



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE 1
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



N° d'ordre :...../Doct/2018

Série :...../GM/2018

THÈSE

Présentée à:

L'UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI- CONSTANTINE1

en vue de l'obtention du diplôme de :

DOCTEUR EN SCIENCES EN GENIE MECANIQUE

Option : Energétique

THÈME

**ÉTUDE DU REFROIDISSEMENT DES GAZ RECYCLÉS
DANS UN MOTEUR DIESEL**

Par: **Riad HADJAB**

Soutenu le 09/05/2018

Devant le Jury composé de :

Président : **BENISSAAD Smail**

Prof. Université des Frères Mentouri-Constantine1

Rapporteur :

KADJA Mahfoud

Prof. Université des Frères Mentouri-Constantine1

Examineurs:

BOUCHOUCHA Ali

Prof. Université des Frères Mentouri-Constantine1

OUDINA Fateh

MCA. Université 20 Août 1955 Skikda

MECHIGHEL Farid

MCA. Université Badji Mokhtar, Annaba

Remerciements

Je tiens à remercier vivement M. Mahfoud KADJA pour la confiance qu'il m'a témoignée en acceptant la direction scientifique de mes travaux et pour ces précieux encouragements.

Je souhaite remercier aussi M. Smail BENISSAAD qui a accepté d'être président de jury. Je voudrais remercier aussi M. Ali BOUCHOUCHA, M. Fateh OUDINA et M. Farid MECHIGHEL, d'avoir accepté d'être membres de jury, en tant qu'examineurs.

Cette thèse n'aurait pas pu s'achever sans l'aide précieuse du laboratoire "Fluids Group" de l'école de génie mécanique ITU, Istanbul. À ce titre, je souhaiterais remercier, particulièrement, M. Bedii ÖZDEMİR, professeur et directeur du laboratoire, pour son accueil et son soutien durant mon stage de longue durée.

J'exprime, particulièrement, toute ma reconnaissance et gratitude à ma mère et à la mémoire de mon défunt père, pour les sacrifices qu'ils ont consentis pour ma réussite.

Merci à ma femme pour la patience et le soutien dont elle a fait preuve pendant toute la durée de cette thèse, ainsi que ma famille et mes amis pour leurs encouragements.

Que tous ceux qui n'ont pas été cités nommément trouvent ici l'expression de mes remerciements et de ma sincère gratitude.

Résumé

Il a été démontré par plusieurs chercheurs que l'EGR est plus efficace lorsqu'il est refroidi avant de l'introduire dans le cylindre. Par conséquent, un échangeur de chaleur doit être convenablement conçu pour garantir un bon refroidissement de l'EGR. Le présent travail vise à étudier par simulation numérique le refroidissement des gaz recyclés à travers trois modèles d'échangeur de type à calandre, destinés aux moteurs diesel lourds. Le premier est de 19 tubes de diamètre de 10 mm, le deuxième modèle est de 61 tubes de diamètre de 6 mm et le troisième est de 19 tubes avec une chicane hélicoïdale dans le côté de la coque. Afin d'estimer la performance de ces refroidisseurs d'EGR, deux facteurs ont été pris en compte: l'efficacité du refroidissement et la chute de pression. Le code ANSYS FLUENT a été utilisé pour résoudre les équations gouvernantes. Les propriétés physiques dépendant de la température des gaz d'échappement recyclés ont été incorporées via "*User Defined Functions (UDF)*", une des options de FLUENT. La température d'entrée des gaz d'échappement est fixée à 523,15 K et le débit massique d'entrée varie de 0,07 à 0,2 kg/s. Les résultats de performance calculés ont été comparés aux mesures expérimentales existantes. La comparaison des résultats pour les trois modèles a permis de distinguer le modèle de refroidisseur EGR constitué de 19 tubes et à chicanes hélicoïdales ayant la meilleure performance en termes d'efficacité de refroidissement et de chute de pression. Une autre étude menée par simulation numérique a été présentée afin d'élucider l'effet du moment de l'injection et de l'EGR sur la performance et les émissions des NO_x liées à un moteur à injection directe et fonctionnant avec du gaz naturel (méthane). Dans une première étape, trois moments d'injection en degré vilebrequins, à savoir, 9, 4 et 0 °CA avant le PMH ont été choisis et trois taux d'EGR, à savoir, 10, 20, 30 % ont été appliqués dans la deuxième étape. Pour modéliser la combustion turbulente non prémélangée, le modèle à PDF transportée (Probability Density Function) a été choisi. Les résultats ont montré que l'avancement de l'injection a un effet avantageux sur la performance du moteur mais accompagné d'une augmentation considérable des NO_x. L'application de l'EGR avec un taux de 20 % a permis de réduire largement les NO_x et satisfaire ainsi les normes d'émissions autorisées, sans trop dégrader la performance du moteur.

Abstract

It has been shown by several researchers that EGR is more efficient when it is cooled before it is introduced into the cylinder. Therefore, a heat exchanger must be properly designed to ensure proper cooling of the EGR. The present work aims to study by numerical simulation the cooling of the recycled gases through three models of shell-type exchanger, intended for heavy duty diesel engines. The first is a 19 tubes model of diameter of 10 mm, the second is a 61 tubes model of diameter of 6 mm and the third is a 19 tubes model with helical baffles on the shell side. In order to estimate the performance of these EGR coolers, two factors were taken into account: cooling efficiency and pressure drop. ANSYS FLUENT code was used to solve the governing equations. The temperature-dependent physical properties of the recycled exhaust gases have been incorporated via "User Defined Functions" (UDF), feature of FLUENT. The exhaust gas inlet temperature is set at 523.15 K and the input mass flow rate varies from 0.07 to 0.2 kg /s. The computed performance results were compared to existing experimental measurements. The comparison of the computed results for the three models allowed distinguishing the EGR cooler model consisting of 19 tubes with helical baffles as having the best performance in terms of cooling efficiency and pressure drop. Finally, another numerical simulation study was presented to elucidate the effect of injection timing and EGR on engine performance and NO_x emissions from a natural gas-powered direct injection engine. In a first step, three injection moments in degrees of crankshaft as 9, 4 and 0 °CA bTDC were chosen and three EGR ratios as 10, 20, 30% were applied in the second stage. To model turbulent non-premixed combustion, the transported PDF model (Probability Density Function) was chosen. The results showed that the advance of injection has an advantageous effect on the engine performance but accompanied by a considerable increase of NO_x. The application of the EGR rate of 20 % has largely reduced NO_x and thus meets the emission standards allowed, without much degraded engine performance.

ملخص

لقد تبين من قبل العديد من الباحثين أن (EGR) هو أكثر كفاءة عندما يتم تبريده قبل إدخاله في الاسطوانة. لذلك، يجب أن يتوفر مبادل حراري مصمم بشكل ملائم لضمان التبريد السليم للـ (EGR). يهدف هذا العمل إلى دراسة تبريد الغازات المعاد تدويرها عن طريق المحاكاة العددية من خلال ثلاثة نماذج من مبادلات حرارية معدة لمحركات الديزل الثقيلة. الأول هو نموذج 19 أنبوب قطرها 10 ملم، والثاني هو نموذج 61 أنبوب قطرها 6 ملم والثالث هو نموذج 19 أنبوب مزود بحارفات حلزونية على الجانب المبرد. من أجل تقييم أداء هذه المبردات EGR، تم أخذ عاملين بعين الاعتبار: كفاءة التبريد وانخفاض الضغط. تم استخدام برنامج ANSYS FLUENT لحل المعادلات الرياضية. وقد أدرجت الخصائص الفيزيائية المعتمدة على درجة الحرارة لغازات العادم المعاد تدويرها عن طريق برنامج يدرجه المستخدم "User Defined Functions (UDF)" والذي يعد من مميزات FLUENT. تم تعيين درجة حرارة مدخل غاز العادم عند 523.15K ، وتغيير قيمة التدفق الكتلي من 0.07 إلى 0.2 كجم / ثانية. تمت مقارنة نتائج الأداء عن طريق المحاكاة مع القياسات التجريبية الحالية. وسمحت المقارنة بين النتائج المحسوبة للنماذج الثلاثة بتمييز نموذج تبريد EGR الذي يتكون من 19 أنبوب مع حارفات حلزونية كأفضل أداء من حيث كفاءة التبريد وانخفاض الضغط. وأخيراً، تم تقديم دراسة محاكاة رقمية أخرى لتوضيح تأثير توقيت الحقن و الـ EGR على أداء المحرك وانبعاثات أكاسيد النيتروجين من محرك الحقن المباشر الذي يعمل بالغاز الطبيعي. في الخطوة الأولى، تم اختيار ثلاث لحظات الحقن في درجات العمود المرفقي كمايلي CA ° 9، 4 و 0 و تطبيق ثلاث نسب EGR كالاتي 10، 20، 30٪ في المرحلة الثانية. ولمحاكاة الاحتراق المضطرب غير المختلط، تم اختيار نموذج PDF (وظيفة الكثافة الاحتمالية). وأظهرت النتائج أن تقدم الحقن له تأثير مفيد على أداء المحرك ولكن يرافقه زيادة كبيرة من أكاسيد النيتروجين. وقد أدى تطبيق معدل EGR بنسبة 20٪ إلى خفض أكاسيد النيتروجين إلى حد كبير، وبالتالي يفي بمعايير الانبعاثات المسموح بها، دون تدهور في أداء المحرك.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION	xiv
------------------------	-----

