
3.6. Modèle du transfert thermique (loi de paroi).....	70
3.7. Les Modèles chimiques.....	71
3.7.1. Modélisation de la combustion turbulente	71
Le modèle CTC.....	72
3.7.2. Modèle d'Allumage.....	73
3.7.3. Modèle de formations des polluants	75
3.8. Conclusion	78
4.1. Introduction.....	80
4.2. Description générale du code de simulation CONVERGE	80
4.2.1. Structure standard de CONVERGE V1.4.....	81
4.2.2. Choix des modèles de simulation	82
4.3. Préparation des calculs par Converge	83
4.4. Caractéristique du moteur « CATERPILLAR 3401 ».....	83
4.4.1. Spécification d'injection	84
4.4.2. Conditions initiales	84
4.4.3. Conditions aux limites	85
4.5. Le maillage.....	85

4. 6. Résultats et discussion de simulation.....	86
4.6.1. Le calage	86
4.6.2. Le taux de dégagement de chaleur et l'évolution de la température.....	86
4.6.3. Champs scalaires.....	88
4.6.3.1. Evolution du spray	88
4.6.3.2. Evolution de la température	89
4.6.4. Profils d'émissions.....	90
4.6.4.1. Profil de masse injectée et des suies	90
4.6.4.2. Profil de masse injectée et de Nox	90
4.6.4.3. Profil de masse injectée et de HC	91
4.6.4.4. Profil de masse injectée et de CO	91
4.6.4.5. Profil de masse injectée et de CO2	91
4.6.5 .champs turbulents	94
4.6.6 .champs Dynamiques	94
4.7. Etude paramétrique sur le système d'injection Common rail.....	95
4.7.1. Les profils d'injection	96
4.7.2. Comparaison entre le cas 1,2	98
4.7.3. Comparaison entre le cas 2,3 et 4	100
4.7.4. Comparaison entre le cas 2, 5, 6 et 7	104
4.7.5. Comparaison entre le cas 2,9, 10 et 11	Erreur ! Signet non défini.
4.8. Comparaison des résultats de l'évolution des NO _x et des suies	Erreur ! Signet non défini.
4.8.1. Comparaison des NOx	Erreur ! Signet non défini.
4.8.2. Comparaison des suies	Erreur ! Signet non défini.
4.9. Conclusion	Erreur ! Signet non défini.
Conclusion générale.....	Erreur ! Signet non défini.
Référence	

Liste des figures

Figure.1.1	Mercédès 260 D W138 (moteur Diesel 45 CV).....	4
Figure.1.2	Rodolf diesel.....	5
Figure.1. 3	Moteur Diesel injection directe à quatre cylindres en ligne.....	7
Figure.1.4	bloc moteur.....	7
Figure.1.5	le piston.....	8
Figure.1.6	Culasse.....	9
Figure.1.7	Dispositif de distribution.....	9
Figure.1.8	Principe de fonctionnement d'un moteur diesel.....	10
Figure.1.9	diagramme de pression dans un moteur diesel.....	13
Figure.1.10	disposition générale d'un moteur dv4td.....	15
Figure.1.11	Aspiration naturelle.....	17
Figure.1.12	Principe de fonctionnement de la suralimentation.....	18
Figure.1.13	Injection direct.....	20
Figure.1.14	La chambre de tourbillon d'air.....	20
Figure.1.15	Moteur à chambre de précombustion.....	21
Figure.1.16	Chambre de turbulence "Ricardo".....	22
Figure 1.17	Chambre Saurer.....	23
Figure 1.18	Système "Lanova".....	23
Figure. 1.19	Schéma recirculation des gaz d'échappement.....	26
Figure.1.20	la vanne EGR.....	26
Figure.1.21	Moteur suralimenté.....	27
Figure.1.22	rôle de catalyseur.....	28
Figure.1.23	Filtre-a-particules.....	28
Figure.1.24	composant retenue dans le filtre à particule.....	32
Figure.2.1	Système commun rail.....	35
Figure.2.2	Schéma de fonctionnement du système Common rail.....	36

Figure.2.3	Équipement d'injection de système Common rail.....	37
Figure.2.4	Pompe électrique.....	39
Figure.2.5	Pompe à carburant à engrenage.....	39
Figure.2.6	Filtre à carburant (Audi et VW).....	40
Figure.2.7	Schéma du filtre à carburant.....	40
Figure.2.8	Pompe d'injection haute pression (coupe transversale).....	41
Figure.2.9	Accumulateur haut pression.....	42
Figure 2.10	Système d'injection Bosch (ex PSA).....	43
Figure 2.11	Principe de fonctionnement de pompe type Bosch	44
Figure.2.12	Composante de l'injecteur Bosch.....	45
Figure.2.13	Principe de fonctionnement de l'injecteur Bosch.....	46
Figure.2.14	Système d'injection Common rail type siemens.....	47
Figure.2.15	injecteur Common rail type siemens.....	48
Figure.2.16	Principe de fonctionnement de l'injecteur siemens.....	49
Figure.2.17	Système d'injection Common rail de type Delphi.....	50
Figure.2.18	Pompe haut pression de type Delphi.....	51
Figure.2.19	Principe de fonctionnement de système d'injection Delphi.....	51
Figure.2.20	principe de fonctionnement de pompe haut pression.....	52
Figure.2.21	Vue extérieure d'un calculateur de gestion.....	53
Figure.2.22	Vue intérieure d'un calculateur.....	53
Figure.2.23	Schéma d'un calculateur BOSCH.....	53
Figure.2.24	Évolution de pression d'injection en degré de l'angle de vilebrequin.....	54
Figure.2.25	Le profil d'injection Common rail.....	55
Figure.2.26	Profile d'injection avec pré-injection.....	56
Figure.2.27	Profil d'injection avec post d'injection.....	56.
Figure.2.28	Profil d'injection avec pré-injection et post d'injection.....	56

Figure 2.29	Injection multiple.....	57
Figure2 .30	capteur de pression absolue.....	57
Figure.2.31	Capteur de régime.....	57
Figure.2.32	capteur de phase.....	58
Figure.2.33	Capteur de température du moteur.....	58
Figure.2.34	Capteur de pression de rampe	58
Figure.2.35	Capteur de température de carburant.....	59
Figure.2.36	Capteur de pression d'air d'admission.....	59
Figure.2.37	Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission.....	59
Figure 2.38	transducteur d'accélérateur.....	60
Figure 2.39	capteur de vitesse du véhicule.....	60
Figure 3 .1.	Schéma du modèle de pulvérisation rupture KH-RT.....	69
Figure.4.1	structure de converge.....	82
Figure.4.2	Maillage du moteur CATERPILLAR 3401.....	85
Figure. 4.3	comparaison de l'évolution de la pression expérimentale et numérique.....	86
Figure.4.4	Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle du vilebrequin.....	87
Figure 4.5	Evolution de la température en fonction de l'angle du vilebrequin.	87
Figure 4.6	Evolution du jet à différents angle de vilebrequin.....	88
Figure 4.7	Les champs de température à différents angles du vilebrequin.....	89
Figure 4.8	Evolution de masse injectée et les suies en fonction de l'angle de vilebrequin.....	91
Figure 4.9	Evolution de masse injectée et NOx en fonction de l'angle de vilebrequin.....	92
Figure 4.10	Evolution de masse injectée et HC en fonction de l'angle	

	de vilebrequin.....	92
Figure 4.11	Evolution de masse injectée et CO ₂ en fonction de l'angle de vilebrequin.....	93
Figure 4.12	Evolution de masse injectée et CO en fonction de l'angle de vilebrequin.....	.93
Figure 4.13	Distribution de l'énergie cinétique turbulente (cm ² /s ²).....	94
Figure 4.14	Mouvements de swirl.....	95
(a)		
Figure 4.14(b)	Mouvements de squish.....	95
Figure 4.14(c)	Mouvements de tumble.....	95
Figure 4.15	Cas 1 : profil sans injection Common Rail	96
Figure 4.16	Cas 2: Profil avec l'injection Common Rail.....	96
Figure 4.17	Cas 3: profil avec l'injection Common Rail modifié	96
Figure 4.18	Cas 4 : profil avec l'injection Common Rail modifié	96
Figure 4.19	Cas 5: profil avec l'injection Common Rail avec pré-injection.....	97
Figure 4.20	Cas 6 : profil d'injection Common Rail avec post-injection	97
Figure 4.21	Cas 7 : profil d'injection Common Rail avec pré et post-injection...	97
Figure 4.22	Cas 8 : profil d'injection Common Rail avec pré et post-injection...	97
Figure 4.23	Cas 9 : profil d'injection Common Rail avec double pré-injection et post injection.....	97
Figure 4.24	Cas 10 : profil d'injection Common Rail avec pré-injection et double post injection.....	97
Figure 4.25	Cas 11 : profil d'injection Common Rail avec double pré-injection et double post injection.....	98
Figure 4.26	Comparaison de pression entre le cas 1,2	98

Figure 4.27	comparaison de taux de chaleur entre le cas 1,2.....	99
Figure 4.28	Comparaison des suies entre le cas 1,2.....	99
Figure 4.29	comparaison des NOx entre le cas 1,2	100
Figure 4.30	Les profils de vitesse d'injection pour le cas 2,3 et 4 en fonction de l'angle de vilebrequin.....	100
Figure 4.31	comparaison de pression entre le cas 2,3 et 4.....	101
Figure 4.32	comparaison de taux de chaleur entre le cas 2,3 et 4.....	102
Figure 4.33	comparaison des suies entre le cas 2,3 et 4.....	103
Figure 4.34	Comparaison de NOx entre le cas 2,3 et 4.....	103
Figure 4.35	comparaison de pression entre le cas 2,5 ,6 et 7.....	104
Figure 4.36	comparaison de taux de chaleur entre le cas 2, 5,6 et 7.....	105
Figure 4.37	Comparaison des suies entre le cas 2, 5,6et 7.....	105
Figure 4.38	Comparaison de NOx entre le cas 2, 5,6et 7.....	106
Figure 4.39	comparaison de pression entre le cas 2, 9,10 et 11.....	107
Figure 4.40	comparaison de taux de chaleur entre le cas 2, 9,10 et 11.....	107
Figure 4.41	comparaison des suies entre le cas 2, 9,10 et 11.....	108
Figure 4.42	comparaison de NOx entre le cas 2, 9,10 et 11.....	109
Figure 4.43	Contours des évolutions des NOx pour le cas 1.....	110
Figure 4.44	Contours des évolutions des NOx pour le cas 2.....	110
Figure 4.45	Contours des évolutions des NOx pour le cas 3.....	111
Figure 4.46	Contours des évolutions des NOx pour le cas 4.....	112

Figure 4.47	Contours des évolutions des NOx pour le cas 5.....	112
Figure 4.48	Contours des évolutions des NOx pour le cas 6.....	113
Figure 4.49	Contours des évolutions des NOx pour le cas 7.....	114
Figure 4.50	Contours des évolutions des NOx pour le cas 8.....	114
Figure 4.51	Contours des évolutions des NOx pour le cas 9.....	115
Figure 4.52	Contours des évolutions des NOx pour le cas 10.....	116
Figure 4.53	Contours des évolutions des NOx pour le cas 11.....	116
Figure 4.54	Contours des évolutions des suies pour le cas 1.....	117
Figure 4.55	Contours des évolutions pour le cas 2.....	118
Figure 4.56	Contours des évolutions des suies pour le cas 3.....	118
Figure 4.57	Contours des évolutions des suies pour le cas 4.....	119
Figure 4.58	Contours des évolutions des suies pour le cas 5.....	119
Figure 4.59	Contours des évolutions des suies pour le cas 6.....	119
Figure 4.60	Contours des évolutions des suies pour le cas 7.....	120
Figure 4.61	Contours des évolutions des suies pour le cas 8.....	121
Figure 4.62	Contours des évolutions des suies pour le cas 9.....	122
Figure 4.63	Contours des évolutions des suies pour le cas 10.....	123
Figure 4.64	Contours des évolutions des suies pour le cas 11.....	123

Liste des tableaux

Tableau.1.1	Classification des moteurs.....	6
Tableau.1.2	Les avantages et les inconvénients de moteur diesel.....	11
Tableau.1.3	La différence entre moteur diesel et essence.....	12
Tableau.2.1	Émissions limites des principaux polluants entre (1993/2014)...	33
Tableau.3.1	Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence $k-\varepsilon$, et <i>RNG</i> $k-\varepsilon$	66
Tableau.4.1	Choix des Modèles.....	83
Tableau.4.2	Caractéristiques du moteur étudié.....	84
Tableau.4.3	Spécifications d'injection.....	84
Tableau.4.4	Valeurs des conditions initiales.....	85
Tableau.4.5	Valeurs des conditions aux limites.....	85

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]
$c_{\epsilon 1}$	Constante des modèles $\epsilon - k$ et RNG $\epsilon - k$	
$c_{\epsilon 2}$	Constante des modèles $\epsilon - k$ et RNG $\epsilon - k$	
$c_{\epsilon 3}$	Constante des modèles $\epsilon - k$ et RNG $\epsilon - k$	
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	[m ² .s ⁻¹]
D	Coefficient de diffusion	[m ² .s ⁻¹]
E_{chem}	L'énergie d'activation	[J.mol ⁻¹]
f	Fonction de distribution de probabilité des gouttelettes	
h_m	L'enthalpie de l'espèce	[j.kg ⁻¹]
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]
MW_C	Poids moléculaire du carbone	
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	
Q_r	Chaleur de réaction	[J.mol ⁻¹]
R	Constante des gaz	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
r_1	Rayons du collecteur	[m]
r_2	Rayons de gouttelettes	[m]
R_{total}	Vitesse de réaction nette	[m .s ⁻¹]
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 ⁻¹]
U	La vitesse	[m.s ⁻¹]
u_i	Vitesse instantanée	[m.s ⁻¹]
\bar{u}_i	Vitesse Moyenne d'ensemble	[m.s ⁻¹]
\acute{u}	Vitesse Fluctuante	[m.s ⁻¹]
v_{coll}	Fréquence de collision	[Hz]

V_{I2}	Vitesse relative entre le collecteur et les gouttelettes de colis	[m .s ⁻¹]
\dot{W}_r	Taux de production	
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	[kg . m ⁻³]
ρ_m	Masse volumique des espèces m	[kg . m ⁻³]
σ_{ij}	tenseur des contraintes de Reynolds	[N.m ⁻²]
μ	Viscosité	[kg .m ⁻¹ .s ⁻¹]
E	dissipation turbulente	[m ² .s ⁻³]
ρ_{tot}	Masse volumique dans la cellule	[kg. m ⁻³]
μ_t	viscosité turbulente	[kg .m ⁻¹ .s ⁻¹]
Λ	Longueur d'onde	[m]
Ω	Taux d'accroissement	
$\bar{\rho}$	Masse volumique moyen	[kg. m ⁻³]
ρ_l	Masse volumique de liquide	[kg. m ⁻³]
ρ_g	Masse volumique de gaz	[kg. m ⁻³]
μ_{air}	la viscosité de l'air	[kg .m ⁻¹ .s ⁻¹]
μ_m	Viscosité d'espèce	[kg .m ⁻¹ .s ⁻¹]
ρ_m^*	valeur d'équilibre thermodynamique local	[kg. 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

CFD	Computational Fluid Dynamic
EGR	Exhaust Gas Recirculation
GMV	General Mesh Viewer
GNV	Gaz Naturel Vehicule
GPL	Gaz pétrolière Liquéfier
KH	Kelvin-Helmholtz
MCI	Moteur à Combustion
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
RNG	ReNormalization Group
RT	Rayleigh-Taylor
SPA	Peugeot Société Anonyme

Introduction générale

Introduction générale

Pour mieux connaître et maîtriser la pollution de l'air, il est nécessaire de savoir quelles sont les sources de pollution, de les identifier et les quantifier. Cette connaissance permet ensuite de prendre des mesures de réduction des émissions à la source. Les normes d'émissions sont également une donnée de base nécessaire pour réaliser des évaluations de qualité de l'air et estimer les impacts de cette pollution sur la santé, les écosystèmes ...

Le secteur des transports « les moteurs à combustion interne » sont responsables d'une grande partie des émissions polluantes dans l'atmosphère, aussi bien au niveau local que global.

Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à réduire la consommation et la pollution des moteurs Diesel. Le système d'injection est un des paramètres les plus importants dans le fonctionnement de ces moteurs. Il est d'ailleurs souvent appelé "le cœur du moteur": il contrôle l'apport de carburant en fonction des besoins du moteur, et assure une haute pression d'injection requise pour l'atomisation dans la chambre de combustion. Il contribue ainsi à la distribution de carburant qui détermine les caractéristiques de la combustion. De cette façon, ce système a un impact direct sur la consommation, les émissions et le bruit des moteurs en général.

Dernièrement les technologies utilisées dans les systèmes d'injection ont évolué, principalement dans le domaine des véhicules particuliers, des utilitaires légers.

En effet, les contraintes de hautes performances, de faibles consommations et émissions, de bas bruit, et de coût font de l'optimisation des systèmes d'injection un sujet de recherche particulièrement d'actualité.

Parmi les configurations de systèmes d'injection, on retiendra le système de rampe commune (Common rail), qui consiste à mettre en parallèle les différents injecteurs sur une rampe d'alimentation en gasoil. La pression dans cette rampe est maintenue à une valeur élevée grâce à une pompe haute pression. La pression d'injection (donc la quantité de mouvement fournie au liquide en sortie de l'injecteur) est élevée quel que soit le régime moteur, ce qui permet un mélange optimisé dans la chambre de combustion.

Les expériences entreprises soigneusement peuvent fournir des résultats relativement précis pour un essai particulier, et sont nécessaires donc pour la validation de résultats numériques éventuels. Mais il est souvent difficile d'interpréter les rapports de cause et

Introduction générale

d'effet implicite dans les résultats d'un essai. Ce fait rend très pénible (coût en argent et en temps) d'établir des stratégies d'expérimentation que de faire une série d'itérations d'un modèle validé sur une machine de calcul.

D'autre part, la modélisation et les approches de simulation, bien qu'elles soient moins précises en prévoyant les résultats d'un essai particulier, peuvent effectivement isoler une variable à la fois et préciser les causes et les tendances. Par conséquent, les modèles de simulation validés ont pu être un outil utile et efficace pour le développement des performances énergétiques et environnementales des moteurs. Le sujet abordé dans ce mémoire (investigation numérique sur influence de système d'injection de type common rail sur la combustion et la formation des polluants dans un moteur diesel) s'inscrit dans le cadre de projet de fin d'étude de Master en GTER. Il a été réalisé au sein du Laboratoire de Recherche en Technologie de l'Environnement LTE à l'ENP –ORAN.

Objectif de travail

Notre travail a pour double objectifs :

- ✓ D'une part la maîtrise de code de calcul converge, qui orienté vers la modélisation de combustion dans les moteurs à combustion interne.
- ✓ D'autre part voir l'influence de système d'injection Common rail sur sa combustion et la formation des polluants dans les moteurs à combustion interne diesel.

Structure du manuscrit

Afin d'atteindre cet objectif, quatre chapitres ont été développés :

- ✓ Le premier chapitre est une description générale les moteurs à combustion interne, les principales technologies des moteurs et les émissions du moteur Diesel et un bref état de l'art consacré aux stratégies d'optimisation des performances énergétiques et environnementales du moteur Diesel.
- ✓ Le deuxième chapitre concerne une description détaillée sur le système d'injection Common rail.
- ✓ Le troisième chapitre entame le formalisme mathématique adopté et les différents modèles utilisés.
- ✓ Dans le quatrième chapitre une description qui mette le code de calcul CONVERGE V1.4.1 en évidence est présenter. De même dans ce chapitre une description détaillée sur les démarches numériques, la comparaison des résultats, l'analyse, l'interprétation et la discussion des résultats. Enfin une conclusion générale sur le travail à été réalisé.

Chapitre I

Les moteurs à combustion interne

1.1. Introduction [1]

Les moteurs à combustion interne ou moteurs thermiques à explosion, sont définis comme dispositifs mécaniques capables de convertir l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique. L'énergie chimique du combustible est d'abord transformée en chaleur par la combustion, puis cette dernière à son tour est convertie en travail mécanique. En effet, la chaleur produite par la combustion augmente la pression ou le volume spécifique, et grâce à son expansion, le travail mécanique est obtenu.

Ces moteurs constituent actuellement la majorité des unités de production de puissance mécanique dans beaucoup de domaines. Celui du transport, ou ils se sont particulièrement développés en raison de leurs avantages ; bon rendement, compacité et fiabilité... Ceci explique l'extension qu'a prise de nos jours, l'industrie des moteurs et l'ensemble de ses branches connexes dans tous les pays du monde.

1.2 .Description générale d'un moteur diesel

1.2.1. Histoire du moteur diesel [2] ,[3]

Le moteur diesel est inventé en 1897 par Rudolf Diesel, un ingénieur allemand. Son objectif à trouver un moteur ayant un rendement satisfaisant car, à la fin du XIXème siècle les moteurs à pétrole et à vapeur ont des rendements faibles (entre 10 et 15 %). L'ingénieur veut que son moteur suive la courbe de Carnot (Courbe représentant le 100 % théorique du rendement).

En 1897, après quatre années de travail, il fait tourner un premier moteur aux dimensions impressionnantes, plus de 20 litres de cylindrée pour un poids de plus de 5 tonnes. Ce premier moteur tourne à 170 tr/min et développe une puissance de 20 ch. C'est un moteur à combustion interne, qui peut atteindre des températures de 700 à 900 °C. L'allumage est commandé par un système d'auto-inflammation, c'est-à-dire sans bougies, grâce au fort taux de compression.

En 1936 Mercedes produit en petite série la première voiture à moteur Diesel, la 260D.



Figure.1.1. Mercedes 260 D W138
(moteur Diesel 45Cv)

1938 Peugeot réalise une série d'un millier de modèle 402 ; après la seconde guerre mondiale, ce type de véhicule est toujours produit.

En 1973 la crise pétrolière favorise la généralisation des voitures à moteur Diesel.

1988 Fiat produit la première voiture de série équipée d'un moteur à injection directe.

1989 Audi présente la première voiture équipée d'un moteur à injection directe à régulation électronique.

1998 premières applications de l'injection directe à rampe commune réalisée par Bosch sur des véhicules de série.

2000 plusieurs constructeurs européens produisent une version de leur véhicule de prestige équipé d'un moteur V8 Diesel à injection directe à rampe commune.

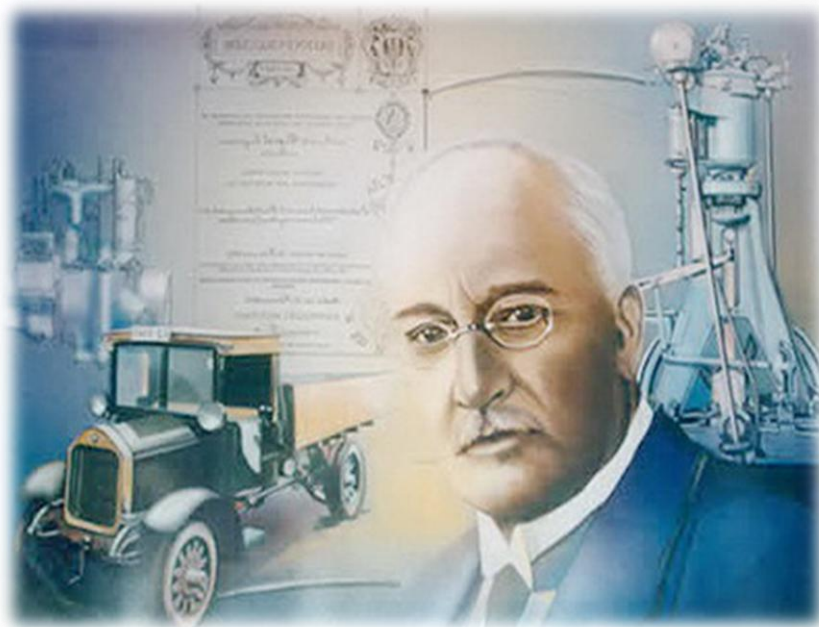


Figure 1.2. Rodolf diesel

1.3. Classification des moteurs diesel [4]

Les moteurs à combustion interne sont répartis en divers groupes d'après plusieurs critères et suivant plusieurs paramètres:

Critères de classification	Dénomination des moteurs
Disposition des cylindres	<ul style="list-style-type: none"> • cylindre en ligne L. • Cylindre en V. • cylindre opposés O. • Cylindres en U • Cylindres en étoile X • Cylindres en W
Nombre de cylindres	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à un seul cylindre. • Moteur multicylindres.
Cycle de travail	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à quatre temps. • Moteur à deux temps.
Système d'allumage	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à allumage classique. • Moteur à allumage électronique
système d'alimentation en carburant	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à injection directe. • Moteur à injection indirecte.
Mode de refroidissement	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur de refroidissement par eau • Moteur de refroidissement par air
Mouvement des pistons	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à course de piston rectiligne. • Moteur à piston rotatif.
Système de distribution	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à arbre à cames latérales. • Moteur à arbre à cames en tête.
Remplissage des cylindres	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur atmosphérique. • Moteur suralimenté.

Tableau 1.1. Classification des moteurs diesel

1.4. Structure d'un moteur diesel [5]

Un moteur est structuré, quel que soit le constructeur, d'ensemble d'éléments d'appellations identiques.

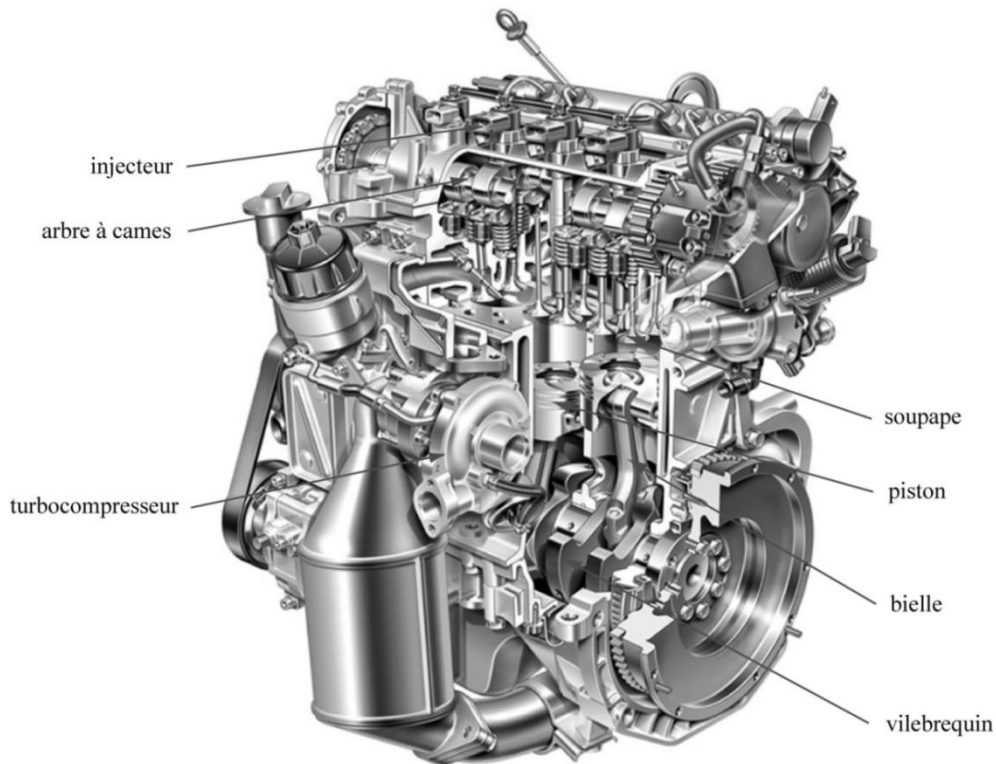


Figure 1. 3. Moteur Diesel injection directe à quatre cylindres en ligne.

Les parties essentielles du moteur à allumage par compression sont les suivantes :

1.4.1. Le bloc-moteur

Le bloc-moteur ou carter-cylindres est la partie la plus massive, il contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes du moteur : équipement d'injection, vilebrequin, distribution, auxiliaires électriques,...

Le bloc moteur doit être étanche et robuste afin de résister aux pressions élevées qui règnent dans les cylindres pendant la combustion.

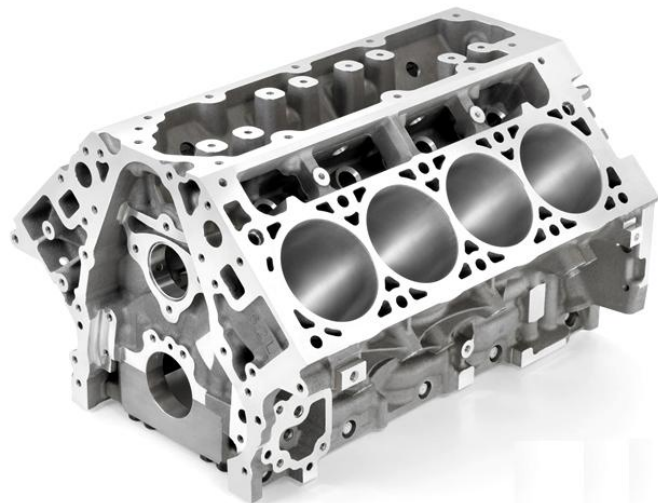


Figure .1.4. Bloc moteur

Les cylindres sont, soit alésés directement dans le bloc moteur, soit constitués par une chemise en aluminium insérée dans l'alésage. Le nombre de cylindres peut varier selon la nature du moteur de un à douze, pour les applications liées aux transports, ou plus sur les machines fixes destinées à la production d'énergie. Les moteurs d'automobiles sont toujours poly cylindriques (deux à douze cylindres).

1.4.2 .Le piston

Le piston est une partie mobile, il coulisse dans le cylindre selon un mouvement rectiligne de va et- vient, avec la culasse, il délimite l'enceinte où se produit la combustion, communément appelée la chambre de combustion. Le piston est un élément essentiel dans la chaîne motrice, sa fonction consiste à transformer la pression qui s'exerce sur son sommet lors de la combustion en effort sur la bielle. Des gorges dans lesquelles se logent les segments (trois à cinq) sont usinées autour du piston afin d'assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter. La tête du piston peut être plate ou présenter un relief (généralement concave appelé le bol). Ce relief contribue à la turbulence (ou swirl) dans le cylindre au moment de l'injection, favorisant ainsi le mélange air-carburant préalable à la combustion.



Figure 1.5. Le piston

1.4.3 La culasse

Au sommet du bloc-moteur, la culasse, assure la fermeture de la chambre de combustion, elle présente de nombreux alésages dont, le logement de l'injecteur, les ports d'admission et d'échappement. La culasse supporte aussi les composants du système de distribution : les soupapes, les sièges de soupape, l'arbre à cames, etc.



Figure 1.6. Culasse

1.4.4. Le dispositif de distribution

Le système de distribution gère l'admission de l'air frais dans les cylindres puis la vidange des gaz brûlés. Il est constitué d'éléments mobiles, les soupapes qui laissent entrer et sortir les gaz du cylindre par les ports d'admission et d'échappement. Au repos, elles sont maintenues fermées par des ressorts de rappel, l'ouverture est contrôlée mécaniquement par le système composé de l'arbre à cames, des poussoirs et des culbuteurs. L'actionnement des soupapes est aussi réalisé par des systèmes électromécaniques en cours de développement qui équiperont les moteurs sans arbre à cames dans les années à venir. L'arbre à cames est couplé au vilebrequin via une courroie de distribution de telle sorte que sa vitesse de rotation soit deux fois inférieure à celle du vilebrequin. Ainsi, l'ouverture et la fermeture des soupapes sont parfaitement synchronisées avec les mouvements du piston.

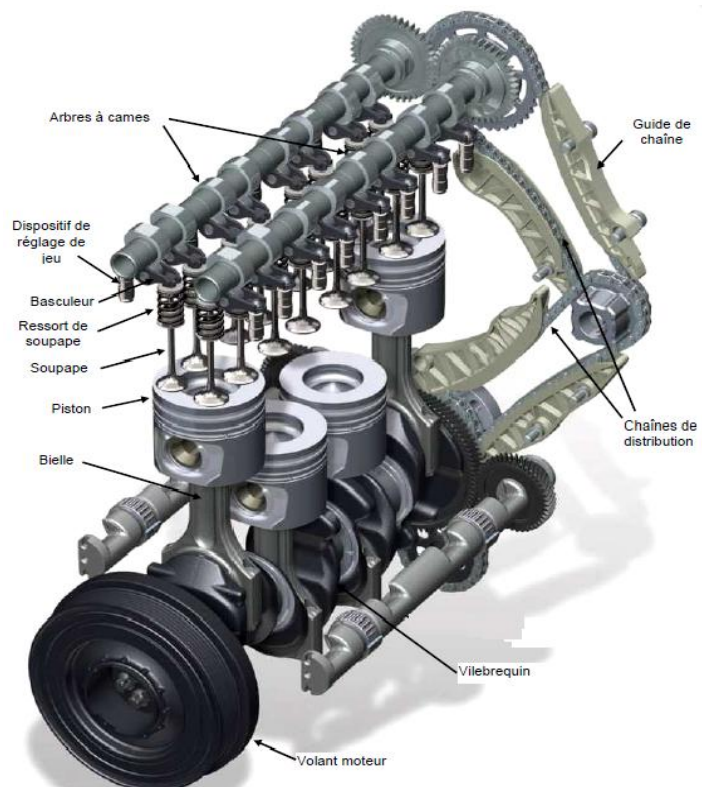


Figure 1.7. Dispositif de distribution

1.5. Principe de fonctionnement [6]

Comme le moteur thermique à essence, le moteur Diesel est constitué de pistons coulissants dans des cylindres, fermés par une culasse reliant les cylindres aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames.

Son fonctionnement repose sur l'auto-inflammation du gazole, fioul lourd ou encore huile végétale brute (Biodiesel ou autres) dans de l'air comprimé à 1:20 du volume du cylindre (environ 35 bar), et dont la température est portée de 600 °C à 1 500 °C environ. Sitôt le carburant injecté (pulvérisé), celui-ci s'enflamme presque instantanément, sans qu'il soit nécessaire de recourir à un allumage commandé par bougie. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant le piston qui fournit une force de travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin (ou arbre manivelle faisant office d'axe moteur, voir système bielle-manivelle).

Les quatre temps du cycle Diesel sont :

1. admission d'air par l'ouverture de la soupape d'admission et la descente du piston.
2. compression de l'air par remontée du piston, la soupape d'admission étant fermée.
3. temps moteur : peu avant le point mort haut on introduit, par une injection, le carburant qui se mêle à l'air comprimé. La combustion rapide qui s'ensuit constitue le temps moteur, les gaz chauds repoussent le piston, libérant une partie de leur énergie. Celle-ci peut être mesurée par la courbe de puissance moteur .
4. échappement des gaz brûlés par l'ouverture de la soupape d'échappement, poussés par la remontée du piston.

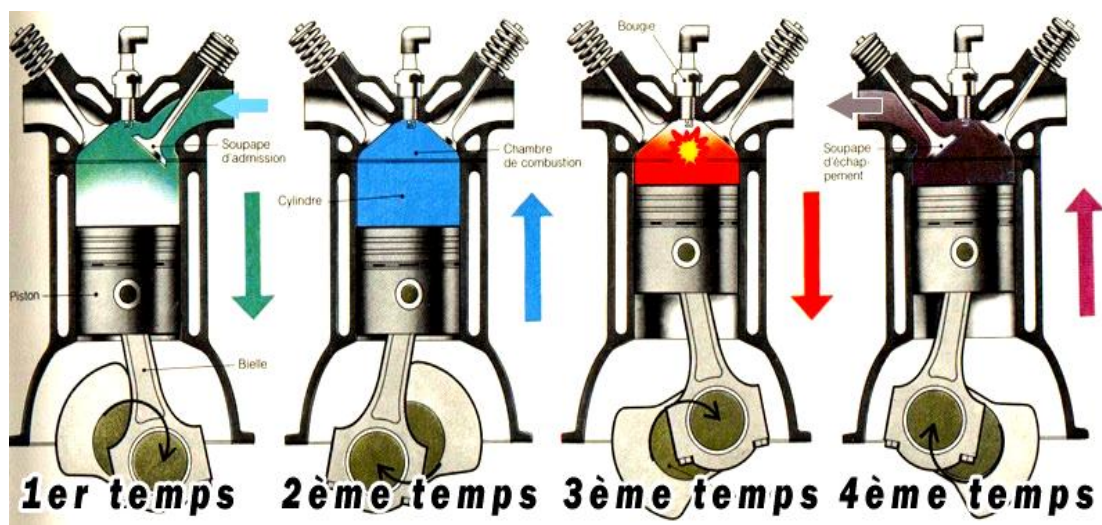


Figure 1.8. Principe de fonctionnement d'un moteur diesel

1.6. Avantage et inconvénients du moteur diesel [7]

Les Avantages	Les inconvénient
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Le rendement est élevé. ✓ La consommation moyenne en combustible est voisine de 190g/cv/h. ✓ Les gaz d'échappement sont moins toxiques puisque la teneur en oxyde de carbone est de 0,1% à 2%. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Les organes du moteur sont soumis à des pressions élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes. ✓ Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le combustible injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées. ✓ Les pressions au cours de combustion normale

Tableau 1 .2 . Les avantages et les inconvénients de moteur diesel

1.7. Comparaison entre moteur diesel et moteur à essence [8]

La différence essentielle entre un moteur de type diesel et un moteur à essence réside dans le mode d'inflammation du carburant et de la caractéristique d'auto-inflammation de celui-ci.

Si dans une masse d'air suffisamment comprimée pour que sa température atteigne une valeur déterminée, on introduit un combustible finement pulvérisé, la combustion se déclenche par auto-inflammation.

Le phénomène d'auto-inflammation résulte lui-même :

D'une part, d'un rapport volumétrique très élevé : 16/1 à 24/1

D'autre part, de la haute température engendrée par ce rapport = 600°C.

Temps du cycle	Echappement	Combustion ou explosion	En fin de course de compression	Compression	Admission
Fonctions assurées dans le moteur diesel	Evacuation des gaz brûlés	Combustion et détente	Injection sous forte pression (100 à 300 bars) du combustible qui s'enflamme spontanément au contact de l'air	Très forte 20 à 30 bars, Compression de l'air d'où échauffement à 600°C environ, Rapport volumétrique de 16/1 à 24/1	Aspiration d'air
Organes en fonctionnement	Soupapes d'échappement		Pompe d'injection Injecteur	Piston	Soupapes d'admission
Fonctions assurées dans le moteur à essence	Evacuation des gaz brûlés	Combustion et détente	Allumage du mélange par étincelle électrique à la bougie	Compression du mélange 8 à 12 bars d'où échauffement à 300°C Rapport volumétrique 5/1 à 11/1	Aspiration d'un mélange air-essence préparé et dosé par un carburateur ou un système d'injection
Organes en fonctionnement	Soupapes d'échappement		Allumeur ou magnéto et bougie d'allumage	Piston	Soupapes d'admission Carburateur ou injecteurs

Tableau 1.3 .la différence entre moteur diesel et essence

1.8. Processus de combustion [9]

Etape I : Délai d'auto-inflammation

Cette étape intervient dans l'intervalle qui sépare l'injection du carburant et le début de la combustion. Elle correspond à un temps de préparation du mélange et de l'oxydation du carburant. Le point de départ de cette phase est le début d'injection, l'auto-inflammation du carburant marque son achèvement.

Etape II : Phase de combustion pré-mélangée

La combustion s'amorce dans une zone du cylindre où le carburant injecté pendant le délai d'auto-inflammation a eu le temps de se mélanger avec l'air. La flamme qui en résulte est appelée flamme de pré-mélange. Pendant cette étape, les niveaux du mélange sont élevés et les rapports air/carburant locaux sont au dessus de 14.5:1, voir stoechiométriques, au delà de la limite de l'inflammabilité dans la frontière extérieure du jet. Ce mélange globalement pauvre est caractérisé par une combustion à basse température. La flamme de pré-mélange se propage extrêmement rapidement sur tout le volume du cylindre où le mélange est homogène. Pendant cette phase, la vitesse de libération de l'énergie chimique est très importante provoquant un fort gradient de pression (4 à 5 bar par degré vilebrequin). Cette étape s'étale sur la brève période angulaire (quelques degrés vilebrequin) qui sépare l'auto-inflammation de l'instant où la pression atteint sa valeur maximale.

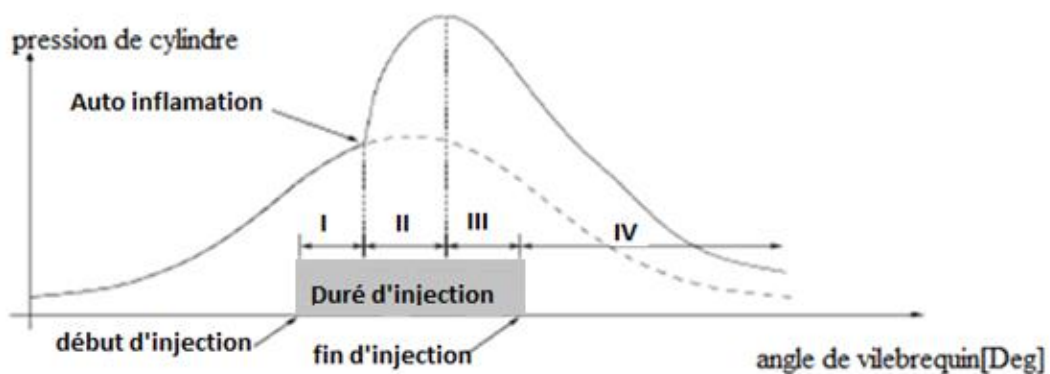


Figure.1.9.diagramme de pression dans un moteur diesel [9]

Etape III : Combustion turbulente

Du moment que le mélange homogène est totalement consommé, la vitesse de transformation des réactifs décroît en raison du temps nécessaire à l'apparition de zones favorables à la propagation de la flamme (atomisation, vaporisation) c'est pourquoi cette phase est également connue sous le nom de combustion contrôlée (mixing-controlled combustion). Pendant cette phase, la température de cylindre est élevée et les mélanges réactifs sont caractérisés par des rapports air/carburant proche de la stoechiométrie. Le régime de combustion se modifie, la flamme de pré-mélange laisse la place à une flamme de diffusion. La vitesse de libération d'énergie dépend alors de la diffusion entre les réactifs. La combustion est essentiellement gouvernée par la loi de débit de l'injecteur, et par les phénomènes aérodynamiques. La fermeture de l'injecteur marque la fin de cette étape.

Etape IV : Combustion tardive

La combustion tardive met en jeu le combustible qui ne s'est pas encore mélangé avec l'air. Durant cette période, la vitesse de libération d'énergie est tributaire de la rencontre de l'air et du carburant. La combustion du carburant non encore utilisé dépend uniquement du brassage des gaz dans le cylindre, c'est pourquoi l'aérodynamique joue un rôle décisif au cours de ce dernier épisode de la réaction [9].

1.9. Le système d'alimentation dans des moteurs diesel [10]

On distingue, pour alimenter un moteur diesel deux circuits : le circuit d'alimentation en air et le circuit d'alimentation en gazole. La figure (1.10) montre la disposition générale d'un moteur dv4td.