CHAPITRE I: ETAT DE L'ART SUR LES STRATEGIES DE REDUCTION DES EMISSIONS DANS LES MOTEURS DIESEL

PREMIERE PARTIE: Les émissions polluantes, les systèmes de post-traitements et les techniques dans le cylindre dans les moteurs diesel

1.1.1. Les émissions des moteurs diesel	3
1.1.1.1. Monoxyde de carbone (CO)	4
1.1.1.2. Hydrocarbures (HC)	5
1.1.1.3. Particules (PM)	6
1.1.1.4. Oxydes d'azote (NOx)	8
1.1.2. Formation des NOx et des particules	10
1.1.3. Législation sur les émissions	11
1.1.4. Techniques et systèmes de réduction des émissions polluants dans les moteurs diesel	13
1.1.4.1. Systèmes de post-traitement des gaz d'échappement	13
1.1.4.1.1. Catalyseur d'oxydation diesel (DOC)	14
1.1.4.1.2. Filtre à particules diesel (DPF)	16
1.1.4.1.3. Réduction catalytique sélective (SCR)	18
1.1.4.1.4. Piège à NOx (LNT)	20
1.1.4.2. Techniques dans le cylindre	22
1.1.4.2.1. Caractéristiques d'injection du carburant	22
1.1.4.2.1.1. Pression d'injection et géométrie de l'orifice d'injection	22
1.1.4.2.1.2. Forme du taux d'injection	23
1.1.4.2.1.3. Moment d'injection (injection timing)	24
1.1.4.2.1.4. Injections multiples	25
1.1.4.2.1.5. Injection d'air auxiliaire	26
1.1.4.2.1.6. Injection du carburant canalisée (DFI)	26
1.1.4.2.2. Taux de compression variable (VCR)	27
1.1.4.2.3. La distribution variable des soupapes (VVA)	29
1.1.4.2.4. Effet de la qualité du carburant	30
1.1.4.2.5. Carburants alternatifs (alternate fuels)	31
1.1.4.2.5.1. Carburants oxygénés	31
1.1.4.2.5.2. Le biodiesel	31
1.1.4.2.5.3. Émulsion eau-carburant	32
1.1.4.2.6. Recirculation des gaz d'échappement (EGR)	33
1.1.4.3. Stratégies de combustion avancées	36
1.1.4.3.1. Combustion à basse température (LTC)	36
1.1.4.3.2. Combustion à allumage par compression d'un mélange homogène (HCCI)	37
1.1.4.3.3. Combustion à allumage par compression à charge prémélangée (PCCI)	39
1.1.5. Conclusions	41

DEUXIEME PARTIE: Généralités sur la technique de recirculation des gaz d'échappement dans les moteurs diesel

1.2.1. Introduction	44
1.2.2. Principe de fonctionnement	46
1.2.2.1. Types de vanne d'EGR (EGR valve)	50
1.2.2.2. Mélangeurs d'EGR (EGR mixers)	51
1.2.3. Estimation du taux d'EGR	53
1.2.3.1. Taux d'EGR basé sur la masse	53
1.2.3.2. Taux d'EGR basé sur la concentration des gaz	54
1.2.4. Classification de l'EGR	55
1.2.4.1. En fonction de la masse totale admise	55
1.2.4.2. En fonction de l'endroit où les gaz recirculés sont introduits	55
1.2.4.3. En fonction de la pression du processus de recirculation	56
1.2.4.4. En fonction de la température d'EGR	57
1.2.5. Application de l'EGR dans les moteurs à combustion interne	58
1.2.6. Effets de l'EGR sur l'admission du moteur	61
1.2.6.1. Réduction de la masse de charge d'entrée (effet d'étranglement thermique)	61
1.2.6.2. Réduction de concentration en oxygène de la charge d'entrée (effet de dilution)	62
1.2.6.3. Introduction des produits de combustion dans la charge d'entrée (effet chimique)	63
1.2.6.4. Augmentation de la capacité de chaleur de la charge d'entrée (effet thermique)	63
1.2.6.5. Augmentation de la température de la charge d'entrée	64
1.2.7. Les différents systèmes d'EGR	65
1.2.7.1. L'EGR à haute pression (HPL EGR: High Pressure Loop EGR)	66
1.2.7.2. L'EGR à basse pression (LPL EGR: Low Pressure Loop EGR)	68
1.2.7.3. Système EGR hybride	70
1.2.8. Traitement de l'EGR	70
1.2.8.1. Refroidissement de l'EGR	71
1.2.8.2. Oxydation de l'EGR	72
1.2.9. Conclusion	75

CHAPITRE II: ETUDE DU REFROIDISSEMENT DES GAZ RECYCLES DANS UN MOTEUR DIESEL DES VEHICULES LOURDS

2.1. Introduction	77
2.2. Géométrie des refroidisseurs EGR	79
2.3. Hypothèses et conditions aux limites	80
2.4. Modèle mathématique	81
2.5. Propriétés physiques des gaz d'échappement	82
2.5.1. Calcul des fractions de masse	83
2.6 Génération du Maillage	84
2.7. Résultats et discussion	85
2.7.1 Simulation numérique du côté gaz	86
2.7.1.1. Effet des fractions massiques des constituants sur les résultats	86

2.7.1.2. La chute de pression	87
2.7.1.3. Efficacité de refroidissement	88
2.7.1.4. Contours de température	90
2.7.1.5. Contours de vitesse	91
2.7.2. Simulation numérique du côté de l'eau	92
2.7.2.1. La chute de pression	92
2.7.2.2. Contours de température	94
2.7.2.3. Contours de vitesse	95
2.8. Conclusion	97

**CHAPITRE III: SIMULATION DE LA COMBUSTION NON PREMELANGEE
DANS UN MOTEUR A INJECTION DIRECTE**

3.1. Introduction	99
3.2. Description du Problème	101
3.3. Maillage	102
3.4. Initialisation	103
3.4.1. Initialisation de la pression et de la température dans le cylindre	103
3.4.2. Initialisation de l'écoulement	104
3.4.3. Initialisation de la masse du carburant injecté	104
3.4.4. Initialisation des fractions massiques des espèces admises dans le cylindre	106
3.5. Modélisation de la combustion	107
3.6. Formation thermique des NOx	108
3.6.1. Approches pour déterminer la concentration radicale O	110
3.6.2. Approches pour déterminer la concentration radicale OH	112
3.7. Résultats et discussions	113
3.8. Conclusion	122
CONCLUSIONS GENERALES	123
ANNEXE A	124
ANNEXE B	125
ANNEXE C	127
REFERENCES	128

Liste des tableaux

1.1.1 Normes Euro de l'Union Européenne pour les véhicules lourds	12
2.1 Coefficients pour l'évaluation des propriétés physiques des gaz d'échappement	83
2.2 Vitesses approximatives, chemin médian et informations sur les maillages	84
2.3 Comparaison des résultats simulés et expérimentaux	85
2.4 Fraction de masse en fonction du R_{EGR}	86
3.1 Caractéristiques du moteur	101
3.2 Masse du carburant à travers le trou de l'injecteur en fonction d'EGR	105
3.3 Fractions massiques des espèces du flux oxydant admis dans le cylindre	106
3.4 Comparaison entre les moments d'injection	118
3.5 Comparaison des résultats de l'EGR	120

Liste des figures

1.1.1 Composition des gaz d'échappement diesel	3
1.1.2 Formation des NO _x et de suie dans une combustion diesel conventionnelle	10
1.1.3 Catalyseur d'oxydation diesel (DOC)	14
1.1.4 Filtration du DPF	16
1.1.5 Système SCR typique avec un DOC	19
1.1.6 Processus de stockage et de réduction dans un piège à NO _x	21
1.1.7 Injections de type carré, rampe et botte idéales	24
1.1.8 Injections multiples typiques utilisées dans les moteurs	25
1.1.9 Schéma de l'injection du carburant canalisée	27
1.1.10 Évolution de l'émulsion après introduction dans la chambre de combustion	32
1.1.11 Tracé du rapport d'équivalence locale en fonction de la température de la flamme avec différents mécanismes de combustion	36
1.1.12 Les différences entre les moteurs diesel, à essence et HCCI	38
1.1.13 Contrôle des émissions diesel	42
1.1.14 Part de marché des technologies de contrôle des NO _x pour les voitures particulières diesel lors de l'introduction progressive d'Euro 6	42
1.2.1 Gaz d'échappement recirculés (EGR)	46
1.2.2 Effet de réduction de la concentration de l'oxygène par différents diluants sur les NO _x	47
1.2.3 Pressions pour différents taux d'EGR dans un moteur diesel DI	48
1.2.4 Formation des NO _x durant le MNEDC	48

1.2.5	vanne EGR sous vide	50
1.2.6	vanne EGR à commande Electronique	50
1.2.7	Schéma d'un système EGR commandé par un ECU	51
1.2.8	Mélange d'EGR à l'aide d'un papillon	52
1.2.9	Mélange d'EGR à l'aide d'un venturi	52
1.2.10	Définition de l'EGR basée sur la masse	53
1.2.11	Différents méthodes d'utilisation de l'EGR dans les moteurs à essence et diesel	60
1.2.12	Analyse de la composition d'entrée lorsque 25% de l'air est remplacé par EGR chaud	61
1.2.13	Augmentation du volume occupé par la flamme de la pulvérisation utilisant l'EGR	63
1.2.14	Effets du CO ₂ et du H ₂ O sur les émissions des NO _x et des particules	65
1.2.15	L'EGR dans les moteurs diesel à aspiration naturelle	66
1.2.16	L'EGR à boucle haute pression	67
1.2.17	L'EGR à boucle basse pression	69
1.2.18	L'EGR hybride	70
1.2.19	L'effet de L'EGR refroidi sur la formation des NO _x	72
1.2.20	L'effet de L'EGR traité par oxydation	73
1.2.21	Schéma de l'oxydation catalytique de l'EGR	73
1.2.22	Courbe de pression dans le cylindre des fonctionnements d'EGR stables limités	74
2.1	Géométrie des refroidisseurs EGR	79
2.2	Dimensions des diffuseurs et du côté de la coque	80
2.3	Pas de la chicane et angle d'inclinaison	80
2.4	Maillage des refroidisseurs EGR	84
2.5	Chute de pression dans le côté gaz	88
2.6	Pression statique le long des refroidisseurs EGR	88
2.7	Variation de l'efficacité de refroidissement	89
2.8	Température des gaz d'échappement à la sortie	89
2.9	Contours de températures (K)	90
2.10	Contours de vitesse dans le côté gaz (m/s)	91
2.11	Chute de pression du côté de l'eau pour chaque modèle (kPa)	92
2.12	Contours de température du côté de l'eau (K)	94
2.13	Contours de vitesse du côté de l'eau en coupe longitudinale (m/s)	95
2.14	Contours de vitesse du côté de l'eau en coupe transversale (m/s)	96
3.1	Piston-cylindre au PMH	101
3.2	Maillage au PMH	102
3.3	Maillage du trou de l'injecteur	102
3.4	Maillage à 60 CA (ATDC)	103

3.5	Contours des fractions massiques du CH ₄ pour différents angles vilebrequin	114
3.6	Contours de température à différents angles vilebrequin	115
3.7	Contours des polluants NO _x à différents angles vilebrequin	116
3.8	Contours des vecteurs de vitesse du jet	117
3.9	Forme de l'injection	117
3.10	Pression moyenne sous différent moments d'injection	119
3.11	Température moyenne sous différent moments d'injection	119
3.12	Formation des NO _x sous différents moments d'injection	119
3.13	Pression moyenne pour différent rapport d'EGR	121
3.14	Température moyenne pour différent rapport d'EGR	121
3.15	Formation des NO _x pour différents rapport d'EGR	121

Nomenclatures

ACRONYMES

ATDC	After Top Dead Center (Après le PMH)
BMEP	Brake mean effective pressure
BTDC	Before Top Dead Center (avant le PMH)
CAD	Crank Angle Degree (Degré d'angle vilebrequin)
CN	Cetane Number
CRDI	Common Rail Direct Injection
CRT	Continuously Regenerating Trap
DFI	Ducted Fuel Injection
DI	Direct Injection
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Diesel Particulate Filter
EEA	European Economic Area
EEVC	Early Exhaust Valve Closing
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EIVC	Early Intake Valve Closing
EPA	Environmental Protection Agency
EUCAR	European Council for Automotive R&D
HC	Hydrocarbures
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HPL-EGR	High Pressure Loop EGR
IEA	International Energy Agency
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
LEVO	Late Exhaust Valve Opening
LIVC	Late Intake Valve Closing
LIVO	Late Intake Valve Opening

LNT	Lean NOx Trap
LPL-EGR	Low Pressure Loop of EGR
LTC	Low Temperature Combustion
MNEDC	Modified New European Driving Cycle
NSRC	NOx Storage and Reduction Catalyst
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Development
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition
PM	Particulate Matter
PMH	Point Mort Haut
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition
SCR	Selective Catalytic Reduction
SOF	Soluble Organic Fraction
SOI	Start Of Injection
TWC	Three Way Catalyst
UDF	User Defined Function
ULSD	Ultra Low Sulfur Diesel
VCR	Variable Compression Ratio
VTG	Variable Geometry Turbocharger
VVA	Variable Valve Actuation
VVL	Variable Valve Lift
VVT	Variable Valve Timing

SYMBOLES LATINS :

AFR_{AC}	Rapport air/carburant actuel
AFR_{ST}	Rapport air/carburant stœchiométrique
CH_4	Méthane
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
C_p	Coefficient de chaleur spécifique, $J kg^{-1} K^{-1}$
D_h	Diamètre hydraulique, m
f	Facteur de frottement
$J_{i,k}$	Vecteur du flux de diffusion moléculaire
k	Energie cinétique turbulente, m^2/s^2
k_f	Constante du taux de la réaction directe, $m^3/mol.s$
k_r	Constante du taux de la réaction de retour, $m^3/mol.s$
L	Longueur du tube, m
\dot{m}	Débit massique, kg/s
m_{air_ini}	Masse de l'air initiale dans le cylindre, kg
M_i	Masse molaire de l'espèce i, kg/mole
n	Nombre de tubes
NH ₃	Ammoniac
NO	Monoxyde d'azote
NO ₂	Dioxyde d'azote

NO _x	Oxydes d'azote
P	Pression, Pa
\mathcal{P}	PDF jointe de Favre des compositions
P ₀	Pression de référence, Pa
Pr	Nombre de Prandtl(= $\mu C_p / \lambda$)
Pr _t	Nombre de Prandtl turbulent
\dot{Q}	Chaleur échangée entre l'eau et le gaz, j/s
R	Rayon de la coque d'échangeur, m
r	Rayon du tube, m
R _{EGR}	Rapport d'EGR
R _{gaz}	Constante universelle des gaz, JK ⁻¹ mole ⁻¹
R _s	Rapport de tourbillon
S	Taux de déformation, s ⁻¹
Sc _t	Nombre de Schmidt turbulent
S _k	Taux de réactions de l'espèce k
SO ₂	Dioxyde de soufre
T	Température, K
T _{g,i}	Température du gaz à l'entrée, K
T _{g,o}	Température du gaz à la sortie, K
T _{w,i}	Température de l'eau à l'entrée, K
U	Vitesse moyenne, m/s
u _i	Vitesse dans la direction i, m/s
u _i "	Vecteur de la fluctuation de vitesse du fluide
Y _i	Fraction massique de l'espèce i