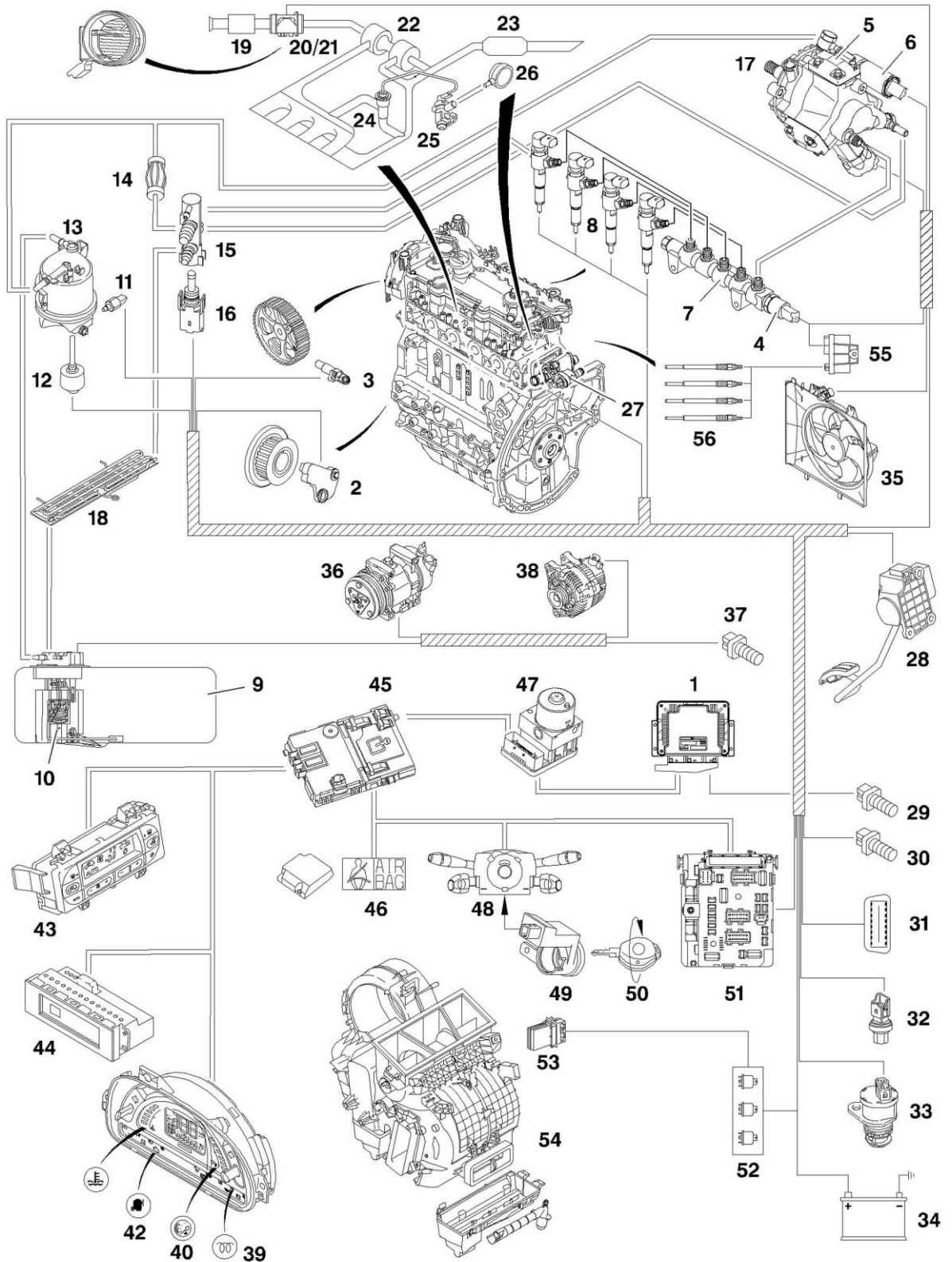


Figure 1.10. disposition générale d'un moteur dv4td [10].

1 - Calculateur injection	29 - Contacteur d'embrayage
2 - Capteur régime	30 - Contacteur de frein secondaire
3 - Capteur de référence cylindre	31 - Prise diagramme
4 - Capteur haute pression rampe injection	32 - Capteur de pression linéaire
5- Régulateur de pression rampe haute	33 - Capteur vitesse véhicule (si pas
6 - Actuateur de débit	34 – Batterie
7 - Rampe haute pression	35 – GMV
8 - Injecteurs	36 – Compresseur
9 – Réservoir	37 - Contacteur de frein principal
10 - Sonde niveau carburant	38 – Alternateur
11 - Sonde de présence d'eau dans gazole	39 - Indicateur température moteur
12 - Réchauffeur électrique gazole	40 - Alerte température
13 - Filtre gazole	41 - Voyant pré-chauffage
14 - Pompe d'amorçage (manuel)	42 - Voyant diagramme
15 - Raccordement	43 - Calculateur climatisation
16 - Sonde température carburant	44- Information consommation message
17 - Pompe à carburant haute pression	45 – BSI
18 - Refroidisseur carburant	46 - Airbag info coupure injection
19 - Filtre à air	47 - ABS (suivant équipement)
20 - Débitmètre	48 - commande 2000 (commande RVV)
21 - Sonde température air	49 - Antenne transpondeur
22 - Turbocompresseur	50 - Clé de contact
23 - Catalyseur	51 – BSM
24 - Vanne EGR	52 - Boîte relais de chauffage additionnel
25 - Electrovanne EGR	53 - Résistance chauffage additionnel
26 - Pompe à vide	54 - Groupe chauffage
27 - Sonde température moteur	55 - Boîtier pré-chauffage
28 - Capteur pédale accélérateur	56 - Bougies de pré-chauffage

1.9.1. Alimentation en air [11]

❖ Les moteurs à aspiration naturelle

Le moteur est dit à aspiration naturelle lorsque c'est le moteur lui-même qui aspire son air grâce à la dépression créée lors de la descente du piston au temps admission. C'est la solution technique la plus couramment employée sur les petits moteurs diesel.

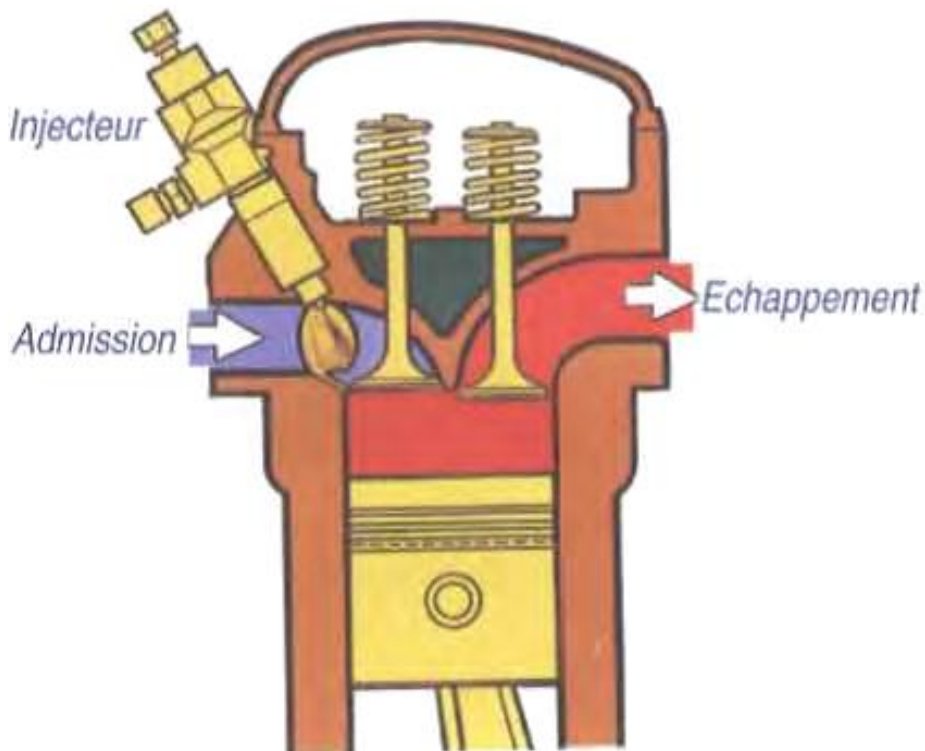
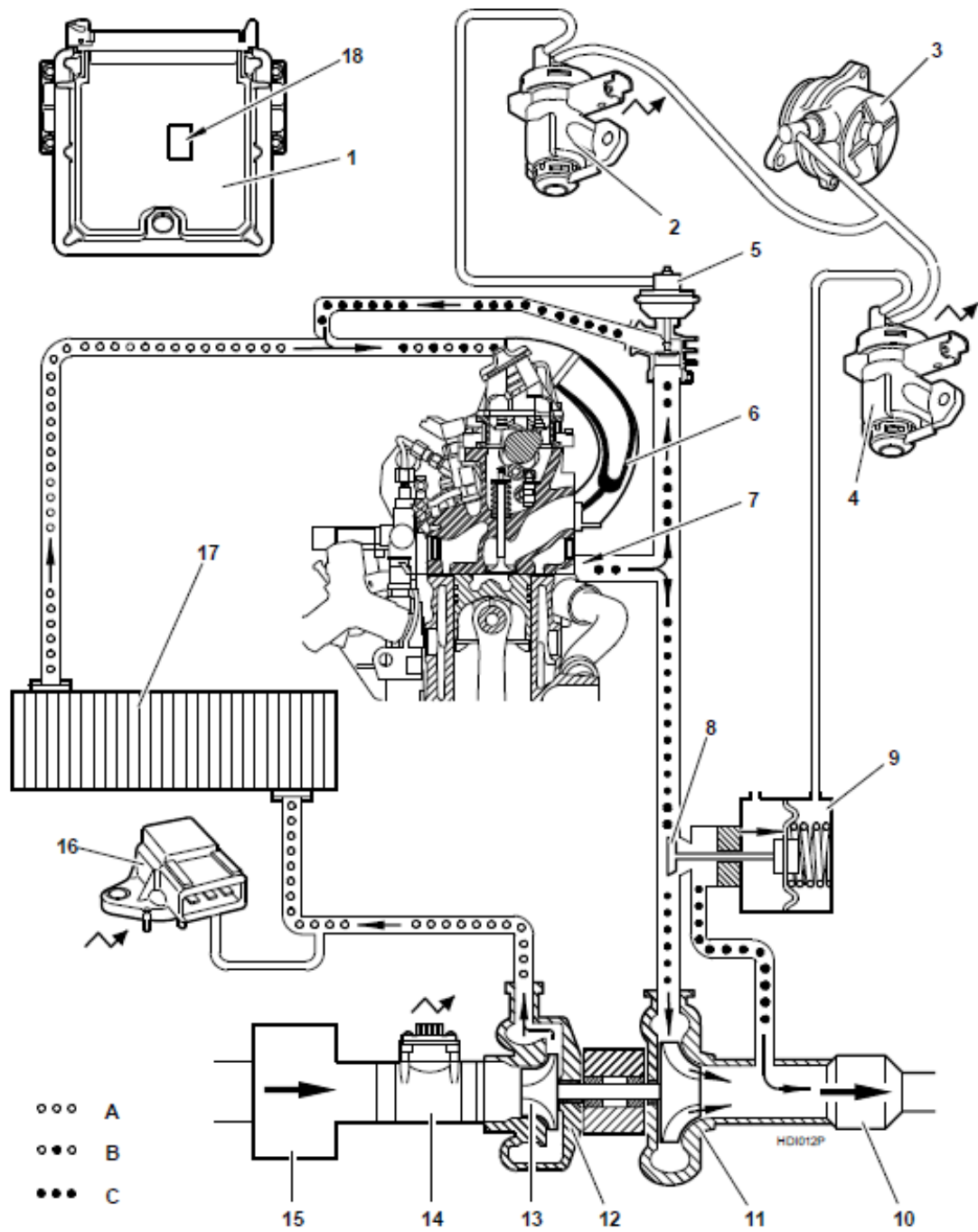


Figure .1.11. Aspiration naturelle

❖ Les moteurs suralimentés

Afin d'augmenter le remplissage du cylindre lors de la phase admission d'air, certains moteurs sont munis d'un système de suralimentation. Cette suralimentation consiste à augmenter la masse spécifique de l'air en lui faisant subir une compression préalable. C'est le rôle du turbocompresseur ou du compresseur.

Cette suralimentation permet une augmentation de la puissance du moteur pour une même cylindrée ; une amélioration des performances du moteur à haut régime et à forte charge [11].



A - Air. B - Gaz d'échappement + air. C - Gaz d'échappement

Figure.1.12. Principe de fonctionnement de la suralimentation[11]

N	DESIGNATION
1	Calculateur d'injection
2	Electrovanne de régulation de recyclage (EGR)
3	Pompe à vide (à palettes, entraînement par l'arbre à cames)
4	Electrovanne de régulation de pression de suralimentation
5	Vanne de recyclage des gaz d'échappement (EGR)
6	Repartition d'admission d'air
7	Collector des gaz d'échappement.
8	Soupape régulatrice de pression de suralimentation
9	Capsule pneumatique de commande de la soupape régulatrice de pression de suralimentation (sur turbocompresseur)
10	Pot catalytique
11	Turbine d'échappement.
12	Turbo compresseur
13	Turbine d'admission d'air
14	Débitmètre d'air + sonde de température d'air
15	Filtre à air.
16	Capteur de pression tubulure d'admission
17	Echangeur thermique air/air.
18	Capteur de pression atmosphérique (intégré au calculateur d'injection)

1.9.2. Alimentation en carburant [11]

Le circuit d'alimentation du combustible a pour rôle d'amener à chaque cylindre une quantité déterminée de combustible parfaitement filtré, parfaitement dosé sous haute pression, à un moment précis et ce, quelles que soient les conditions d'utilisation du moteur. On le voit, la tâche n'est pas simple.

Selon le mode d'injection du combustible, on classe les moteurs diesel en deux catégories : les moteurs à injection directe et les moteurs à injection indirecte.

❖ Moteurs à injection direct

Deux techniques de combustion sont employées :

- Par énergie des jets d'injecteur : utilisé dans les gros moteurs lents, l'injecteur central comporte de 6 à 8 trous, pulvérise le combustible (tarage de 200 à 350 bars) à la circonférence de la chambre de combustion de grand diamètre et peu profonde du piston.

Le système fonctionne sans tourbillon d'air (swirl), mais exige une grande précision du positionnement de l'injecteur (à proximité de la chambre) et un excès d'air très important.

- Par mouvement tourbillonnant de l'air (swirl) : c'est le procédé le plus utilisé sur tous les moteurs modernes, le mouvement tourbillonnant de l'air est amorcé par la forme du conduit d'admission la chambre de combustion dans le piston est plus réduite, et comporte une forme variable selon le constructeur, en perpétuelle évolution en fonction de la normalisation antipollution, afin d'améliorer sans cesse l'homogénéité du mélange air-combustible. L'injecteur utilisé est du type à trous multiples (3 à 6).

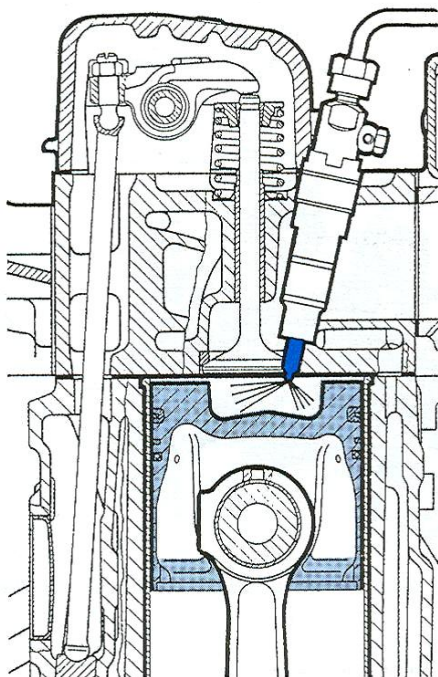


Figure 1.13 .Injection direct[11]

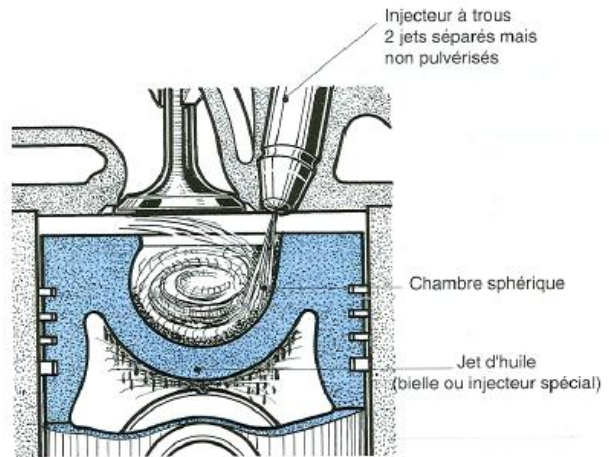


Figure 1.14. La chambre de tourbillon d'air[11]

Le principe de fonctionnement est le suivant :

Pendant l'admission, l'air pénètre dans le cylindre par la volute d'admission. Elle lui imprime un mouvement tourbillonnant très intense, créant un cyclone qui se poursuit pendant la compression.

En fin de compression, l'injecteur introduit le combustible dans la chambre sphérique du piston. Le jet très court est dirigé sur la paroi, et s'étale sur elle en un film mince. Les fines gouttelettes qui forment un brouillard autour de ce jet s'oxydent et amorcent la combustion.

Ce début de combustion s'effectuant avec une faible quantité de combustible, le cognement est éliminé. Le reste du combustible étalé en film mince s'évapore lentement, permettant aux vapeurs de se mélanger à l'air à l'air tourbillonnant.

❖ Moteurs à injection indirecte [11]

• Moteurs à chambre de précombustion

L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre". Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30% du volume de compression.

Le combustible injecté dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé et élévation de pression résultant de cette précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit.

Cette combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injection sont modérées (100 à 150 bars) et le rapport volumétrique varie de 12/1 à 15/1.

Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage car le taux de compression adopté ne permet pas de porter l'air ambiant à une température suffisante lorsque la culasse est froide.

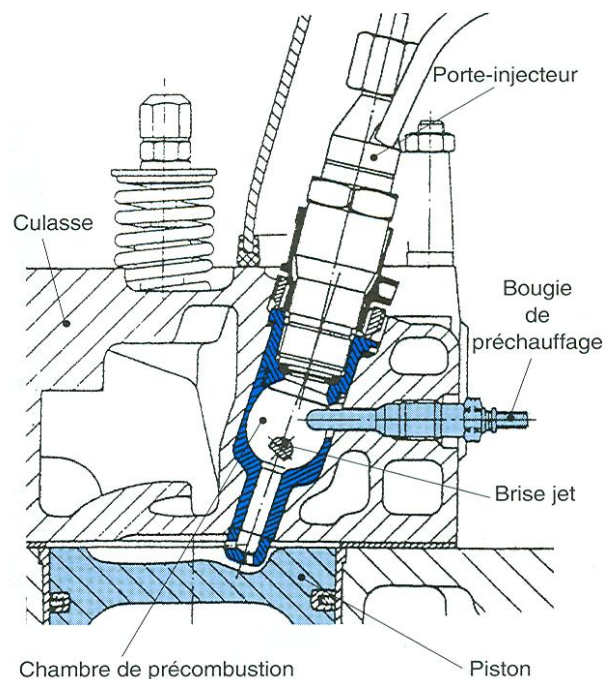


Figure 1.15. Moteur à chambre de précombustion

• Moteurs à chambre de turbulence

Ce dispositif est une variante du précédent, la chambre de turbulence représente la presque totalité du volume de la chambre de combustion.

Cette préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique; comme dans le cas précédent, l'injecteur débouche dans la chambre.

Pour ces moteurs, le rapport volumétrique est compris entre 15/1 et 18/1, et la pression d'injection est de 110 à 130 bars.

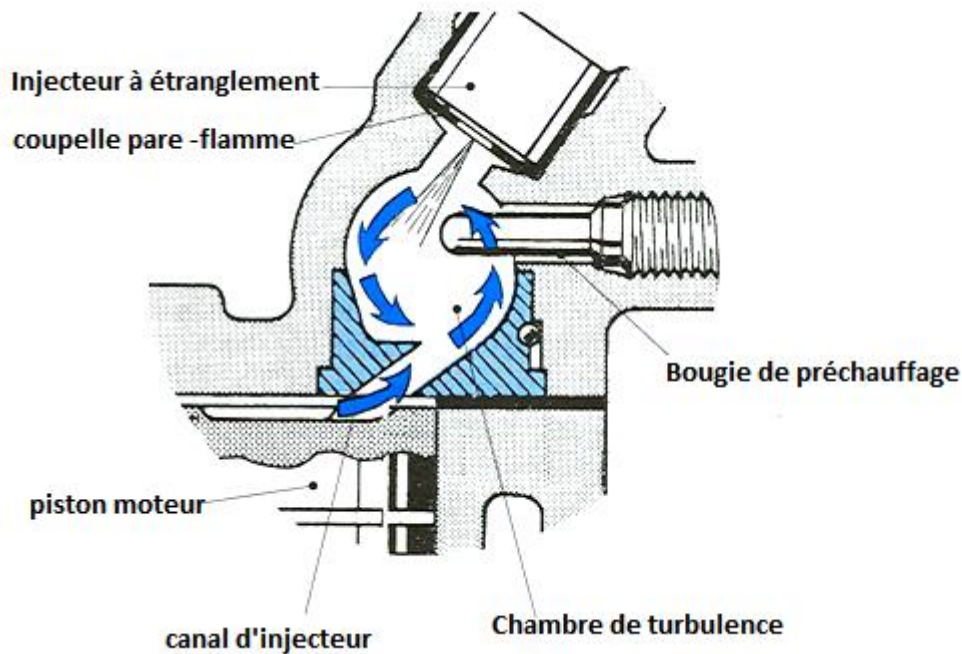


Figure 1.16. Chambre de turbulence "Ricardo"[11]

- **Moteurs à chambre d'air [11]**

La réserve d'air communique avec le cylindre par un orifice important mais l'injecteur est placé en dehors de cette chambre et il est disposé de façon telle que le jet de combustible vient à la rencontre de l'air comprimé qui sort de la chambre.

Il en résulte une grande souplesse de fonctionnement car un brassage énergétique de l'air et du combustible favorise la combustion.

Ces systèmes ont été abandonnés depuis plusieurs années.

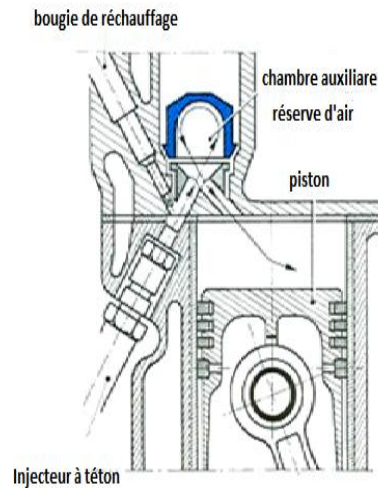


Figure 1.17. Chambre Saurer [11]

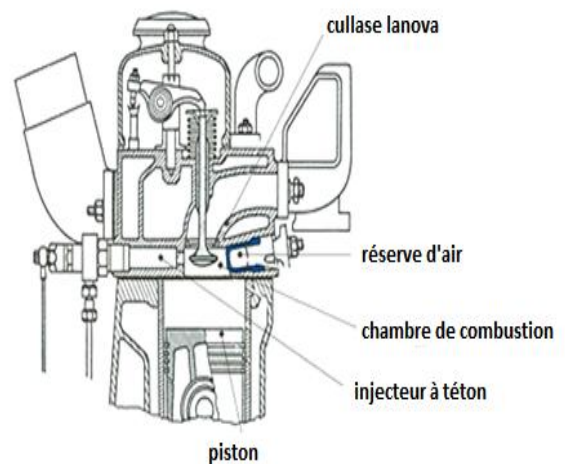


Figure 1.18. Système "Lanova"[11]

1.10. Les gaz polluants dans les moteurs à combustion interne [12]

Les polluants majeurs émis lors de la combustion Diesel sont le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (HC) imbrûlés, les oxydes d'azote (NO_x), les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), et les particules de suies.

❖ Formation du monoxyde de carbone (CO) [13]

La formation d'oxyde de carbone résulte de la combustion incomplète, en présence d'air ou d'oxygène en quantité limitée et d'explosifs, comme dans notre cas, le gazole. Lorsque la combustion a lieu en présence d'une quantité abondante d'air sans que la flamme entre en contact avec une surface, un dégagement d'oxyde de carbone a peu de chance de se produire. Le CO se forme lorsque la flamme entre en contact avec une surface dont la température est inférieure à la température d'initiation de la partie gazeuse de la flamme.

Les gaz d'échappement des moteurs diesel (allumage par compression) contiennent environ 0,1% de CO lorsque le moteur fonctionne correctement, mais les moteurs diesel mal réglés, en surcharge ou mal entretenus peuvent émettre des quantités considérables de CO.

❖ Formation des hydrocarbures (HC) imbrûlés [13]

L'émission d'hydrocarbures imbrûlés, ou plus généralement de produits organiques, proviennent de combustion incomplète des hydrocarbures. Contrairement au CO et aux NO_x, qui se forment en phase homogène à haute température au sein du fluide, les HC imbrûlés proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse.

❖ Formation des oxydes d'azote (NO_x) [13]

Les oxydes d'azote (typiquement rassemblés sur le signe NO_x), qui représentent l'ensemble des molécules NO, NO₂ et N₂O, sont produits lors de la combustion dans le moteur.

Contrairement aux moteurs à allumage commandé, la combustion dans les moteurs Diesel est hétérogène.

Par conséquent, même si le mélange est globalement très pauvre en carburant, il y a toujours des zones de la charge gazeuse où le mélange est au voisinage de la stœchiométrie. La formation de NO se produit dans ces zones par simple effet d'augmentation de la température de l'air, qui contient les ingrédients clés : l'azote et l'oxygène. Donc, la combustion pré-mélangée ne contribue pas considérablement aux émissions de NO_x puisque les températures sont basses et le mélange est bien effectué.

❖ Formation des suies [13]

Les émissions de suie sont formées dans les régions riches en combustible dans le cœur liquide du jet du carburant gazole. La température de la région de flamme varie entre 1000K et 2800K d'où la pyrolyse du combustible par les gaz brûlés chauds qui l'environnent et forme donc les particules des matières.

❖ Formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP)[13]

Les HAP sont des composés aromatiques comportant plus de deux et jusqu'à six noyaux benzéniques condensés.

L'étape cinétiquement déterminante du mécanisme de formation des HAP est la formation du premier noyau aromatique: le benzène (C₆H₆). Les structures saturées présentes dans les carburants peuvent, aux hautes températures régnant dans les flammes, donner lieu à des réactions de déshydrogénation conduisant à la formation de radicaux vinyloxy qui eux-mêmes pourront se transformer en acétylène, après déshydrogénation

1.11. Les stratégies de la réduction des gaz polluants

Les normes anti-pollution concernant les moteurs Diesel, mettant surtout l'accent sur les réductions des émissions d'oxydes d'azote et de particules de suies, nous présenterons dans ce paragraphe les procédés développés pour la réduction de ces deux formes de polluants. L'effort de recherche des motoristes pour l'amélioration de la combustion dans les moteurs a principalement porté sur trois axes[14] :

1.11.1. Amélioration de la combustion dans les moteurs

❖ Le système d'injection haute pression [14]

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. [19]

❖ Recirculation des gaz d'échappement (EGR)[15]

Le recyclage des gaz d'échappement permet de répondre aux normes anti-pollution EURO actuelles, en diminuant la teneur en oxyde d'azote (NOx) contenue dans les gaz d'échappement.

A cause de son afflux important en oxygène, le fonctionnement en excès d'air, chez le diesel, provoque une production importante d'oxyde d'azote (NOx). Abaisser la température de combustion a pour effet de diminuer la teneur en oxyde d'azote (NOx).

Une première réduction des émissions de polluants peut être réalisée en mélangeant l'air comprimé à des gaz d'échappement. Ces derniers sont injectés dans le collecteur d'admission par le biais du module de recirculation des gaz brûlés (EGR). La partie des gaz d'échappement non ré-circulée par le système EGR est envoyée vers les systèmes de post-traitement dans la ligne d'échappement.

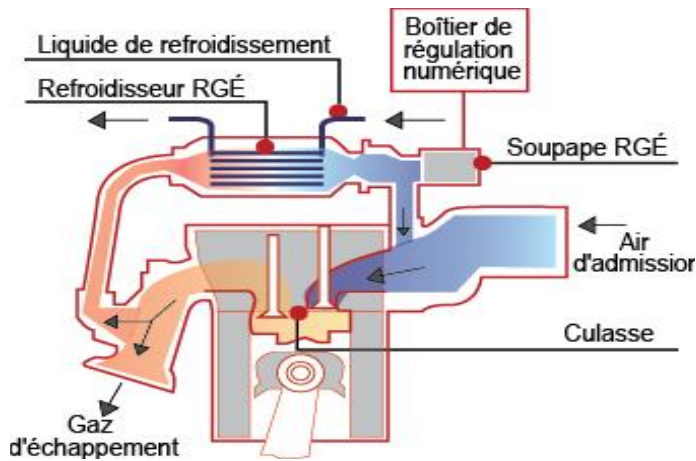


Figure 1.19. Schéma recirculation des gaz d'échappement figure 1.20. la vanne EGR

❖ Utilisation de turbocompresseur [16]

Un turbocompresseur est un organe mécanique qui permet d'augmenter la pression des gaz admis dans une chambre de combustion.

Le turbocompresseur permet donc d'augmenter les performances d'un véhicule pour une même cylindrée.

Concrètement, un turbo est constitué d'une turbine qui est entraînée par la vitesse des gaz d'échappement. Celle-ci permet de faire tourner un compresseur, qui vient prendre l'air frais de l'admission pour le comprimer. L'avantage est qu'on n'utilise donc pas d'énergie directement sur le moteur, à l'inverse d'un compresseur volumétrique, qui est actionné par une poulie reliée au vilebrequin.

Parfois, un intercooler (ou échangeur), de type air/air ou air/eau, vient refroidir l'air comprimé, pour améliorer encore la densité du volume air/essence.

Enfin, parlons de la waste gate et de la dump valve. La waste gate est un organe de régulation de pression. En gros, c'est elle qui régule la pression maximale admise. Si on veut plus de puissance, on peut régler un ressort qui se trouve à l'intérieur, on agit sur sa précontrainte, et on peut obtenir une pression supérieure.

Voici un petit schéma vous expliquant le fonctionnement d'un turbocompresseur. Vous avez ensuite une photo d'une waste gate (régulation de pression) et d'une dump valve (évacuation de pression).

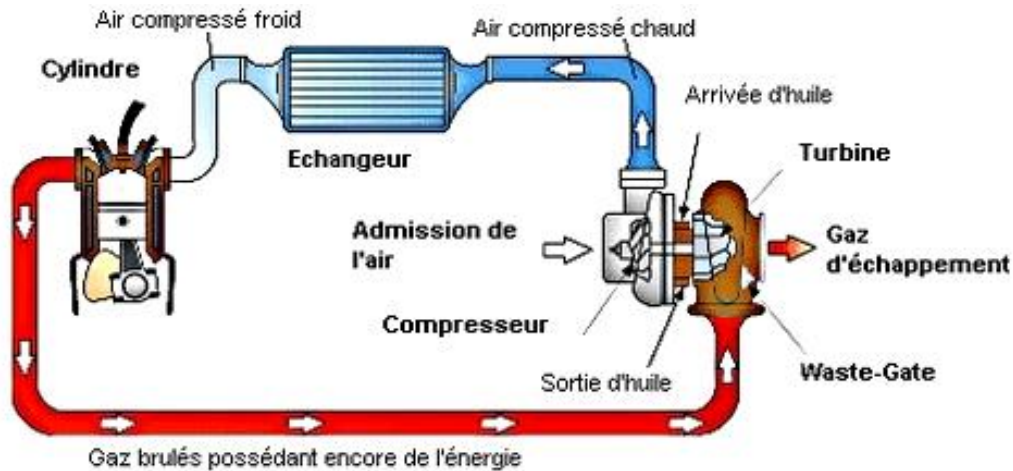


Figure 1.21. Moteur suralimenté

❖ Refroidissement de l'air d'admission [17]

Un des éléments actuellement largement utilisé pour les moteurs suralimentés est le refroidissement intermédiaire entre la sortie du compresseur et l'admission du moteur (figure 1.13). Il permet d'utiliser au mieux la suralimentation en conservant la pression qui accroît le remplissage des cylindres et en éliminant la température qui tend à le réduire.

Le refroidissement intermédiaire apporte en majorité des avantages :

- accroissement des quantités d'air disponible
- accroissement du couple et de la puissance
- réduction des émissions de fumées
- réduction des émissions d'oxydes d'azote.

1.11.2. D'autres procédés [18]

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.

- 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 à 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.

❖ Catalyseur et Filtres à particules [19]

• Catalyseur

Le catalyseur est un composant de la ligne d'échappement d'une automobile

Le catalyseur d'oxydation permet l'oxydation du monoxyde de carbone (CO), et des hydrocarbures imbrûlés (HC), pour les transformer en gaz carbonique et vapeur d'eau.

Le catalyseur est implanté en amont du filtre à particules.

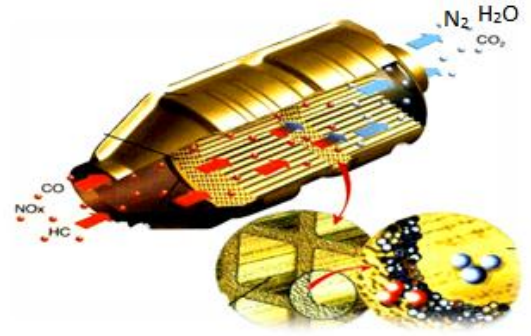


Figure 1.22..rôle de catalyseur

• Les filtre à particules

Le FAP est un filtre en carbure de silicium placé sur la ligne d'échappement qui permet de diminuer la pollution des véhicules diesel en filtrant et piégeant plus de 99% des particules et des éléments solides des gaz d'échappement.



Figure 1.23..Filtre-a-particules

❖ Utilisation des carburants alternatifs

a- Le GPL [20]

Le Gaz de Pétrole Liquéfié est un mélange de butane et de propane.

Le GPL étant plus lourd que l'air, il stagne au niveau du sol en cas de fuite, de sorte qu'il est nécessaire d'équiper les points bas de système de détection et de ventilation.

b- Le GNV [20]

L'utilisation du Le Gaz Naturel pour Véhicules en tant que carburant est connue de longue date. Le Gaz Naturel pour Véhicules ou gaz naturel comprimé (constitué à 90 % à 95 % de méthane) qui est très léger, est stocké en réservoir et distribué sous forme d'injection gazeuse.

c- Hydrogène [21]

L'utilisation de l'hydrogène comme carburant dans les moteurs à combustion interne offre plusieurs avantages :

- Son utilisation ne connaît pas les mêmes problèmes que ceux des carburants liquides, tels que le bouchon de vapeur, la vaporisation insuffisante, le mélange pauvre,...etc.
- Lorsque il est brûlé, son principal produit de combustion est l'eau, de ce fait il ne génère pas de produits toxiques tell que les hydrocarbures, le monoxyde de carbone ou le dioxyde de carbone, l'oxyde de soufre et les acides organiques.
- Il a une énergie d'allumage (énergie minimale d'inflammation) très faible, ce qui permet d'enflammer les mélanges pauvres et assurer un allumage rapide.

d- Biocarburant [22]

Les biocarburants sont des carburants d'origine végétale ou animale issus de la biomasse, ils semblent être source d'énergie "plus verte" (plus propre) et sont des combustibles alternatifs pouvant remplacer potentiellement les combustibles fossiles.

L'idée d'utiliser les huiles végétales au lieu du diesel n'est pas récente, elle date de 1928, mais elle a été abandonnée pour l'approvisionnement à bon marché en carburants fossiles. En 1973, le projet a été relancé pour des soucis environnementaux et économiques surtout avec la diminution incessante des réserves pétrolière dans le monde et aux deux chocs pétroliers de années 70. Les biocarburants sont beaucoup moins polluants que les dérivés du pétrole.

e-Éthanol [23]

Est un produit chimique de carburant de remplacement. Peut être utilisé seul ou en mélange avec de l'essence à différents niveaux. Le bioéthanol peut également se produire avec différents types de plantes, mais son coût de l'énergie est encore plus grand que leur avantage.

f- Méthanol [23]

Est un carburant alternatif qui fonctionne en combinaison avec d'autres combustibles conventionnels, en particulier l'essence. Toutefois, il a plus d'inconvénients que lors de l'éthanol.

1.12. Conclusion

Dans ce chapitre nous donnons une généralité sur les moteurs à combustion interne, description et fonctionnement.

Actuellement, avec l'augmentation des émissions polluantes Les constructeurs actuels imposent sur les constructeurs de l'automobile diesel de trouver des solutions pour diminuer le et pour moins de consommation de carburant, c'est pour cela le système d'injection Common rail se considère comme une meilleure et parmi les premières solutions.

Chapitre II

Le système d'injection Common rail

2.1. Introduction [24]

Le désir de l'ingénieur allemand Rudolf Diesel de mettre au point un moteur à combustion interne de conception simple, dépourvu d'équipement électrique d'allumage commandé, a débouché à la fin du 19^{ème} siècle sur les essais du moteur qui porte aujourd'hui son nom.

Le moteur Diesel est reconnu pour présenter l'un des meilleurs rendements énergétiques avec une remarquable flexibilité d'utilisation. Ses performances, qu'il s'agisse de sa puissance, de son rendement ou de ses émissions de polluants, sont particulièrement sensibles à la qualité de la combustion. Celle-ci est essentiellement liée au choix du système de combustion, à la forme de la chambre ou préchambre de combustion ainsi qu'à la façon dont le combustible est introduit.

Diverses solutions ont été utilisées avec plus ou moins de réussite. Les choix techniques ont, dans le passé, été principalement dictés par le souci de réaliser la combustion le plus simplement possible en utilisant des moyens d'injection peu sophistiqués pour des raisons économiques.

Donc, le système d'injection est l'un des paramètres les plus importants dans le moteur, il est d'ailleurs souvent appelé "le cœur du moteur". Préféré au carburateur, il améliore le rendement en contrôlant l'apport du carburant en fonction des besoins de ce dernier et assure une haute pression d'injection requise pour l'atomisation dans la chambre de combustion. L'injection fut à l'origine exclusivement mécanique, puis améliorée par l'électronique en utilisant un calculateur. Ce mécanisme contribue ainsi à la distribution du carburant qui détermine les caractéristiques de la combustion. De cette façon, ce système a un impact direct sur la consommation, les émissions et le bruit des moteurs en général.

2.2. Le système d'injection Common rail

2.2.1. Généralités [25]

Les exigences en matière d'augmentation des performances et de réduction du bruit, de la pollution et de la consommation qui seront demandée aux moteurs Diesel des années 2000 ont conduit à rechercher des solutions dans l'injection directe, en employant un système plus performant que les pompes d'injection haute pression classiques. Cet objectif est atteint grâce à l'ensemble de gestion de l'injection appelé « Common Rail », dont le principe rappelle celui de l'injection séquentielle des moteurs à essence, mais qui utilise la très haute pression commandée électriquement. C'est un produit de la société

Robert BOSCH qui doit équiper une grande partie de la nouvelle famille de moteurs Diesel. Ce système apporte une diminution de la consommation de 20 % par rapport à la génération précédente tout en améliorant l'agrément de conduite grâce à un couple supérieur de 50 % à bas régime et 25 % de puissance en plus, avec une réduction significative des vibrations et des bruits.

Ce système permet de tenir compte des exigences en terme de normes anti pollution : EURO 3, EURO 4 et EURO 5, agrément de conduite, économie et fiabilité.

La combustion du carburant provoque l'émission des polluants principaux suivants :

- gaz dioxyde de carbone (CO₂)
- monoxyde de carbone (CO)
- hydrocarbures imbrûlés (HC)
- oxydes d'azote (NO_x)
- particules de carbone

Les réglementations antipollution deviennent plus strictes et entraînent les évolutions suivantes:

- mise en place d'un dispositif de recyclage des gaz d'échappement diminuant le taux d'oxydes d'azote (NO_x),
- réduction de la quantité de soufre dans le carburant (SO₂).

L'amélioration du carburant a permis l'installation de catalyseurs d'oxydation sur les véhicules Diesel. La mise en place d'un catalyseur d'oxydation provoque la réduction des polluants, Tableau.2.1.

Norme	Euro 1	Euro2	Euro 3	Euro4	Euro5	Euro 6
Année d'entrée en vigueur	1993	1996	2000	2005	2009	2014
Oxyde d'azote [NO _x]	-	-	500	250	180	80
Monoxyde de carbone [CO]	2720	1000	640	500	500	500
Hydrocarbures [HC]	-	-	-	-	-	-
HC +NO _x	970	900	560	300	230	170
Particules [PM]	140	100	50	25	5	5

Tableau 2.1. Émissions limites des principaux polluants entre (1993/2014)[26]

2.2.2. Future du moteur diesel [26]

Le moteur Diesel s'est principalement développé pour des applications industrielles, dans lesquelles il a permis d'utiliser, avec un bon rendement, un carburant rustique et bon marché. La puissance spécifique et la plage de régimes utilisable n'ont pas été des objectifs prioritaires. Cependant, les progrès accomplis sur les petits moteurs Diesel rapides (rendement, performances spécifiques, plage de régimes utilisable, bruit, agrément d'utilisation) en ont fait des concurrents des moteurs à allumage commandé pour les applications automobiles.

Si l'intérêt du diesel sur la voiture particulière réside notamment dans son rendement et, par là, dans son faible coût d'utilisation (le surcoût à l'achat étant en partie compensé par une plus grande longévité), les progrès récents et à venir du moteur à allumage commandé dans les domaines de la consommation et des émissions constituent un défi pour les diésélistes.

Dans le domaine des émissions, ce défi s'avère particulièrement difficile à relever car le moteur à allumage commandé, grâce à sa combustion homogène, n'émet que très peu de particules et peut traiter les émissions gazeuses de HC (hydrocarbures imbrûlés), CO (monoxyde de carbone) et NOx (oxydes d'azote) à l'échappement au moyen d'un catalyseur trifonctionnel dont l'efficacité est de l'ordre de 98 %. Ce catalyseur trifonctionnel favorise simultanément les réactions d'oxydation (HC, CO) et de réduction (NOx), le moteur à allumage commandé fonctionnant en mélange stœchiométrique (richesse 1). Ce n'est pas le cas du moteur Diesel, qui a toujours besoin d'un excès d'air pour réaliser une bonne combustion, ce qui est favorable pour les émissions de HC et CO, produits en faibles quantités et facilement oxydables par un catalyseur, mais ne permet pas de traiter les émissions de NOx puisque l'on se trouve en milieu oxydant.

En résumé, les principales difficultés rencontrées pour dépolluer les moteurs Diesel concernent la réduction des particules et des oxydes d'azote. Parallèlement aux efforts visant à réduire les émissions et la consommation de carburant, le diéséliste doit chercher à accroître les performances spécifiques et à réduire le bruit.

2.2.3. Historique du système Common Rail [27]

L'ingénieur italien Alessandro Tripodi, du groupement Fiat/Magneti-Marelli, est l'inventeur du système commun-rail. L'Alfa Romeo 156 est la première voiture au monde à être équipée de ce système révolutionnaire. Mercedes Benz sera le premier constructeur étranger à pouvoir utiliser le Common rail, en 1997.

La pré-industrialisation du système Common rail a débuté en 1990 dans les laboratoires communs de recherche et développement des sociétés Magneti Marelli, Centre de Recherche Fiat et Elasis.

Profitant des recherches et expériences précédentes du Groupe Fiat, une licence a été cédée au mois d'avril 1994 à la société allemande Robert Bosch GmbH pour sa fabrication et sa commercialisation à grande échelle.