SYMBOLES GRECS :

Φ	Rapport d'équivalence
Ψ	Vecteur d'espace des compositions
μ	Viscosité dynamique, Pa.s
μ_t	Viscosité dynamique turbulente, Pa.s
ε	Energie de dissipation, m ² /s ³
ν	Viscosité cinématique, m ² /s
ν_t	Viscosité cinématique turbulente, m ² /s
ξ	Efficacité de refroidissement
ρ	Masse volumique, kg/m
σ_k	Nombre de Prandtl turbulent pour k
σ_ε	Nombre de Prandtl turbulent pour ε
λ	Conductivité thermique, Wm ⁻¹ K ⁻¹
φ_0	Facteur d'excès d'air

Introduction

En raison de l'augmentation rapide des moteurs de véhicule et de l'utilisation très limitée des technologies de contrôle des émissions, le transport apparaît comme la principale source de pollution atmosphérique urbaine, qui est un problème de santé publique important dans la plupart des villes du monde en développement. La pollution atmosphérique dans les pays en développement compte des dizaines de milliers d'excès de décès et des milliards de dollars en coûts médicaux et des pertes de productivité chaque année. L'organisation mondiale de la santé a estimé qu'environ 2.4 millions de personnes meurent chaque année en raison de la pollution atmosphérique [1]. Dans le monde d'aujourd'hui, la protection de l'environnement, le changement climatique et la pollution de l'air sont devenus des sujets d'intérêt central. De nombreuses agences, organisations (EPA, OECD, IPCC, IEA, EEA, etc.) ont été créées dans le monde entier et ont travaillé pour empêcher la pollution de l'air et les changements climatiques causés par les émissions polluantes. Dans leurs travaux, ils ont signalé qu'environ 20 à 30% des émissions polluantes proviennent des transports et ces émissions ont un impact important sur le réchauffement climatique et les changements climatiques. Pour éviter les effets de ces émissions polluantes, ils ont mis l'accent sur tels enjeux comme la prise de plusieurs dispositions légales, l'avancement des développements technologiques, la création de plusieurs modèles de structures, le développement des systèmes de contrôle et l'organisation de la structure du trafic [1].

Les moteurs diesel ont une utilisation étendue par rapport aux moteurs à essence en raison de leurs coûts d'exploitation faibles, de leur efficacité énergétique, de leur grande durabilité et de leur fiabilité. Ils sont la source d'énergie du transport commercial, étant employés dans les camions, les autobus, les trains et les navires ainsi que les véhicules industriels hors route tels que les machines d'excavation et les équipements miniers. Bien qu'ils présentent de nombreux avantages, ils ont un impact important sur les problèmes de pollution environnementale dans le monde entier. En particulier, les gaz d'échappement diesel contiennent une quantité plus élevée de particules et des émissions des NOx qui sont responsables de graves problèmes

environnementaux et de santé. Les experts en santé ont conclu que les polluants émis par les moteurs diesel affectent négativement la santé humaine et causent des pluies acides, de l'ozone troposphérique et réduisent la visibilité. Des études ont montré que l'exposition aux gaz d'échappement diesel provoque des dommages aux poumons et des problèmes respiratoires et il existe des preuves concrètes que les émissions de diesel peuvent causer un cancer chez l'homme [1].

Des recherches intensives, que ce soit expérimentales ou par simulation numérique, ont été menées pour atténuer les émissions polluantes émanant des moteurs diesel, particulièrement les NO_x et les particules de matière PM. Plusieurs solutions peuvent être adoptées par les constructeurs que se soit au sein du moteur lui même utilisant des techniques dans le cylindre, ou en aval du moteur en utilisant des systèmes de post-traitement dits catalyseurs.

Dans le cadre de cette thèse, on s'intéresse particulièrement à la technique de recirculation des gaz d'échappement (EGR). Cette étude a pour but de faire dans un premier temps une évaluation de performance des refroidisseurs de l'EGR et dans un second temps d'examiner le pouvoir de l'EGR à diminuer les NO_x dans un moteur utilisant le gaz naturel comme carburant.

Ce présent mémoire s'articule autour de trois chapitres. Le premier chapitre présente les différentes stratégies de contrôle des émissions polluantes dans les moteurs diesel. Ce chapitre est divisé en deux grandes parties. Dans une première partie, les principales émissions polluantes (CO, HC, NO_x et PM) sont expliquées individuellement. Deux grandes catégories de systèmes de contrôle des émissions sont examinées. La première catégorie comprend les systèmes de post-traitement, à savoir, le catalyseur d'oxydation diesel (DOC), le filtre à particules diesel (DPF) et la réduction catalytique sélective (SCR), etc. La deuxième catégorie inclue des techniques de contrôle au sein du cylindre du moteur lui même, à savoir, la recirculation des gaz d'échappement (EGR), la variation des caractéristiques de l'injection, la variation du taux de compression (VCR), la distribution variable des soupapes (VVA), traitement des carburants (biodiesels, carburants oxygénés, émulsion eau-carburant, etc.) et finalement les différents modes de combustion à basse température LTC (HCCI, PCCI). Une deuxième partie vise à définir l'EGR d'une façon plus approfondi en présentant son principe de fonctionnement, sa classification sous différents aspects,

ses effets sur l'admission du moteur, les différentes conceptions de l'EGR et finalement l'effet du refroidissement de l'EGR sur la réduction des NOx.

Le deuxième chapitre présente une évaluation de performance de trois modèles de refroidisseurs EGR par simulation numérique. La simulation numérique est réalisée par le code commercial Fluent CFD. Les résultats numériques sont validés en les comparant avec des résultats expérimentaux existants. Cette étude permet d'effectuer une comparaison de performance entre les trois modèles en termes d'efficacité de refroidissement et de chute de pression.

Le troisième chapitre est consacré à la simulation numérique de la combustion non prémélangée dans un moteur TDI à gaz naturel pour l'objectif d'examiner l'effet du moment d'injection et de l'EGR sur la performance du moteur et les émissions des NOx.

CHAPITRE I

**Etat de l'art sur les stratégies de réduction des
émissions dans les moteurs diesel**

Première partie:

Les émissions polluantes, les systèmes de post-traitements et les techniques dans le cylindre dans les moteurs diesel

1.1.1. Les émissions des moteurs diesel

Le moteur diesel est un moteur à auto-allumage dans lequel le carburant et l'air sont mélangés à l'intérieur du moteur. L'air requis pour la combustion est fortement comprimé à l'intérieur de la chambre de combustion. Cela génère des températures élevées qui sont suffisantes pour que le carburant diesel s'allume spontanément lorsqu'il est injecté dans le cylindre. Ainsi, le moteur diesel utilise la chaleur pour libérer l'énergie chimique contenue dans le carburant diesel et pour la transformer en énergie mécanique.

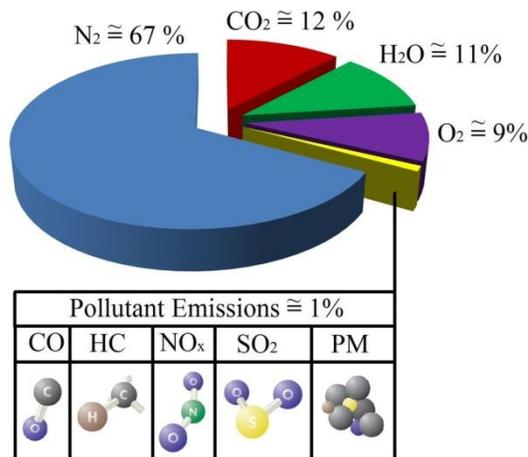


Fig. 1.1.1: Composition des gaz d'échappement diesel

Le carbone et l'hydrogène forment l'origine du carburant diesel comme la plupart des combustibles fossiles. Pour un équilibre thermodynamique idéal, la combustion complète du carburant diesel ne générerait que du CO₂ et du H₂O dans les chambres de combustion du moteur. Cependant, de nombreuses raisons (le rapport air-carburant, le temps d'allumage, la turbulence dans la chambre de combustion, la forme de combustion, la concentration d'air-carburant, la température de combustion, etc.) rendent cela hors de question et un certain nombre de produits nocifs sont générés pendant la combustion. Les produits nocifs les plus significatifs sont le CO, HC, NO_x et PM. La figure 1.1.1 montre la composition approximative des gaz d'échappement diesel [1]. Les émissions polluantes ont un taux de moins de 1% dans les gaz d'échappement diesel. Les NO_x ont la plus forte proportion d'émissions de polluants diesel avec un taux supérieur à 50%. Après les NO_x, les particules PM ont la deuxième proportion la plus élevée dans les émissions polluantes. Puisque les moteurs diesel sont des moteurs à combustion pauvre

les concentrations du CO et HC sont minimales. En outre, les émissions polluantes comprennent un minimum de SO₂ selon les spécifications et la qualité du carburant. Il est produit par les sulfates contenus dans le carburant diesel. A présent, il n'existe aucun système de post-traitement comme un convertisseur catalytique pour éliminer le SO₂. De nos jours, la plupart des distributeurs de carburant et des clients préfèrent un diesel à très faible teneur en soufre (ULSD) pour les moteurs diesel afin de prévenir les effets nocifs du SO₂.