Le groupe Fiat avait présenté en 1986, la première voiture au monde équipée d'un moteur diesel avec une injection directe, la Fiat-Croma-TDI.

C'est en octobre 1996 que fut présentée la première voiture au monde équipée du fameux système Common rail, l'Alfa-Romeo 156 JTD.

Pratiquement tous les moteurs modernes utilisent la technologie Common rail, à la seule exception des anciens moteurs du groupe VAG : Volkswagen, Audi, Seat, Skoda, appelés TDI, qui sont encore fidèles au système Injecteur-pompe, ou PDE, où chaque injecteur est équipé d'une pompe.

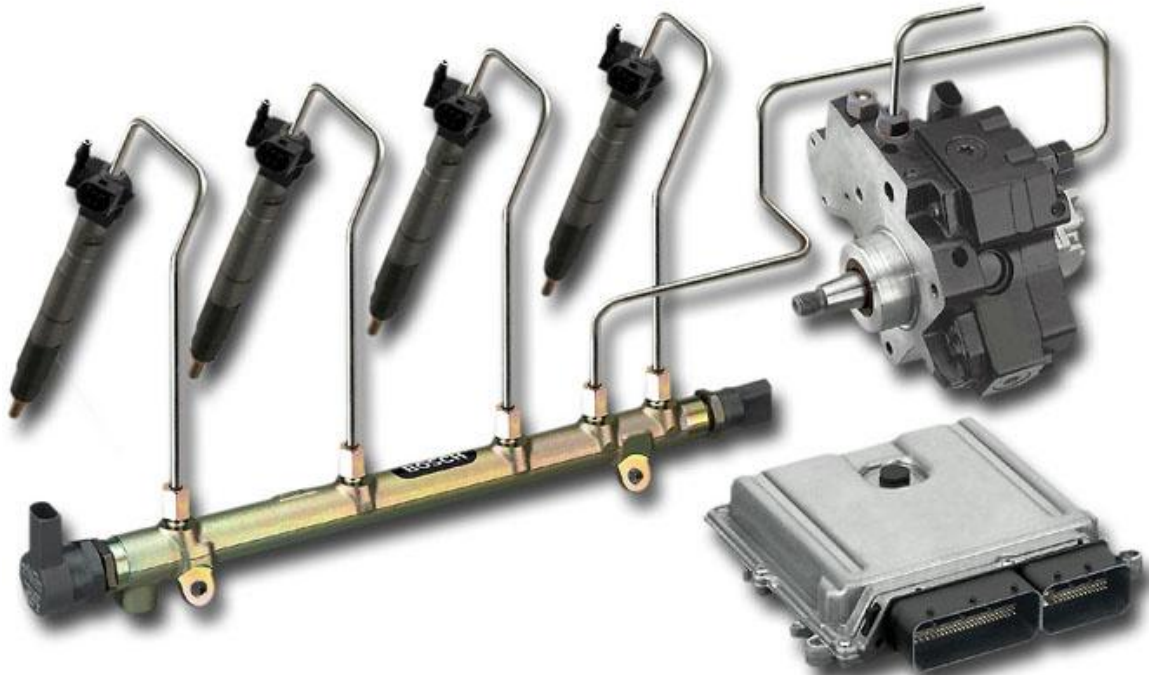


Figure 2.1. Système Common rail

2.2.4. Fonctions [28]

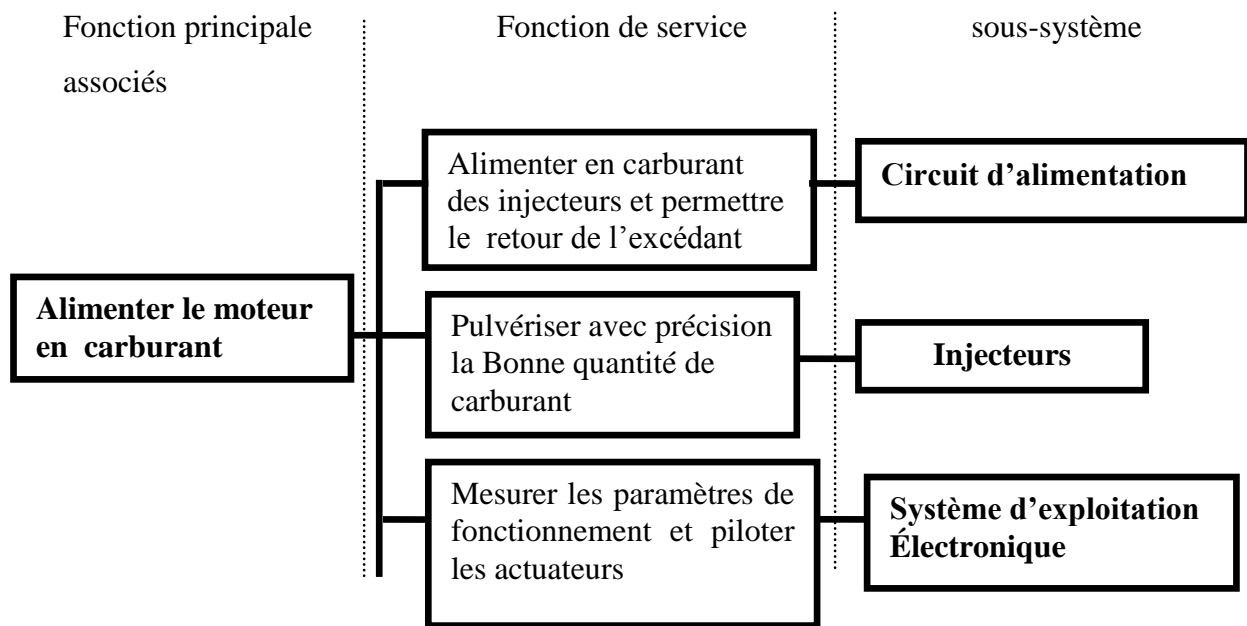


Figure 2.2 .Schéma de fonctionnement du système Common rail

2.2.5. Principe de fonctionnement [29]

Une pompe haute pression (de 1300 à plus de 1800 bar) entraînée par le moteur alimente en permanence une réserve de gazole sous haute pression appelé rail ou rampe d'alimentation.

La rampe est reliée par des tubes à tous les injecteurs. L'ouverture de chaque injecteur est commandée électroniquement par une vanne.

Un calculateur électronique gère en fonction des paramètres moteurs :

- La pression dans la rampe.
- Le débit de la pompe.
- Le temps d'ouverture de chaque injecteur.

De plus, le système à rampe commune permet, pour chaque injecteur, plusieurs injections sur un cycle moteur : une pré-injection, une injection principale et une post-injection.

Il présente également une facilité d'adaptation sur le moteur.

La réduction de la pollution au niveau du rail commun se fait essentiellement grâce à la diminution de la consommation et à une meilleure combustion.

La pulvérisation fine du carburant entraîne une bonne qualité du mélange ce qui a pour conséquence une combustion quasi-complète. Il y a alors moins de résidus imbrûlés, qui sont sources de pollution.

Ce système apporte une diminution de la consommation de 20% par rapport à la génération précédente, tout en améliorant l'agrément de conduite grâce à un couple supérieur de 50% à bas régime et 25% de puissance en plus, avec une réduction significative des vibrations et des bruits.

2.2.6. Avantages [30]

- Injection de carburant propre et très efficace grâce à des intervalles de pulvérisation extrêmement courte et des injections multiples.
- Puissance moteur élevée et fonctionnement régulier avec une consommation de carburant et un niveau d'émissions réduits
- Compatible avec tous les modèles de véhicule grâce à sa conception modulaire.

2.2.7. Composants de système Common rail [31]

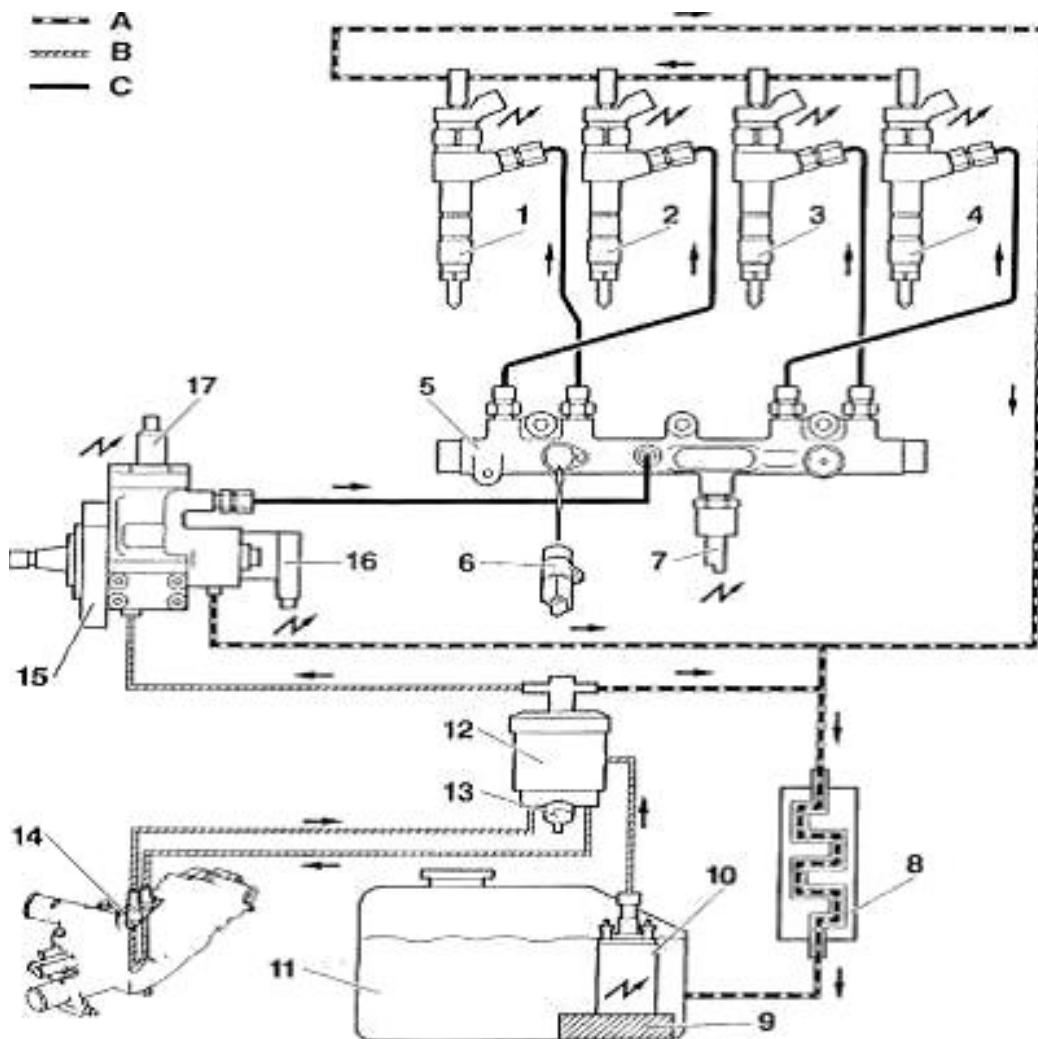


Figure 2.3. Équipement d'injection de système Common rail [31]

- | | |
|--|--|
| 1 à 4. Injecteurs (électro hydraulique). | 12. Filtre à carburant. |
| 5. Rampe d'injection commune. | 13. Vis de purge d'eau. |
| 6. Sonde de température de carburant. | 14. Réchauffeur de carburant. |
| 7. Capteur haute pression de carburant. | 15. Pompe haute pression de carburant. |
| 8. Refroidisseur de carburant. | 16. Régulateur haute pression de carburant. |
| 9. Pré filtre à carburant. | 17. Désactiveur du 3ème piston de pompe haute pression de carburant. |
| 10. Pompe de gavage (basse pression). | |
| 11. Réservoir à carburant. | |

Le Circuit d'alimentation se décompose en trois parties :

- Circuit de retour
- Circuit Basse pression
- Circuit Haute pression

- **Circuit basse pression [32]**

Le circuit basse pression met une quantité de carburant suffisante à la disposition de circuit haut pression ses principaux composants sont :

a--Réservoir de carburant

Les réservoirs de carburant doivent résister à la corrosion et rester étanches sous une double pression d'utilisation ou sous une surpression de 0,3 bar maximum.

Le réservoir doit se trouver à une distance du moteur telle que l'inflammation ne puisse avoir lieu même en cas d'accident.

b-Conduites à carburant basse pression

Des tubes d'acier rigides et des flexibles à tresse métallique, difficilement inflammables, peuvent être utilisés pour l'étage d'alimentation basse pression. il doivent être disposés de manière à ne pas être exposés aux détériorations mécanique, et à éviter l'accumulation et l'inflammation de gouttelettes ou de vapeurs de carburant.

c-Pompe de pré-alimentation (basse pression)

La pompe de pré-alimentation ou de gavage, une pompe électrique à pré filtre ou une pompe à engrenage, aspire le carburant du réservoir et refoule constamment la quantité en direction de la pompe haute pression

❖ **Pompe électrique à carburant [32]**

Cette pompe équipe seulement les voitures particulières et les véhicules utilitaires légers .en plus du refoulement du carburant vers la pompe haut pression, sa fonction complémentaire est d'assurer, dans le cadre de la surveillance du système, l'interruption éventuelle du transfert de carburant.

La pompe électrique à carburant fonctionne en permanence dès le démarrage du moteur et indépendamment de la vitesse de rotation de celui-ci.

Elle assure donc le refoulement continu du carburant à partir du réservoir via un filtre vers la pompe haut pression.

1-coté aspiration

2-rotor

3-rouleau

4-stator

5-coté refoulement

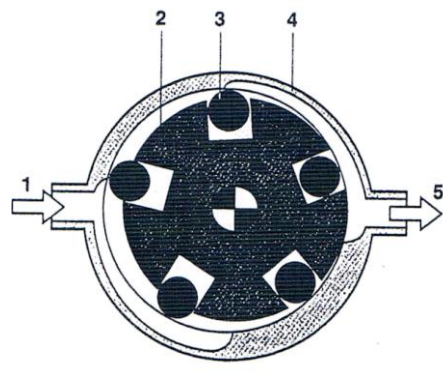


Figure 2 .4 . Pompe électrique

❖ **Pompe à carburant à engrenage**

Ce type de pompe est utilisé pour l'alimentation en carburant de la pompe haute pression des systèmes (Common rail) montés sur voitures particulières, véhicules utilitaires tout terrain.

Il est soit intégré dans la pompe haut pression et dispose ainsi d'un entrainement commun, soit monté directement sur le moteur et dispose alors d'un entrainement autonome.

1-coté aspiration

2-roue dentée menant

3- coté refoulement

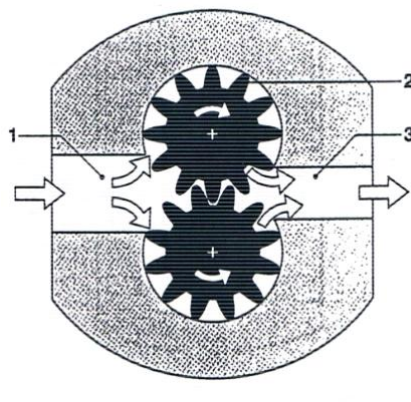


Figure 2.5. Pompe à carburant à engrenage

d-Filtre à carburant [33]

Les impuretés en suspension dans le carburant peuvent provoquer des dégâts au niveau des pompes, soupapes de refoulement et injecteurs, l'utilisation d'un à carburant adapté aux exigences de l'équipement d'injection constitue donc le préalable à un fonctionnement sans incidents et à une longue durabilité .le carburant peut contenir de l'eau sous forme combinée (émulsion) ou libre par exemple formation d'eau de condensation due aux variations de température.

Si cette eau passe dans le système d'injection, des dégâts peuvent apparaître à cause de la corrosion.

Exemple: Bosch (Audi et VW)

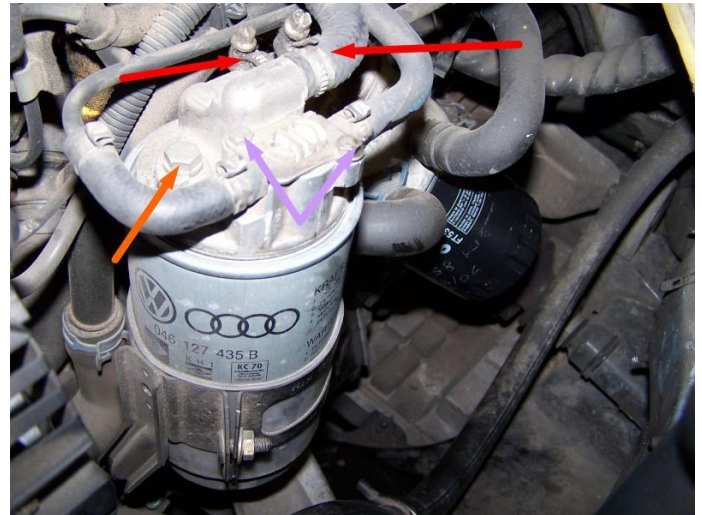


Figure 2.6. Filtre à carburant (Audi et VW)

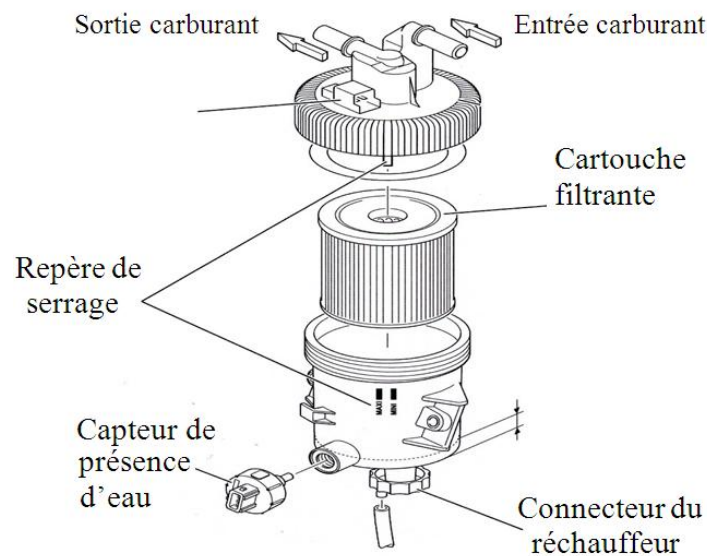
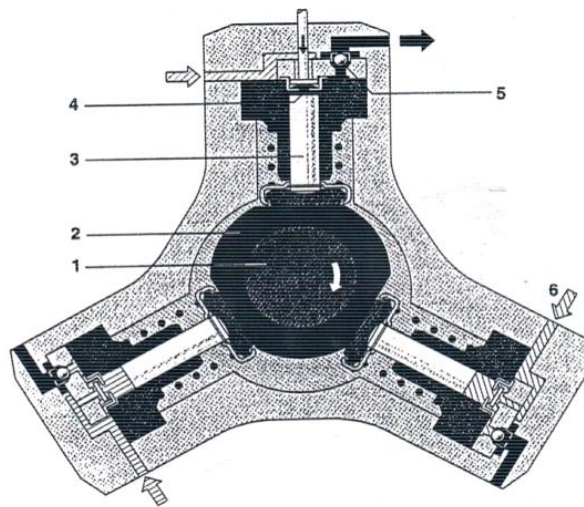


Figure 2.7. Schéma du filtre à carburant [33]

- **Circuit haut pression [32]**

- a- Pompes haut pression**

La pompe haut pression est l'interface entre les circuits base pression et haut pression .son rôle est de fournir en permanence suffisamment de carburant comprimé dans toutes les conditions de fonctionnement et pendant toutes la durée de véhicule. Cette fonction inclut la mise à disposition d'une réserve de carburant qui est nécessaire à un prompt démarrage et à une montée rapide de la pression dans le rail.



1-arbre d'entraînement

4-soupape d'admission

2-came excentrique

5-soupape d'échappement

3-élément et piston de pompage

6-entrée du carburant

Figure 2 .8. Pompe d'injection haute pression (coupe transversale)[32]

- b- Accumulateur haut pression (rail) [32]**

Le rôle de cet accumulateur est de stocker le carburant sous haute pression.

Le grand volume de stockage permet d'amortir les oscillations de pression générées par le pompage et l'injection du carburant.

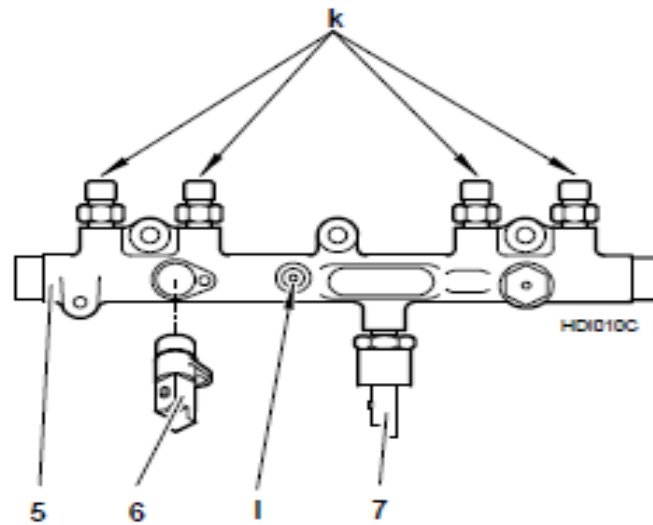


Figure 2 .9 . Accumulateur haut pression

k - Sorties vers les injecteurs

6 - Sonde de température carburant

1 - Alimentation en haute pression carburant

7 - Capteur haute pression carburant

5 - Rampe d'injection haute pression

c- Injecteur [32]

Dans un système Common Rail, l'injecteur se compose d'un injecteur, d'un actionneur pour les piézo -injecteurs ou d'une électrovanne pour les injecteurs à électrovanne, ainsi que de connexions hydrauliques et électriques.

Il est installé dans chaque cylindre du moteur et raccordé à la rampe via un tuyau haute pression. L'injecteur est commandé par le système de régulation électronique diesel, ce qui garantit l'ouverture ou la fermeture de l'aiguille d'injecteur par l'actionneur, qu'il s'agisse d'une électrovanne ou d'un piézoélectrique

Les deux variantes affichent des temps de commutation très courts et permettent d'effectuer une pré-injection, une injection principale et une post-injection, garantissant ainsi une combustion de carburant propre et efficace à chaque point de fonctionnement.

2.2.8. Différents systemes d'injection du type Common rail [28]

❖ Systeme d'injection de type Bosch

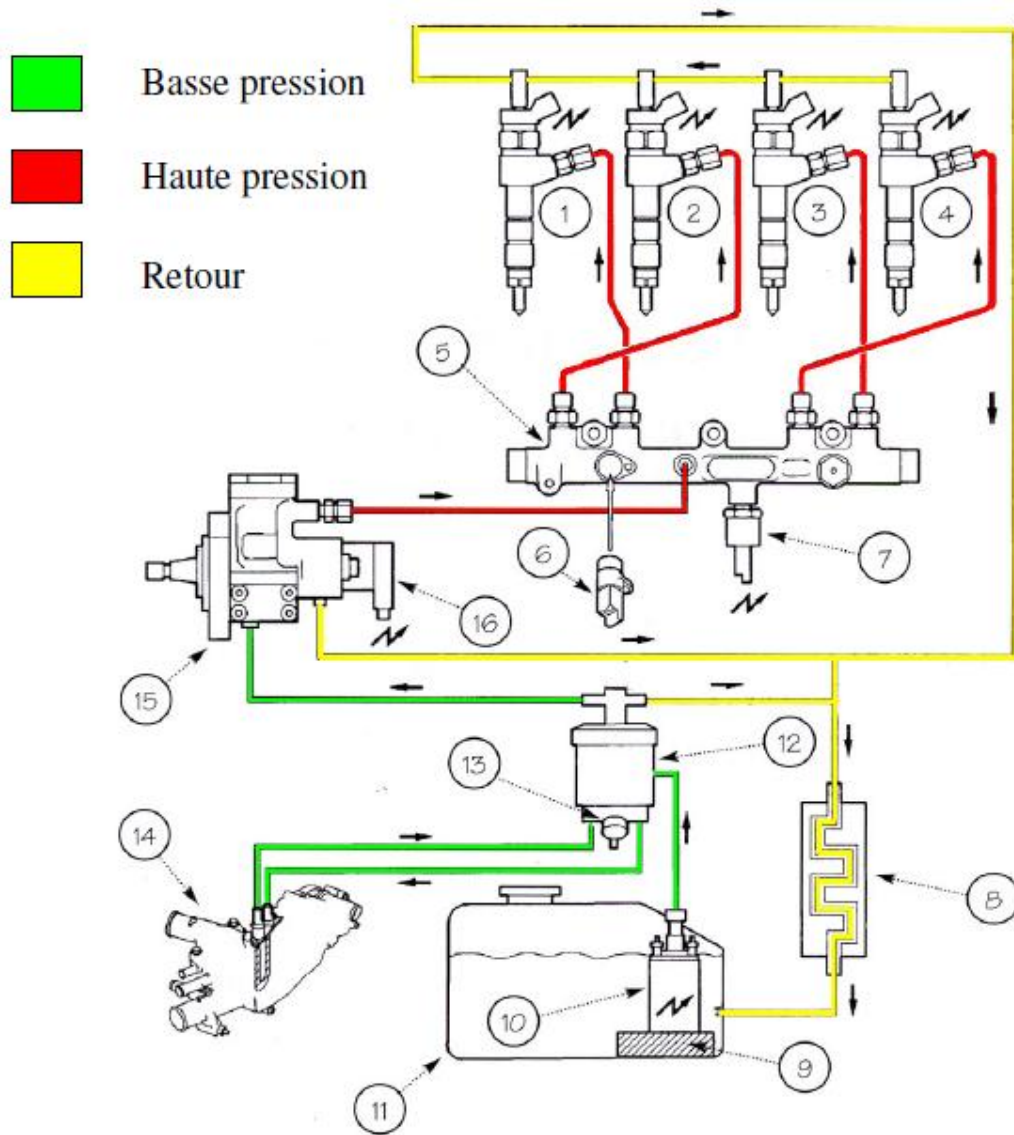


Figure 2.10. Systeme d'injection Bosch (ex PSA) [28]

- | | |
|------------------------------|--------------------------------|
| 1 à 4 : injecteurs | 11 : Réservoir |
| 5 : Rampe commune | 12 : Filtre à carburant |
| 6 : Sonde t° carburant d'eau | 13 : Vis de purge d'eau |
| 7 : Capteur de pression | 14 : Réchauffeur de carburant |
| 8 : Refroidisseur | 15 : Pompe haute pression |
| 9 : Pré filtre | 16 : Régulateur haute pression |
| 10 : Pompe de gavage | |

a- Pompe haut pression type Bosch

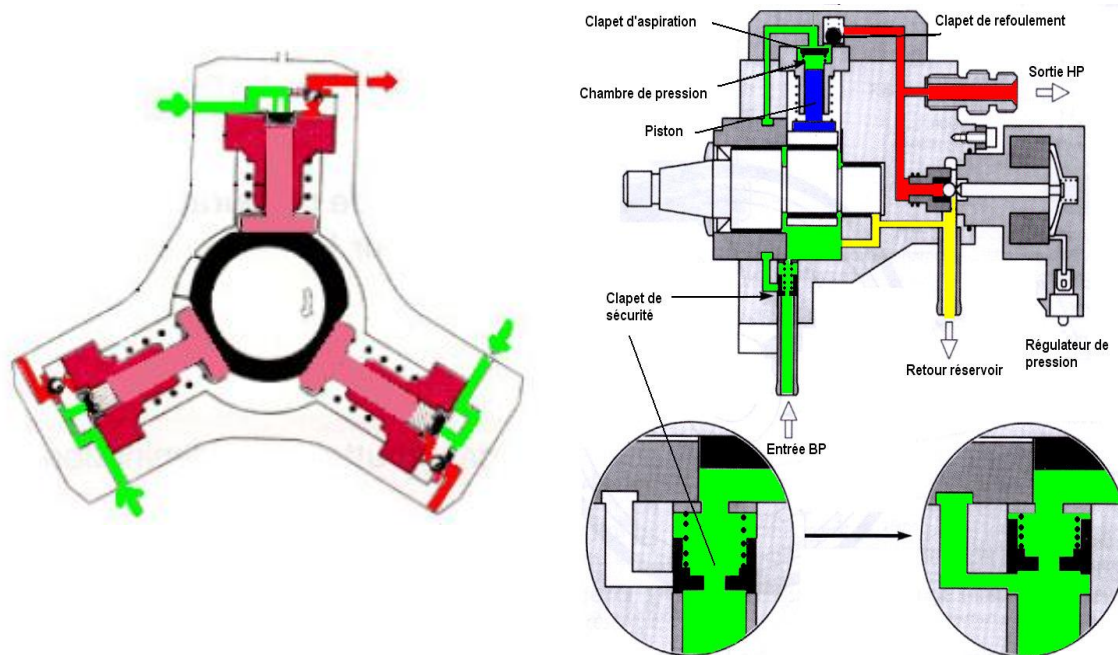


Figure 2.11. Principe de fonctionnement de pompe type Bosch[28]

- A une pression inférieure à 0.8 bars, le clapet de sécurité est fermé. Le carburant passe au travers d'un ajutage afin de permettre la lubrification et le refroidissement de la pompe.
- A une pression supérieure à 0.8 bars, le clapet s'ouvre et permet l'alimentation des éléments de pompage

Phase aspiration :

La came descend. Le piston est repoussé par son ressort, entraînant une hausse du volume de la chambre de pression et par conséquent une chute de la pression. Le clapet d'aspiration s'ouvre et le carburant pénètre dans la chambre.

Phase refoulement :

La came remonte. Le piston est poussé vers le haut entraînant une diminution du volume et une forte hausse de la pression. Le clapet d'aspiration se referme et le clapet de refoulement s'ouvre permettant au carburant de circuler en direction du rail.

b- Injecteur Common rail type Bosch

L'injecteur permet la pulvérisation du carburant dans la chambre de pression.

Nous pouvons le décomposer en deux parties :

✓ **Partie inférieure:** injecteur à trous multiples semblable aux injecteurs classiques montés sur les moteurs à injection directe;

✓ **Partie supérieure :** un dispositif à commande électrique permet la Commande de l'aiguille de l'injecteur.

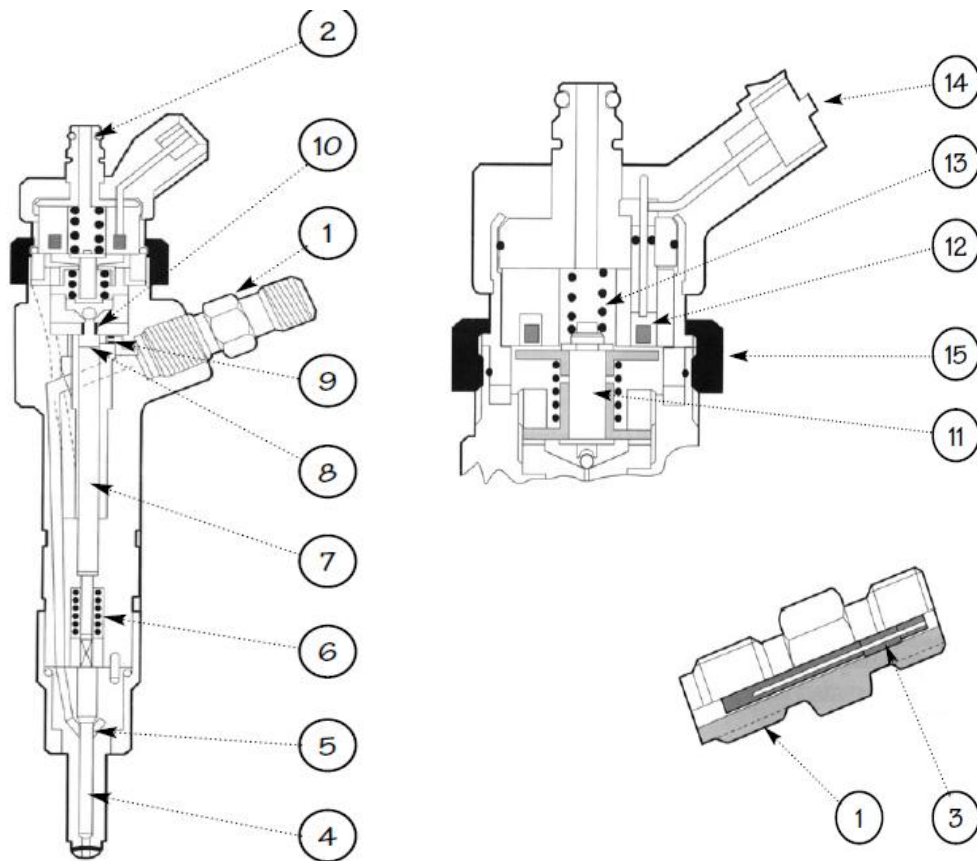


Figure 2.12. Composante de l'injecteur Bosch[28]

- | | |
|--------------------------------|-------------------------------------|
| 1. Raccord d'entrée de pompe | 9-Ajutage du circuit d'alimentation |
| 2. Raccord retour au réservoir | 10- Ajutage du circuit de retour |
| 3. Filtre tige | 11- Noyau de commande |
| 4. Aiguille d'injecteur | 12- Bobine |
| 5. Chambre de pression | 13-Ressort de rappel |
| 6. Ressort d'injecteur | 14-Connecteur |
| 7. Tige de liaison | 15-Ecrou |
| 8-chambre de commande | |

➤ **Principe de fonctionnement de l'injecteur Bosch**

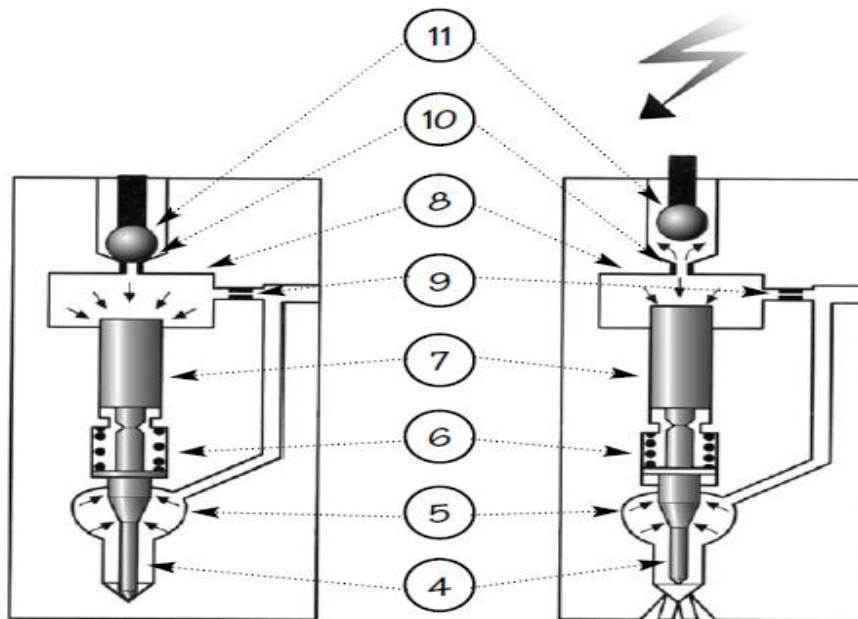


Figure 2.13. Principe de fonctionnement de l'injecteur Bosch[28]

On distingue 4 phases de fonctionnement :

✓ **injecteur fermé (au repos) :** l'électrovanne n'est pas pilotée (fuite fermée).

Le ressort plaque la bille sur son siège. La pression de la chambre de commande (8) est égale à la pression de la chambre de pression (5).

Le ressort (6) maintient l'aiguille de l'injecteur sur sa portée d'étanchéité ;

✓ **Début d'ouverture de l'injecteur :** activée par un courant d'appel de 20A,

L'électrovanne s'ouvre. La pression dans la chambre de commande (8) chute. L'aiguille de l'injecteur se soulève. L'ajutage d'arrivée (9) évite l'équilibrage des pressions ;

✓ **Pleine ouverture :** l'aiguille de l'injecteur est en butée mécanique.

Le courant de maintien est de 12 A. Le débit injecté dépend de la pression dans la rampe, du temps d'ouverture de l'aiguille, et du diamètre des trous de la buse.

✓ **Fermeture de l'injecteur :** l'électrovanne cesse d'être activée, le ressort (13) pousse la bille sur son siège et provoque la fermeture de l'ajutage fuite.

La pression s'établit de nouveau dans la chambre de commande (8) par l'ajutage d'arrivée (9). L'équilibre des pressions est de nouveau rétabli.

❖ Système d'injection Common rail siemens

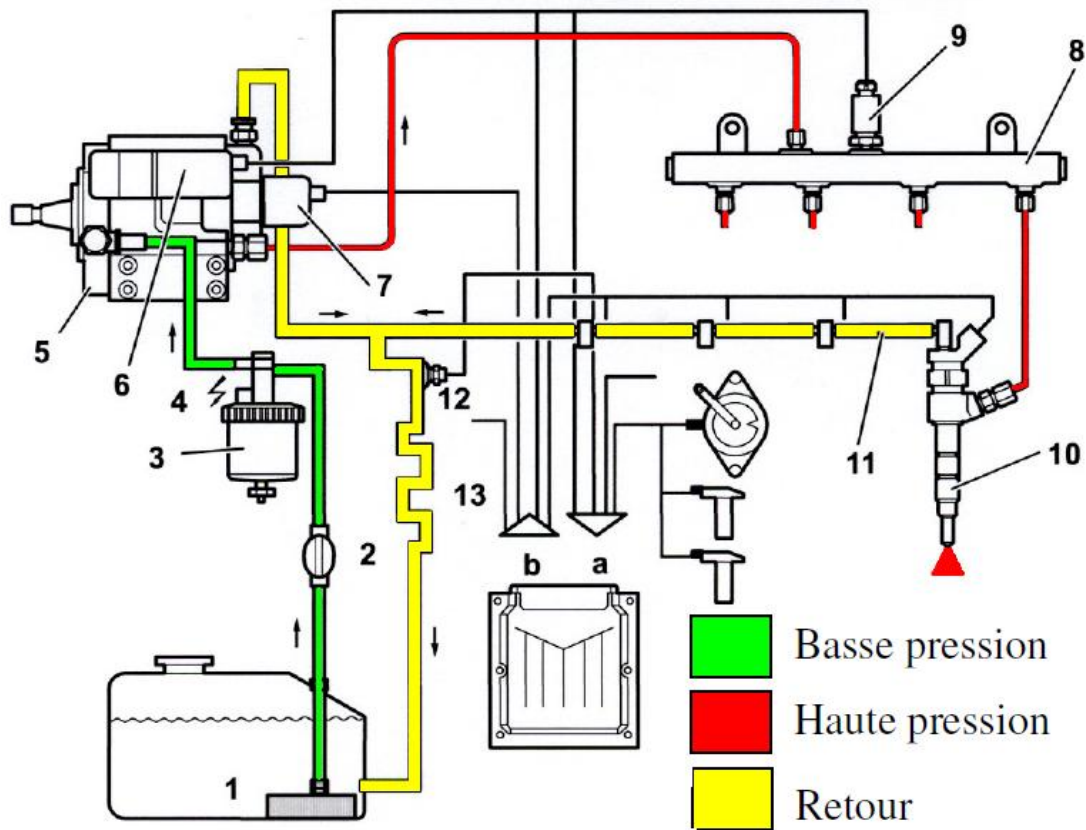


Figure 2.14. Système d'injection Common rail type siemens[28]

- | | |
|--|---------------------------|
| 1 : Pré filtre | 8 : Rampe commune |
| 2 : Pompe d'amorçage | 9 : Capteur de pression |
| 3 : Filtre et décanteur | 10 : Injecteurs |
| 4 : Réchauffeur électrique | 11 : Circuit de retour |
| 5 : Pompe haute pression et pompe d'alimentation | 12 : Capteur T° carburant |
| 6 : Régulateur de débit | 13: Refroidisseur |
| 7 : Régulateur de pression | |

a-Injecteur Common rail type siemens

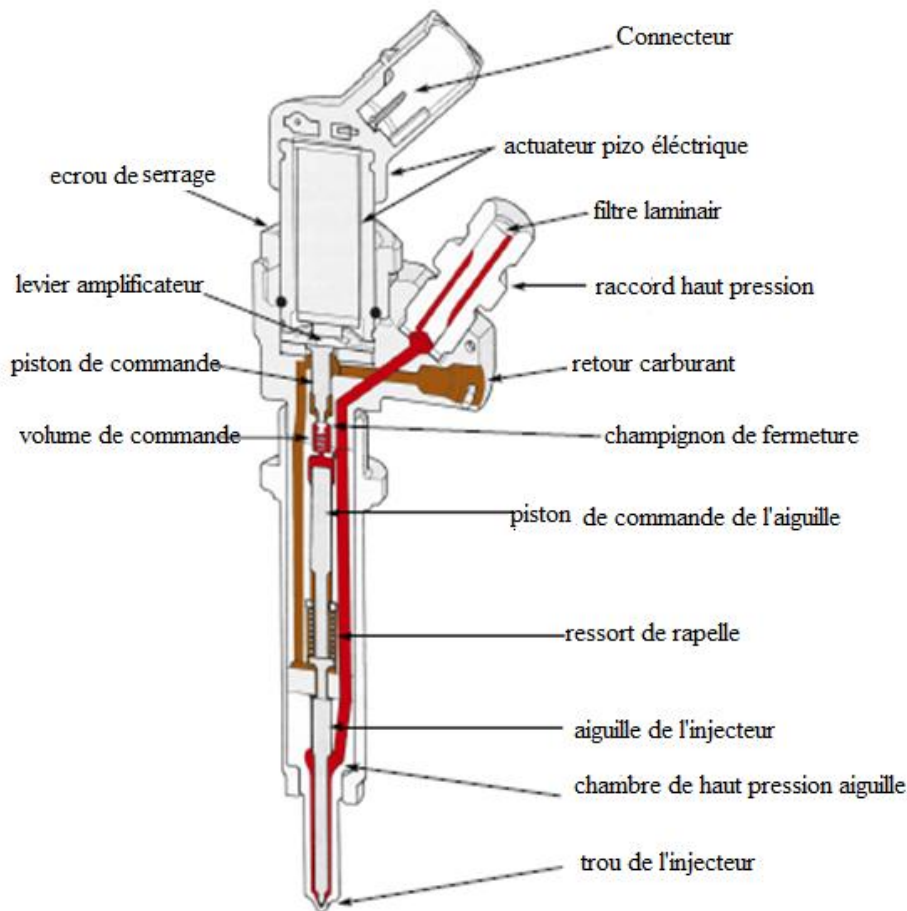


Figure 2 .15 .Injecteur Common rail type siemens [28]

b-Principe de fonctionnement de l'injecteur siemens

Injecteur fermé :

La pression exercée dans la chambre de pression est égale à la pression dans la chambre de l'injecteur.

Début d'ouverture :

Le calculateur alimente sous une tension d'environ 70V l'élément piézo électrique de commande, qui s'allonge (40 μ m).

Le levier amplificateur de déplacement déplace le piston de commande.

Le piston de commande déplace à son tour le champignon de fermeture. Dès lors, une fuite est créée dans la chambre de commande qui n'est pas compensée par le gicleur.

L'équilibre entre la pression dans la chambre de commande et la chambre de haute pression de l'aiguille est rompu.

Le piston de commande de l'aiguille se déplace, l'aiguille de l'injecteur se soulève.

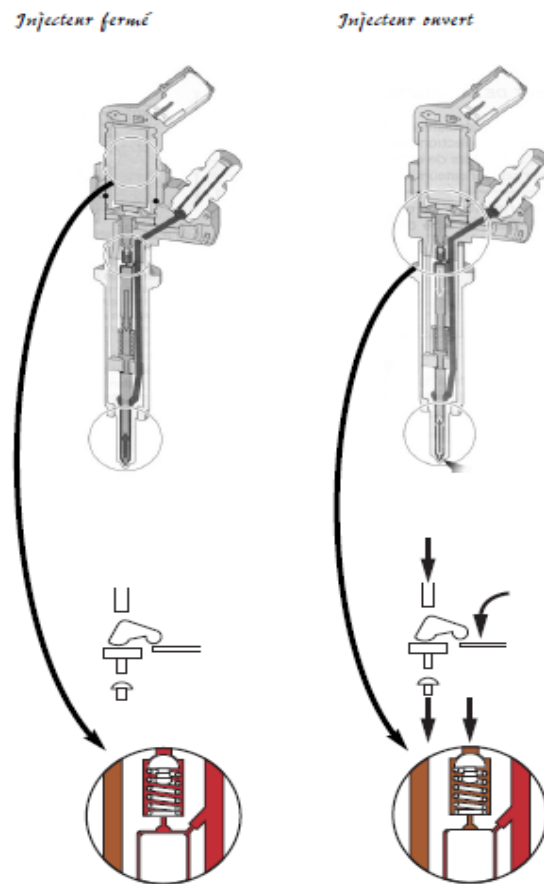


Figure 2.16. Principe de fonctionnement de l'injecteur siemens [28]

Maintien de l'ouverture de l'injecteur :

Le calculateur cesse d'alimenter l'élément piezo électrique de commande. Celui-ci reste allongé, le condensateur reste chargé.

Fermeture de l'injecteur :

Après un temps d'injection déterminé par le calculateur, le condensateur, par sa décharge, entraîne la rétraction de l'élément piezo électrique.

L'élément piezo électrique interrompt la fuite dans la chambre de commande.

La pression s'établit de nouveau.

Le ressort de rappel ainsi que la différence de section de l'aiguille de l'injecteur permet une fermeture franche et étanche de l'ensemble.

❖ Système d'injection Common rail Delphi [28]

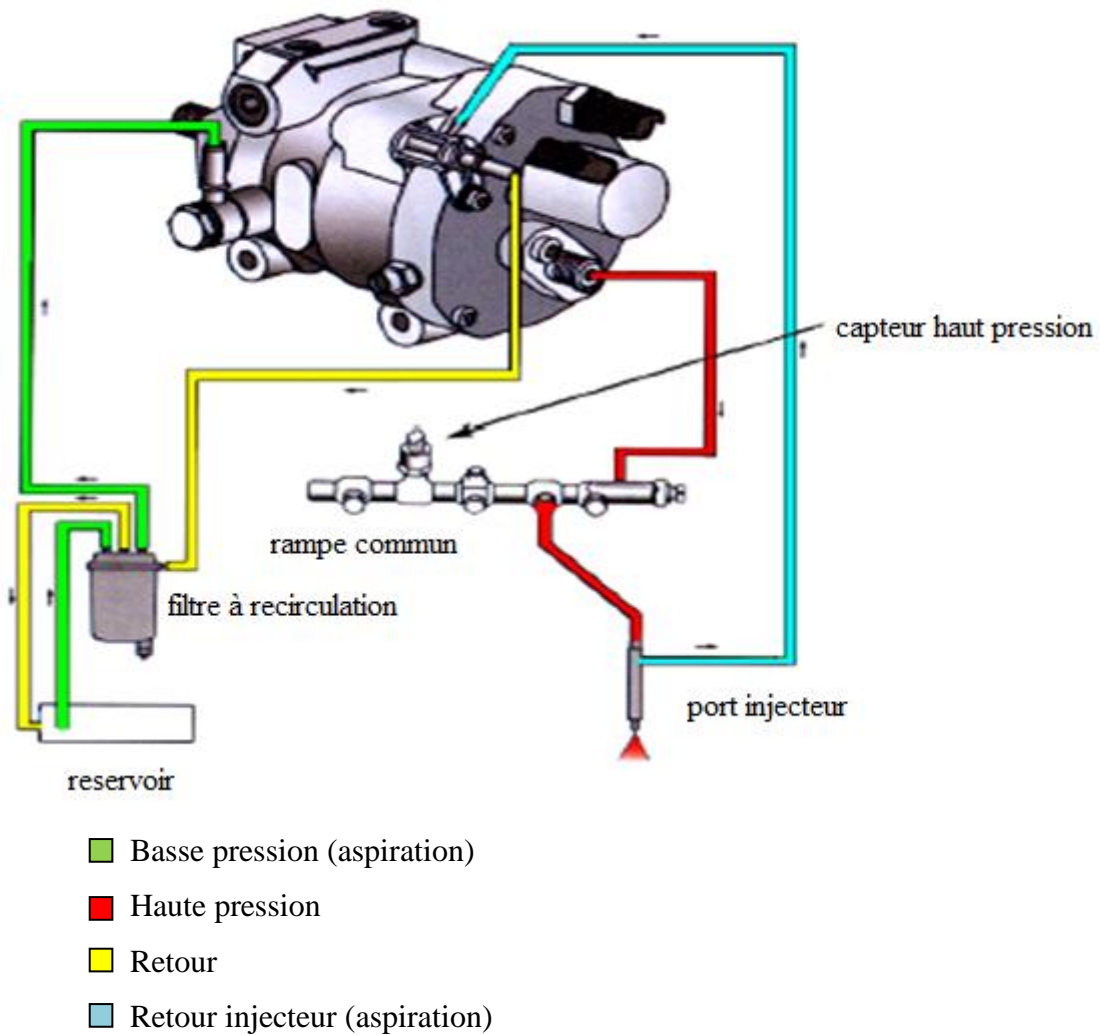


Figure 2.17. Système d'injection Common rail de type Delphi

a-Pompe haut pression de type Delphi [28]

Contrairement à la pompe Bosch, il n'y a pas de pompe de gavage. La pompe haute pression possède une pompe de transfert dont le rôle est de réaliser l'alimentation du circuit haute pression.

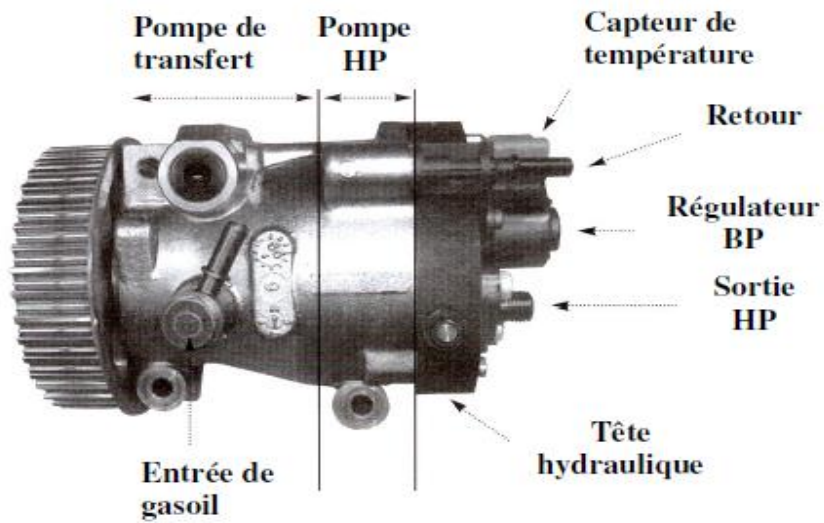
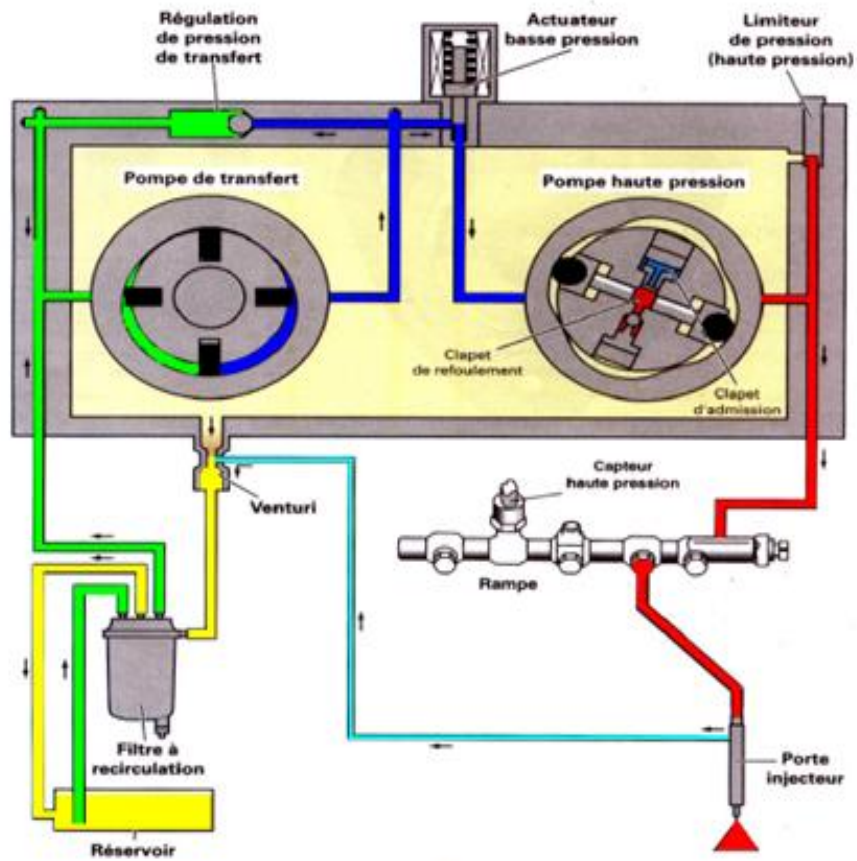
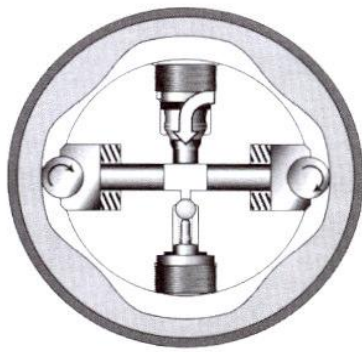


Figure 2.18. Pompe haut pression de type Delphi[28]

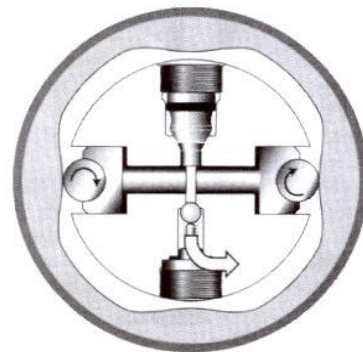


- Basse pression (aspiration)
- Pression de transfert
- Retour injecteur (aspiration)
- Pression d'injection
- Retour

Figure 2.19. Principe de fonctionnement de système d'injection Delphi [28]



Phase remplissage



phase de refoulement

Figure 2.20.principe de fonctionnement de pompe haut pression [28]

- Pendant la phase remplissage, la pression de transfert a une valeur suffisante pour écarter les pistons plongeurs. Le volume entre les deux pistons permet le remplissage
- Lors de la rotation de l'anneau, les galets roulent sur l'anneau à cames. Lorsqu'ils arrivent sur une came, ils se rapprochent, entraînant une forte hausse de la pression

2.2.9. Stratégies de gestion du système d'alimentation [33]

Le calculateur comprend plusieurs stratégies qui gèrent chacune une fonction précise de contrôle du système. Grâce aux renseignements fournis par les différents capteurs-sondes (entrée), chaque stratégie traite une série de paramètres en se basant sur les cartographies sauvegardées dans la mémoire du calculateur. Ce dernier commande ensuite les actionneurs du système (sortie), c'est-à-dire les dispositifs qui permettent au moteur de fonctionner.

Les stratégies de gestion ont pour objectif principal de calculer la quantité exacte de carburant à injecter dans les cylindres (temps d'injection) avec un calage (avance à l'injection) et une pression visant à obtenir un comportement optimal en termes de puissance, consommation, rejet de fumées, émissions et maniabilité du véhicule.

Les stratégies de gestion du dispositif sont les
Suivantes :

- contrôle de la quantité de carburant injectée,
- contrôle de l'avance à l'injection,
- contrôle de la pression d'injection,
- contrôle de la pompe de gavage,

- contrôle du régime de ralenti,
- contrôle de la limitation du régime maxi,
- contrôle de limitation du couple maximum
- autodiagnostic
- contrôle de l'équilibrage des cylindres au ralenti
- contrôle de la suralimentation,
- contrôle de la température du liquide de refroidissement du moteur,
- contrôle des fumées à l'échappement,
- contrôle du recyclage des gaz d'échappement (EGR),
- contrôle de l'enclenchement du système de climatisation,
- contrôle de la fonction anti-démarrage



Figure 2.21. Vue extérieure d'un calculateur de gestion

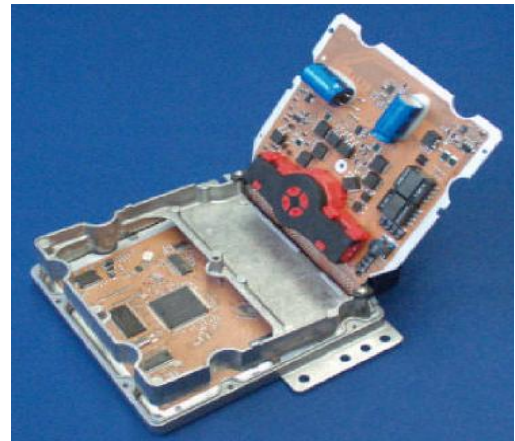
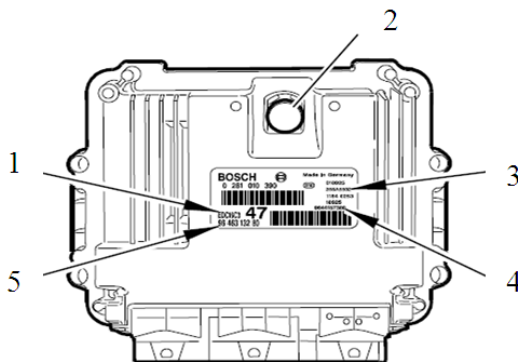


Figure 2.22. Vue intérieure d'un calculateur



- 1- Nom du système d'injection (BOSCH EDC 16 C3)
- 2- Capteur pression atmosphérique
- 3- Date de fabrication codée
- 4- Référence PSA matériel
- 5 - Référence PSA logiciel

Figure 2.23. Schéma d'un calculateur BOSCH [34]

2.3. Profil de système d'injection [35]

2.3.1. Profile d'injection classique

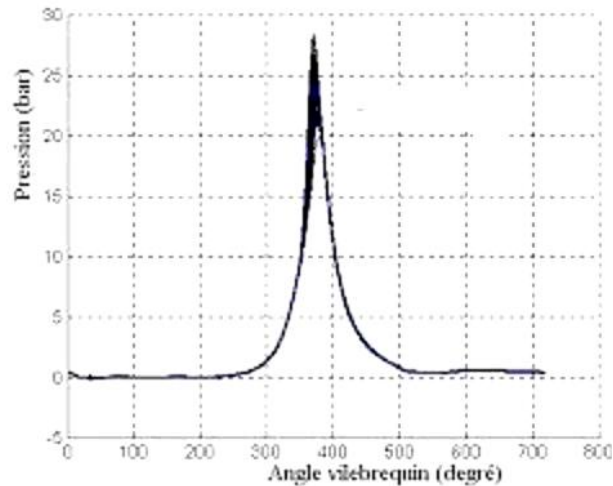


Figure 2.24. Évolution de pression d'injection en degré de l'angle de vilebrequin

2.3.2. Profil d'injection avec Common rail

a-Pré-injection [9]

L'avantage d'injecter une petite quantité de combustible avant l'injection principale est que la température au début de l'injection principale est plus haute, ce qui réduit le délai d'allumage et ainsi la combustion pré-mélangée de l'injection principale. La réduction de la phase de combustion pré-mélangée réduit le pic de pression et de température et par conséquent, des pertes mécaniques inférieures, des pertes de chaleur inférieures et moins de bruit,

Une stratégie employée couramment pour réduire les émissions de NO_x des moteurs diesel est de retarder l'injection. La combustion tardive réduit la pression maximale et la température moyenne des gaz et ainsi la formation de NO_x . Ce retard est limité par le fait que la température d'air chute pendant la détente et le délai d'allumage devient inadmissiblement long (même des ratés du moteur peuvent se produire) s'ils sont trop longs. La combustion tardive diminue également le rendement thermodynamique et augmente ainsi la consommation de combustible.

Avec l'injection pilote, ce retardement peut être augmenté considérablement. A cause de la combustion pilote, la température de cylindre est plus élevée pendant l'injection principale, l'allumage demeure stable. La combustion pionnière du combustible pilote, conduit à un meilleur dégagement de chaleur et améliorant de ce fait le rendement du carburant pour un niveau donné des émissions de NOx. Les avantages de l'injection pilote les plus affirmés sont dans la plage de fonctionnement à faible charge. Les émissions de la suie sont en général égales ou légèrement plus hautes puisque le combustible de l'injection principale est injecté dans des produits de combustion de la combustion pilote, avec une concentration en oxygène réduite

b-Post-injection [9]

Pendant que l'injection pilote peut être employée pour abaisser des émissions de NOx, ajouter une troisième injection (post-injection) peut avoir comme conséquence des réductions significatives des émissions de suie. La post-injection étend de ce fait le processus de combustion plus longtemps dans la course de détente qui retarde la baisse de la température et augmente la turbulence dans la chambre de combustion améliorant de ce fait l'oxydation des suies. Bakenhus et al ont annoncé que l'arrêt de l'enrichissement continu de la partie principale du jet aboutit à améliorer l'utilisation de l'air dans les zones où le combustible est injectée, introduisant une combustion rapide et des régimes élevés d'oxydation.

La post-injection a été vérifiée par beaucoup de groupes de recherche. Souvent, des réductions de la suie jusqu'à 50 % ont été trouvées, avec pratiquement aucun changement de NOx. [41]

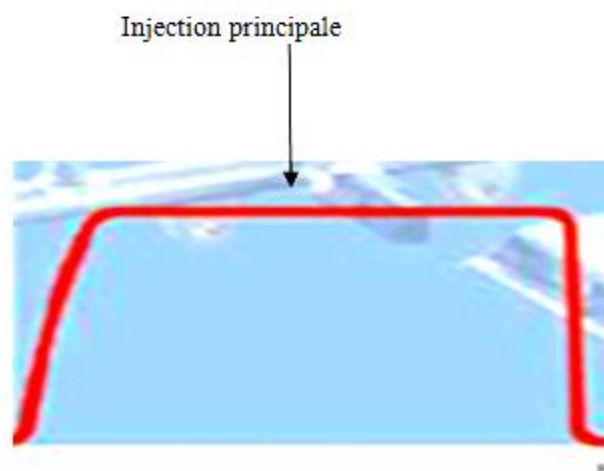


Figure 2.25. Le profil d'injection Common rail[35]

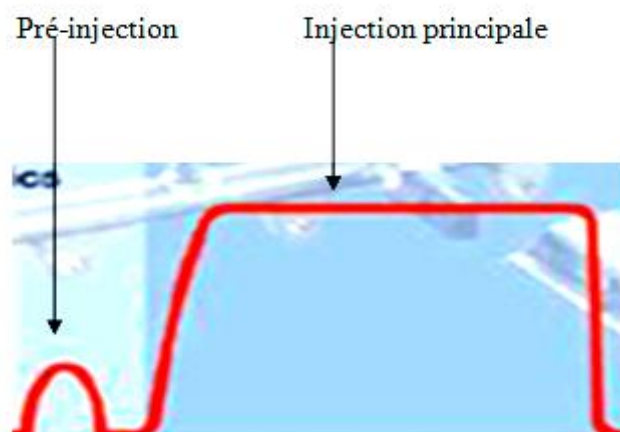


Figure 2.26. Profil d'injection avec pré-injection [35]

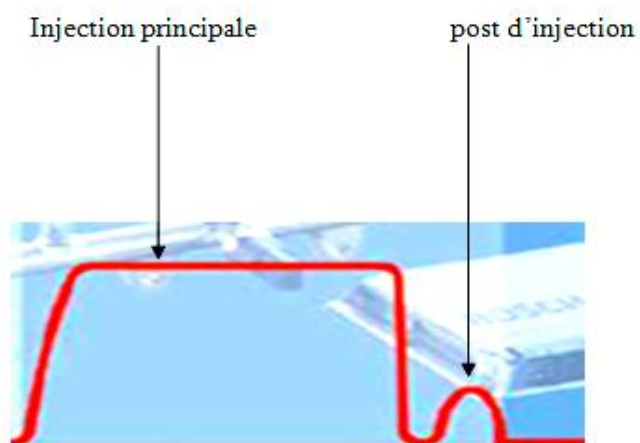


Figure 2.27. Profil d'injection avec post d'injection[35]

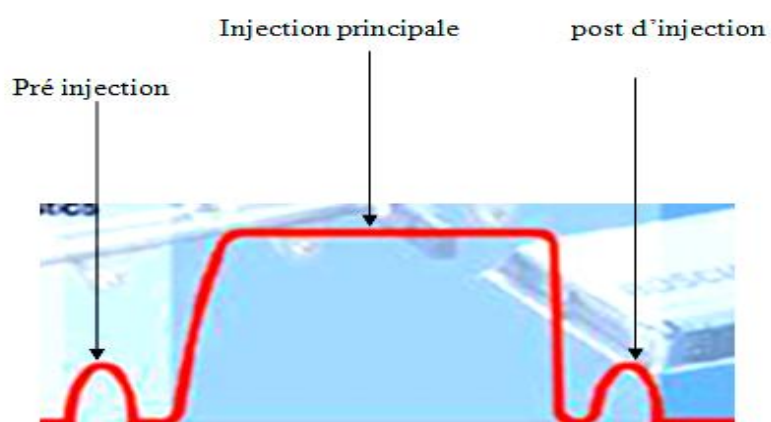


Figure 2.28. Profil d'injection avec pré-injection et post d'injection [35]



Figure 2.29. Injection multiple [35]

2.4. Les différents capteurs [36]

2.4.1. Le capteur de pression absolue

Le capteur est de type piézo résistif.

Il est composé de jauges de contrainte et il mesure la pression atmosphérique.



Figure 2.30. capteur de pression absolue

2.4.2. Le capteur de régime [36]

Il est de type inductif, Fixé sur le carter d'embrayage, il informe le calculateur de la vitesse de rotation du moteur et de la position du piston du cylindre n°1, grâce à un creux situé sur la cible et correspondant à un écart de deux dents.



Figure 2. 31. Capteur de régime

2.4.3. Le capteur de phase [36]

Ce capteur est du type à effet Hall (signal carré).

Il est situé dans la culasse, au niveau de l'arbre à cames.

Il permet au calculateur de connaître la position du premier cylindre.



Figure 2.32. capteur de phase

2.4.4. Le capteur de température du moteur [36]

Le capteur de température du moteur est du type CTN (coefficient de température négatif).

Il est implanté sur le circuit du liquide de refroidissement.

Ce signal sert au calculateur à déterminer :

- le débit de démarrage
- le débit de ralenti
- le temps de préchauffage
- le temps de post-chauffage
- le recyclage des gaz d'échappement
- la fonction anti-ébullition
- le débit de pleine charge
- l'allumage du voyant d'alerte.



Figure 2.33. Capteur de température du moteur

2.4.5. Le capteur de pression de rampe [36]

Ce capteur est du type piézo résistif.

Le capteur est fixé sur la rampe d'injection commune haute pression.

Le signal fourni par le capteur est proportionnel à la pression de carburant dans la rampe d'injection.



Figure 2.34. Capteur de pression de rampe

2.4.6. Le capteur de température de carburant

Il permet au calculateur d'apporter des corrections sur le débit de carburant injecté (variation de viscosité du carburant)



Figure 2.35. Capteur de température de carburant

2.4.7. Le capteur de pression d'air d'admission [36]

Le capteur de pression d'air du collecteur est du type piézo-résistif.

Il sert à mesurer la pression dans le collecteur d'admission. La tension du signal est proportionnelle à la pression dans le collecteur. Le calculateur règle, à partir de ces données :

- la pression de suralimentation ;
- le débit injecté



Figure 2.36. Capteur de pression
D'air d'admission

2.4.8. Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission [36]

Il est situé entre le filtre à air et la tubulure d'admission.

Il permet au calculateur, avec l'information de température d'air, de déterminer la masse d'air introduite dans le moteur.



Figure 2.37. Le débitmètre d'air à
film chaud et le capteur de
température d'air d'admission

2.4.9. Le transducteur d'accélérateur [36]

Ce capteur est composé de deux potentiomètres.

Il transforme l'action du conducteur sur l'accélérateur en information de charge transmise au Calculateur.

Les deux signaux de tension des pistes, comparés en permanence, permettent au calculateur de détecter un dysfonctionnement du capteur.

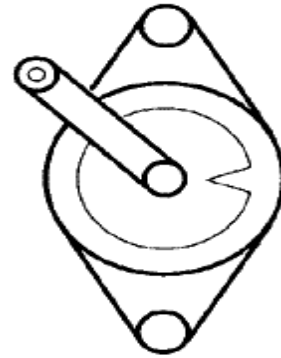


Figure 2.38. transducteur d'accélérateur

2.4.10. Le capteur de vitesse du véhicule [36]

Le capteur est soit du type inductif soit à effet Hall.

Il est situé en sortie boîte de vitesses.

Le capteur permet au calculateur de connaître différentes configurations d'utilisation du véhicule :

- arrêté ou roulant.
- en décélération ou en accélération.
- le rapport de boîte de vitesses engagé.



Figure 2.39. Capteur de vitesse du véhicule

2.5. Conclusion

Les améliorations des systèmes d'injection représentent peut-être l'opération la plus significative dans l'évolution des moteurs diesel. Une meilleure injection en termes de pulvérisation, évaporation et mélange air-carburant, mène à une combustion plus contrôlée, réduisant les émissions et la consommation de carburant.

La pression d'injection est également en constante élévation puisqu'elle agit de nombreuses façons :

- Elle augmente le niveau du remplissage avant auto-allumage ainsi que les interactions fuel-air qui mènent à réduire les émissions de suie (les émissions de NO_x augmentent mais dans une proportion beaucoup plus petite que la réduction des émissions de la suie).
- Elle mène à un entraînement d'air beaucoup plus élevé et par conséquent à un mélange qui réduit des émissions de suie.

Chapitre III

Formulation mathématique

3.1. Introduction [37]

La combustion dans les moteurs a combustion interne est un processus très complexe, mettant en cause l'interaction d'une multitude de phénomènes tels que: la turbulence, le transfert thermique et les réactions chimiques complexes qui agissent simultanément dans la chambre de combustion. De plus, les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à effectuer des travaux de recherche liés à la combustion turbulente. De ce fait, il est nécessaire de comprendre les processus physique et chimique prépondérants au sein d'une chambre de combustion qui 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.

3.2 Équations de la phase gazeuse [38]

3.2.1. Équations de transport des espèces chimique m [38]

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

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{Y_m}{\partial x_j} \right) + \rho_m^C + \rho^S \delta \dots\dots\dots (3.1)$$

Avec

$$\rho_m^C = M_{mix} \sum (v_m''^r - v_m'^r) W_r \dots\dots\dots (3.2)$$

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{tot}} = \frac{\rho_m}{\rho_{tot}} \dots\dots\dots (3.3)$$

$$\rho_m = Y_m \rho \dots\dots\dots (3.4)$$

$$D = \frac{v}{S_c} \dots\dots\dots(3.5)$$

3.2.2. Equation de conservation de la masse [38]

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

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = \dot{\rho}^s \dots\dots\dots(3.6)$$

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.

3.2.3. Equation de quantité de mouvement [38]

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

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \dots\dots\dots (3.7)$$

3.2.4 .Transport de l'énergie [38]

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

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \partial_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + \dot{S}^s + \dot{S}^c \dots\dots\dots (3.8)$$

Les deux termes source dans l'équation (3.8) \dot{S}^s due au spray, \dot{S}^c due à la chimie.

Avec

$$\dot{S}^c = \sum_r Q_r \dot{W}_r \dots\dots\dots (3.9)$$

Avec \dot{W}_r c'est le taux de production et Q_r c'est la chaleur de réaction.

3.3. Approche de RANS [38]

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 ($k-\epsilon$) 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,

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \dots\dots\dots (3.10)$$

Dans les écoulements avec gradients importants de densité, une moyenne pondérée par la masse, dite moyenne de Favre est souvent préférée [38].

$$u_i = \tilde{u}_i + u'_i \text{ Avec } \tilde{u} = \frac{\bar{\rho} u_i}{\bar{\rho}} \dots\dots\dots (3.11)$$

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

Equation de la conservation de la masse totale

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = \bar{\rho}^s \dots\dots\dots (3.12)$$

Equation de la conservation de la quantité du mouvement

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} u'_i u'_j) \quad (3.13)$$

La contrainte Reynolds σ_{ij} donnée par :

$$\sigma_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j} \dots\dots\dots (3.14)$$

3.4. Modèle de turbulence RNG k-ε [38]

L'utilisation des modèles de turbulence comme le modèle $RNG\ k-\epsilon$ sont nécessaires pour obtenir la viscosité turbulente donnée par l'équation (3.18) 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 :

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{k}}{\partial x_i} = - \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} - \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \bar{S}_s \dots\dots\dots (3.15)$$

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

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{\varepsilon})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - \left[\frac{2}{3} c_{\varepsilon 2} - c_{\varepsilon 3} - \frac{2}{3} c_\mu c_\eta \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right] \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} + \left((c_{\varepsilon 1} - c_\eta) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \sigma_{ij} - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + c_s \bar{S}_s \right) \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \dots \dots \dots (3.16)$$

Avec $\sigma_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \dots \dots \dots$
 (3.17)

La viscosité turbulente μ_t est donnée par :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \dots \dots \dots (3.18)$$

$$k = \frac{1}{2} \widetilde{u'_i u'_i} \dots \dots \dots (3.19)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \dots \dots \dots (3.20)$$

$$c_\eta = \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \dots \dots \dots (3.21)$$

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

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 \bar{S}_s dû à l'interaction avec le spray et les valeurs des constantes sont déterminées à partir des travaux expérimentaux.

Constantes	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	$c_{\varepsilon 3}$	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 [39]

3.5. Équations de la phase liquide [39]

Dans les moteurs diesel 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).

3.5.1. Modèles d'atomisation [38]

Dans le code ConverseV1.4 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. 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 (Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor). Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de Kelvin-Helmholtz (KH) et Rayleigh-Taylor (RT). [37].[38].

Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de Kelvin-Helmholtz (KH) et Rayleigh-Taylor (RT)

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. De même habituellement, les gens utilisent beaucoup le modèle HK-RT pour modéliser la pulvérisation de spray comme le gazole [40, 41, 42, 43].

❖ Le modèle KH [38]

La physique de l'atomisation à grand nombre de Weber est très complexe. *Reitz* (1987) [44]. 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 :

$$\frac{\Lambda_{KH}}{r_0} = 9.02 \frac{(1+0.45Z_l^{0.5})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.87We_g^{1.67})^{0.6}} \dots\dots\dots (3.22)$$

$$\Omega_{KH} \left[\frac{\rho_l r_0^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{(0.34+0.38We_g^{1.5})}{(1+Z_l)(1+1.4T^{0.6})} \dots\dots\dots (3.23)$$

D'où

$$T = Z_l \sqrt{We_g} \quad \text{Nombre de Taylor}, \quad Z_l = \frac{\sqrt{We_l}}{Re_l} \quad \text{Nombre d'Ohnesorge}$$

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

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

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

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \dots\dots\dots (3.24)$$

$$\tau_{KH} = \frac{3.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \dots\dots\dots (3.25)$$

Où B_0 est une constante prise égale à 0, 61 [41], 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 [38].

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

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

(3.26)

❖ **Le modèle RT [38]**

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) [45] :

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{a(\rho_l - \rho_g)}} \dots\dots\dots (3.27)$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \frac{[a(\rho_l - \rho_g)]^{3/2}}{\rho_l + \rho_g}} \dots\dots\dots (3.28)$$

Si le modèle hybride KH-RT est activé, la longueur L_b (voir Figure 3.1) peut être écrit comme suivant :

$$L_b = C_{bl} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} d_0 \dots\dots\dots (2. 29)$$

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

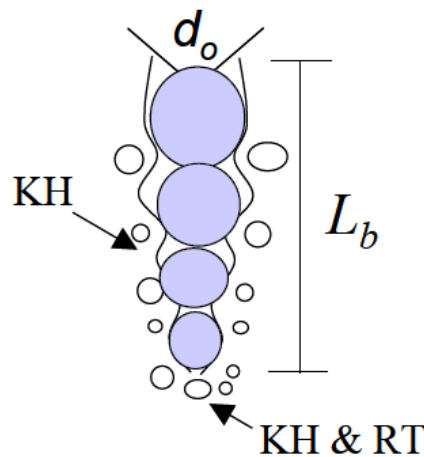


Figure 3.1. Schéma du modèle de pulvérisation rupture KH-RT

3.5.2. Collision [38]

La fréquence de collision d'une goutte avec l'ensemble des gouttelettes est donnée par O'Rourke en (1981) [46].

$$v_{coll} = \frac{N_2\pi(r_1+r_2)V_{12}}{g} \dots\dots\dots (3. 30)$$

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.

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

$$b_{crit} = (r_1 + r_2) \text{mim} \left(1.0, \frac{2.4f}{We_{coll}} \right) \dots\dots\dots (3.31)$$

Avec :

$$f = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^3 - 2.4 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 + 2.7 \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \dots\dots\dots (3.32)$$

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

$$We_{coll} = \frac{\rho_L V_{12}^2 r_2}{\sigma} \dots\dots\dots (3.33)$$

3.5.3. Evaporation [38]

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 de la gouttelette due à la vaporisation est calculée à partir de la corrélation Frossling (Amsden et al. 1989) [47].

$$\frac{dr_0}{dt} = - \frac{\rho_g D}{2\rho_L r_0} B_d Sh_d \dots\dots\dots (3.34)$$

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

$$B_d = \frac{Y^* - Y_1}{1 - Y_1^*} \dots\dots\dots (3.35)$$

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

$$Sh_d = \left(2.0 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \right) \frac{\ln(1+B_d)}{B_d} \dots\dots\dots (3.36)$$

Y_1^* Donnée sous la forme suivante :

$$Y_1^* = \frac{M_{C_nH_{2m}}}{M_{C_nH_{2m}} + M_{mix} \left(\frac{p_{gaz}}{p_v} - 1 \right)} \dots\dots\dots (3.37)$$

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

3.6. Modèle du transfert thermique (Loi de paroi) [38]

Les modèle Han et Reitz [48] est fait pour les écoulements compressibles.

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

$$k \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\mu_m c_p F (T_f - T_w)}{Pr_m y} \dots\dots\dots(3.38)$$

Avec

$$F = \begin{cases} 1.0 & y^+ < 11.05 \\ \frac{\left(\frac{y^+ Pr_m}{Pr_t}\right)}{\frac{1}{k} \ln(y^+) + B + 11.05 \left(\frac{Pr_m}{Pr_t} - 1\right)} & y^+ > 11.05 \end{cases} \dots\dots\dots(3.39)$$

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu_m} \dots\dots\dots(3.40)$$

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.

3.7. Les Modèles chimiques [38]

3.7.1. 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, Converge V1.4 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue : [38]

- ❖ 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 Converge1.4.1).

Des quatre modèles citées ci-dessus, le premier (CTC) est le plus adapté par rapport aux autres modèles au contexte de la combustion des carburants lourde comme le gazole.

❖ Le modèle CTC

La combustion peut être simulée avec le modèle de temps caractéristique (Abraham et al., 1985[49], Xin et al., 1997 [50]) qui modélise le taux de variation de la densité des espèces m , ρ_m est donnée comme suit :

$$\dot{W}_r = - \frac{\rho_m - \rho_m^*}{\tau_c} \dots \dots \dots (3.41)$$

D'où ρ_m^* est la valeur d'équilibre thermodynamique local et instantané de la densité des espèces et τ_c est le temps caractéristique pour atteindre l'équilibre. D'après Kong et al. (1995), le temps caractéristique est donné par :

$$\tau_c = \tau_{chem} + f \tau_{turb} \dots \dots \dots (3.42)$$

τ_{chem} est le temps chimique, τ_{turb} est le temps de mélange turbulent.

Où $f = (1 - e^{-\gamma}) / 0.632$; Ce dernier paramètre simule l'influence décroissante de la turbulence sur le processus de combustion.

$$\text{Avec } \gamma = \frac{\rho_{CO_2,react} + \rho_{H_2O,react} + \rho_{CO,react} + \rho_{H_2,react}}{\rho_{tot} - \rho_{N_2} - \rho_{CO_2,resid} - \rho_{H_2O,resid}}$$

L'échelle de temps chimique est modélisée en 1995 par *kong et al* comme suit :

$$\tau_{chem} = \frac{[C_n H_{2m}]^{0.75} e^{(E_{chem} / R U T_g)}}{2 A_{chem} [O_2]^{1.5}} \dots\dots\dots(3.43)$$

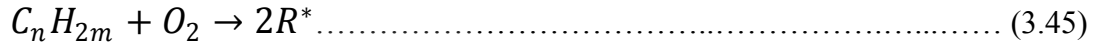
En outre, l'échelle de temps turbulent est donnée par :

$$\tau_{turb} = C_2 \frac{K}{\varepsilon} \dots\dots\dots(3.44)$$

Où A_{chem} est un constant dans les fichiers d'entrée, E_{chem} est l'énergie d'activation donnée par 18.475 cal / mol (*Kong et al. 1995*) [61], R_u est la constante universelle des gaz et T_g est la température du gaz et $C_2 = 0.1$

3.7.2. Modèle d'Allumage [38]

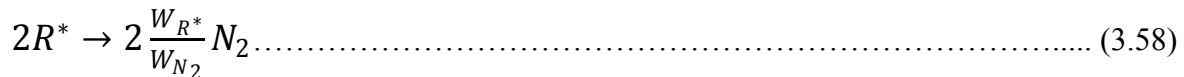
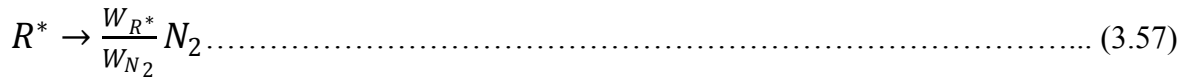
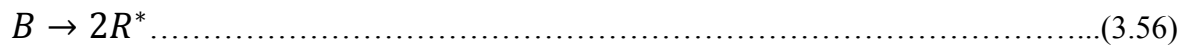
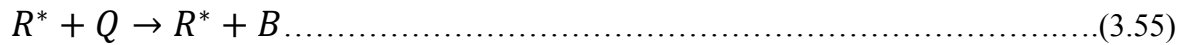
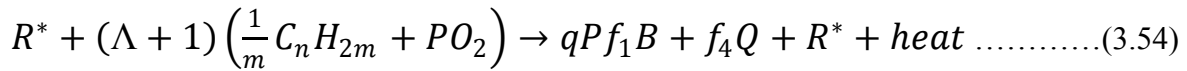
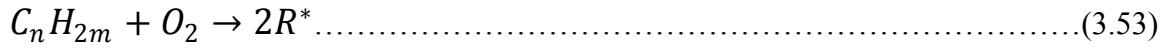
La cinétique de l'allumage est un processus à basse température de mécanisme cinétique. Nous avons choisi un modèle global, le modèle Shell, puisque ce modèle représente bien les étapes de base du phénomène d'allumage. Ce modèle a été développé par *Halstead* [51] C'est un modèle thermocinétique basé sur un mécanisme réduit pour l'oxydation d'un hydrocarbure. Il a été testé qualitativement en confrontation à des résultats expérimentaux. Le modèle Shell de base comprend huit réactions cinétiques :



Avec : $C_n H_{2m}$ est l'hydrocarbure introduit, R^* radical composé à partir de l'hydrocarbure, B agent de branchement, Q espèce intermédiaire, et P est un produit d'oxydation constitué de CO .Les termes de vitesse de réaction f_i sont exprimés en fonction des concentrations en fuel et en oxygène de la manière suivante :

Schapertons et Lee (1985) [38] ont noté que l'utilisation du schéma de réaction ci-dessus peut désobéir la conservation de masse si elle est utilisée après l'apparition locale

d'inflammation en raison des étapes de propagation $R^* \rightarrow R^* + B$ et $R^* \rightarrow R^* + Q$ (étapes 3 et 4 dans l'équation (50.51)). Ils ont modifié les réactions pour tenir compte de conservation de la masse, et le système résultant est donné par :



RH est l'hydrocarbure introduit, R^* radical composé à partir de l'hydrocarbure, B agent de branchement, Q espèce intermédiaire, et P est un produit d'oxydation constitué de CO , de CO_2 et de H_2O . Les termes de vitesse de réaction f_i sont exprimés en fonction des concentrations en fuel et en oxygène de la manière suivante

$$f_i = A_{f_i} \exp(-E_{f_i}/RT) [O_2]^{x_i} [RH]^{y_i} \dots\dots\dots (3.59)$$

Il est à noter que l'indice de cétane (CN) influe sur la valeur de l'énergie d'activation de l'inflammation. Dans la littérature on trouve plusieurs suggestions estimant l'influence de ce dernier. Heywood [52] par exemple suggère la relation suivante :

$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \dots\dots\dots (3.60)$$

Les paramètres cinétiques k_i de ces équations sont sous la forme d'Arrhenius :

$$k_i = A_i \exp(-E_i/RT) \quad \text{pour } i = 1, 2, 3, 4, q, b, t \dots\dots\dots(3.61)$$

$$k_p = \frac{1}{1/k_{p1}[O_2] + 1/k_{p2} + 1/k_{p3}[RH]} \dots\dots\dots(3.62)$$

Où k_{p1} , k_{p2} et k_{p3} sont les coefficients de vitesse pour les réactions de propagation. Les concentrations des différentes espèces peuvent être calculées à partir des relations :

$$\frac{d[R^*]}{dt} = 2k_q[RH][O_2] + 2k_b[B] - f_3k_p[R^*] - k_t[R^*]^2 \dots\dots\dots(3.63)$$

$$\frac{d[B]}{dt} = f_1k_p[R^*] + f_2k_p[R^*][Q] - k_b[B] \dots\dots\dots(3.64)$$

$$\frac{d[Q]}{dt} = f_4k_p[R^*] - f_2k_p[R^*][Q] \dots\dots\dots(3.65)$$

$$\frac{d[O_2]}{dt} = -pk_p[R^*] \dots\dots\dots(3.66)$$

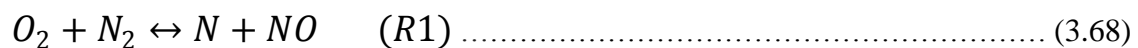
$$\frac{d[RH]}{dt} = \frac{[O_2] - [O_2]_{(t=0)}}{p.m} + [RH]_{(t=0)} \dots\dots\dots(3.67)$$

m est une quantité qui dépend du nombre d'atomes hydrogène. Dans une molécule de carburant C_nH_{2m} , $p = (n(2 - \gamma) + m)/2m$ et $\gamma = 0,67$

3.7.3. Modèle de formations des polluants [38]

- Le modèle de formation de NO_x

Le mécanisme Ze'ldovich étendu tel que présenté par Heywood (1988) [52] 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 :

$$k_{R1,f} = 7.6 \times 10^3 \exp\left(\frac{-38,000}{T}\right) \dots\dots\dots(3.71)$$

$$k_{R1,r} = 1.6 \times 10^3 \dots\dots\dots(3.72)$$

$$k_{R2,f} = 6.4 \times 10^9 T \exp\left(\frac{-3,150}{T}\right) \dots\dots\dots(3.73)$$

$$k_{R2,r} = 1.5 \times 10^9 T \exp\left(\frac{-19,500}{T}\right) \dots\dots\dots(3.74)$$

$$k_{R3,f} = 4.1 \times 10^{13} \dots\dots\dots(3.75)$$

$$k_{R3,r} = 2.0 \times 10^{14} T \exp\left(\frac{-23,650}{T}\right) \dots\dots\dots(3.76)$$

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 (3.71) jusqu'à (3.76) sont $\text{cm}^3/\text{mol} \cdot \text{s}$.