Dans cette section, les quatre principales émissions polluantes (CO, HC, PM et NO_x) du moteur diesel sont expliquées. Chaque type d'émission est étudié individuellement et les impacts de chaque émission sur les problèmes environnementaux et de santé sont également révélés.

1.1.1.1. Monoxyde de carbone (CO)

Le monoxyde de carbone résulte de la combustion incomplète où le processus d'oxydation ne se produit pas complètement. Cette concentration dépend en grande partie du mélange air/carburant. Il est plus élevé lorsque le facteur d'excès d'air est inférieur à 1.0, ce qui correspond à un mélange riche. Cela peut être causé surtout au moment du démarrage et une accélération instantanée du moteur où les mélanges riches sont nécessaires. Dans les mélanges riches, en raison de la carence en air et de la concentration des réactifs, tout le carbone ne peut pas se convertir en CO₂ et être transformé en une concentration de CO. Bien que le CO se produise pendant l'opération en mélanges riches, une petite partie du CO est également émise dans des conditions de mélange pauvre en raison des effets cinétiques chimiques [2]. La formation du CO est une étape intermédiaire dans la combustion des hydrocarbures.

L'étape suivante, l'oxydation complète en CO₂, se fait principalement avec l'aide des radicaux OH. Pour ce processus, des températures supérieures à 1200 K et un oxygène suffisant sont nécessaires. L'oxydation du CO peut s'arrêter localement en raison du non-mélange et donc du manque d'oxygène ou à cause de basses températures proches des parois du cylindre [3].

Les moteurs diesel sont des moteurs à combustion pauvres qui ont un facteur d'excès d'air toujours élevé ($\phi_0 > 1$). Ainsi, la formation du CO est minimale dans les moteurs diesel.

Néanmoins, le CO est produit si les gouttelettes du carburant sont trop grandes ou si des turbulences ou des tourbillons (swirl) insuffisants sont créés dans la chambre de combustion [4].

Le CO est un gaz inodore et incolore. Chez l'homme, le CO dans l'air est inhalé par les poumons et transmis dans la circulation sanguine. Il se lie à l'hémoglobine et inhibe sa capacité à transférer de l'oxygène. Selon la concentration du CO dans l'air, comme ainsi conduit à l'asphyxie, cela peut affecter la fonction de différents organes, entraînant une diminution de la concentration, des réflexes lents et de la confusion [1]. Si l'air avec une concentration volumique de 0.3% est inhalé, cela peut causer la mort après environ 30 min [5]. Cela peut être un problème particulièrement dans les salles fermées.

1.1.1.2. Hydrocarbures (HC)

Les émissions d'hydrocarbures sont composées de carburants non brûlés en raison d'un manque d'oxygène ou de température insuffisante qui se produit près de la paroi du cylindre. À ce stade, la température du mélange air-carburant est nettement inférieure que celle au centre du cylindre. Les hydrocarbures se composent de milliers d'espèces, comme les alcanes, les alcènes et les aromatiques. Ils sont normalement énoncés en termes de teneur équivalente en CH₄ [1]. Un autre phénomène qui conduit à la formation de HC est causé par le volume du sac de l'injecteur. Dans ce volume, une petite partie de carburant est laissée à la fin de l'injection. Il est évaporé par la chaleur de combustion et pénètre dans la chambre de combustion à basse pression. Cela conduit à un lent mélange avec l'air et, par conséquent, un certain carburant peut échapper à la combustion [6].

Les moteurs diesel émettent normalement de faibles niveaux d'hydrocarbures. Par conséquent, la formation du HC n'est généralement pas problématique dans les moteurs diesel. Les émissions d'hydrocarbures diesel se produisent principalement à des faibles charges. La principale source d'émissions d'hydrocarbures à faible charge est le pauvre mélange d'air-carburant. Dans les mélanges pauvres, les vitesses de flamme peuvent être trop faibles pour que la combustion soit terminée pendant la course de puissance, ou la combustion peut ne se produire pas, et ces conditions provoquent des émissions élevées d'hydrocarbures [1].

Dans les moteurs Diesel, le type de carburant, le réglage du moteur et la conception affectent la teneur des hydrocarbures. En outre, les émissions des HC dans les gaz d'échappement dépendent des conditions de fonctionnement irrégulières. Des niveaux élevés de variation instantanée de la vitesse du moteur, de l'injection désordonnée, des volumes excessifs de la cavité de la buse et du rebond de l'aiguille de l'injecteur peuvent entraîner une importante quantité de carburant non brûlé dans l'échappement. Les hydrocarbures non brûlés continuent à réagir dans les gaz d'échappement si la température est supérieure à 600 °C et en présence de l'oxygène, de sorte que les émissions d'hydrocarbures provenant du tuyau d'échappement peuvent être significativement inférieures aux hydrocarbures quittant le cylindre.

Les émissions d'hydrocarbures se produisent non seulement dans les gaz d'échappement du véhicule, mais aussi dans le carter du moteur, le système de carburant et l'évacuation atmosphérique des vapeurs lors de la distribution et de la délivrance du carburant. Les émissions d'hydrocarbures du carter et les pertes par évaporation des émissions d'hydrocarbures ont respectivement 20 à 35 et 15 à 25%, tandis que les émissions d'hydrocarbures dans l'échappement ont 50 à 60% des émissions totales d'hydrocarbures [1].

Les hydrocarbures ont des effets néfastes sur l'environnement et la santé humaine. Avec d'autres émissions polluantes, elles jouent un rôle important dans la formation de l'ozone troposphérique. Les véhicules représentent environ 50% des émissions qui forment de l'ozone. Les hydrocarbures sont toxiques avec un potentiel d'irritation des voies respiratoires et provoquent un cancer [1].

1.1.1.3. Particules (PM)

Les émissions des particules dans les gaz d'échappement résultent du processus de combustion. Ils peuvent provenir de l'agglomération de très petites particules de combustible partiellement brûlé, d'huile lubrifiante partiellement brûlée, de teneur en cendres du fuel-oil, huile lubrifiante des cylindres ou des sulfates et d'eau. La plupart des particules de matière résultent d'une combustion incomplète des hydrocarbures dans le carburant et l'huile lubrifiante. Dans une étude expérimentale, la composition typique des particules d'un moteur diesel lourd est classée comme 41% de carbone, 7% de carburant non brûlé, 25% d'huile non brûlée, 14% de sulfate et

d'eau, 13% de cendres et d'autres composants. Dans une autre étude, il est rapporté que le PM se compose de carbone élémentaire ($\approx 31\%$), de sulfates et d'humidité ($\approx 14\%$), de carburant non brûlé ($\approx 7\%$), d'huile lubrifiante non brûlée ($\approx 40\%$) et le reste peut être des métaux et d'autres substances [7].

Les particules du diesel sont généralement des sphères d'environ 15 à 40 nm de diamètre, et environ plus de 90% de PM est inférieur à 1 μm de diamètre. Le processus de formation des émissions de particules dépend de nombreux facteurs tels que le processus de combustion et d'expansion, la qualité du carburant (teneur en soufre et cendres), la qualité de l'huile de lubrification, la consommation, la température de combustion et le refroidissement des gaz d'échappement.