Le taux de formation de NO peut être écrit comme :

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{R1,f}[O][N_2] - k_{R1,r}[NO][N] + k_{R2,f}[N][O_2] - k_{R2,r}[NO][O] + k_{R3,f}[N][OH] - k_{R3,r}[NO][H] \dots \dots \dots (3.77)$$

Où [N] par exemple, désigne la concentration d'espèces de [NO] en cm^3 en moles.

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

$$\frac{d[N]}{dt} = k_{R1,f}[O][N_2] - k_{R1,r}[NO][N] - k_{R2,f}[N][O_2] + k_{R2,r}[NO][O] - k_{R3,f}[N][OH] + k_{R3,r}[NO][H] \dots \dots \dots (3.78)$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1[1 - ([NO]/[NO]_e)^2]}{1 + ([NO]/[NO]_e)R'} \dots \dots \dots (3.79)$$

D'où

$$R' = \frac{R_1}{R_2 + R_3} \dots \dots \dots (3.80)$$

Et

$$R_1 = k_{R1,r} [NO]_e [N]_e \dots \dots \dots (3.81)$$

$$R_2 = k_{R2,f} [N]_e [O_2]_e \dots \dots \dots (3.82)$$

$$R_3 = k_{R3,f} [N]_e [OH]_e \dots \dots \dots (3.83)$$

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

• **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) [53].

$$\frac{dM_s}{dt} = \dot{M}_{sf} - \dot{M}_{so} \dots\dots\dots(3.84)$$

où le taux de formation est donnée par

$$\dot{M}_{sf} = SF M_{form} \dots\dots\dots(3.85)$$

$$SF = A_{sf} p^{0.5} \exp(-E_{sf} /R_U T) \dots\dots\dots (3. 86)$$

Dans les équations (3.82) et (3.83) , 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 :

$$\dot{M}_{so} = A_{so} \frac{6M_s}{\rho_s D_s} R_{total} MW_C \dots\dots\dots (3.87)$$

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

$$\dot{M}_{so} = SO M_s \dots\dots\dots(3.88)$$

$$\text{Avec } SO = A_{so} \frac{6}{\rho_s D_s} R_{total} MW_C \dots\dots\dots (3.89)$$

$$R_{total} = \left(\frac{k_A P_{O_2}}{1+k_z p_{O_2}} \right) x + K_B P_{O_2} (1 - x) \quad (\text{mol/cm}^2) \dots\dots\dots (3.90)$$

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 :

$$x = \frac{P_{O_2}}{P_{O_2} + (K_T/k_B)} \dots\dots\dots(3.91)$$

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

$$k_A = 20 \exp\left[-30,000/R_u T\right] (\text{mol/cm}^2 \text{ S}^1 \text{ atm}^1) \dots\dots\dots(3.92)$$

$$k_B = 4.46 \times 10^{-3} \exp\left[-15,200/R_u T\right] (\text{mol/cm}^2 \text{ S}^1 \text{ atm}^1) \dots\dots\dots (3.93)$$

$$k_T = 1.51 \times 10^5 \exp\left[-97,000/R_u T\right] \quad (\text{mol/cm}^2 \text{ S}^l) \dots\dots\dots(3.94)$$

$$k_Z = 21.3 \exp\left[-4,100/R_u T\right] \quad (1/\text{atm}) \dots\dots\dots (3.95)$$

3.8. Conclusion

Dans ce chapitre on a exposé les différents modèles physiques principaux qui ont constitué à la résolution numérique de l'écoulement bi-phasique turbulent et réactif. Afin de simplifié le problème on a commencé par les équations régit la phase gazeuse puis l'évolution de jet liquide, ensuite les équations de la turbulence et puis la modélisation de combustion et les émissions polluantes.

Chapitre IV

Résultats et discussions

4.1. Introduction [1]

De nos jours, le recours à la simulation numérique est de plus en plus courant au niveau industriel, le but est de garantir, rapidité, fiabilité de la conception, mais aussi d'ouvrir le champ à l'innovation. Ceci est particulièrement intéressant pour les moteurs à combustion interne, car les essais au banc coûtent plus chers et prennent énormément de temps. 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, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique. Ajouter à cela, son faible coût de revient par rapport à celui des mesures expérimentales, la simulation numérique, reste un atout considérable qui permet de multiplier les essais.

Dans ce chapitre, on présentera d'abord une description du code de calcul CONVERGE V.1.4, suivie des conditions de simulation, enfin, on exposera une série de résultats issus d'une simulation numérique comprenant une combustion dans un moteur diesel de type **CATERPILLAR 3401**. On notera aussi que La version utilisée du code exploite le modèle de combustion à temps caractéristiques (CTC).

Pour valider les résultats numériques, on se réfèrera au calage de la courbe de pression cylindre, tout en considérant le moteur à pleine charge. Ces résultats seront comparés avec les données expérimentales.

4.2. Description générale du code de simulation CONVERGE

Implanté aux Etats-Unis (Wisconsin et Texas), **Convergent Science Inc.** est l'un des leaders dans le développement de logiciels de mécanique des fluides numérique (CFD). Leur produit phare, **CONVERGE™**, est un logiciel CFD innovant qui automatise la construction du maillage au moment de l'exécution avec des mailles cartésiennes parfaitement orthogonales, éliminant ainsi la nécessité d'avoir un maillage prédéfini par l'utilisateur. Combiné à sa technologie de raffinement adaptatif du maillage, il permet d'analyser facilement des géométries complexes avec frontières mobiles. **CONVERGE™** est également doté de la capacité d'utiliser de la chimie détaillée de manière extrêmement rapide et efficace, d'un ensemble complet de sous-modèles physiques, d'un module d'optimisation d'algorithmes génétiques et d'une parallélisations entièrement automatisée

Pour réaliser des calculs de combustion d'un jet, de développer des sous-modèles physiques et de confronter les résultats à des données expérimentales, nous avons saisi

l'opportunité d'utiliser ce code, suite à une convention de coopération du laboratoire de recherche LTE de l'ENP d'Oran-ALGERIE.

4.2.1. Structure standard de CONVERGE V1.4

CONVERGE V.1.4 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, voir la figure (4.1) - le pré-processeur « **pré-processing** ».

- le solveur "**CONVERGE**". - le post-processeur "**post-processing**".

-Pré-processeur (Génération de maillage) CONVERGE V1.4 est un logiciel de construction de modèles physiques et de maillages. 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 V1.4 importe un fichier sous format '*.dat' noté (surface.dat) ce dernier s'exporte vers le code de calcul afin d'effectuer les simulations numériques.

-CONVERGE V1.4 Programme principal de calcul, ce module résout l'ensemble des équations discrétisées.

-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 des différentes formes (GMV, Tec plot, ...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

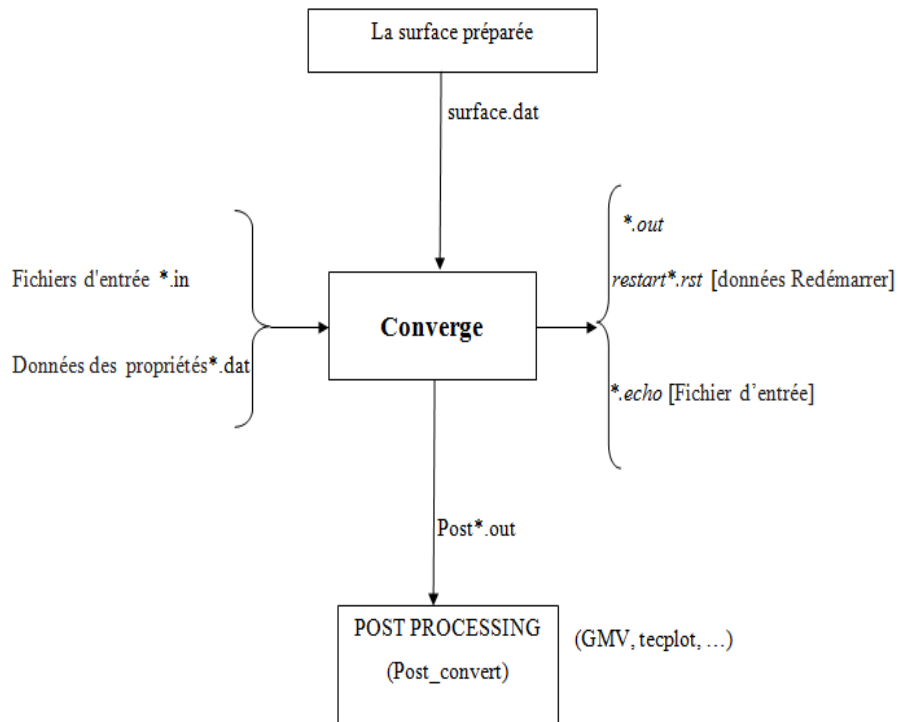


Figure. 4.1. Structure de CONVERGE

4.2.2. Choix des modèles de simulation [38]

Nous nous sommes basés sur les modèles présentés dans le tableau (4.1) afin de simuler la combustion au sein de la chambre de combustion du moteur Diesel CATARPILLAR 3401.

Processus	Modèle
Combustion	CTC
Turbulence	<i>RNG k-ε</i>
Allumage	SHELL (Halstead)
Atomisation	KH-RT
Transfert de chaleur	Loi de paroi
Suies	Hiroyasu
NO_x	Zeldovich

Tableau.4.1. choix des Modèles

4.3. Préparation des calculs par Converge

La simulation numérique par le code CONVERGE V1.4, nécessite que toutes les variables soient initialisées avant le démarrage du calcul. Cette étape regroupe les conditions et les spécifications suivantes :

- construction de modèles physiques et de maillages (le fichier surface.dat)
- Les conditions d'affichage dans le fichier input.in.
- Spécifications du moteur (diamètre, course, squish, vitesse,...) dans le fichier engine.in.
- le choix des modèles (les fichiers : combust.in, spray.in, turbulence.in...).
- Les conditions aux limites (température dans le fichier boundary.in).
- Les conditions initiales : pression, température, fraction massiques des gaz (dans le fichier initialize.in).
- Spécification du carburant (type, quantité, profil, instant, angle...).

4.4. Caractéristique du moteur « CATERPILLAR 3401 »

Pour notre simulation numérique sur le processus de combustion et de formation des polluants, spécialement les NOx et les Suies, nous avons choisi le moteur **Caterpillar 3401**, dont les spécifications sont illustrées sur les Tableaux (4.4).

Paramétrés du moteur	Valeurs
Type	CATARPILLAR 3401
Diamètre du cylindre	13,716 cm
La course	16,51 cm
Longueur de bielle	26,3 cm
Vitesse de rotation	1600 tour/min
Squish	0,4221 cm
Taux de compression	15.1

Tableau.4.2. Caractéristiques du moteur étudié [38]

4.4.1. Spécification d'injection

Fuel	$C_{14}H_{30}$
Système d'injection	Commun rail
Mode d'injection	Profil
Température du fuel	341 K
Début d'injection	9°V avant le PMH
Durée d'injection	21°V
Diamètre du trou d'injection	0.259mm
Nombre de bec	6

Tableau.4.3. Spécifications d'injection [38]

4.4.2. Conditions initiales

Aux conditions initiales nous avons mentionné la pression ' P_{ch} ' et la température ' T_{ch} ' de la chambre de combustion et le profil d'injection.

P_{ch} [Bar]	1.97
T_{ch} [K]	355

Tableau.4.4. Valeurs des conditions initiales

4.4.3. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont mentionnées sur le tableau (4.5)

- La température de la culasse ' T_{cu} '
- La température du cylindre ' T_{cy} '.
- La température du piston ' T_p '.

T_{cy} [K]	433
T_{cu} [K]	523
T_p [K]	553

Tableau.4.5. valeurs des conditions aux limites

4.5. Le maillage

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.

Les images sur la figure (4.2), représente le maillage de moteur « CATARPILLAR 3401 ». Un maillage de 49686 cellules à 20CA après PMH est utilisé. Il est à noter que l'aspect géométrique du problème rend l'approche axisymétrique plus convenable, car le code divise la chambre de combustion en secteurs dont le nombre est égale à celui des trous de l'injecteur. Dans notre cas ce nombre est égal à six, ce qui réduit le domaine d'étude à un secteur de $360^\circ/6$ comme le montre la figure (4.2).

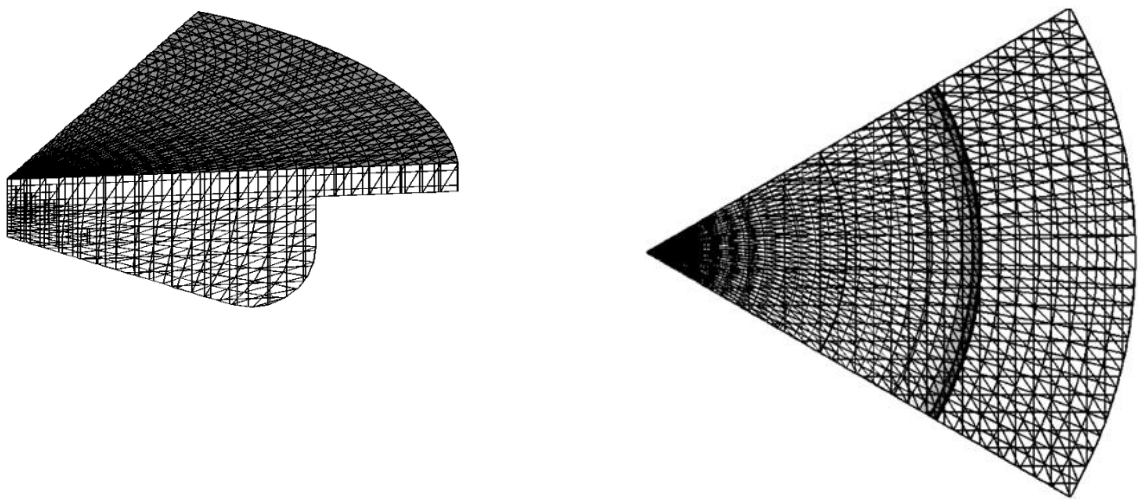


Figure .4.2. Maillage du moteur CATARPILLAR 3401

4. 6. Résultats et discussion de simulation

4.6.1. Le calage

Afin de valider notre code de calcul, nous nous sommes basés sur une comparaison des variations de pression cylindre, avec un régime à pleine charge, entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par la simulation numérique. Comme on peut le voir sur La figure (4.3), il existe une concordance évidente entre ces deux résultats. à partir du PMB, l'accord est presque parfait, indiquant l'aptitude de CONVERGE V1.4 à faire des simulations de combustion dans les moteurs diesel avec exactitude. Cependant, on remarque une erreur de calcul de 3 %.

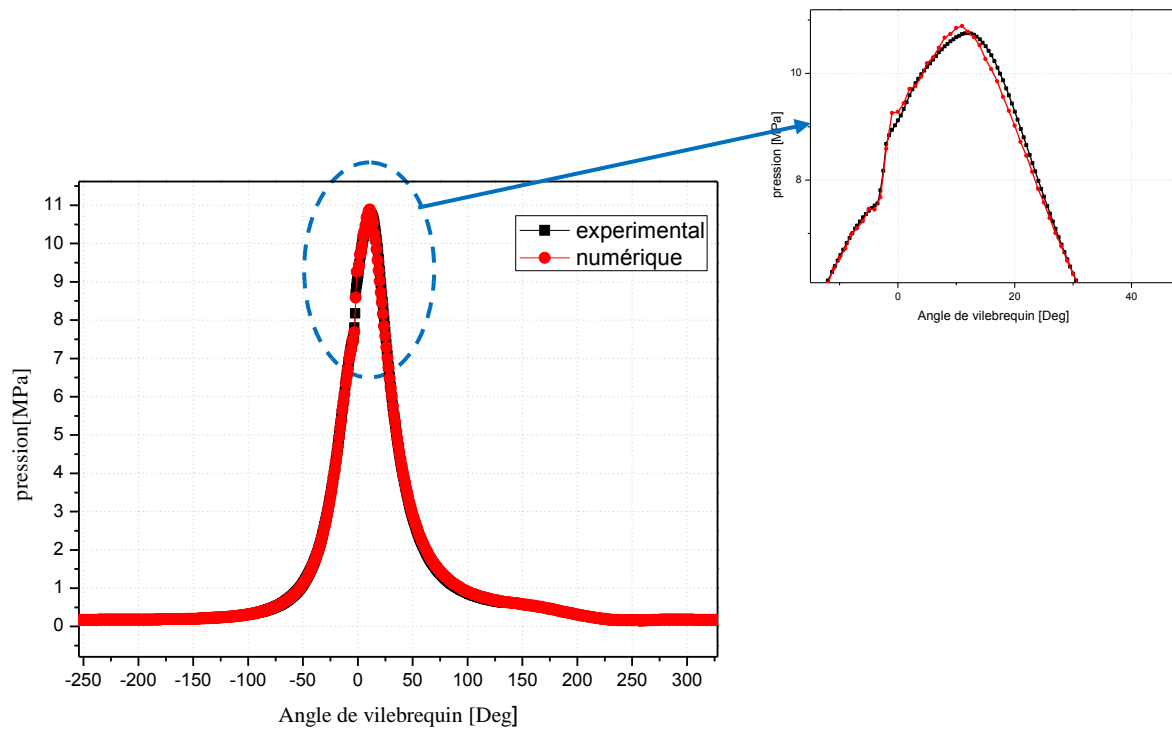


Figure 4.3. Comparaison de l'évolution de la pression expérimentale et numérique

4.6.2. Le taux de dégagement de chaleur et l'évolution de la température

La figure (4.4) 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 490 J/Kg.

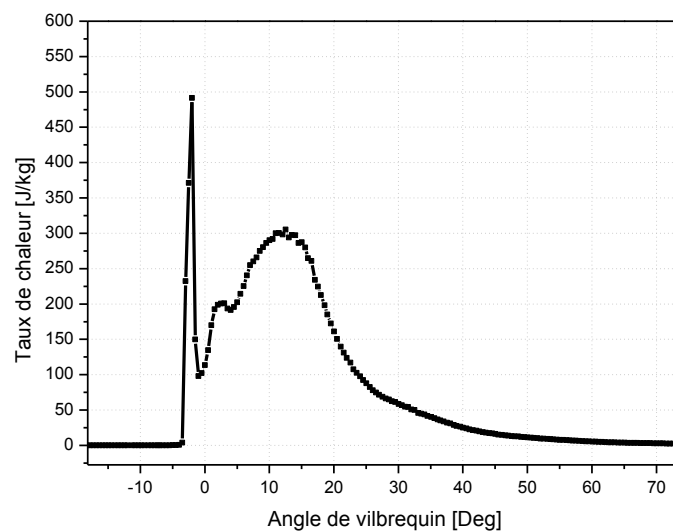


Figure 4.4. Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle du vilebrequin

La variation de la température est montrée sur la figure (4.5). On remarque sur ce graphe, une augmentation de la température pendant la phase de compression jusqu'à atteindre un seuil d'environ 918 K et cela au moment de l'injection, 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 1713 K.

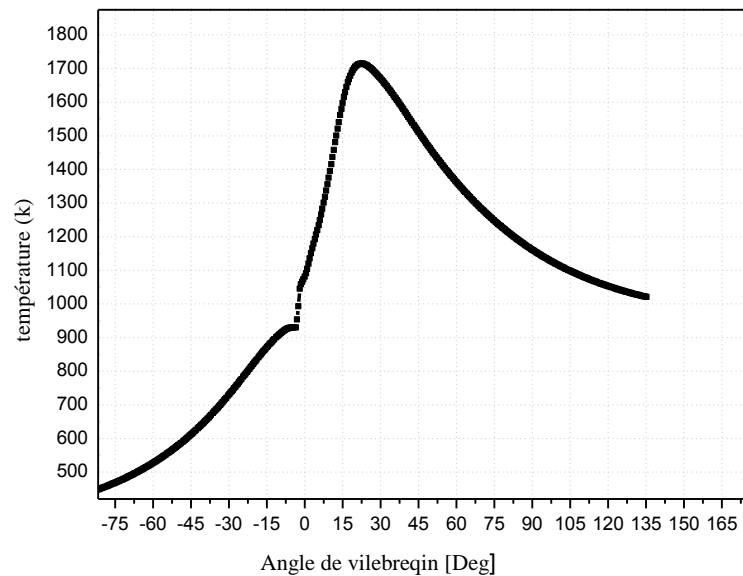


Figure 4.5. Evolution de la température en fonction de l'angle du vilebrequin

4.6.3. 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 de combustion.

4.6.3.1. Evolution du spray

La figure ci dessous (4.6) montre l'évolution temporelle du jet dans l'espace du calcul sous forme des contours. On observe que le centre du jet est froid mais riche en carburant, tandis qu'à la zone de flamme qui enveloppe le carburant et qui se situe à la frontière entre le jet et l'air.

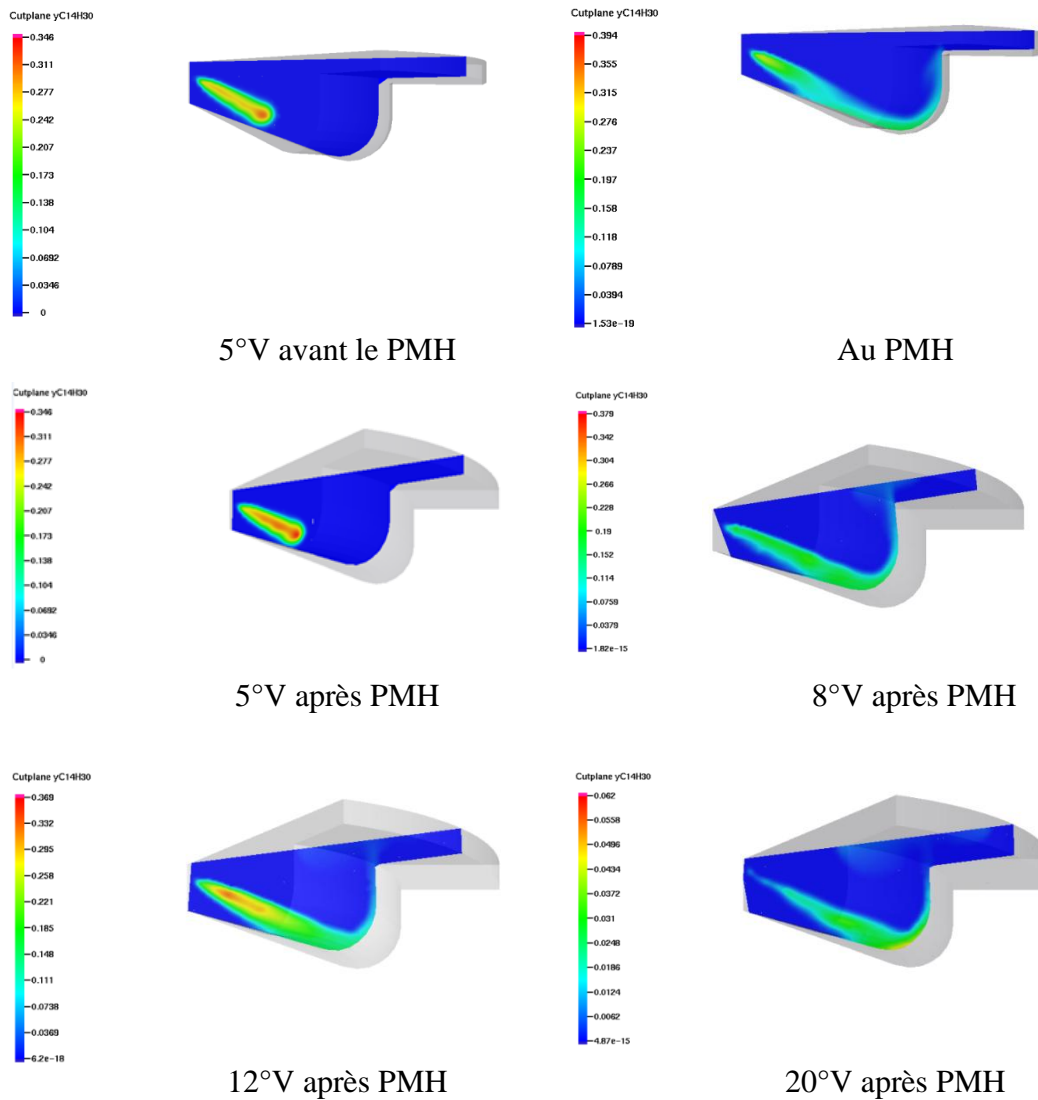
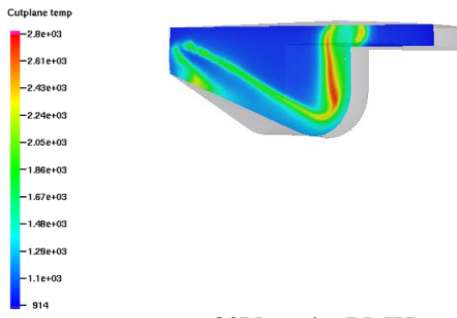


Figure 4.6. Evolution du jet à différents angle de vilebrequin

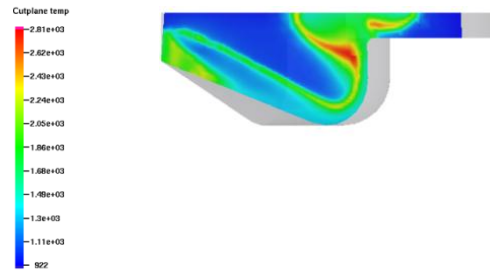
Ce qu'on remarque dans la figure (4. 6) que l'évolution du spray commence de bec de l'injecteur et le gazole se propage dans la chambre de combustion jusqu'à qu'il atteindra la cylindrée.

6.2.3.2. Evolution de la température

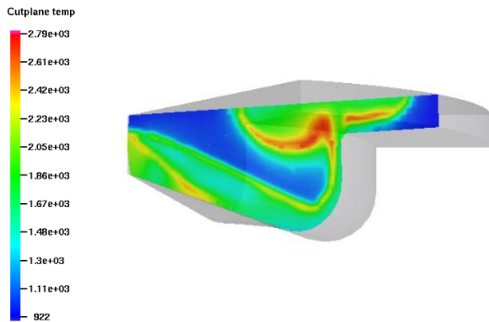
L'évolution de la température dans la chambre de combustion augmente d'une façon régulière, jusqu'a arriver à la valeur maximale comme c'est présenter dans la figure (4.7).On constate ainsi que la température maximale est aux alentours de 2790 K.



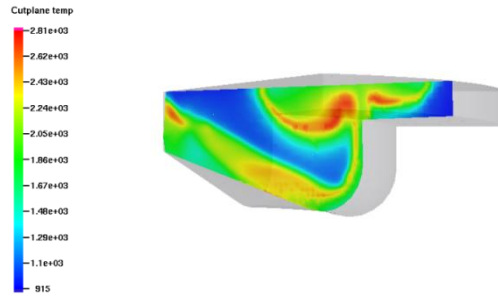
3°V après PMH



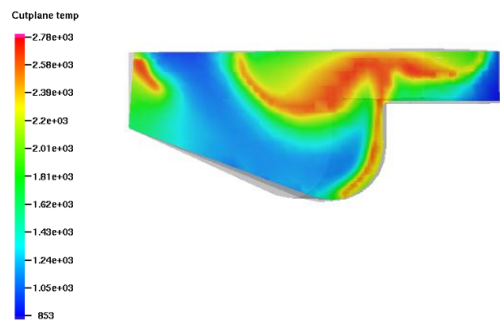
7°V après PMH



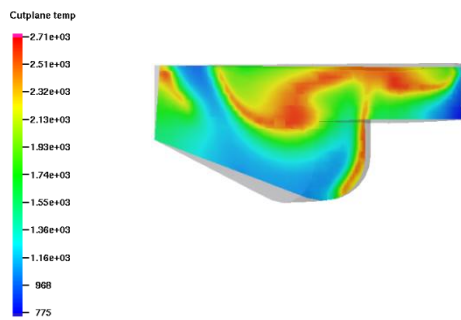
11°V après PMH



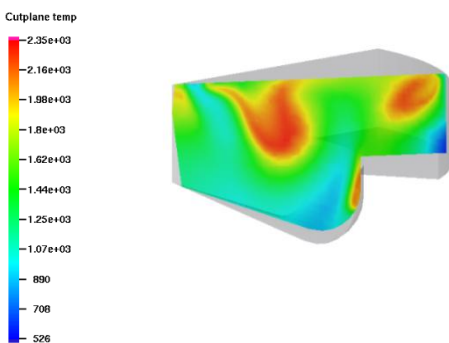
13°V après PMH



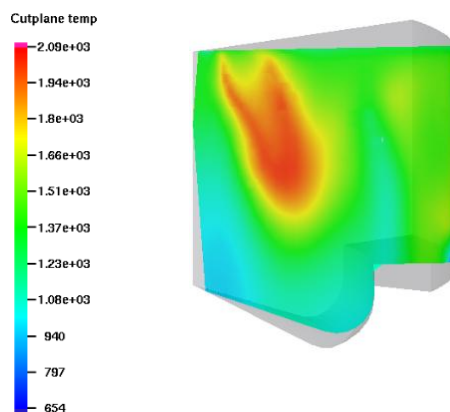
17°V après PMH



21°V après PMH



31°V après PMH



60°V après PMH

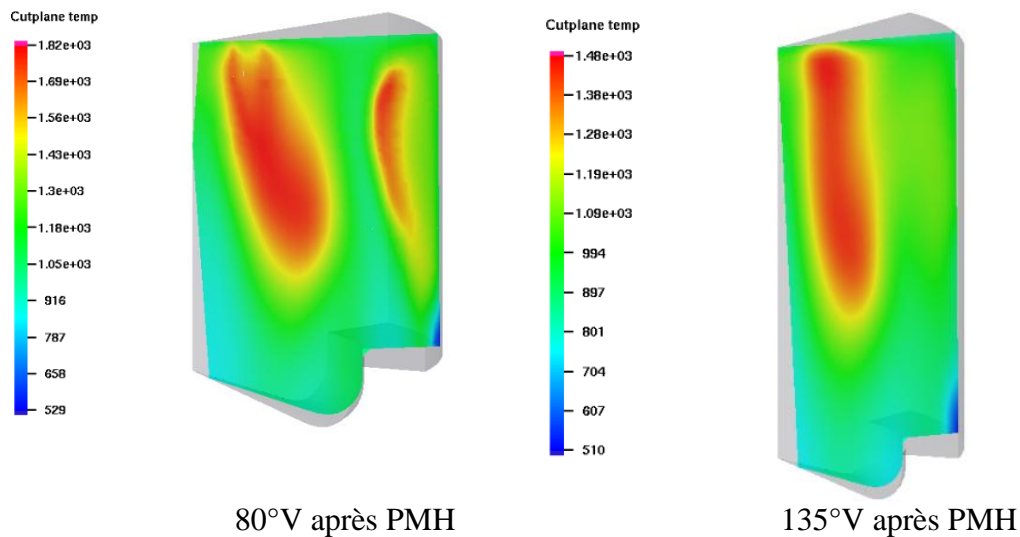


Figure 4.7. Les champs de température à différents angles du vilebrequin

4.6.4. Profils d'émissions

4.6.4.1. Profil de masse injectée et des suies

La figure (4.12) représente l'évolution des suies et la masse injectée en fonction de l'angle de vilebrequin, On remarque que la quantité des suies produites augmente jusqu'à sa valeur maximale environ 15° après PMH à cause de remplissage d'O₂ puis diminue grâce à la diminution de masse injectée et la diminution d'O₂ donc les suies se forme après la combustion .

4.6.4.2. Profil de masse injectée et de NOx

A partir de la figure qui montre l'évolution de masse injectée et de NOx en fonction de l'angle de vilebrequin, On voit bien quand on a injectée une quantité de gasoil on a une augmentation de NOx due à la haute température accompagnée par une élévation d'O₂ et après on a une stabilité à cause d'une diminution de masse injectée alors les NOx se forme après la combustion.

4.6.4.3. Profil de masse injectée et de HC

La figure montre tant qu'on a une augmentation de HC dans la première partie on a un manque d'O₂ ce qui implique une combustion incomplète, pour la deuxième

partie on a la combustion rapide on a une diminution par rapport au l'autre partie car on a une quantité d'O₂ plus grande due au le remplissage complet ce qui signifie que la formation de HC est lié à la combustion.

4.6.4.4. Profil de masse injectée et de CO

On a une augmentation de CO car on a une richesse du mélange carburé, et on explique leur diminution avec le mélange pauvre (diminution d'O₂) donc les émissions de CO y sont nettement faibles donc le CO forme parallèlement avec la combustion.

4.6.4.5. Profil de masse injectée et de CO₂

La figure montre l'évolution de masse injectée et de CO₂ en fonction de l'angle de vilebrequin on remarque donc une augmentation de CO₂ à cause de la combustion complète.

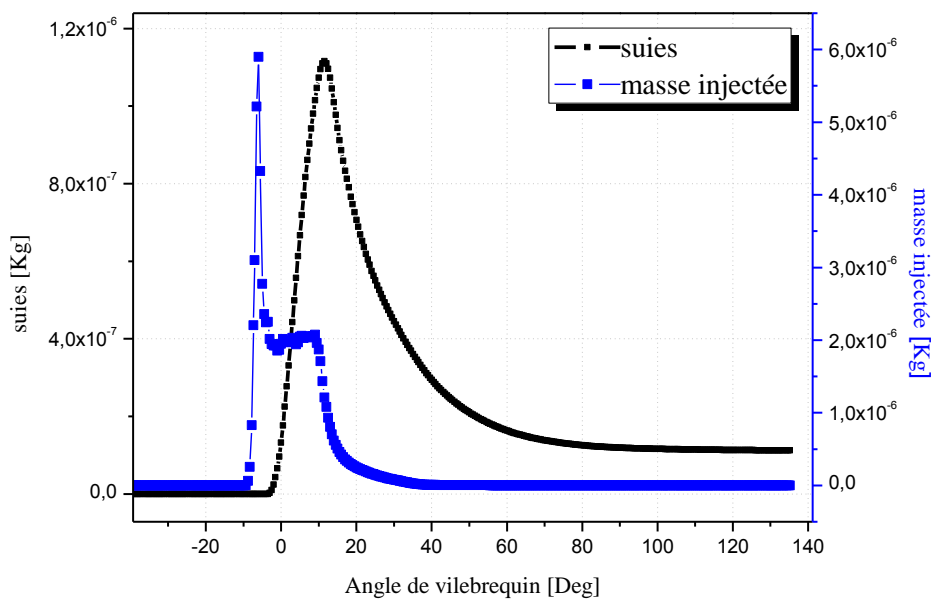


Figure .4.8 .Evolution de masse injectée et les suies en fonction de l'angle de vilebrequin

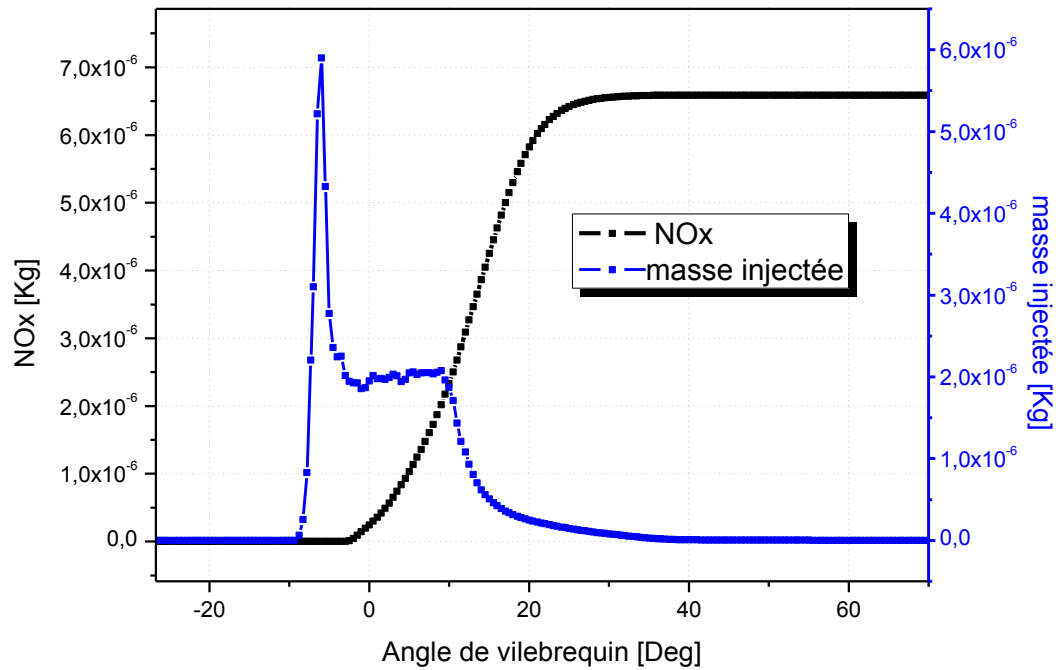


Figure 4.9. Evolution de masse injectée et NOx en fonction de l'angle de vilebrequin

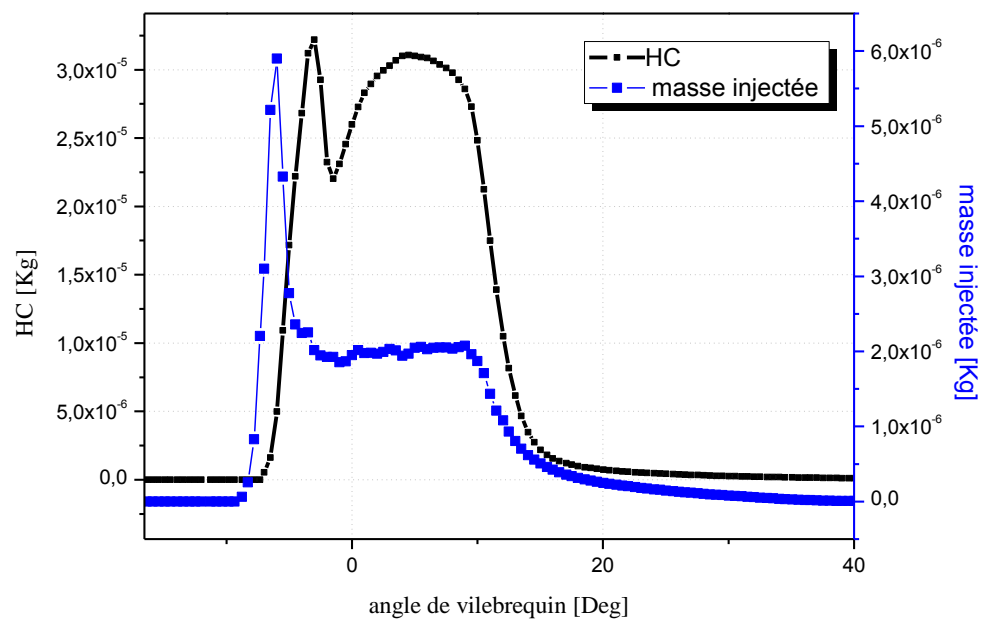


Figure.4.10. Evolution de masse injectée et HC en fonction de l'angle de vilebrequin

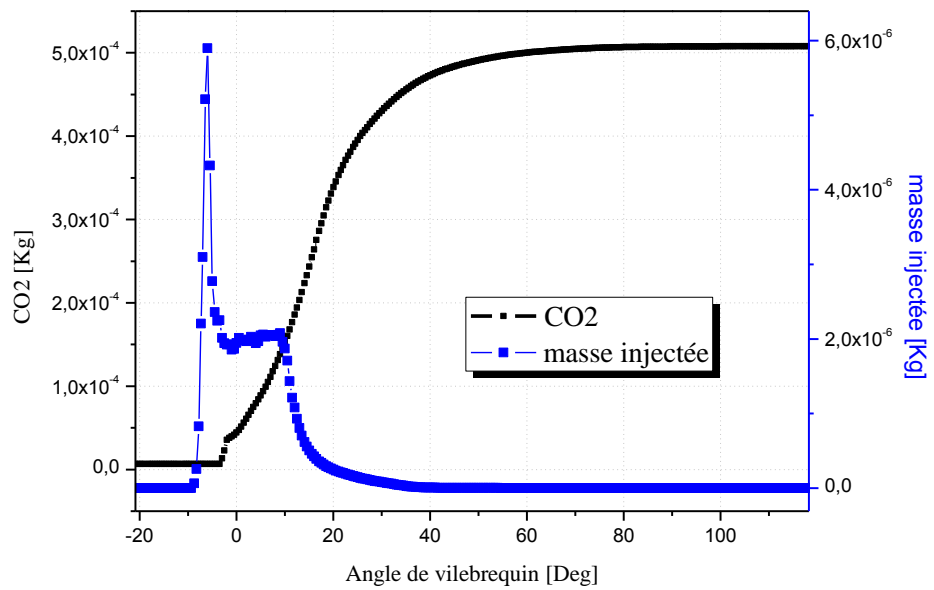


Figure .4.11. Evolution de masse injectée et CO₂ en fonction de l'angle de vilebrequin

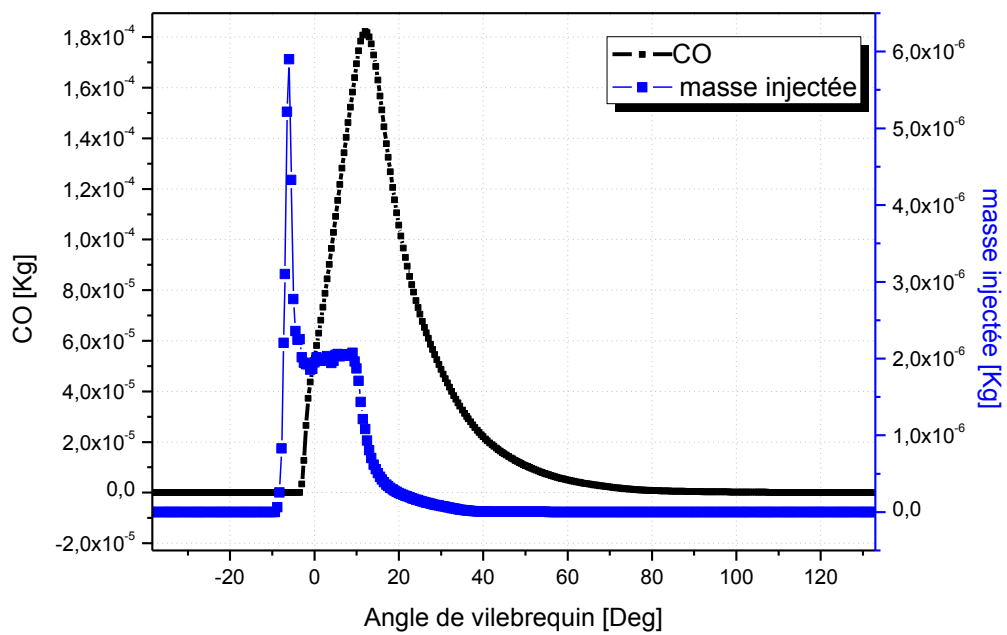


Figure.4.12. Evolution de masse injectée et CO en fonction de l'angle de vilebrequin

4.6.5 .Champs turbulents

La figure (4.13) nous montre la distribution de l'énergie cinétique turbulente dans la chambre de combustion a deux angles différent, le premier a 10 °V avant le PMH, et la deuxième a 80°V avant le PMH, il est bien claire que la turbulence attient sont maximum a l'instant qui correspond 10°V et c'est l'instant qui correspond aux début du temps moteur.

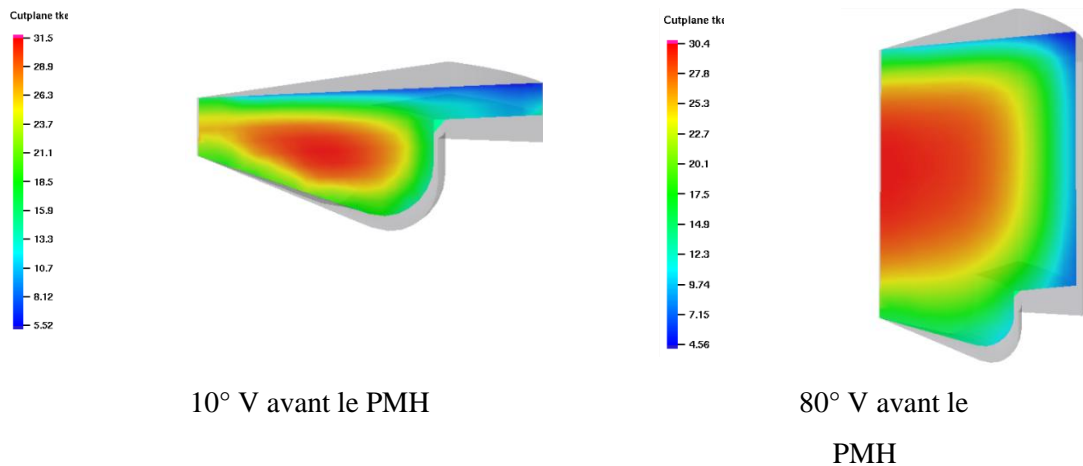


Figure 4.13. Distribution de l'énergie cinétique turbulente (cm^2/s^2)

4.6.6 .Champs Dynamiques

Les figures (4.14, a, b et C) illustrent clairement les écoulements caractéristiques qui se manifestent au sein d'une chambre de combustion d'un moteur diesel. Il s'agit respectivement du swirl, du tumble et du squish. Ces écoulements sont bien captés par notre simulation. Le swirl est induit par la géométrie du conduit d'admission et se crée pendant la phase d'admission et se prolonge jusqu'à la fin de la phase de compression, sa raison d'être consiste à bien remplir le cylindre et participer à améliorer le mélange air/carburant. Le mouvement de tumble a en plus la particularité de générer de forts niveaux de turbulence à la fin de la phase de compression, ce qui permet d'accélérer la combustion dans les moteurs figure (4.14 c). Le squish est généré par les forces de compression qui obligent l'écoulement à se déplacer radialement lorsque le piston est très proche du PMH.

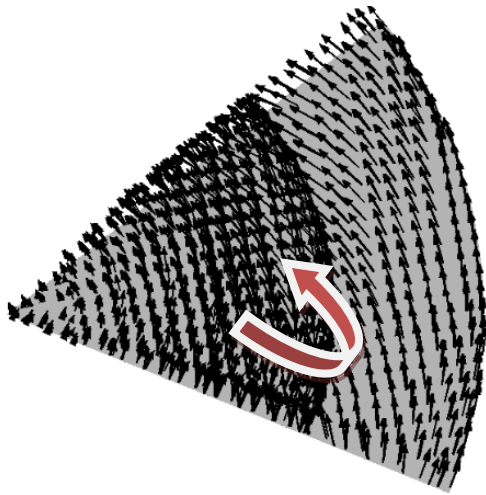


Figure .4.14 (a). Mouvements de swirl.

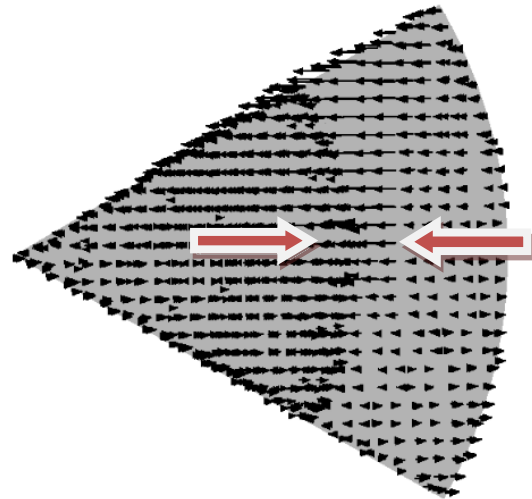


Figure.4.14 (b).Mouvements de squish.



Figure .4. 14. Mouvements de tumble

4.7. Etude paramétrique sur le système d'injection Common rail

Cette partie est consacrée à l'étude de l'influence des profils de vitesse d'injection d'un système d'injection Common rail sur la combustion et la formation des polluants dans une chambre de combustion d'un moteur Diesel à injection directe en utilisant le code CONVERGE.

A propos ces profils de vitesse d'injection, on étudie l'influence de système d'injection Common Rail à partir des profils des pressions, taux de chaleur et des émissions de gaz polluants (Suies, NOx).

4.7.1. Les profils d'injection

Les figures 4.15 et 4.26 montrent les différents profils de vitesses d'injection pour 12 cas étudiés.

Pour tous les profils, l'injection commence à partir de -9° V et finit à 12° V sauf les cas 9-12.

La valeur maximale de la vitesse d'injection durant la phase d'injection principale dans l'injection avec Common rail est environ 45050 cm/s .

Pour les cas 6 et 8 pré-injection commence à -9° V et post-injection finit à 12° V et pour les cas 9 et 12 la première pré-injection commence à -90° V et la dernière post-injection finit à 200° V.

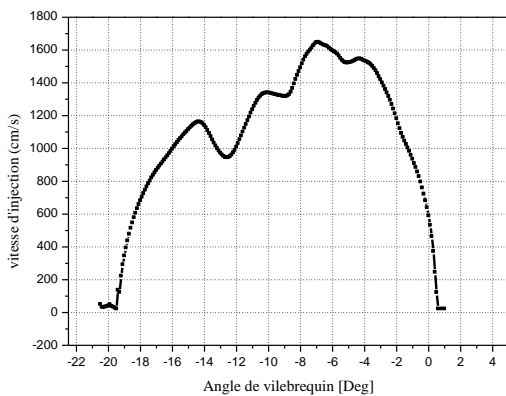


Figure 4.15. Cas 1 : profil sans injection Common Rail [54]

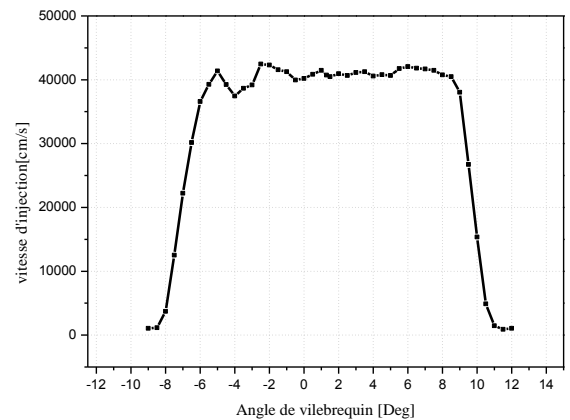


Figure 4.16. Cas 2: Profil avec injection Common Rail [55]

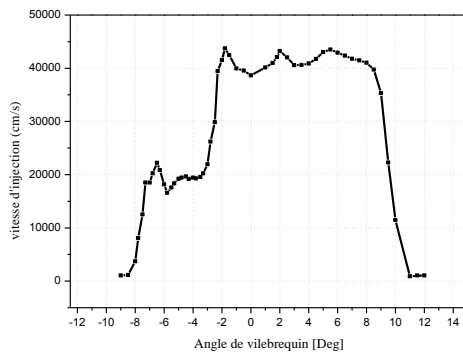


Figure 4.17. Cas 4 : profil avec l'injection Common Rail modifié [55]

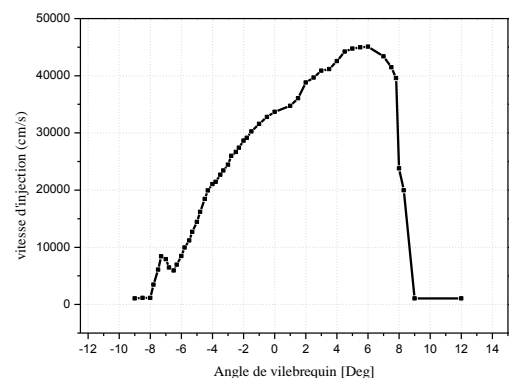


Figure 4.18. Cas 3 : profil avec l'injection Common Rail modifié [55]

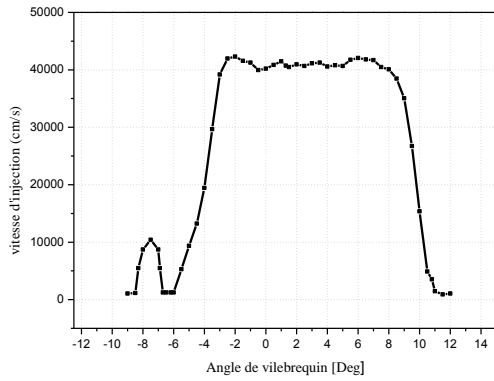


Figure 4.19. Cas 5 : profil d'injection Common Rail avec pré-injection

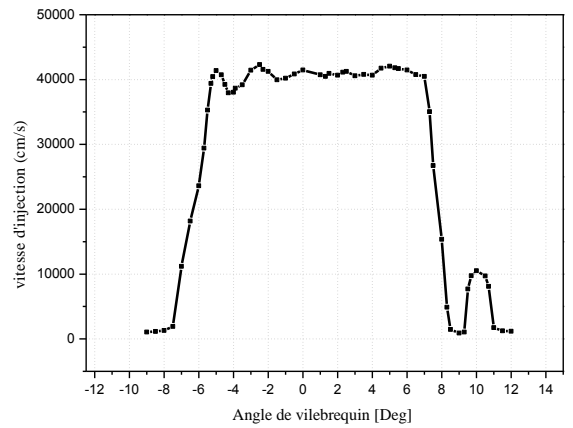


Figure 4.20. Cas 6 : profil d'injection Common Rail avec post-injection

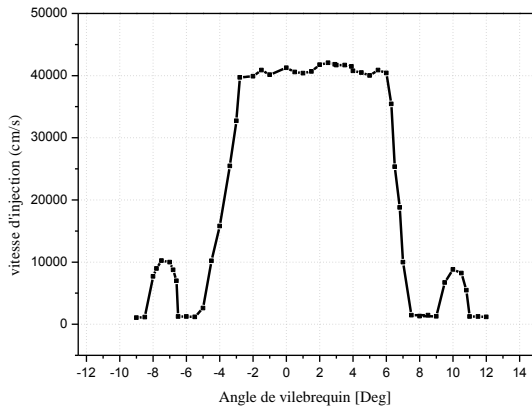


Figure 4.21. Cas 7 : profil d'injection Common Rail avec pré et post-injection

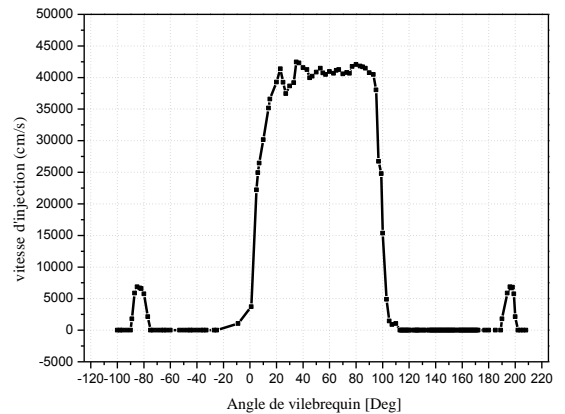


Figure 4.22. Cas 8 : profil d'injection Common Rail avec pré et post-injection

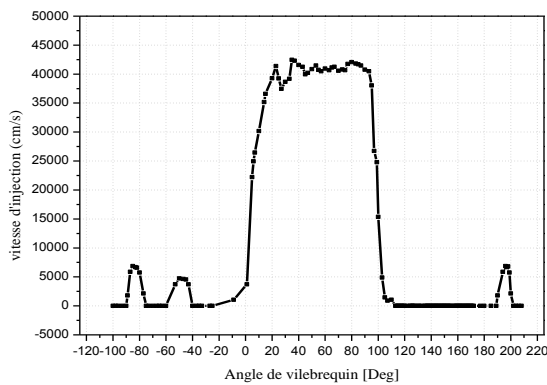


Figure 4.23. Cas 9 : profil d'injection Common Rail avec double pré-injection et post injection

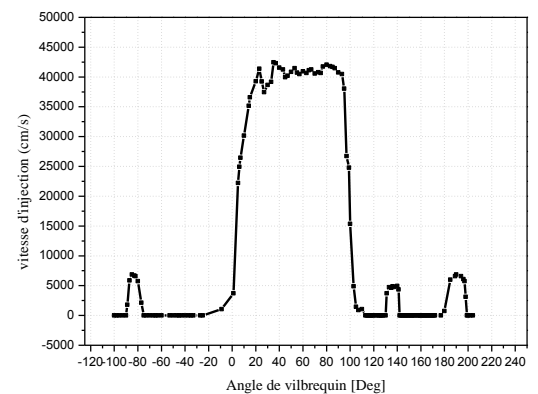


Figure 4.24. Cas 10 : profil d'injection Common Rail avec pré-injection et double post injection

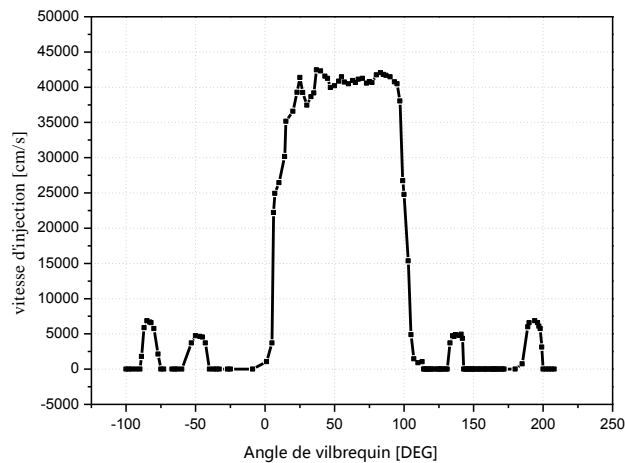


Figure 4.25. Cas 11 : profil d'injection Common Rail avec double pré-injection et double post injection

4.7.2. Comparaison entre le cas 1,2

❖ Comparaison de pression

La figure représente une comparaison de pression entre le cas 1,2 on remarque que la pression dans le cas 1 est de 10.5 MPa et le cas 2 de 11Mpa ce qui confirme que le système Common rail a pour le rôle d'augmenter la pression.

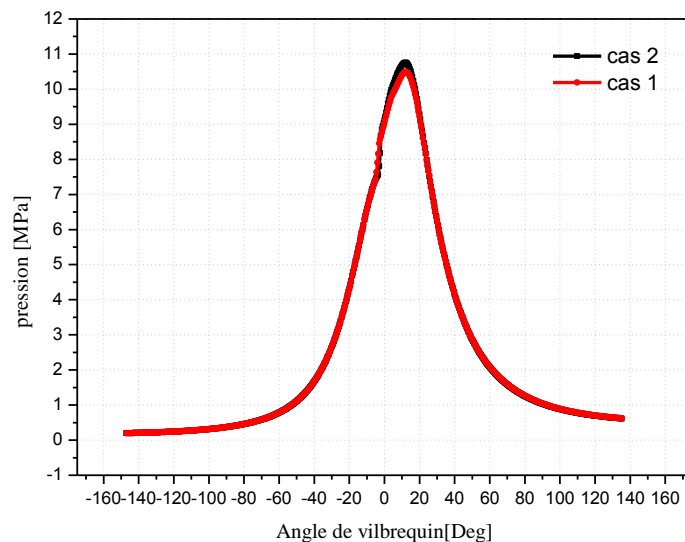


Figure 4.26. Comparaison de pression entre le cas 1,2

❖ Comparaison de taux de chaleur

La figure montre l'évolution du taux de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 1,2. On observe une augmentation de taux de chaleur au niveau du cas 2 car

L'évaporation des gouttelettes de spray nécessite l'absorption d'une certaine quantité de chaleur de l'air comprimé.

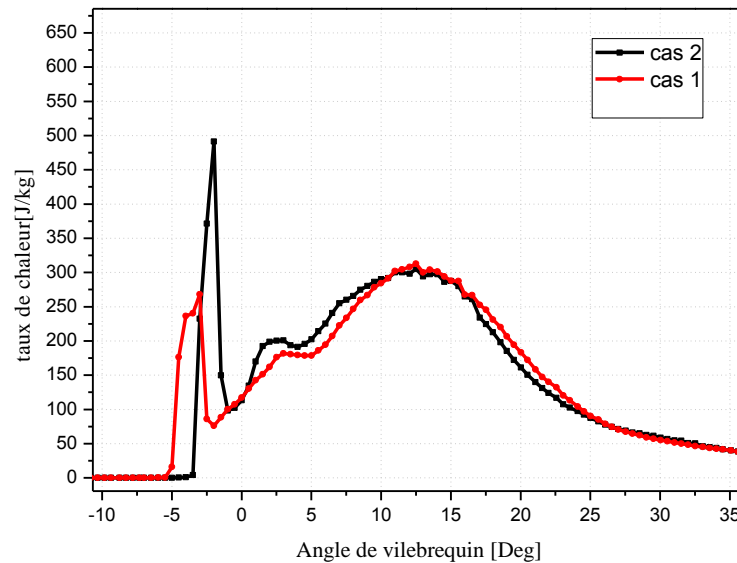


Figure 4.27. Comparaison de taux de chaleur entre le cas 1,2

❖ Comparaison des suies

La figure montre l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 1, 2. On observe une augmentation des suies au niveau du cas 1 et ce là du au rôle de système d'injection Common Rail présenté par le cas 2.

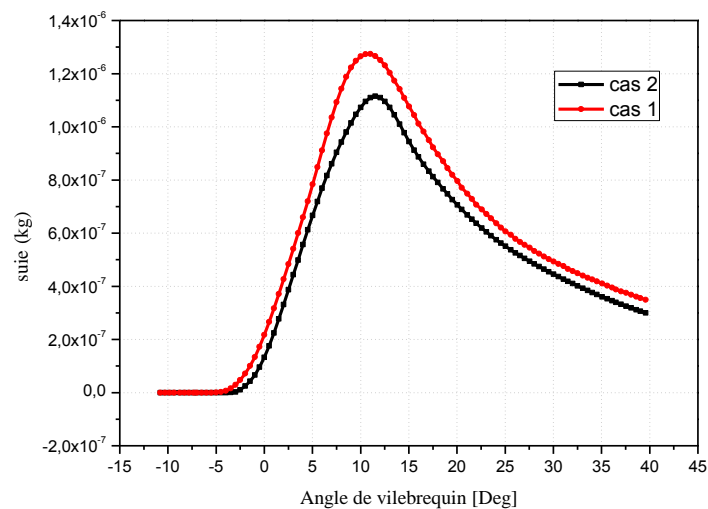


Figure 4.28. Comparaison des suies entre le cas 1,2

❖ Comparaison de NOx

La figure montre l'évolution de NOx en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 1,2 . avec l'existence de Common rail on voit une élévation rapide de NOx juste après le début de la combustion. La formation de NOx augmente avec l'avance de la combustion et l'augmentation de la pression moyenne dans le cylindre. Cet abaissement de température amorti la chimie de NOx et sa concentration demeure relativement constante.

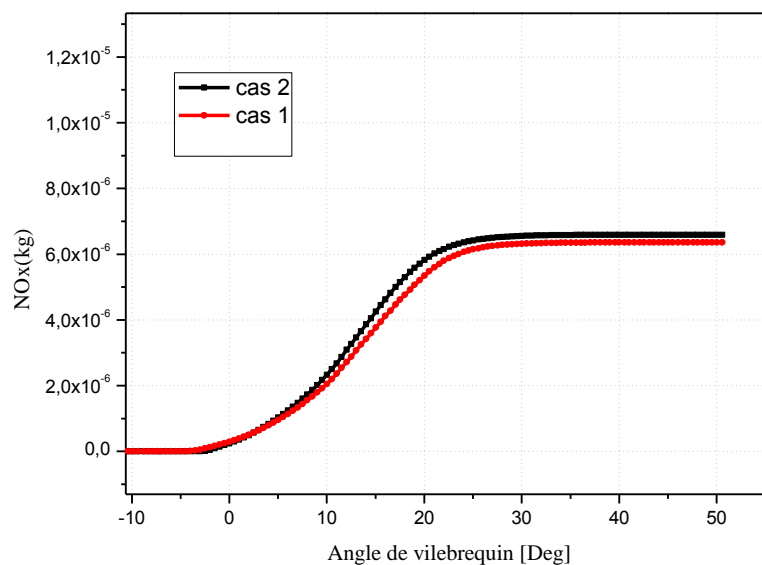


Figure 4.29.Comparaison des NOx entre le cas 1,2

4.8.2. Comparaison entre le cas 2,3 et 4

❖ Comparaison de profil de vitesse de l'injection

La figure représente une comparaison des profils des vitesses d'injection entre le cas 2,3 et 4. On remarque que l'injection commence à -9°v et s'arrête à 12°v et la vitesse maximal pour les 3 cas presque sont égaux.

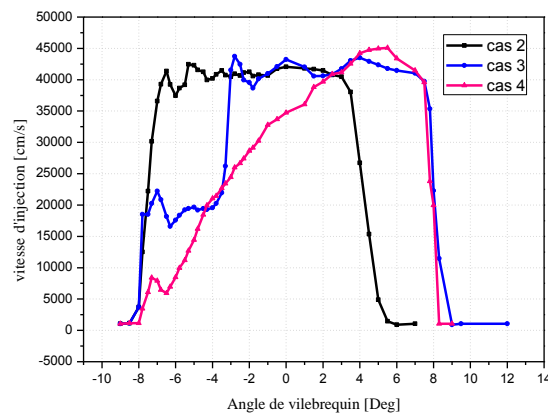


Figure 4.30. Les profils de vitesse d'injection pour le cas 2,3 et 4 en fonction de l'angle de vilebrequin [55]

❖ comparaison de pression

La figure représente une comparaison de pression entre le cas 2,3 et 4 on remarque que la pression dans le cas 4 est de 9.5 Mpa , dans le cas 3 est de 10,3 Mpa et dans le cas 2 est de 10,9 Mpa ,donc on conclue que le meilleur cas est le deuxième et on confirme le rôle de système Common rail .

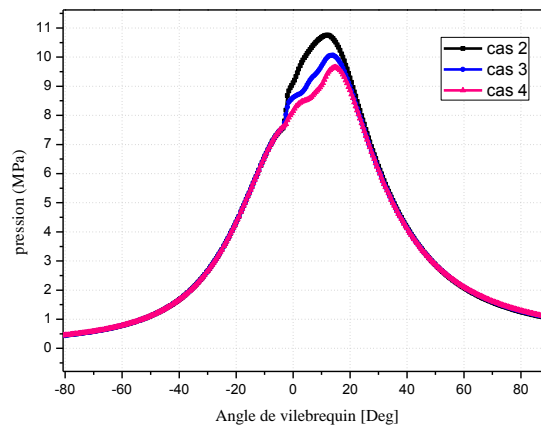


Figure 4.31. Comparaison de pression entre le cas 2,3 et 4

❖ comparaison de taux de chaleur

La figure montre l'évolution du taux de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,3 et 4, on observe une augmentation de taux de chaleur très important dans le deuxième cas jusqu' à 500 J/kg donc on a un dégagement de chaleur plus élevée que les autre cas.

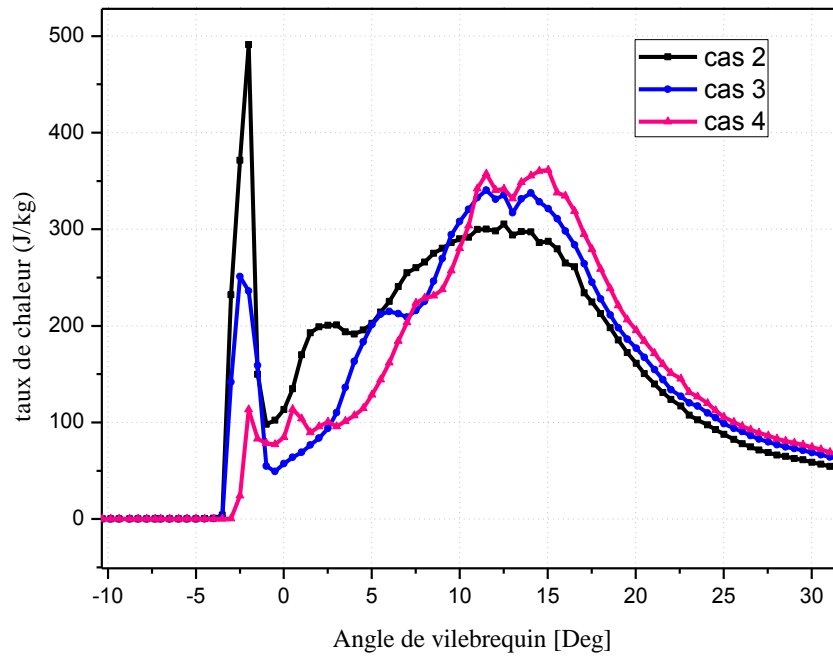


Figure 4.32. Comparaison de taux de chaleur entre le cas 2,3 et 4

❖ Comparaison des suies

La figure montre l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,3 et 4, on observe toujours que le 2^{ème} cas est le cas parfait parce que on voit bien la diminution des suies par rapport des autres cas.

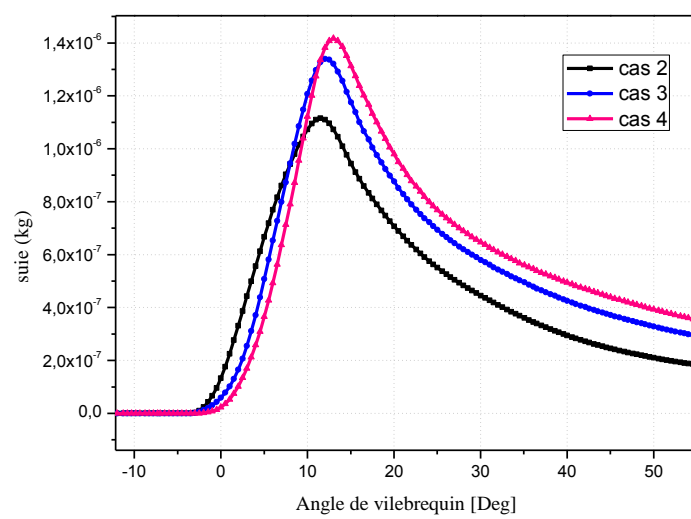


Figure 4.33. Comparaison des suies entre le cas 2,3 et 4

❖ Comparaison de NOx

La figure montre l'évolution de NOx en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,3 et 4. On observe que NOx de deuxième cas est le plus important que le cas 3 et 4 ce qui confirme que le cas 2 est le plus parfait.

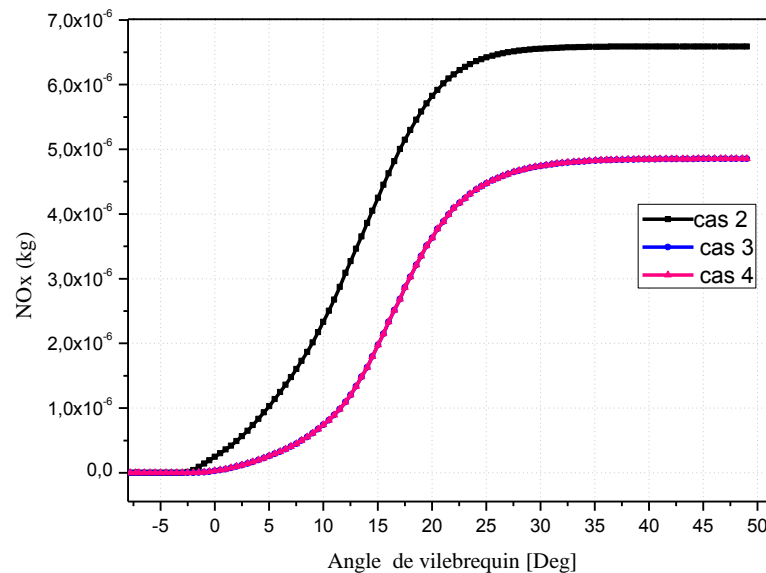


Figure 4 .34. Comparaison de NOx entre le cas 2,3 et 4

4.8.3. Comparaison entre le cas 2, 5, 6 et 7

❖ Comparaison de pression

La figure représente une comparaison de pression entre le cas 2,5 ,6 et 7. On remarque que le 7^{ème} cas est le plus important après le 6ème cas puis le 5ème cas et finalement le deuxième cas ce qui confirme que l'injection piloté celui qui admet l'augmentation de pression.

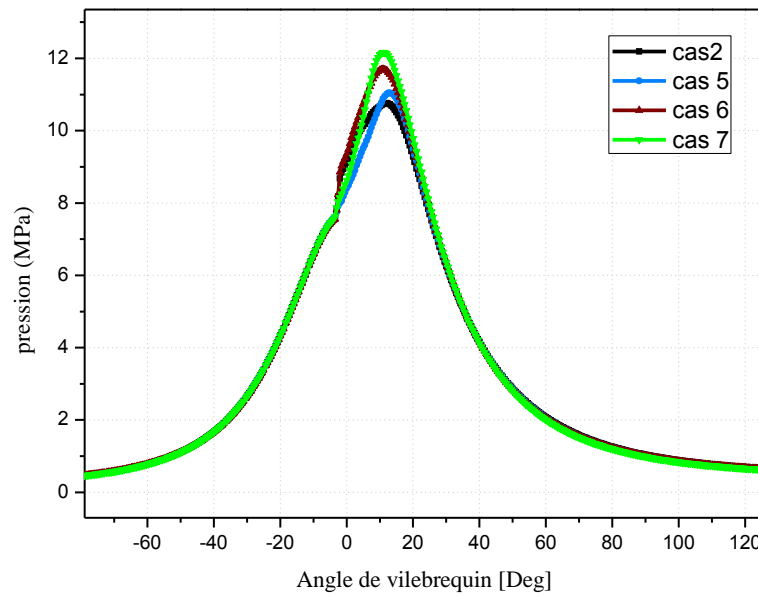


Figure 4.35. Comparaison de pression entre le cas 2,5 ,6 et 7

❖ **Comparaison de taux de chaleur**

La figure montre l'évolution du taux de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,5,6 et 7. On observe une augmentation de taux de chaleur très important dans le 6ème cas qui augment jusqu' à 590 J/kg qui implique un dégagement de chaleur très important à cause d'injection piloté.

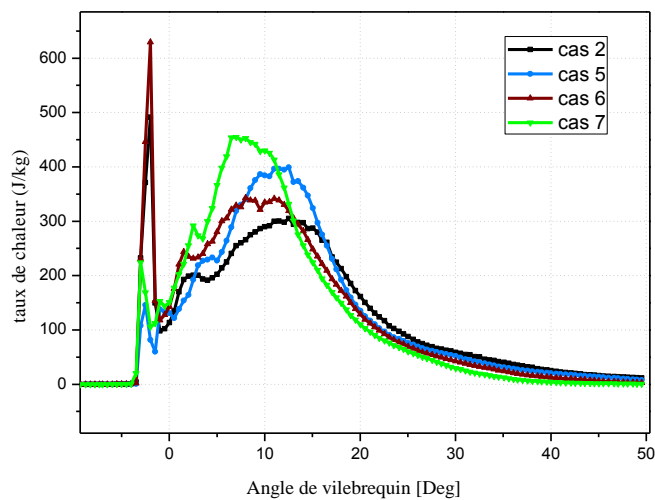


Figure 4.36. Comparaison de taux de chaleur entre le cas 2, 5,6et 7

❖ Comparaison des suies

La figure montre l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,5,6 et 7. On observe qu'on a une augmentation de suie au niveau du deuxième cas à cause de remplissage complet d'O₂ après on a une augmentation des suies dans le 5^{ème} qui implique que le pré-injection a pour but d'augmenter les suies puis on distingue que les suies dans le cas 6 est diminuée est ça le rôle de post-injection finalement le 7^{ème} cas qui est entre le cas 5 et 6 car il contient post-injection et pré-injection.

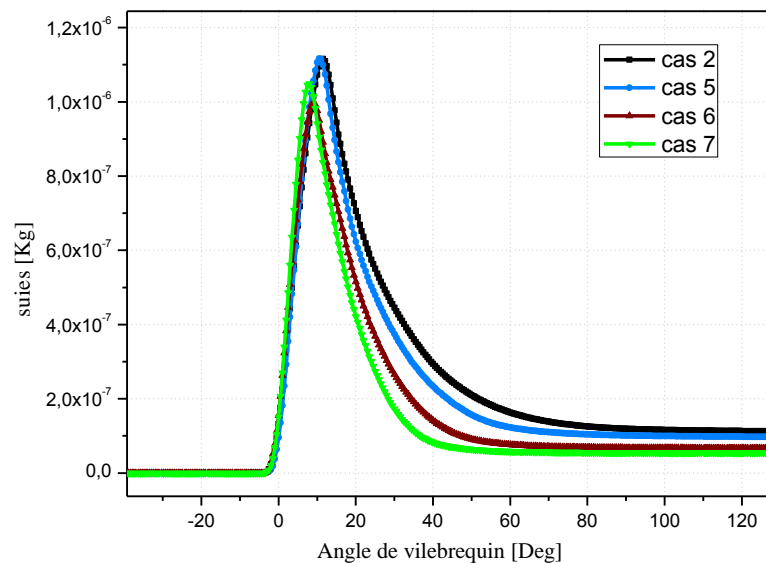


Figure 4.37. Comparaison des suies entre les cas 2, 5,6 et 7

❖ Comparaison de NOx

La figure montre l'évolution de NOx en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,5, 6 et 7, à partir du rôle de l'injection Common Rail, on voit bien qu'on a une élévation de NOx dans le deuxième cas, pour le 7^{ème} cas qui contient le pré et le post-injection on a une augmentation énorme de NOx par rapport aux autres cas ceci dû à leur rôle et pour le cas 6 NOx augmente plus que le cas 5 est ça le rôle de pré-injection qui diminue le NOx

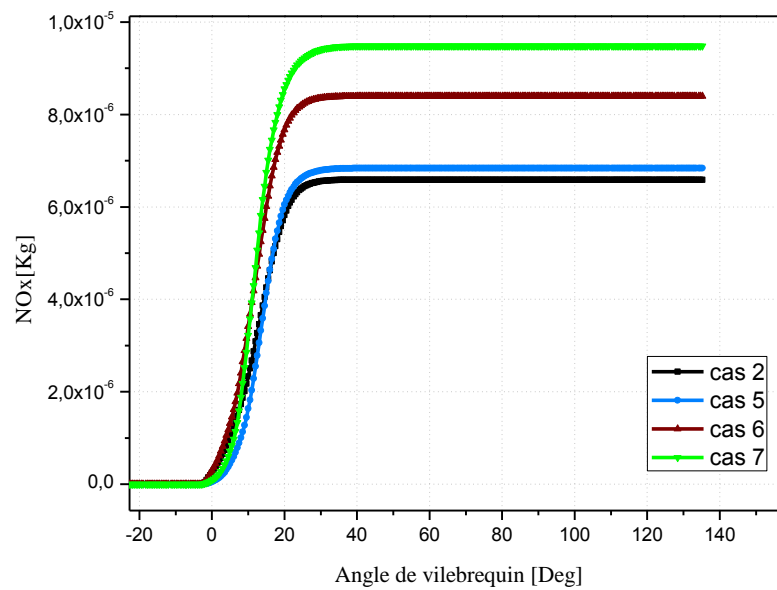


Figure 4.38. Comparaison de NOx entre le cas 2, 5, 6 et 7

4.8.4. Comparaison entre le cas 2, 9, 10 et 11

❖ Comparaison de pression

La figure représente une comparaison de pression entre le cas 2, 9, 10 et 11 on remarque que la pression dans le cas 2 est plus grande par rapport aux autres cas donc l'intérêt d'augmenter la durée d'injection c'est diminuer la pression mais avec l'existence de l'injection pilotée la diminution de pression est petite.

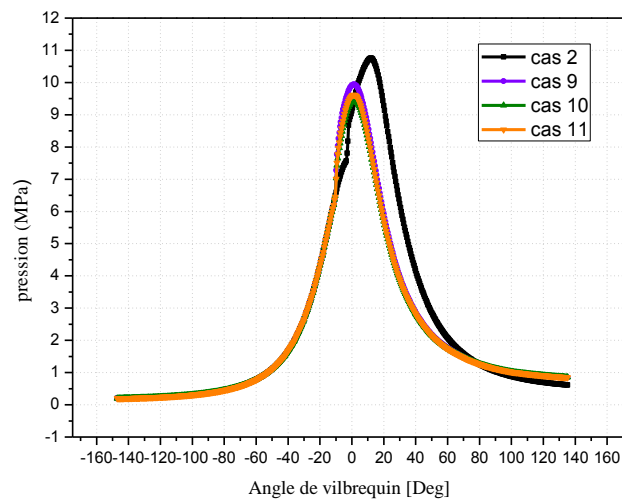


Figure 4.39 .Comparaison de pression entre le cas 2, 9,10 et 11

❖ **Comparaison de taux de chaleur**

La figure montre l'évolution du taux de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,9,10 et 11, on observe une augmentation de taux de chaleur très important dans le cas 9 qui augmente jusqu' à 800 j/kg donc l'importance d'augmenter la durée d'injection c'est avancé le taux de chaleur et dégager la chaleur.

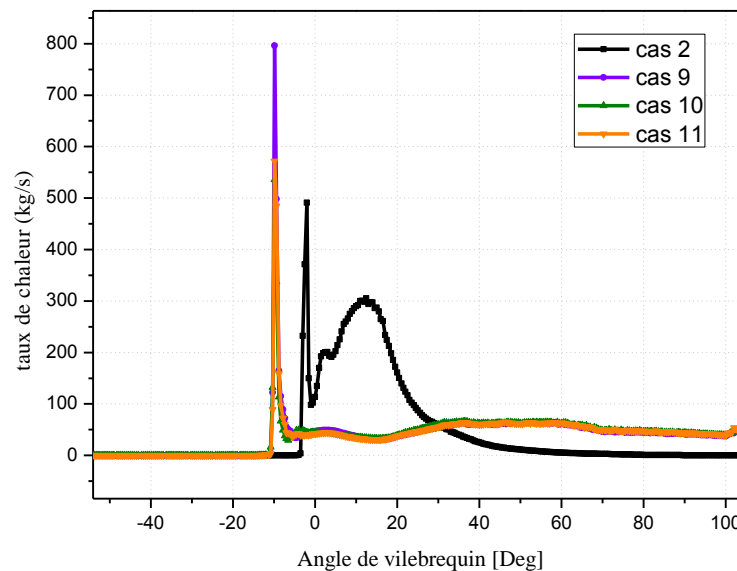


Figure 4.40.Comparaison de taux de chaleur entre le cas 2, 9,10 et 11

❖ Comparaison des suies

La figure montre l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,9,10 et 11, on observe que les suies de cas 2 c'est le plus bas et pour les autres cas plus élevée donc si on augmente la durée d'injection les suies augmentent sans oublier l'intérêt de double post-injection qui diminue les suies.

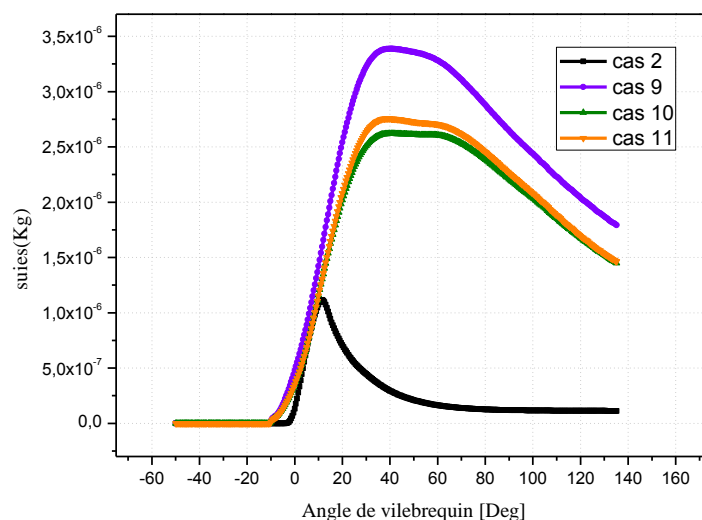


Figure 4.41. Comparaison des suies entre le cas 2, 9, 10 et 11

❖ Comparaison de NOx

La figure montre l'évolution de NOx en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas 2,9,10 et 11, on observe que NOx de cas 2 est plus grand par rapport aux autres cas donc l'intérêt d'augmenter la durée d'injection et l'utilisation de double pré-injection c'est diminuer le NOx.

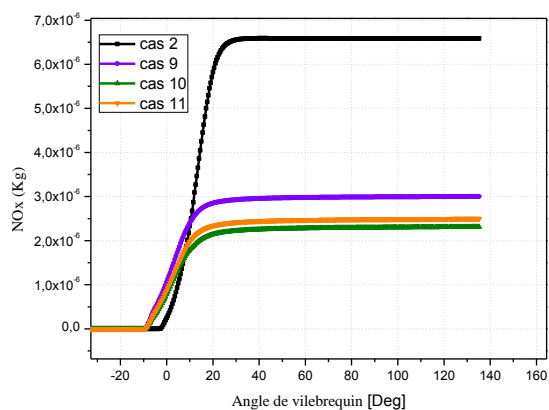


Figure 4.42. Comparaison de NOx entre le cas 2, 9, 10 et 11

4.9. Comparaison des résultats de l'évolution des NO_x et des suies

4.9.1. Comparaison des NO_x

Les figures représentent le contour des NO_x à différents angles du vilebrequin en (10°, 20° et 60° et 90°) pour les différent cas. Nous remarquons que la présence des émissions élevées de NO_x dans le cas rapport aux autres cas.