Les émissions de particules des moteurs diesel sont considérablement plus élevées (six à dix fois) que celles des moteurs à essence. Les émissions des particules de diesel peuvent être divisées en trois composantes principales: la suie (soot), la fraction organique soluble (SOF) et la fraction inorganique (IF). Plus de 50% des émissions totales des PM sont des suies qui sont perçues comme fumée noire (smoke). SOF se compose d'hydrocarbures lourds adsorbés ou condensés sur la suie. Il provient en partie de l'huile lubrifiante, en partie du combustible non brûlé, et en partie de composés formés lors de la combustion. Les valeurs de SOF sont trop élevées à faibles charges lorsque les températures d'échappement sont faibles.

De nombreuses recherches sont effectuées pour détecter l'impact des émissions de particules sur l'environnement et la santé humaine. Dans ces recherches, il est documenté que l'inhalation de ces particules peut causer des problèmes de santé importants tels que la mort prématurée, l'asthme, le cancer du poumon et d'autres problèmes cardiovasculaires. Ces émissions contribuent à la pollution de l'air, de l'eau et du sol, la salissure des bâtiments, réduction de la visibilité, impact sur la productivité agricole et changement climatique mondial [1].

1.1.1.4. Oxydes d'azote (NOx)

Les moteurs diesel utilisent de l'air chaud hautement comprimé pour enflammer le carburant. L'air, principalement composé d'oxygène et d'azote, est initialement aspiré dans la chambre de combustion. Ensuite, il est comprimé et une fois le carburant est injecté directement dans cet air comprimé près du sommet de la course de compression (PMH), il est brûlé et la chaleur est libérée. Normalement dans ce processus, l'azote dans l'air ne réagit pas avec l'oxygène dans la chambre de combustion et il est émis de manière identique hors du moteur. Cependant, des températures élevées supérieures à 1600 °C dans les cylindres font que l'azote réagit avec l'oxygène et génère des émissions de NOx.

La quantité des NOx produite est fonction de la température maximale dans le cylindre, des concentrations d'oxygène et du temps de résidence. La plupart des NOx émis sont formés au début du processus de combustion, lorsque le piston est encore près du sommet de sa course. C'est la période dans laquelle la température de la flamme est la plus élevée. L'augmentation de la température de combustion augmente la quantité des NOx jusqu'à trois fois pour chaque élévation de 100 °C. Les NOx sont désignés par l'oxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂). Le NO constitue 85-95% des NOx et il est progressivement converti en NO₂ dans l'air atmosphérique. Alors que le NO et le NO₂ sont regroupés en NOx, il existe des différences particulières entre ces deux polluants. Le NO est un gaz incolore et inodore, tandis que le NO₂ est un gaz brun rougeâtre avec une odeur piquante.

Le transport routier est la cause la plus importante des émissions des NOx urbaines dans le monde entier contribuant à 40-70% des NOx. Parmi les différents types de véhicules, les véhicules diesel sont les contributeurs les plus importants aux émissions de NOx. Par rapport aux moteurs à essence, ils ont besoin de températures plus élevées car ils sont des moteurs à allumage par compression. Les moteurs diesel sont responsables d'environ 85% de toutes les émissions de NOx provenant de sources mobiles, principalement sous forme de NO [1].

Les émissions des NOx des véhicules sont responsables d'un nombre considérable de danger pour l'environnement et pour la santé. Les NOx contribuent à l'acidification, à la formation d'ozone, à l'enrichissement des nutriments et à la formation de smog et devenu un des problèmes considérables dans la plupart des grandes villes du monde. Dans l'atmosphère, les NOx réagissent chimiquement avec d'autres polluants pour former de l'ozone troposphérique (principal composant du smog photochimique) et d'autres polluants toxiques.

Le NO et le NO₂ sont considérés comme toxiques, mais le NO₂ a un niveau de toxicité cinq fois supérieur à celui du NO et il est également une préoccupation directe de la maladie pulmonaire humaine. Le dioxyde d'azote peut irriter les poumons et réduire la résistance aux infections respiratoires (comme la grippe). Les émissions des NOx sont des précurseurs importants des pluies acides qui peuvent affecter les écosystèmes terrestres et aquatiques. Le dioxyde d'azote et les nitrates aériens contribuent également à la brume polluante, ce qui nuit à la visibilité.

1.1.2. Formation des NOx et des particules

La figure 1.1.2.b montre le modèle bien établi, appelé conceptuel, décrit un jet quasi-stationnaire dans un moteur diesel à haut rendement. Tandis que, la figure 1.1.2.a montre le chemin de combustion classique d'un moteur diesel dans une carte Φ -T. Le modèle conceptuel est basé sur le travail pionnier de diagnostic par laser de John Dec [8]. Il expose les différentes régions caractéristiques du jet de combustion et sert d'image mentale de la combustion par pulvérisation diesel qui domine aujourd'hui dans la communauté du diesel. Ce modèle a montré une longueur de pénétration de liquide-carburant beaucoup plus courte que ce qui avait été précédemment pensé. De plus, aucune gouttelette n'est présente dans la zone de combustion, seulement le carburant entièrement vaporisé. Juste en aval de la partie liquide du jet, une riche zone de combustion prémélangée à un rapport d'équivalence local élevé est apparue. Après ce point, la suie (particules) est présente dans toute la section du jet, augmentant en taille et en fraction volumique au fur et à mesure qu'il est transporté en aval. Une flamme de diffusion est présente à la périphérie du jet et correspond à la région où la suie est oxydée et où les NOx sont formés à rapport d'équivalence local bas et à une température supérieure à 1800 K.

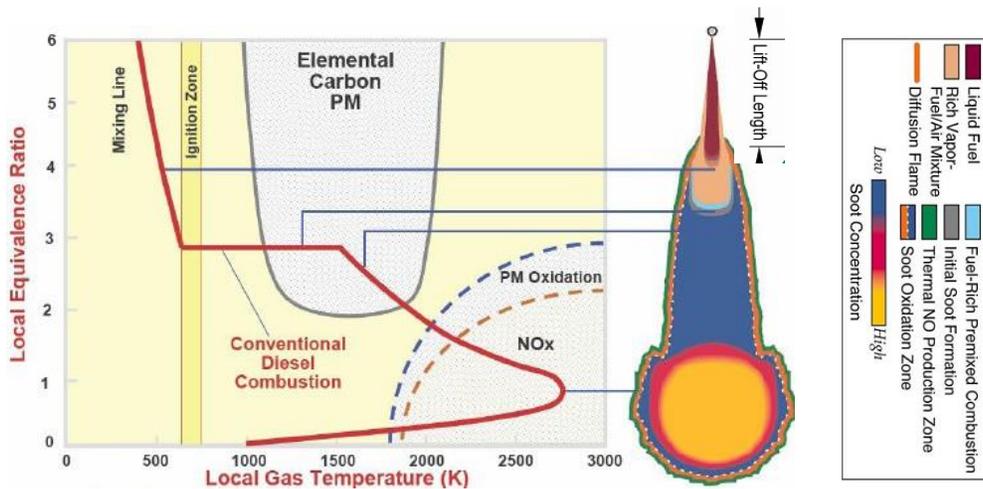


Fig. 1.1.2: Formation des NOx et de suie dans une combustion diesel conventionnelle

Un paramètre intéressant dans ce jet quasi-stationnaire est la longueur de décollement (lift-off length), c'est-à-dire la distance entre le trou de buse et la partie la plus en amont de la flamme de diffusion turbulente. C'est la distance disponible pour la plupart de l'air entraîné environnant dans le jet. L'air entraîné en aval de la longueur de décollement réagit dans la flamme de diffusion. L'entraînement de l'air dans la zone intérieure du jet est ainsi très limité dans la partie réagissante du jet. Plus l'air est entraîné dans le jet jusqu'à la longueur de décollement, plus le rapport d'équivalence à l'intérieur du jet est faible et donc moins de formation de suie [3].

Les NOx et les particules se compensent entre eux dans plusieurs caractéristiques de la conception du moteur. Des températures élevées à l'intérieur de la chambre de combustion aident à réduire les particules au détriment de la formation élevée des NOx. En même temps, une température basse à l'intérieur de la chambre de combustion entraîne une réduction de la formation des NOx mais augmente la probabilité de formation élevée des particules. Ainsi, un compromis entre la formation des NOx et des particules est plus important pour minimiser les deux émissions.