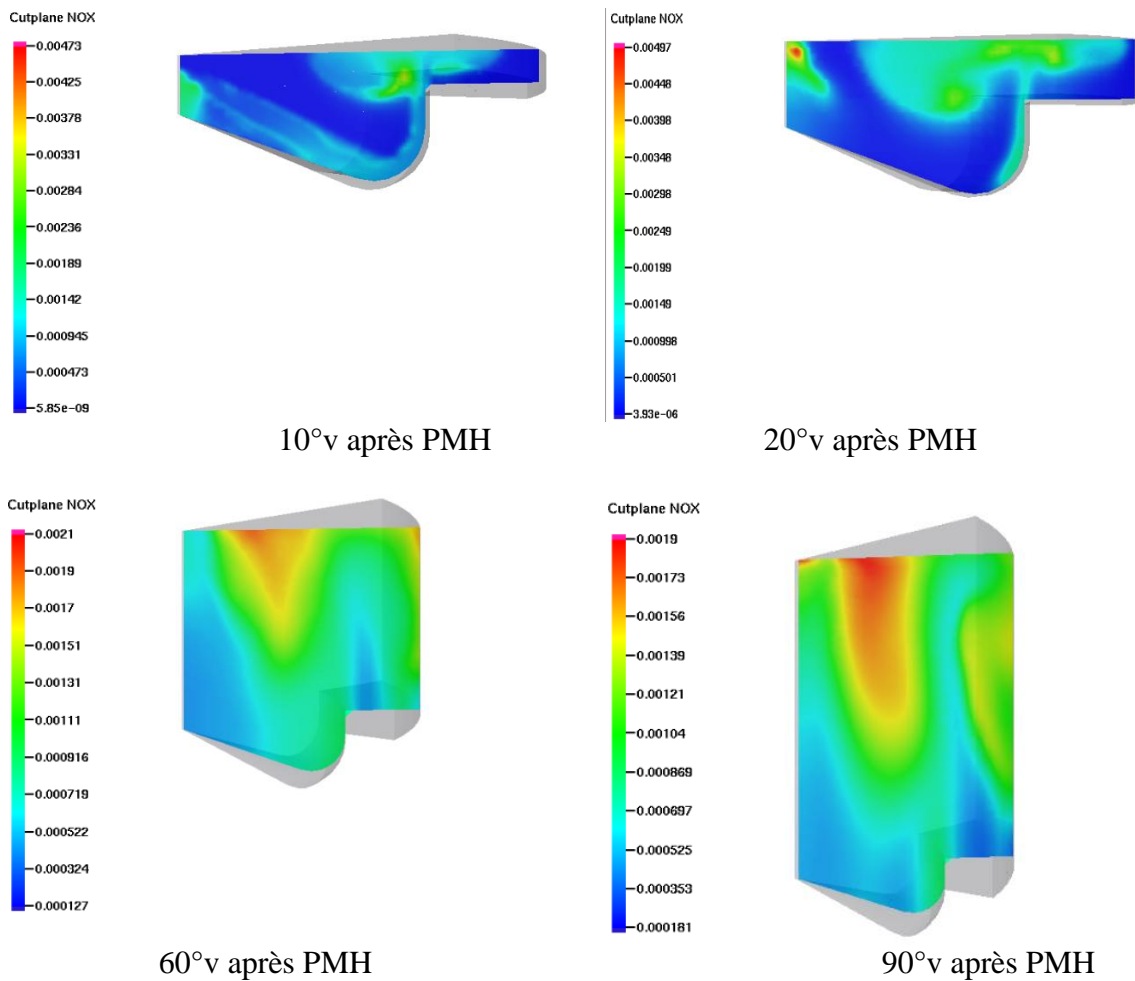


Figure 4.43. Contours des évolutions des NO_x pour le cas 1

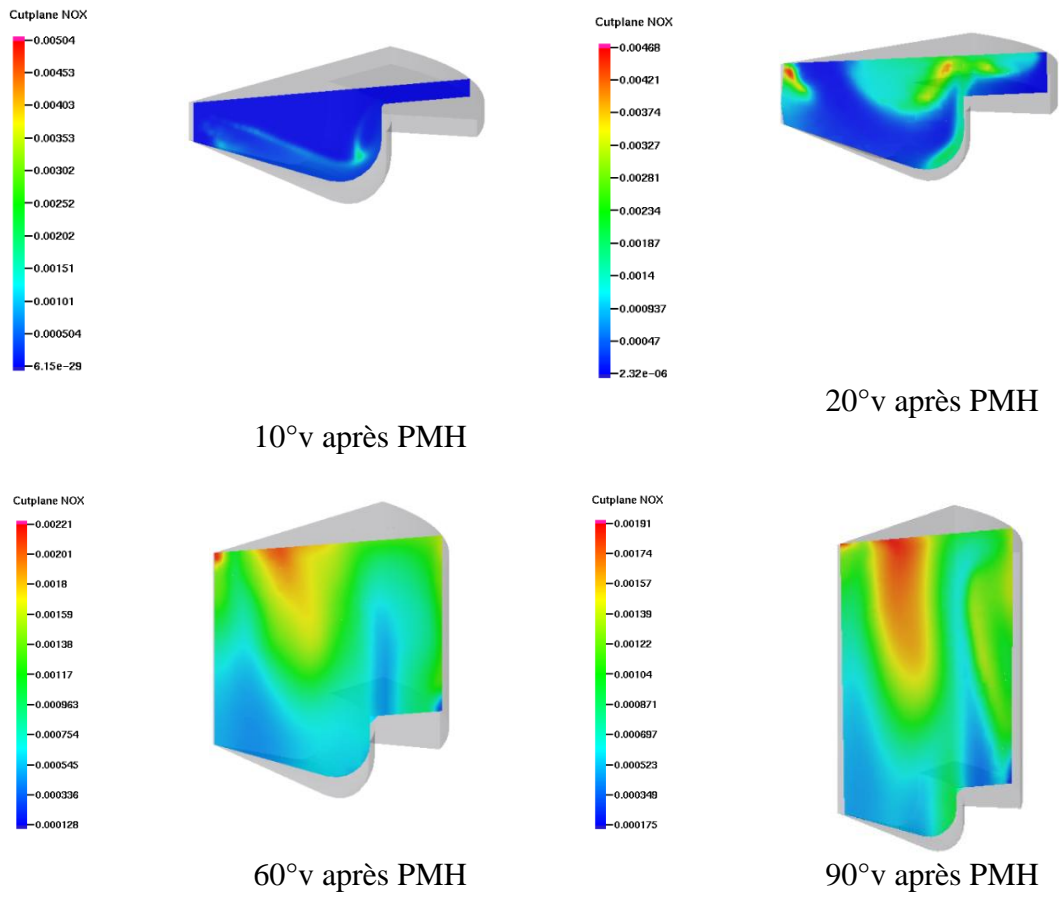
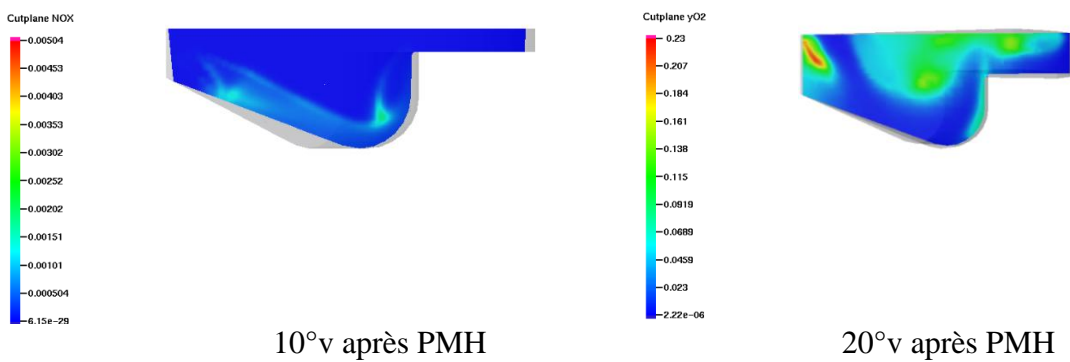


Figure 4.44. Contours des évolutions des NOx pour le cas 2



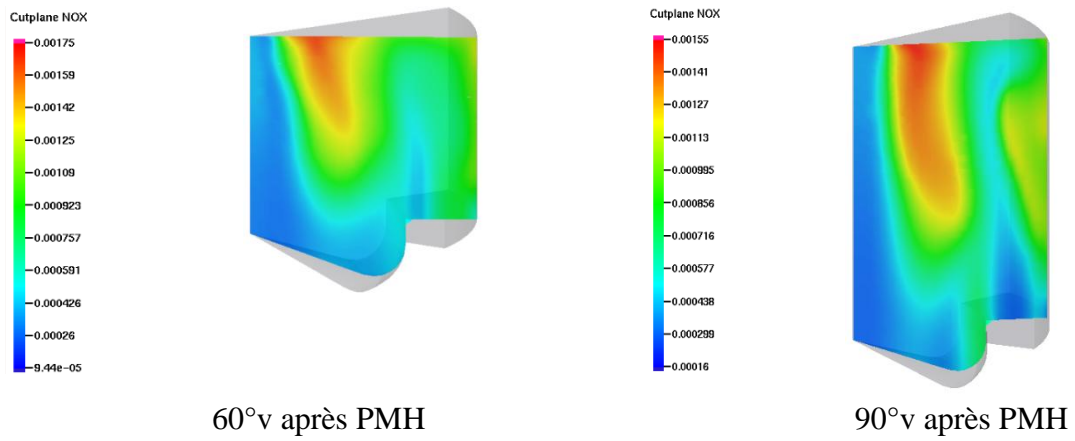


Figure 4.45. Contours des évolutions des NOx pour le cas 3

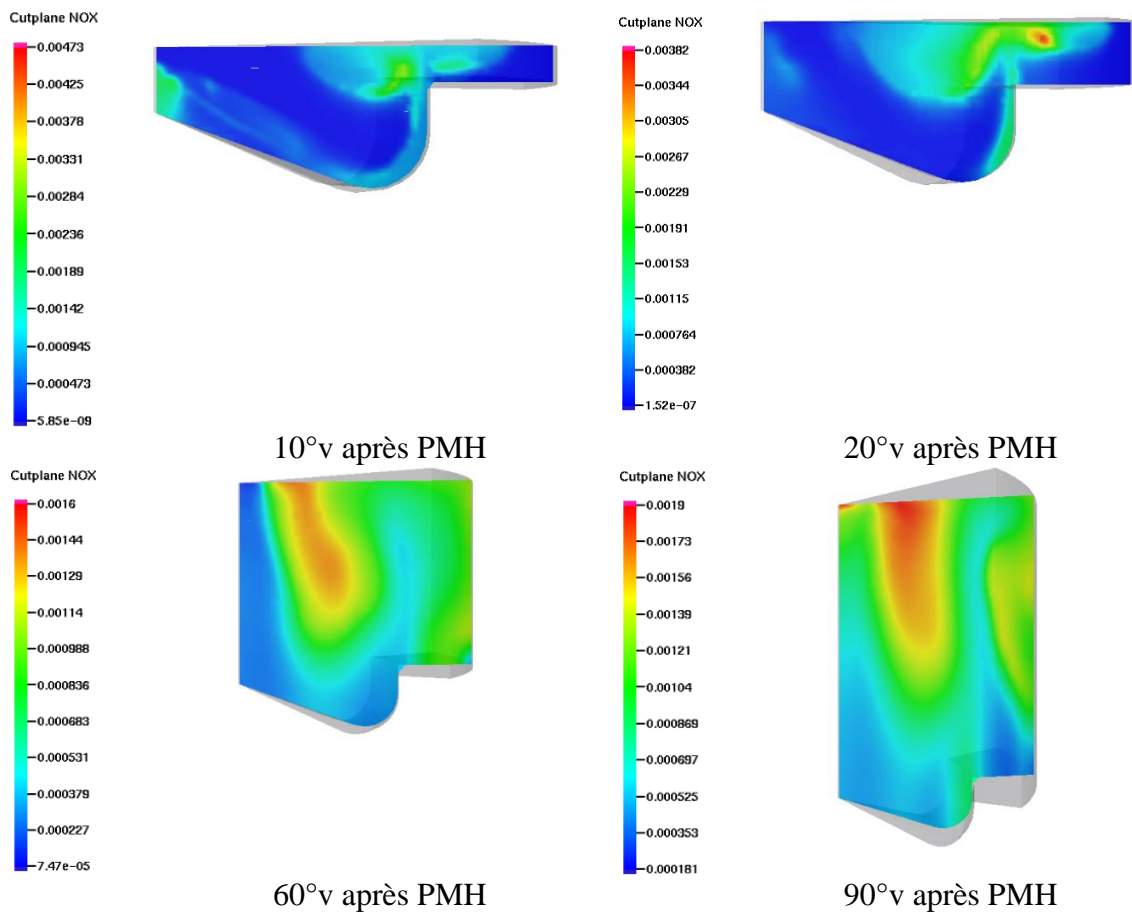


Figure 4.46. Contours des évolutions des NOx pour le cas 4

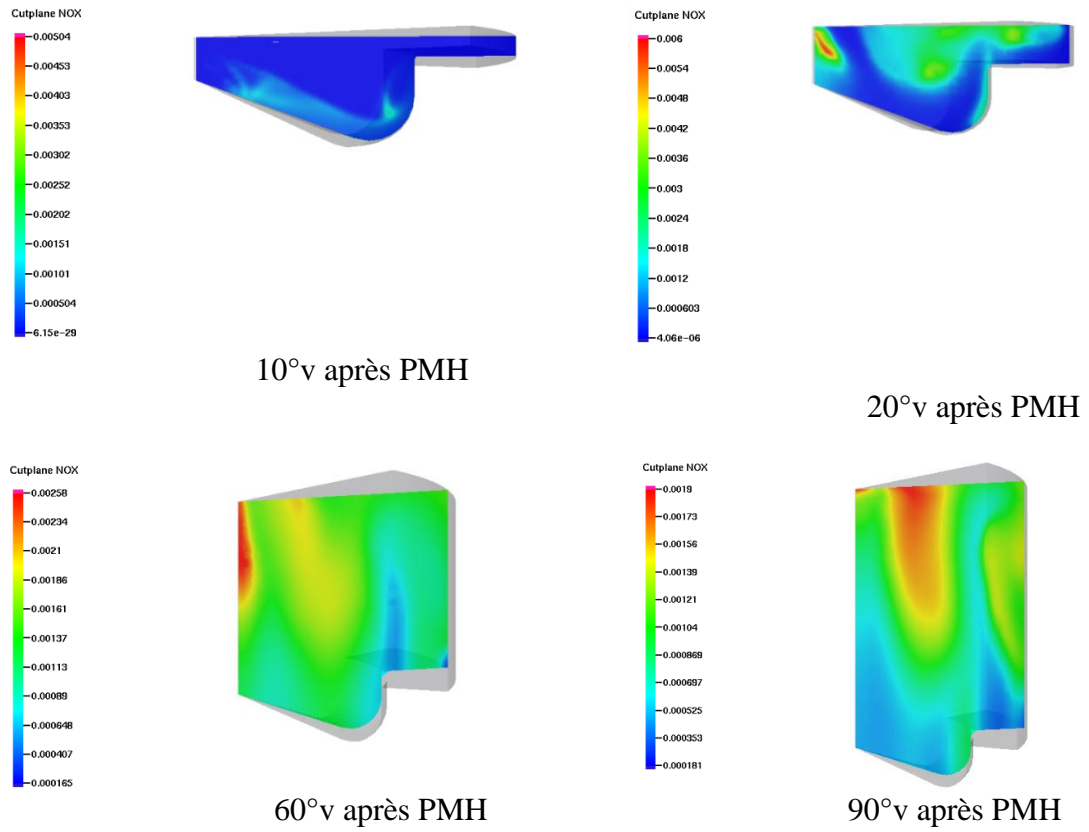
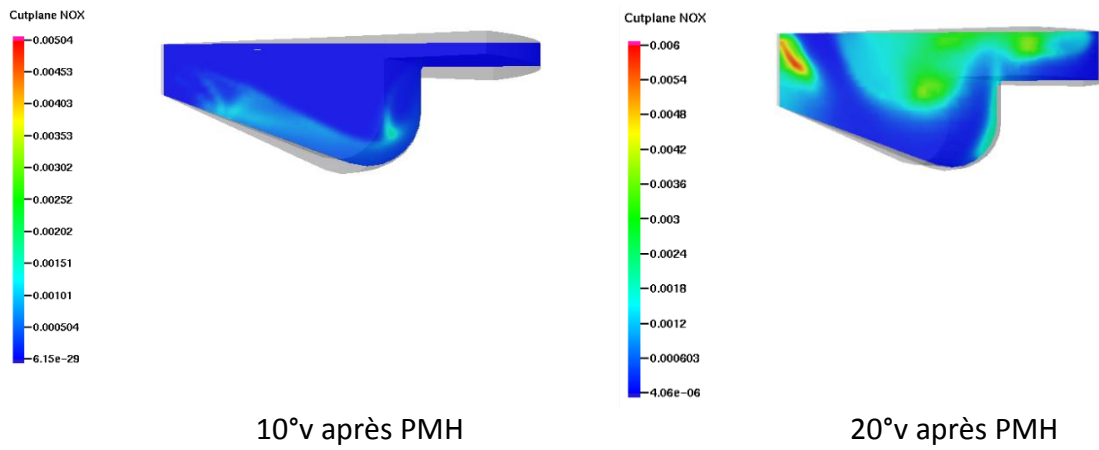


Figure 4.47. Contours des évolutions des NOx pour le cas 5



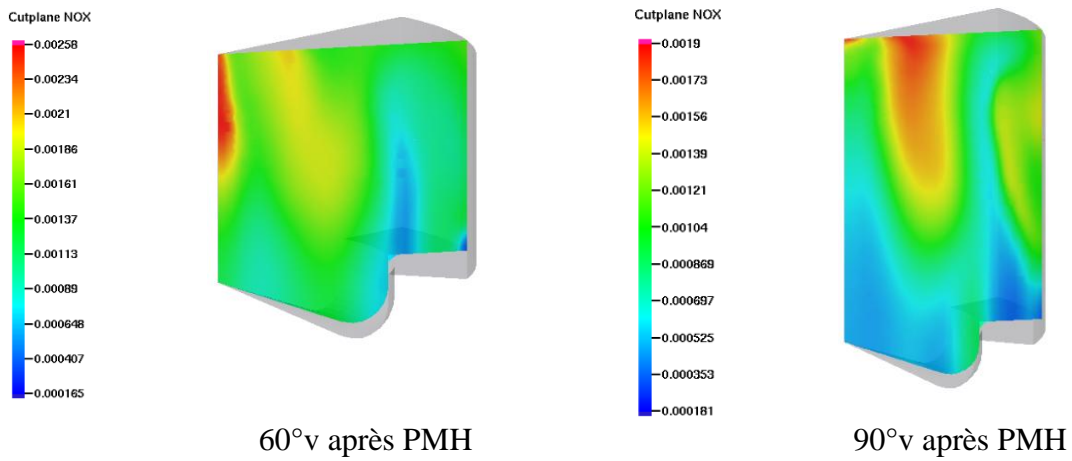


Figure 4.48. Contours des évolutions des NOx pour le cas 6

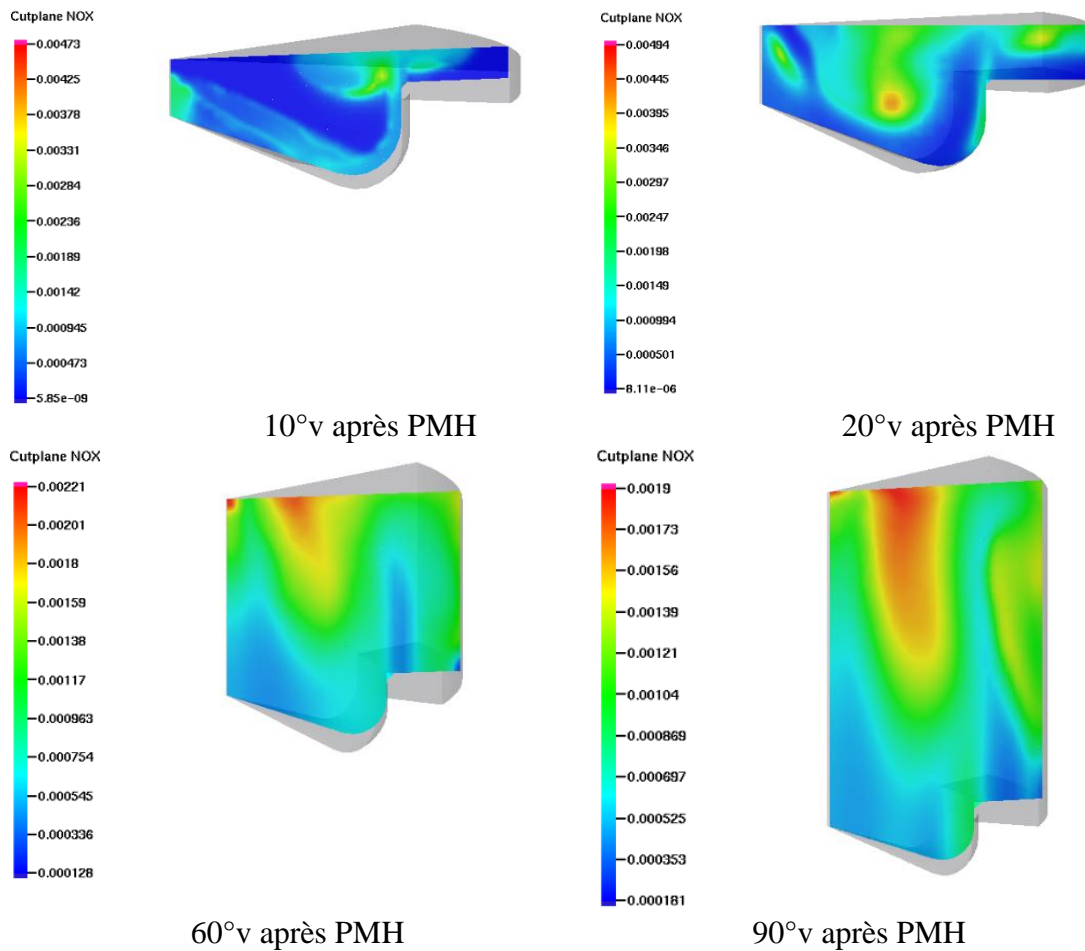


Figure 4.49. Contours des évolutions des NOx pour le cas 7

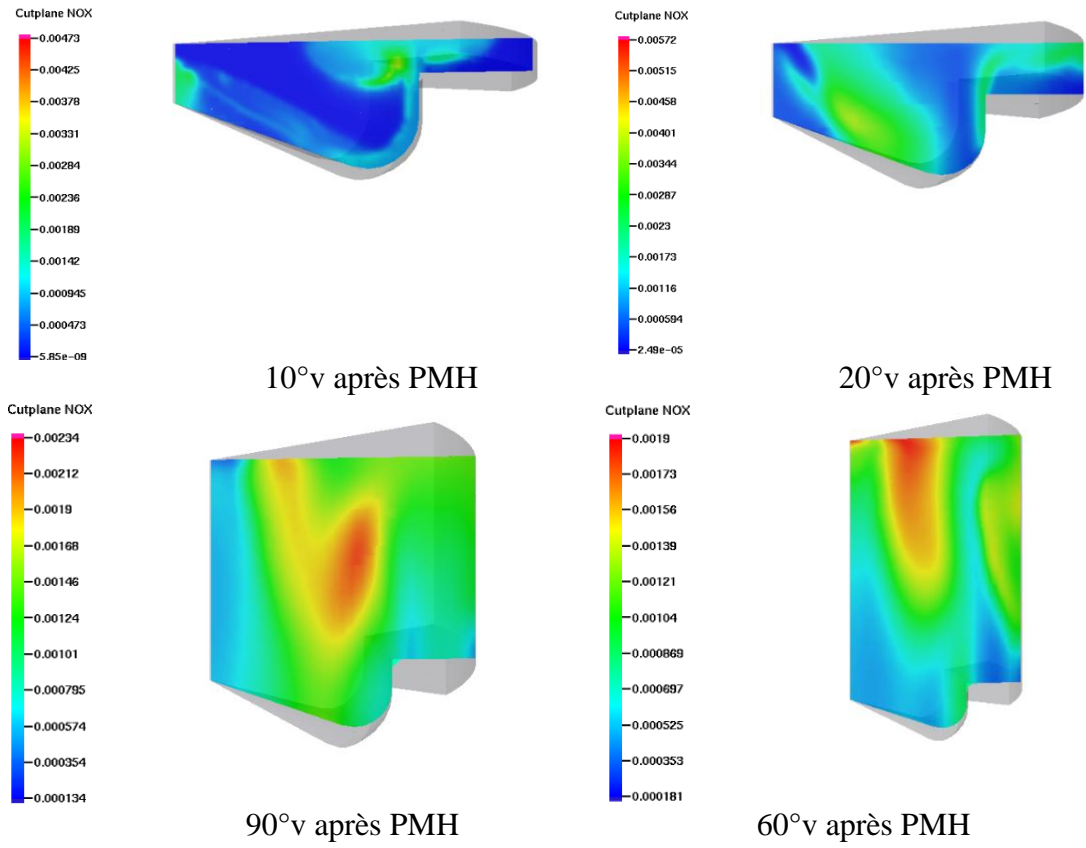
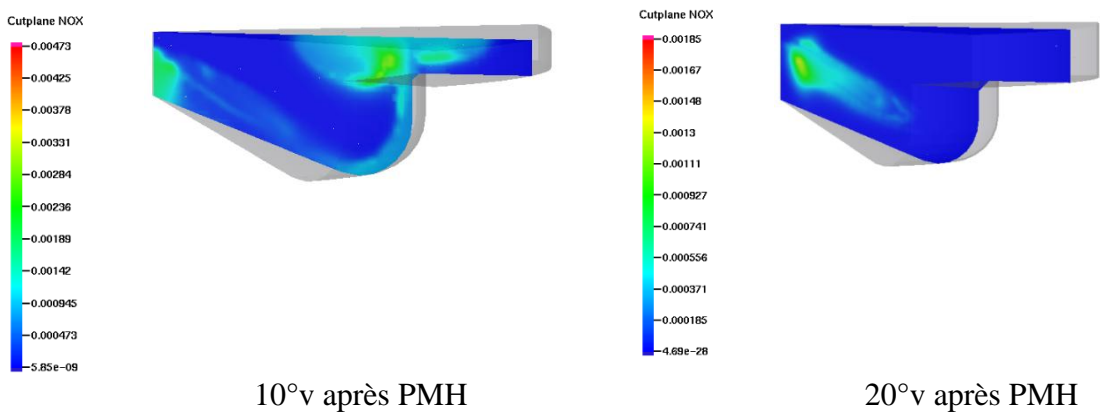


Figure 4.50. Contours des évolutions des NOx pour le cas8



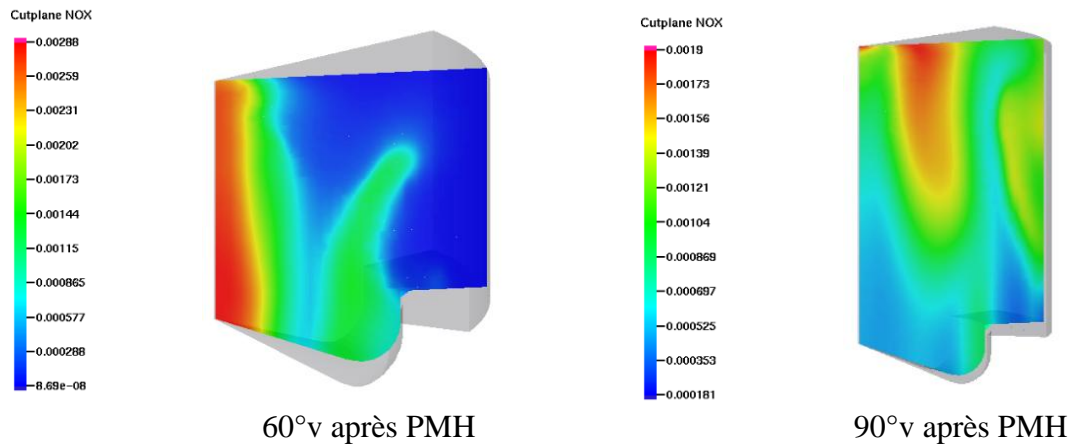


Figure 4.51. Contours des évolutions des NOx pour le cas 9

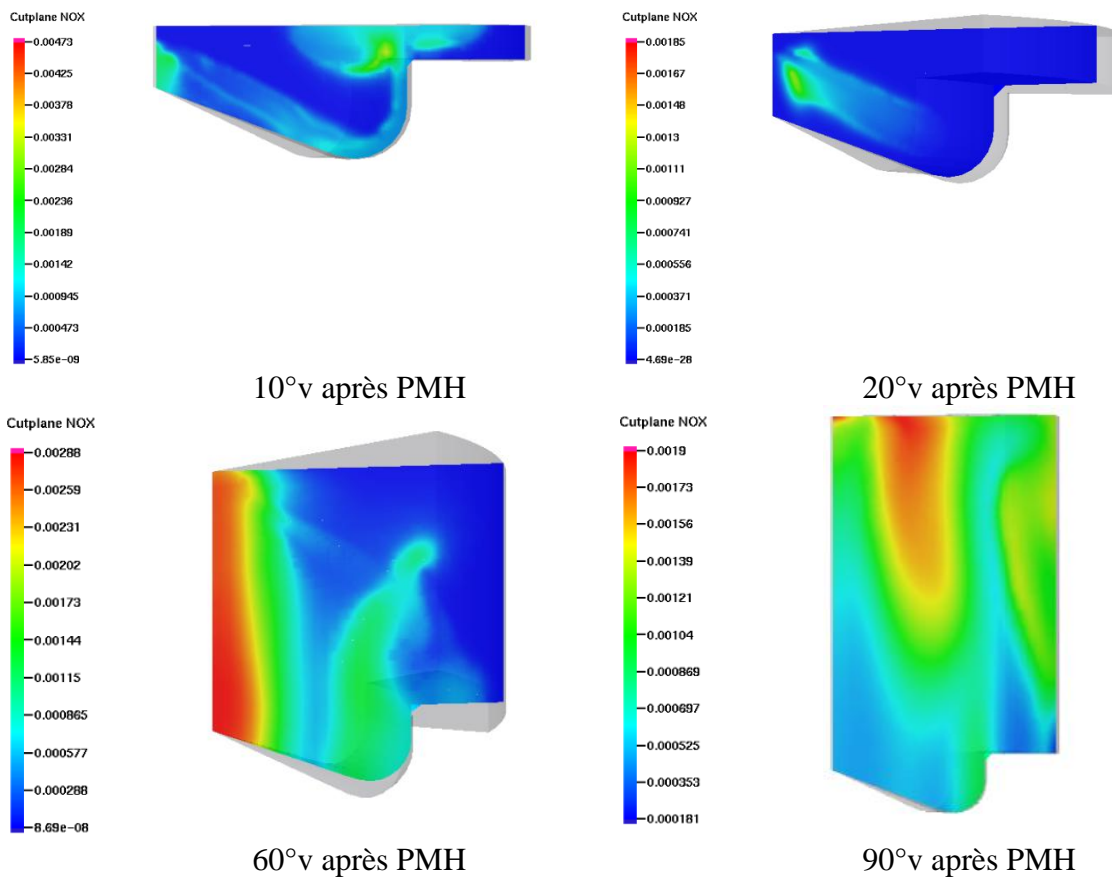


Figure 4.52. Contours des évolutions des NOx pour le cas 10

Figure 4.53. Contours des évolutions des NOx pour le cas 11

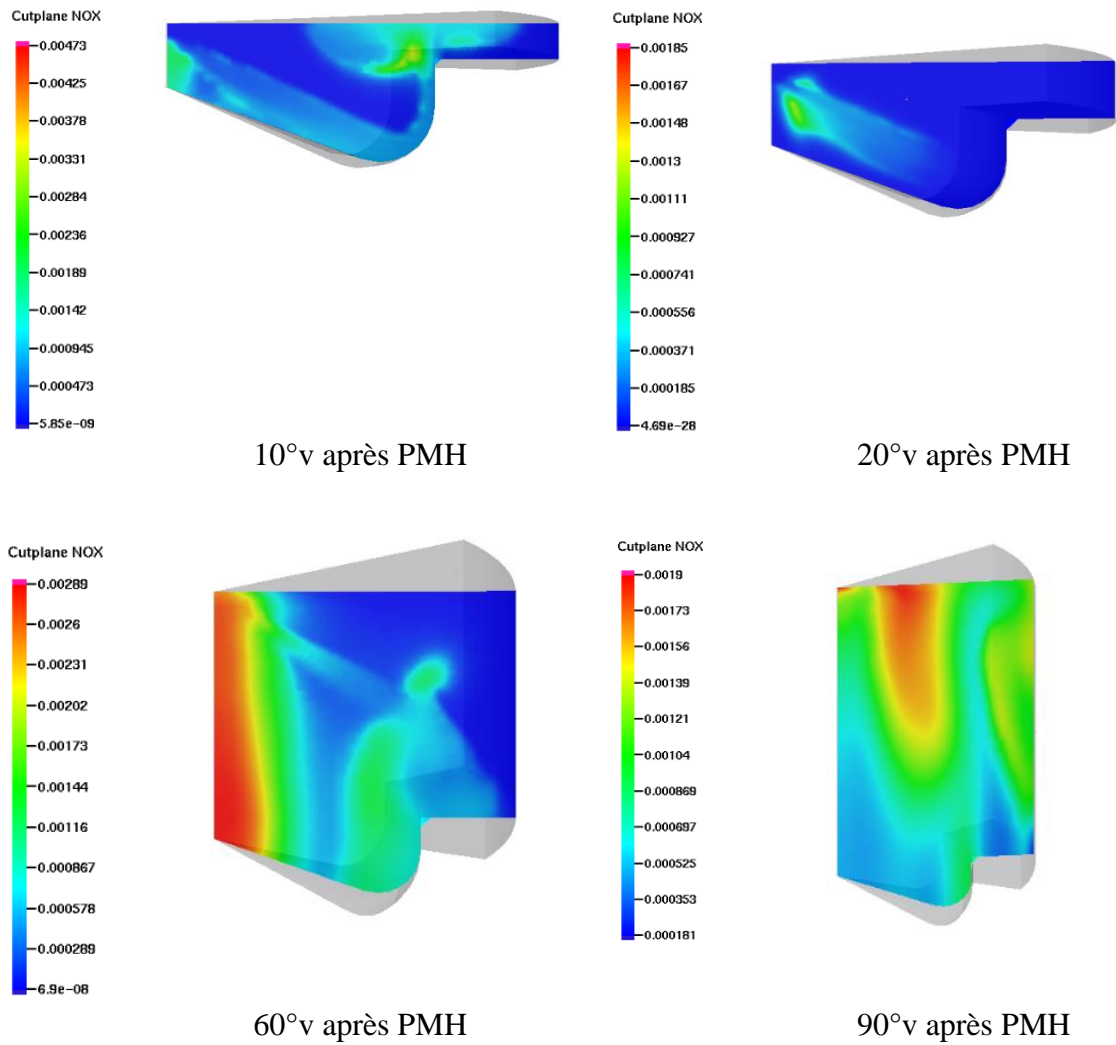
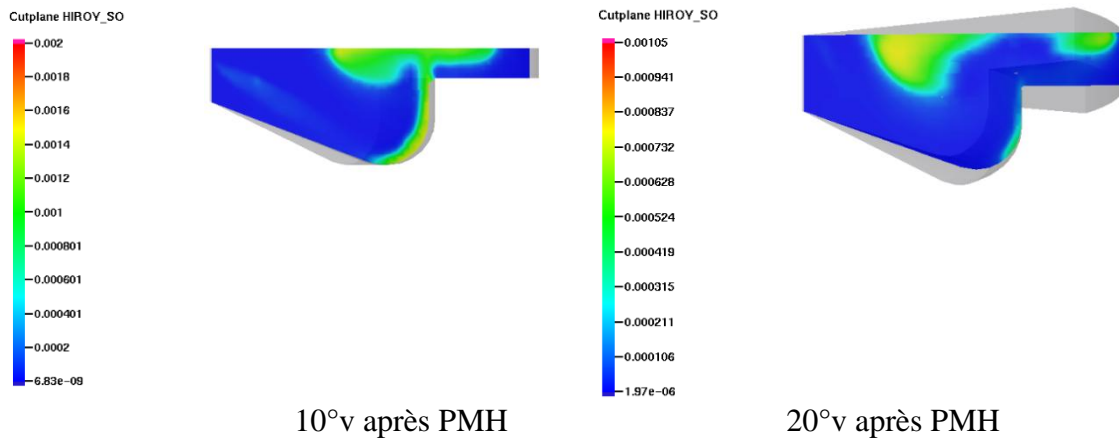


Figure 4.53. Contours des évolutions des NOx pour le cas 11

4.9.2. Comparaison des suies



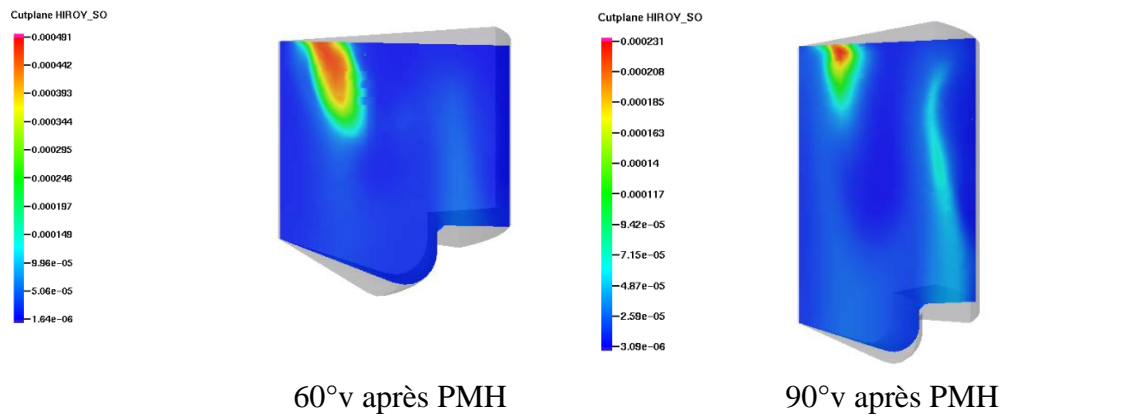


Figure.4.54. Contours des évolutions des suies pour le cas 1

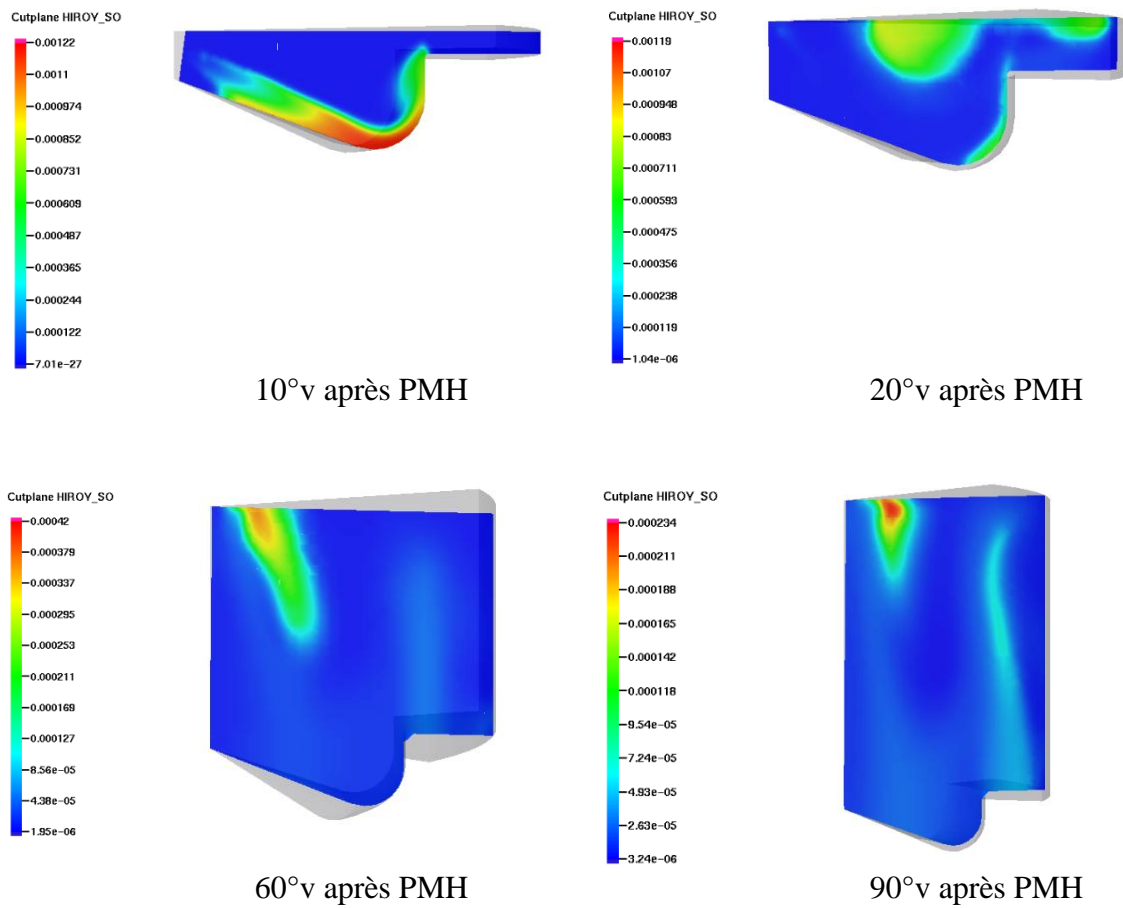


Figure 4.55. Contours des évolutions des suies pour le cas 2

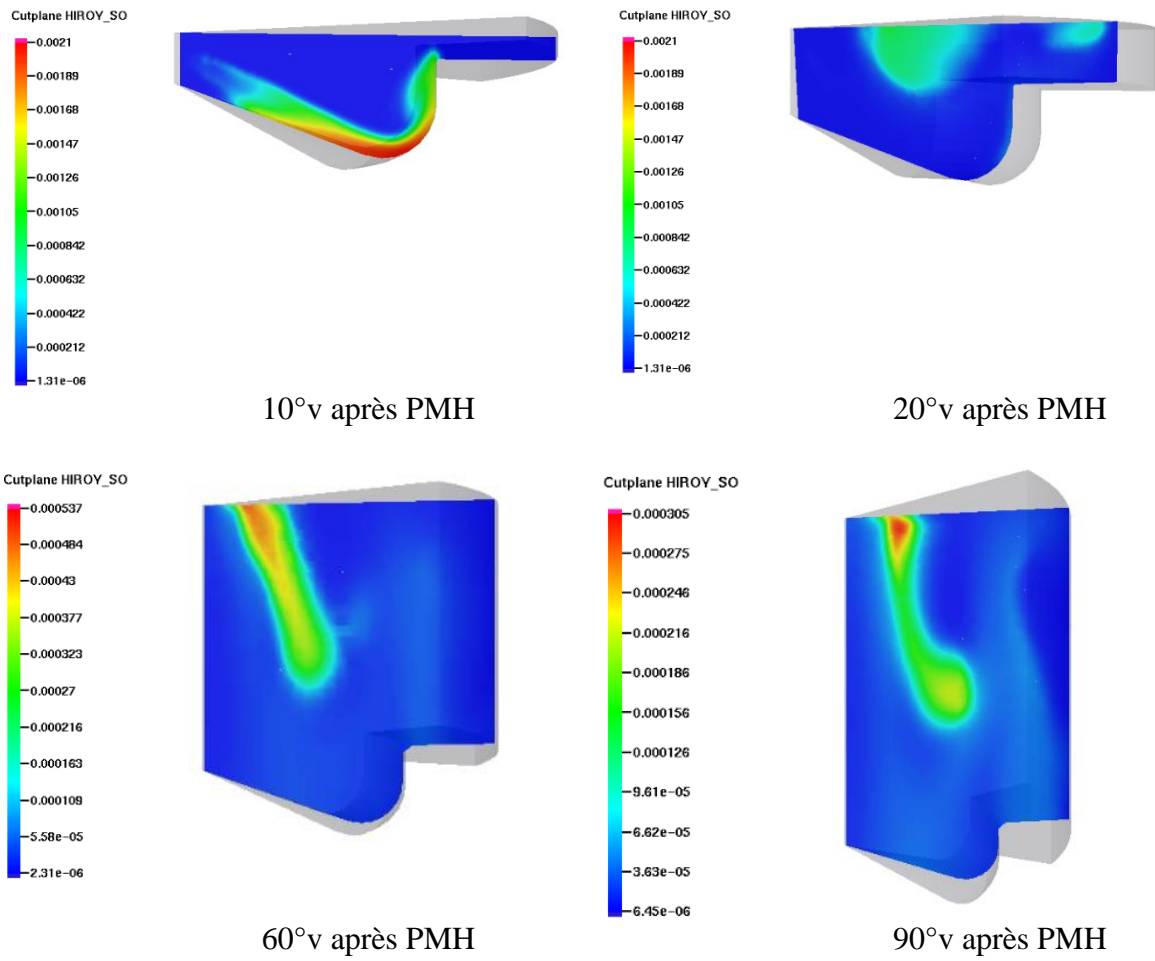
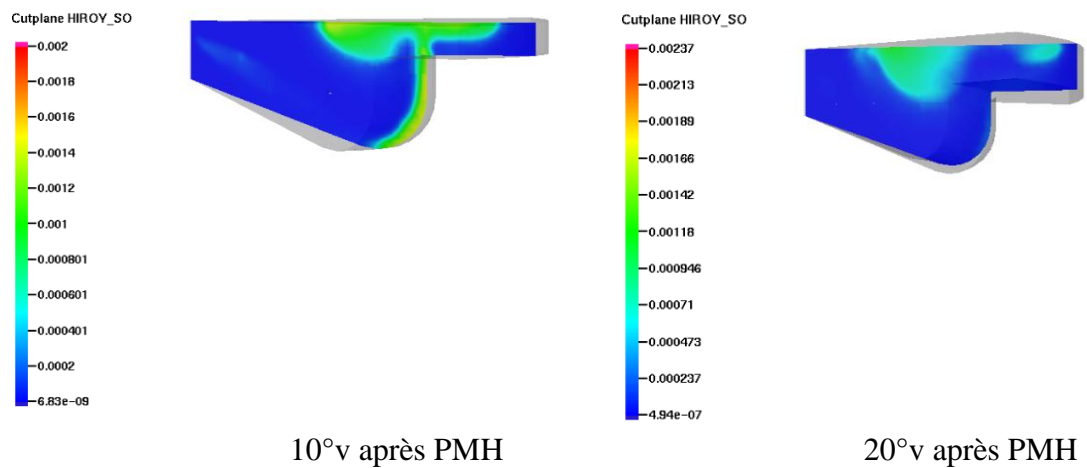