1.1.3. Législation sur les émissions

Dans le monde d'aujourd'hui, la protection de l'environnement s'est développée pour devenir un sujet de préoccupation central. De nombreux organismes et organisations ont tentés d'éviter les dommages causés à l'environnement et à la santé humaine par les gaz à effet de serre et les émissions polluantes. En raison des effets néfastes des émissions de gaz à effet de serre sur la santé et l'environnement, les gouvernements proposent des exigences pour les normes d'émissions autorisées. L'Europe a développé des normes Euro qui ont été continuellement abaissées depuis 1993 avec l'Euro I vers Euro VI, respectivement. Les nouvelles voitures de production doivent respecter ces normes afin d'être approuvées pour la vente.

Le tableau 1.1.1 présente les normes Euro pour les véhicules M1 et M2, N1 et N2 tels que définis dans la directive 70/156/EC avec une masse de référence ≤ 2.610 kg. Les limites sont définies en masse par énergie (g/kWh) dans ce tableau. Les réglementations en matière de normes Euro deviennent de plus en plus strictes au cours des années suivantes. En comparant les normes Euro I et Euro VI pour les émissions de CO, HC, NOx et PM qui ont été réduites, respectivement, de

66, 76, 95 et 98%. La date de mise en œuvre de la norme Euro VI pour les véhicules lourds était le 1er septembre 2014 [1]. Le test diffère pour différentes régions et aussi pour différents types de véhicules. Pour les moteurs diesel, les émissions critiques sont généralement celles des NO_x et des PM. Les limites de ces émissions ont diminué beaucoup ces dernières années, comme on peut le voir au tableau 1.1.1.

	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	NO _x (g/kWh)	PM (g/kWh)
Euro I	4.5	1.1	8.0	0.61
Euro II	4	1.1	7.0	0.15
Euro III	2.1	0.66	5.0	0.13
Euro IV	1.5	0.46	3.5	0.02
Euro V	1.5	0.46	2.0	0.02
Euro VI	1.5	0.13	0.4	0.01

Table 1.1.1 : Normes Euro de l'Union Européenne pour les véhicules lourds [1]

Les valeurs d'émission qui ont été plus strictes jour après jour ont obligé les fabricants de véhicules à travailler continuellement sur la réduction des émissions des polluants des véhicules. Dans les études, menées depuis des décennies, ont été concentré sur les modifications du moteur, les systèmes d'injection de carburant contrôlés par l'électronique et l'amélioration des propriétés du carburant. Toutefois, ces mesures n'ont pas permis de réduire les émissions selon les normes. Les niveaux d'émission souhaités ne peuvent être atteints que par des systèmes de contrôle des émissions à post-traitement. Les véhicules sont équipés de systèmes de contrôle des émissions pour respecter les normes et exigences réelles. Avec les systèmes de contrôle des émissions, les polluants provenant de l'échappement peuvent être éliminés après avoir quitté le moteur, juste avant qu'il ne soit émis dans l'air.

1.1.4. Techniques et systèmes de réduction des émissions polluants dans les moteurs diesel

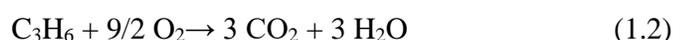
Il existe différentes façons de respecter les réglementations sur les émissions. L'un est d'éviter la formation d'émissions déjà pendant la combustion dans le cylindre; un autre est de nettoyer les gaz d'échappement avec des systèmes de post-traitement avant de les laisser sortir dans l'environnement. En effet, Il est toutefois difficile de maîtriser simultanément les niveaux d'émissions des particules et des NOx pour les véhicules Diesel. La formation de ces deux polluants dépend de la qualité de la combustion dans le cylindre. Diminuer les émissions des particules en brûlant mieux le carburant se traduit par une augmentation des NOx. Inversement, réduire les NOx dans le cylindre peut dégrader la qualité de la combustion, qui s'accompagnera alors avec une formation de particules en plus grande quantité. Plusieurs paramètres technologiques sont susceptibles de modifier le degré de cette dépendance, comme la formulation du carburant, l'architecture du moteur, la pression d'injection, la recirculation d'une partie des gaz d'échappement, etc. Pour aller plus loin dans le traitement simultané des particules et des NOx, le recours à des systèmes de post-traitement avancés sera nécessaire avec d'une part le filtre à particules et d'autre part les catalyseurs de réduction des NOx.

1.1.4.1. Systèmes de post-traitement des gaz d'échappement

Une possibilité de réduire les émissions des polluants est l'utilisation d'un système de post-traitement dans le chemin d'échappement des véhicules diesel. Parmi les systèmes de contrôle des émissions des moteurs diesel, la plupart des recherches et des études ont été réalisées sur la réduction des émissions des NOx, car la teneur en NOx dans les gaz d'échappement du moteur diesel présente le pourcentage le plus élevé parmi les émissions polluantes. Parmi les recherches menées à ce jour, le piège à NOx (LNT) et le SCR sont les technologies les plus ciblées pour éliminer sensiblement les émissions de NOx. Dans cette section, les systèmes de post-traitement dans les moteurs diesel, à savoir, les systèmes DOC, DPF, LNT et SCR, sont expliqués séparément, en raison de leur utilisation étendue.

1.1.4.1.1. Catalyseur d'oxydation diesel (DOC)

Dans de nombreux pays, tels que l'Europe, les États-Unis et le Japon, les DOC sont des systèmes de contrôle des émissions largement préférés non seulement pour les poids lourds, mais aussi pour les véhicules légers. La principale fonction des DOC est d'oxyder les émissions de HC et de CO. En outre, les DOC jouent un rôle dans la diminution de la masse des émissions des particules diesel en oxydant certains des hydrocarbures adsorbés sur les particules de carbone. Les DOC peuvent également être utilisés conjointement avec des catalyseurs SCR pour oxyder le NO en NO₂ et augmenter le rapport NO₂:NO_x. Il existe trois réactions principales qui se produisent dans les DOC [9].



Le CO et le HC sont oxydés pour former du CO₂ et H₂O [Eqs. (1.1), (1.2)] dans le DOC (figure 1.1.3). Les gaz d'échappement diesel contiennent généralement O₂, allant de 2 à 17% en volume, qui ne réagit pas avec le carburant dans la chambre de combustion. Cet O₂ est constamment consommé dans le DOC [10].

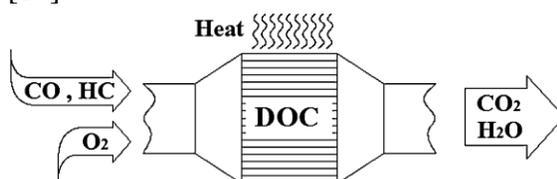


Fig. 1.1.3: Catalyseur d'oxydation diesel (DOC)

Une autre réaction chimique qui se produit dans les DOC est l'oxydation du NO pour former le NO₂ comme on le voit dans l'éq. (1.3). La concentration du NO₂ dans les NO_x est vitale pour les composants en aval comme le DPF et le SCR. Une concentration élevée de NO₂ dans les NO_x génère une efficacité plus élevée du DPF et du SCR. Dans les gaz d'échappement du moteur non traité, le composant NO₂ dans les NO_x est seulement d'environ 10% à la plupart des points de fonctionnement. Avec la fonction du DOC, le taux de NO₂: NO est augmenté en induisant l'équilibre thermodynamique.

La température est un paramètre efficace influant sur le rendement du DOC. L'efficacité du DOC dans l'oxydation du CO et du HC peut être observée à des températures supérieures à la température d'amorçage "light-off" pour l'activité catalytique. La température d'amorçage est définie comme étant la température où la réaction commence dans le catalyseur et varie en fonction de la composition des gaz d'échappement, de la vitesse d'écoulement et de la composition du catalyseur. Le DOC peut également être utilisé comme chauffage catalytique. L'oxydation des émissions de CO et de HC génère de la chaleur libérée. Cette chaleur est utilisée pour augmenter la température des gaz d'échappement en aval du DOC. La hausse de la température d'échappement soutient la régénération du DPF. Dans le DOC, la température des gaz d'échappement augmente approximativement au dessus de 90 °C pour chaque 1% du volume d'oxydation du CO. Étant donné que l'élévation de la température est très rapide, un gradient de température élevé est figé dans le DOC. La contrainte qui en résulte sur le support céramique et le convertisseur catalytique est limité à une haute température autorisée d'environ 200-250 °C [11].