Figure 4.56. Contours des évolutions des suies pour le cas 3



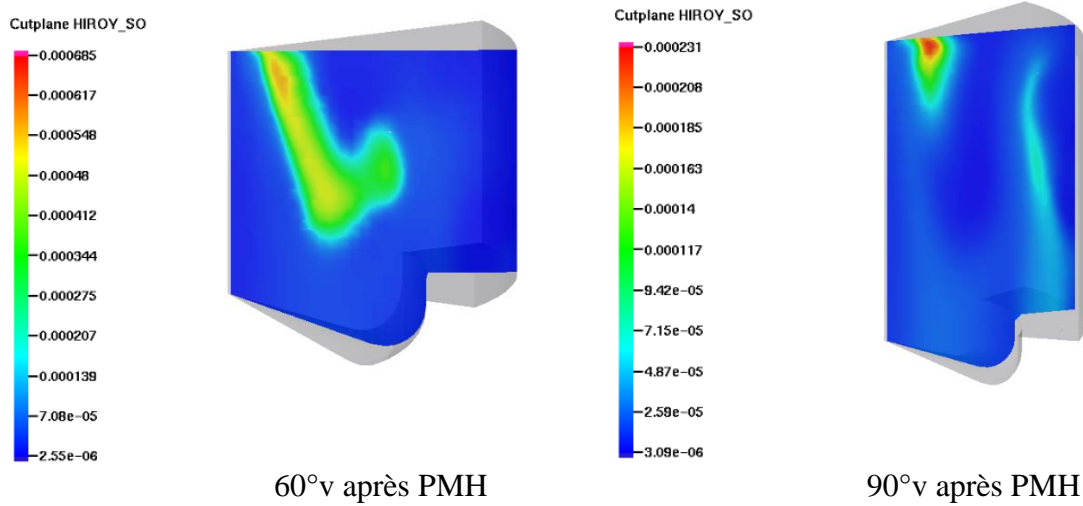


Figure 4.57. Contours des évolutions des suies pour le cas 4

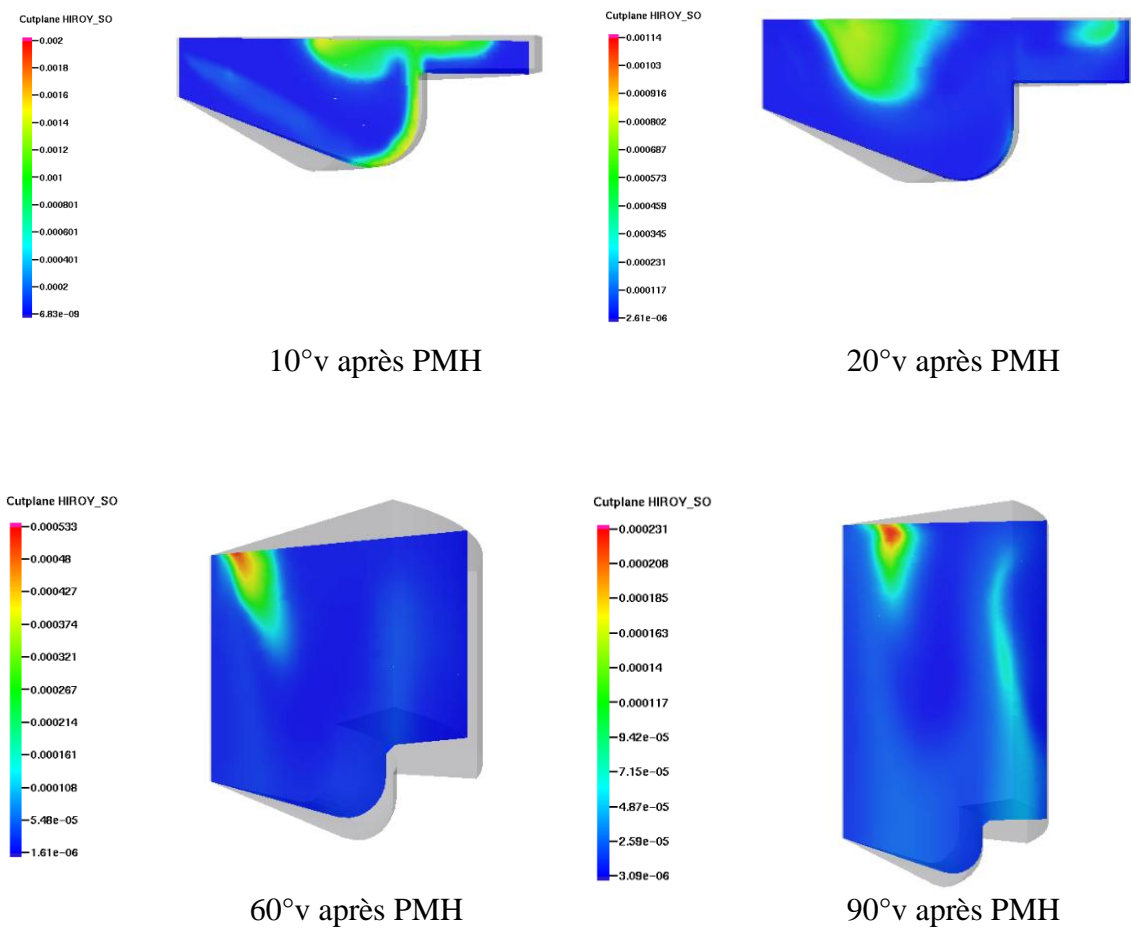


Figure 4.58. Contours des évolutions des suies pour le cas 5

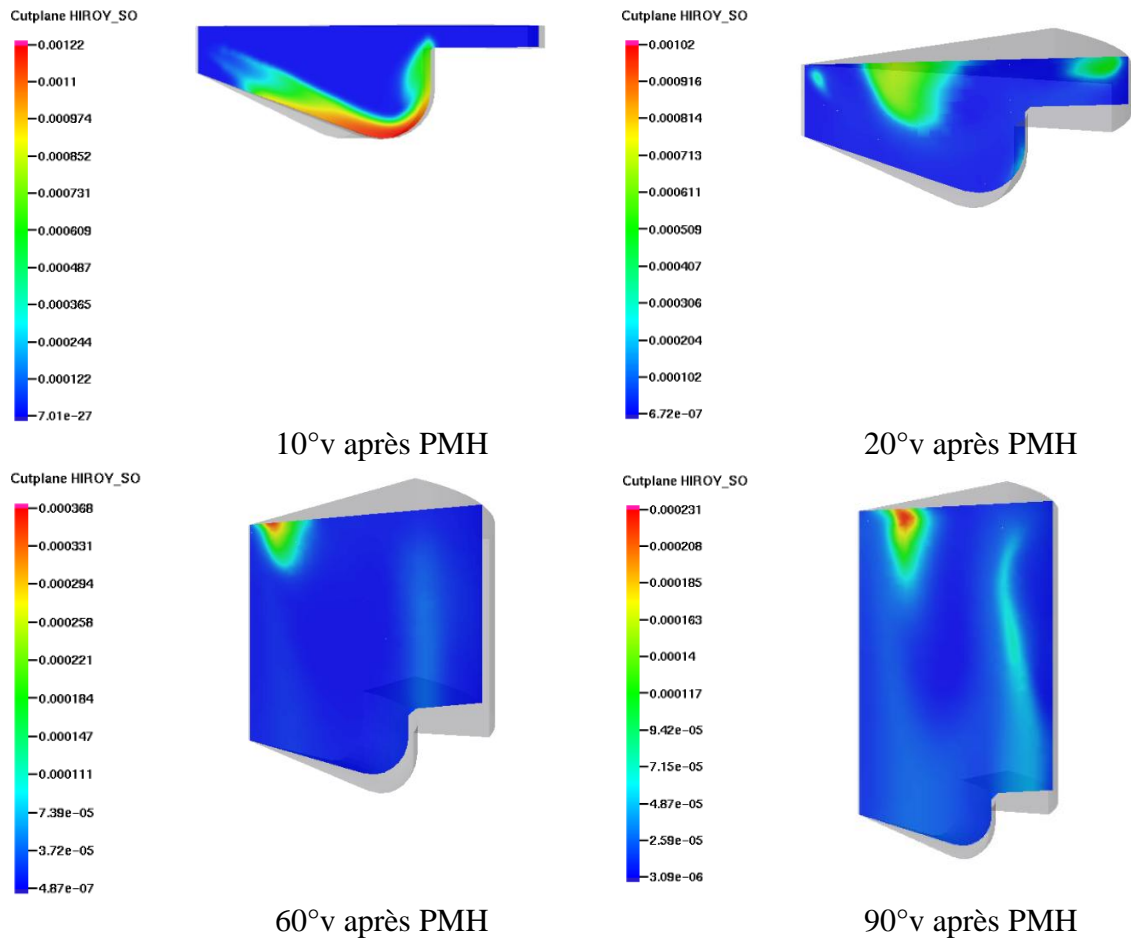
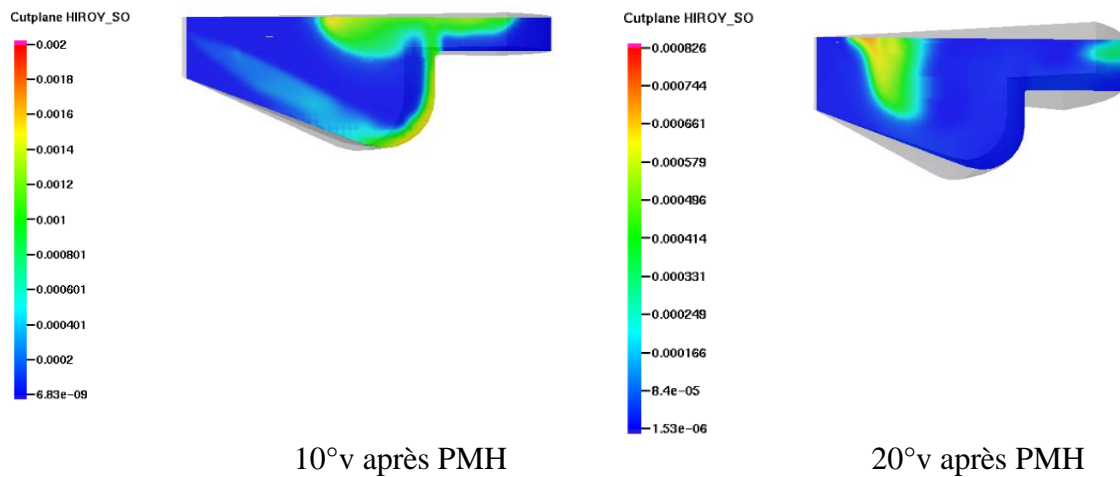


Figure 4.59. Contours des évolutions des suies pour le cas6



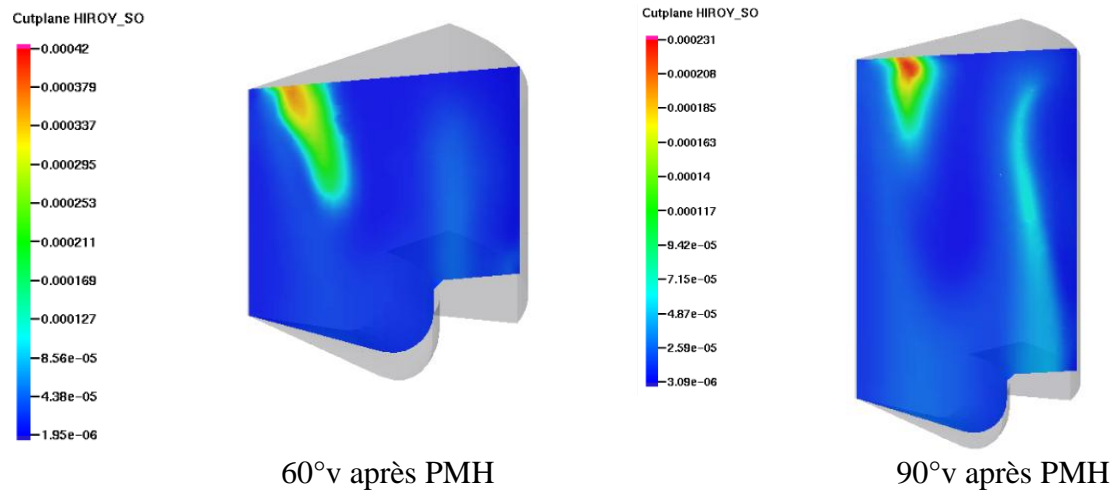


Figure 4.60. Contours des évolutions des suies pour le cas 7

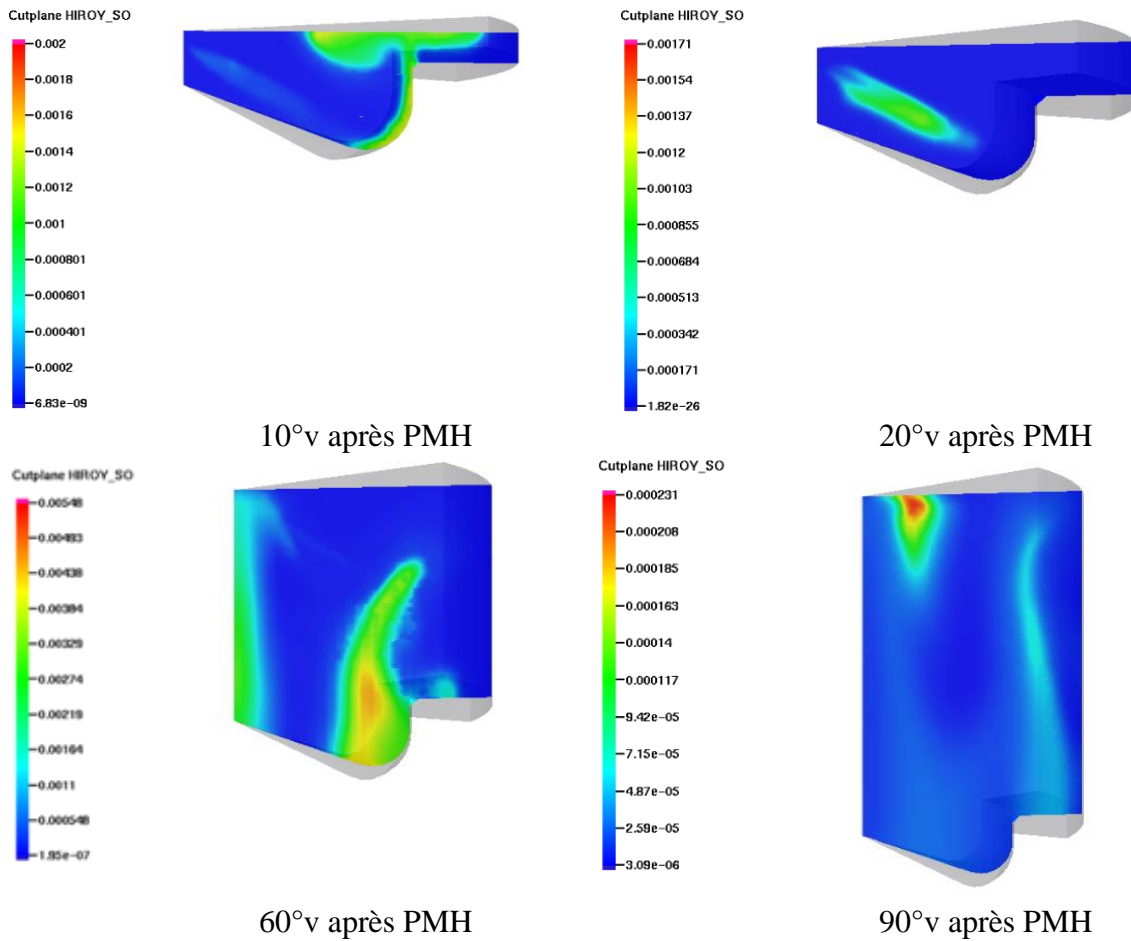


Figure 4.61. Contours des évolutions des suies pour le cas 8

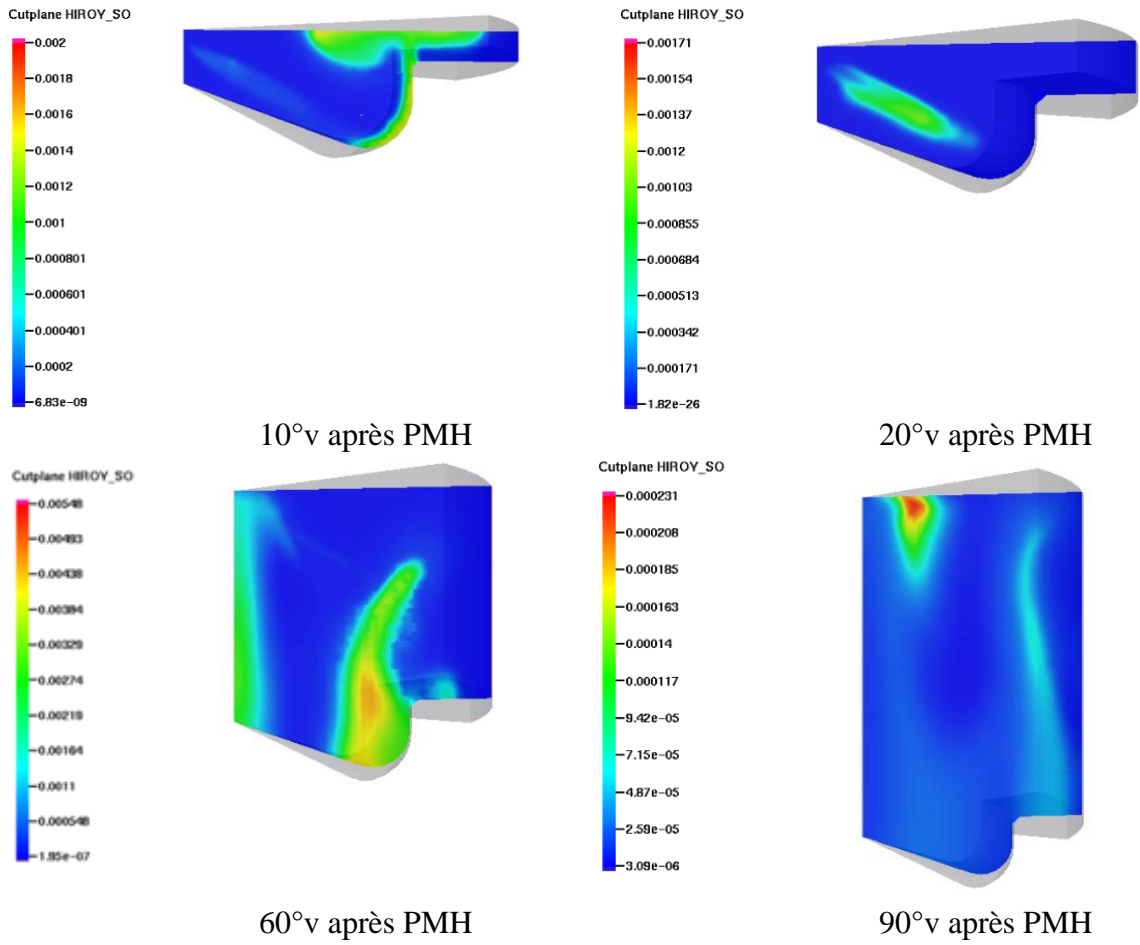
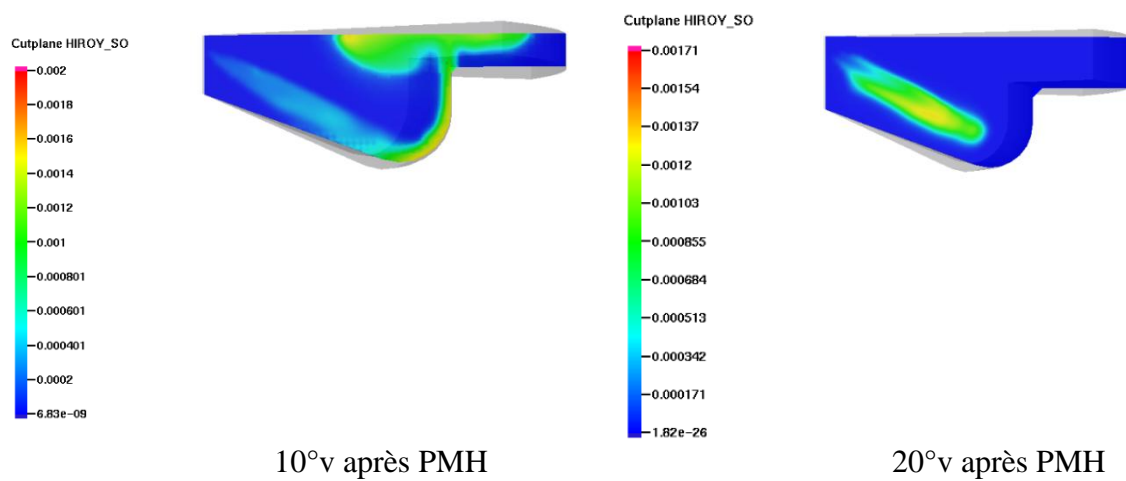


Figure 4.62. Contours des évolutions des suies pour le cas 9



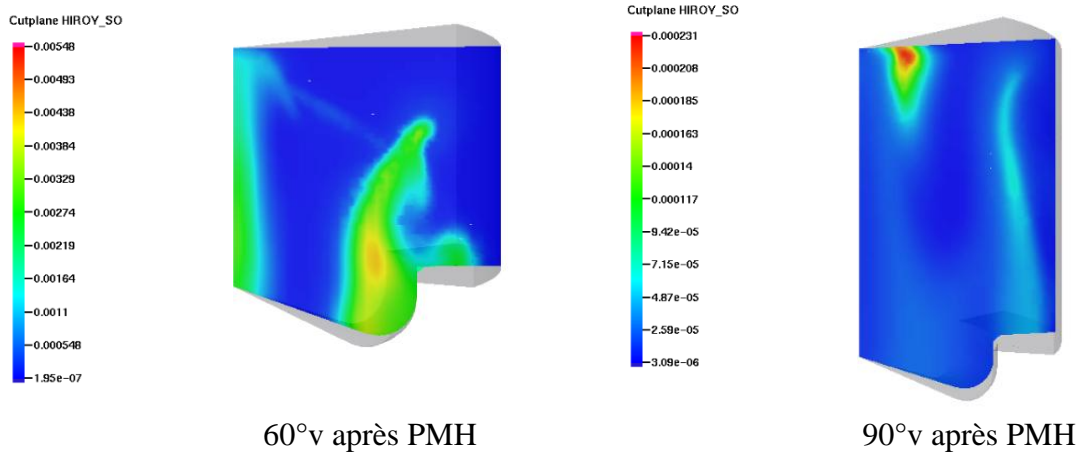


Figure 4.63. Contours des évolutions des suies pour le cas 10

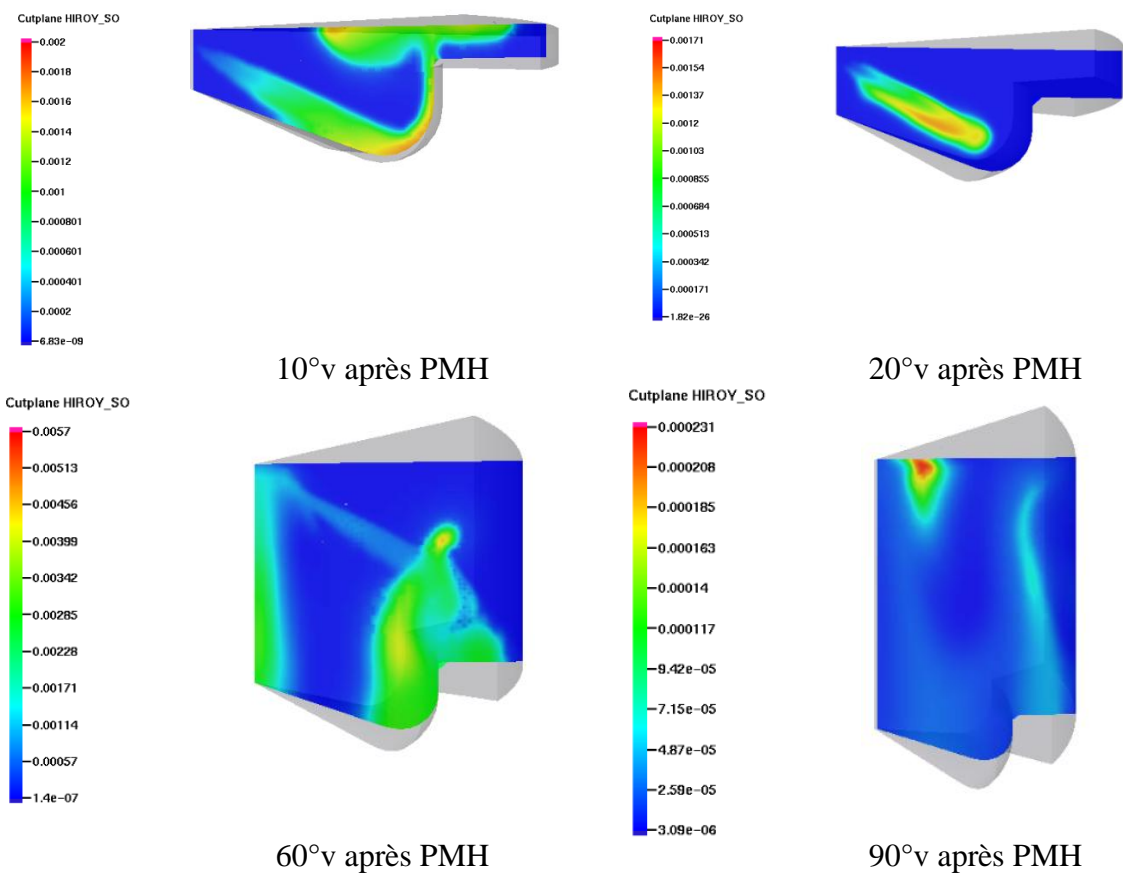


Figure 4.64. Contours des évolutions des suies pour le cas 11

4.10. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons commencé par une description générale du code de calcul Converge orienté vers la modélisation de la combustion dans des MCI. Ensuite, on a décrit le choix des différents paramètres du calcul numérique et le domaine de calcul. On a ajusté et validé les résultats numériques de la combustion pour un moteur diesel Caterpillar 3401. Le résultat de pression était en bon accord avec la pression mesurée. Les résultats obtenus pour les douze cas nous donnent l'analyse comparative suivante :

- ❖ Le modèle CTC est fort et capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion.
- ❖ Le maximum de la chaleur de combustion est toujours observé pour le cas 9.
- ❖ Pour les gaz polluants, on a le système Common rail qui les diminue.
- ❖ Enfin, les contours que nous avons obtenus confirment notre étude.

Conclusion générale

Conclusion générale

Devant la croissance des soucis vis-à-vis des réserves limitées en énergie fossile et les règlements rigoureux en matière de respect de l'environnement, la recherche pour l'amélioration des performances du moteur à combustion interne, et la réduction des émissions est devenue l'aspect le plus important chez la communauté scientifique qui s'intéresse à la combustion et au développement de ces moteurs.

Ce travail de simulation des écoulements réactifs avec la présence d'un spray dans les moteurs diesel a été tracé pour un objectif double ; d'une part, la nécessité de comprendre le système d'injection dans les MCI Diesel et, d'autre part, la maîtrise d'un puissant code de calcul, en l'occurrence, le code "CONVERGE" qui peut simuler les écoulements réactifs.

Dans cette étude, nous avons mené une investigation numérique concernant l'influence de système d'injection Common rail sur combustion et la formation des polluants dans un moteur Diesel à injection directe. Les simulations numériques montrent à la fois une simplicité, pour étudier et comprendre le processus de combustion qui est en fait l'ensemble de trois phénomènes complexes : l'écoulement diphasique, la combustion et la turbulence.

La simulation numérique permet de tester différentes possibilités envisageables pour ne retenir que la plus pertinente, ce qui réduit énormément les efforts de conception et d'expérimentation des prototypes de moteur à allumage par compression. En résumé, la simulation est une source assez flexible d'informations utiles et peu coûteuse.

La fonction du système d'injection de type Common rail qui consiste à injecter le carburant dans la chambre de combustion occupe une place centrale dans les moteur Diesel, du fait que la puissance délivrée par le moteur et ses émissions sont liées directement à la masse de carburant injectée, à son profil de vitesse d'injection, à la durée d'injection et à l'angle du début d'injection.

Ce travail préparé dans la faculté de Technologie, Université Aboubekr BELKAID de Tlemcen nous a permis de franchir le domaine de la simulation numérique à l'aide du code de calcul CONVERGE qui traite les écoulements turbulents réactifs avec spray. Il nous a permis d'atteindre les objectifs suivants :

- la connaissance approfondie des phénomènes de mélange et de combustion dans un moteur à allumage par compression à injection directe, l'évolution du

Conclusion générale

processus de combustion et les mécanismes de formation des émissions des suies et NOx.

- Une prise en main du code de calcul : maîtriser le paramétrage des fichiers d'entrée du code de calcul, l'exploitation des fichiers de résultats à l'aide du post-processeur qui permet la valorisation des différents résultats à travers l'analyse des champs dynamiques et scalaires dans le but d'une meilleure compréhension des phénomènes liés à la combustion turbulente dans des géométries complexes tel que le moteur Diesel. Il faut noter ici la caractéristique importante de CONVERGE qui est un code « avec sources ouvertes » ce qui permet l'accès aux divers modules existants et qui peuvent être modifiés selon les demandes de l'utilisateur.
- 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 sont en bon accord avec les résultats expérimentaux.
- La validation des résultats de simulation numérique montre à la fois une simplicité pour étudier et comprendre l'influence de système d'injection Common rail sur les processus de combustion et la formation des polluants.
- Le système d'injection joue le rôle principal dans toute procédure concernant l'optimisation des performances du moteur Diesel à injection directe.
- Les efforts déployés pour atteindre les objectifs du travail ont permis, d'une part, l'acquisition d'une bonne expérience dans les domaines de l'emploi d'un code commercial et une bonne initiation à la recherche, d'autre part.

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 Diesel en étudiant plusieurs aspects (carburants alternatifs comme les biodiesels, les paramètres d'injection, recirculation des gaz d'échappement,...). Aussi, le développement de sous-modèles qui traitent le spray reste un objectif intéressant.

Références

- [1] BOUABDELLAH, GUELLIL, 'Influence des paramètres d'injection sur la combustion et la formations des polluants dans un moteur Diesel'. Master .2014-2015
- [2] Techniques d'ingénieurs moteurs diesel d'automobile.
- [3] Association national pour la formation d'automobile.
- [4] A.BENABASSI maitre de conférences C.U BECHAR les moteurs à combustion interne, introduction à la théorie ISBN : 9961-0-0555-4.
- [5] O.GRONDIN .MODÉLISATION DU MOTEUR À ALLUMAGE PAR COMPRESSION DANS LA PERSPECTIVE DU CONTRÔLE ET DU DIAGNOSTIC .13 décembre 2004.
- [6] T .SENHADJI, étude thermodynamique d'un moteur diesel à quatre temps quatre cylindres juin 2015.
- [7] I.Benabdeallah – A. Mouada, minimisation des pertes d'énergie du moteur diesel Caterpillar 3512V- Master 2013
- [8] Fiche TP l'institut de formation professionnelle REMCHI 2015/2016
- [9] C. KEZRANE. INVESTIGATIONS NUMERIQUES DU PROCESSUS DE COMBUSTION DANS UN MOTEUR DIESEL. Magister, 24 juin 2009
- [10] CENTRE INTERNATIONAL DE FORMATION COMMERCE. SYSTEME D'INJECTION HDI DELPHI C6 POUR MOTEUR DV4TED4. 31/05/2001
- [11] PAN Sovanna. Chapitre III Moteurs thermiques Système d'injection.
- [12] GUIBET J.-C., Carburants et Moteurs - Tome 1, Edition Technip, 1997.
- [13] A .ABDELLAOUI – Y. BENTAALLAH, Simulation numérique de combustion dans un moteur Diesel turbocompressée .Master 2012/2013.
- [14] S . KABAR.ETUDE NUMERIQUE DE L'EFFET DU TYPE DE CARBURANT SUR LES EMISSIONS POLLUANTES DANS UN MOTEUR. MAGISTER, 29/11/2006
- [15] A. BENARFAOUI .TECHNOLOGIE MOTEURS DIESEL Complément d'enseignement
- [16] F .LABED .TURBO Détection des défauts dans le système de combustion d'un moteur Diesel .Magister 2007
- [17] A. HAUPAIS .Combustion dans les moteurs diesel
- [18] S. TOUCHARD « Construction et validation de modèles cinétiques détaillés pour la combustion de mélange de modèles des essences. », doctorat.12 Octobre 2005.
- [19] CENTRE INTERNATIONAL DE FORMATION CITROËN ,09 avril .
- [20] carburant alternatif Source : notre-planete.info, <http://www.notre-planete.info> .15/04/2013
- [21] F. AMROUCHE .Les Moteurs à Combustion Interne à l'Hydrogène

- [22] M.Y.E. Selim et al. « Combustion of jojoba méthyle ester in an indirect injection diesel engin. » *Renewable Energy* 28 (2003) 1401–1420.
- [23] Méthanol carburant alternatif Source : notre-planete.info .15/04/2013
- [24] A .BENSABRI – M. ZIANI. Simulation numérique de cavitation dans les injecteurs d’un moteur diesel. MASTER. JUIN 2014
- [25] Dossier de presse de PSA ,15 avril 1999
- [26] Dossier de presse de PSA
- [27] article sure L Mécanique L’automobile pour tous
- [28] M. MIARD .INJECTION DIESEL Electronique
- [29] François BOIS. Réduction de la pollution d’un moteur diesel
- [30] Site internet.<https://fr.boschautomotive.com/fr>
- [31] leçon 2 moderne école. Injection DIESEL
- [32] Bernard LUDUC –université libre de Bruxelles et ENSPM « Moteurs à combustion interne : injection essence et diesel, nouveaux procédés de combustion »
- [33] Technique de l’ingénieur Théorie des moteurs à combustion interne chapitre 1
- [34] Système d’injection diesel à accumulateur Common Rail (cahier technique Bosch).PDF
- [35] MOTEURS DIESEL philippe.boursin.perso
- [36] Dossier technique A.N.F.A. « L’injection Diesel haute pression à rampe commune » .2001
- [37] 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 1.3), Convergent Science, Inc., Middleton, WI. (2008).
- [38] 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. (2012)
- [39] Chrys correa « CFD Simulation of combustion using reduced reaction mechanisms» :thèse de doctorat ,university of heidelberg 2000
- [40] W. Yuan, «ComputationalModeling of NOx Emissions from Biodiesel Combustion Based on Accurate Fuel Properties », *Fuel*. 84: pp. 943-950, 1991
- [41] B. Zuo, A.M. Gomes and C.J. Rutland, «Studies of Superheated Fuel Spray Structures and Vaporization in GDI engines », 11th International Multidimensional engine ModelingUser’s Group Meeting, <Http://www.erc.wisc.edu>, 2001.
- [42] S. C. Kong, P. K. Senecal and R. D. Reitz, «Developments in Spray Modeling in Diesel and

- Direct-Injection Gasoline Engines », *Oil&Gas Science and Technology – Rev. IFP*, Vol. 54, No. 2, pp. 197-204, 1999.
- [43] J. P. Mc Crady, V. L. Stringer, A. C. Hansen and C.F. Lee, «Computational Analysis of Biodiesel Combustion in a Low-Temperature Combustion Engineusing Well-Defined Fuel Properties », SAE international, 2007
- [44] Reitz, R. D., “Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays,” *Atomisation and Spray Technology*, Vol. 3, p. 309, 1987.
- [45] Xin, J., Ricart, L. and Reitz, R. D., “Computer Modeling of Diesel Spray Atomization and Combustion,” *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 137, p. 171, 1998.
- [46] O’Rourke, P. J., “Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays,” Ph.D. Thesis, Princeton University, 1981.
- [47] Amsden, A. A., O’Rourke, P. J. and Butler, T. D., “KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays,” Los Alamos National Laboratory Report No. LA-11560-MS, 1989.
- [48] Han, Z. and Reitz, R. D., “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.
- [49] J. Abraham, F. V.Bracco, and R. D.Reitz, «Comparisons of Computed and Measured Premixed Charge Engine Combustion », *Combust. Flame*, Vol. 60, p. 309, 1985.
- [50] J.Xin, D. T.Montgomery, Z.Han, and R. D.Reitz, «Computer Modeling of the Six Mode Emissions Test Cycle of a DI Diesel Engine », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 119, p. 683, 1997.
- [51] Halstead, M., Kirsh, L. and Quinn, C., “The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures – Fitting of a Mathematical Model,” *Combust. Flame*, Vol. 30, p. 45, 1977
- [52] Heywood J. B: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [53] Hiroyasu, H. and Kadota, T., “Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in DI Diesel Engines,” SAE Paper No. 760129, 1976.
- [54] H. Bousbaa, A. Sary, A. Liazid, M. Tazerout. Investigations on a Compression Ignition Engine Using Animal Fats and Vegetable Oil as Fuels. *International journal of resource and technology*, ASME transactions, Vol 134, N° 2, (DOI: 10.1115/1.4005660), 2012
- [55] Small Bore DI Diesel Engine Injection Rate Shaping

ملخص

في وجود معايير أكثر صرامة لمكافحة تزايد التلوث نأخذ بعين الاعتبار الوسائل اللازمة للحد من نسبة الملوثات في محركات الاحتراق الداخلي. إن الهدف من هذه الدراسة هو استعمال وتطوير أداة نمذجة تسمح بدراسة وفهم البواعث الملوثة لمحركات الديزل وكذلك طرق خفضها.

نبدأ هذه الدراسة مع العموميات على محركات الاحتراق الداخلي و من ثم التطرق لنظام حقن وقود الديزل (السكك الحديدية المشتركة) ثم نقتبس الصيغ الرياضية و النماذج الفيزيائية والكيميائية .
وأخيرا قمنا باستقصاء رقمي لظاهرة الاحتراق لمحرك ديزل تحت ظروف مختلفة باستعمال برنامج الحساب CONVERGE V1.4.

وقد تم إيلاء اهتمام خاص لعملية معالجة و تعديل ملفات الإدخال و استخدام النتائج ما بعد المعالج في نهاية العمل قمنا بتعزيز النتائج بحقول و ذلك باستعمال برامج خاصة (GMV) الهدف منها التوصل الى فهم افضل للظواهر المتصلة بالاحتراق في محركات الديزل.

الكلمات المفتاحية: محرك ديزل ، الملوثات ،السكك الحديدية المشتركة، ظاهرة الاحتراق، CONVERGE،
Post-processeur, GMV.

Résumé

Avec la sévèrisation croissante des normes anti-pollution, la prise en compte des moyens de réduction des polluants dans les moteurs à combustion interne devient essentielle. Dans ce contexte, l'objectif de cette thèse est de développer un outil de modélisation permettant l'étude des émissions polluantes et leurs réductions dans un moteur diesel.

Nous entamons cette étude par des généralités sur les moteurs à combustion interne. Puis, nous ferons une aperçu sur le système d'injection diesel (Common rail) ensuite nous citons les formulations mathématiques et les modèles physiques et chimiques. Enfin, on à fait une investigation numérique du processus de combustion diesel pour des différents profils d'injection utilisant le code de calcul Converge V1.4.

Une attention particulière a été portée sur le processus du calage et le réglage supplémentaire des fichiers d'entrée du code de calcul et l'exploitation des fichiers de résultats à l'aide du post-processeur pour valoriser les différents résultats à travers l'analyse des champs scalaires(GMV) dans le but d'une meilleure compréhension des phénomènes liés à la combustion dans les moteurs Diesel .

Mot clé : moteur Diesel, Code CONVERGE, émissions polluants, Common rail, Combustion, post-processeur, GMV.

Abstract

With the increasing tightening of emissions standard, the taking into account ways to reduce pollutants in internal combustion engines is essential. In this context, the aim of this thesis is to develop a modelling tool for the study of emissions and their reduction in a diesel engine.

We begin this study with the generalities on the internal combustion engines. Then we will do an overview of the diesel injection system (common rail). And finally we did an investigation on the diesel combustion process for different profiles using Converge V1.4 calculation code developed by the laboratory CONVERGE CFD (USA).

The simulation results are described and validated with experimental data.

Particular attention was paid to the process of timing, the further adjustment of input files of computer code, and exploitation of files with the post-processor to value different outcomes through scalar fields analysis (GMV) results to a better understanding of the phenomena related to combustion in diesel engines.

Keyword: Diesel Engine, CONVERGE Code, Pollutant emissions, Common rail, Combustion, post-processor, GMV