Le DOC est généralement une structure monolithe de forme de nid d'abeilles fabriqué en céramique ou en métal. Outre cette structure porteuse, il consiste en un mélange d'oxydes (revêtement) tels que (Al_2O_3), (CeO_2), (ZrO_2) et de nobles métaux catalytiques actifs tels que le platine (Pt), le palladium (Pd) et le rhodium (Rh). La fonction principale du revêtement est de fournir une large surface pour le métal noble et de ralentir le frittage du catalyseur qui se produit à des températures élevées, entraînant une chute irréversible de l'activité du catalyseur. La quantité de métaux nobles utilisés pour le revêtement, souvent appelée chargement, est spécifiée en g/ft^3 . Le chargement est d'environ 50 à 90 g/ft^3 . Actuellement, le DOC contenant Pt et Pd est couramment le plus utilisé pour l'oxydation. La densité des canaux et l'épaisseur de paroi déterminent la réponse de chauffage, la contre-pression des gaz d'échappement et la stabilité mécanique du convertisseur catalytique [12]. L'un des problèmes majeurs de ces précieux catalyseurs est qu'ils transportent une réaction de SO_2 en SO_3 qui réagit par conséquent avec de l'eau et génère des formes de sulfates et d'acide sulfurique. Ces formes ont des effets très néfastes tels que l'endommagement des systèmes de contrôle et de post-traitement des émissions et l'apparition de plusieurs problèmes environnementaux et sanitaires. Il n'y a pas de technologie pour prévenir et éliminer ces formes. Bien que le système ULSD soit utilisé dans de nombreux

pays à travers le monde, le problème n'a pas pu être résolu complètement. L'utilisation des carburants alternatifs tels que le biodiesel, l'alcool méthylique, etc., peut complètement réduire ou éliminer ce polluant. En outre, il est possible d'augmenter l'efficacité de conversion du DOC en utilisant des carburants alternatifs [13].

1.1.4.1.2. Filtre à particules diesel (DPF)

Les DPF sont utilisés pour éliminer les émissions des particules des gaz d'échappement par filtration physique et sont habituellement constitués de monolithe en structure de nid d'abeilles avec des canaux bouchés en alternance aux deux extrémités. Les canaux bouchés à chaque extrémité forcent les particules à traverser les parois poreuses du substrat, qui agissent comme un filtre mécanique, figure 1.1.4. À mesure que les particules passent à travers les parois, elles sont transportées dans les pores des parois par diffusion où elles adhèrent. Ce filtre a un grand nombre de canaux parallèles pratiquement carrés.

Au fur et à mesure que le filtre devient de plus en plus saturé de particules, une couche de particules est formée à la surface des parois du canal. Ceci fournit une filtration de surface très efficace pour la phase de fonctionnement suivante. Cependant, une saturation excessive doit être évitée. Lorsque les filtres accumulent des particules, ils créent une contre-pression qui a de nombreux effets négatifs, tels qu'une augmentation de la consommation du carburant, une défaillance du moteur et un stress dans le filtre. Pour éviter ces effets négatifs, le DPF doit être régénéré en brûlant les particules piégées.

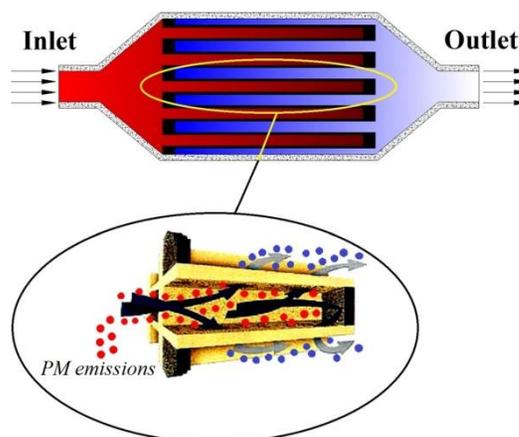


Fig. 1.1.4: Filtration du DPF

Il y a par la suite deux types de processus de régénération de DPF couramment appelés régénération active et régénération passive. Une régénération active peut être appliquée périodiquement aux DPF dans lesquels les particules piégées est éliminée par une oxydation contrôlée avec de l'O₂ à 550 °C ou à des températures plus élevées [14]. Lors d'une régénération active du DPF, les particules sont oxydées périodiquement par la chaleur fournie par des sources extérieures, comme un radiateur électrique ou un brûleur à flamme. La combustion des particules, captée dans le filtre, a lieu dès que la charge de suie dans le filtre atteint une limite fixée (environ 45%) indiquée par la chute de pression à travers le DPF.

La température de régénération plus élevée et la grande quantité d'énergie pour l'apport de chaleur sont de sérieux problèmes pour la régénération active. Tandis que les températures aussi élevées que le point de fusion du filtre provoquent une défaillance du DPF, la nécessité de l'énergie pour chauffer augmente le coût de production du système en raison de compléments complexes. Ces effets négatifs considèrent la régénération active comme étant hors de préférence.

Contrairement à la régénération active, dans la régénération passive du DPF, l'oxydation des particules se produit à la température des gaz d'échappement par combustion catalytique favorisée par le dépôt de catalyseurs appropriés dans le piège lui-même. Les particules sont oxydées par un processus de réaction catalytique continue qui n'utilise pas de carburant supplémentaire. Sous une température comprise entre 200 et 450 °C, de petites quantités de NO₂ favoriseront l'oxydation continue des particules de carbone déposées. C'est la base du piège à régénération continue (CRT) qui utilise continuellement du NO₂ pour oxyder la suie à des températures relativement basses sur un DPF [15].

Dans la régénération passive, l'ensemble du processus est très simple, silencieux, efficace et économe en carburant, c'est-à-dire que ni l'opérateur du véhicule, ni le système de gestion du moteur du véhicule ne doivent provoquer la régénération du DPF. Dans ce processus généralement, un filtre d'écoulement à paroi en carbure de silicium (SiC) est utilisé avec un DOC, un système de gestion sophistiqué du moteur et des capteurs. Le DOC en amont du DPF augmente le rapport du NO₂ au NO dans les gaz d'échappement et abaisse la température de combustion des particules. Le NO₂ fournit un oxydant plus efficace que l'oxygène et fournit ainsi une efficacité de régénération passive optimale [16].

1.1.4.1.3. Réduction catalytique sélective (SCR)

Le SCR est une autre technologie pour réduire les émissions de NO_x et particulièrement améliorée pour les véhicules lourds. En raison de la basse température d'échappement, il n'a pas été largement utilisé pour les véhicules légers. Mais de nos jours, il est en cours d'élaboration pour les véhicules à passagers légers et quelques constructeurs de véhicules légers comme Audi ont utilisé cette technologie dans leur automobile. Le SCR est utilisé pour minimiser les émissions de NO_x dans les gaz d'échappement en adoptant l'ammoniac (NH₃) comme réducteur. Le H₂O et le N₂ sont libérés suite à la conversion catalytique des NO_x dans les gaz d'échappement. En raison des effets toxiques du NH₃ et pour éviter la combustion de NH₃ dans l'atmosphère chaude avant la réaction, le NH₃ est fourni à partir d'une solution aqueuse d'urée. Cette solution est obtenue par mélange de 33% d'urée (NH₂)₂CO et 67% d'eau pure en masse.

Afin d'obtenir un rendement élevé, la quantité de NH₃ stockée sur le catalyseur SCR doit être contrôlée aussi haut que possible. Cependant, un stockage élevé de NH₃ peut conduire à l'ammoniac indésirable. Le glissement de l'ammoniac est généralement évité ou minimisé par l'injection précise d'urée basée sur l'ammoniac requis. En pulvérisant une solution sur les gaz d'échappement, à la suite de la vaporisation de l'eau pure, les particules d'urée solide commencent à fondre et la thermolyse a lieu comme dans l'équation (1.4) [17].

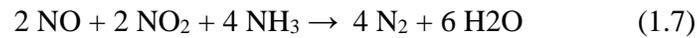


Le NH₃ et l'acide isocyanique sont formés dans la réaction de thermolyse. Le NH₃ participe aux réactions du catalyseur SCR, tandis que l'acide isocyanique est converti avec de l'eau dans une réaction d'hydrolyse [17]. Des NH₃ supplémentaires sont produits par cette hydrolyse [Eq.(1.5)].



Les réactions de thermolyse et d'hydrolyse se produisent plus rapidement que les réactions SCR. Deux molécules d'ammoniac sont produites dans une urée moléculaire par des réactions de thermolyse et d'hydrolyse. L'efficacité des réactions pour produire du NH₃ à partir de l'urée dépend largement de la température des gaz d'échappement. Alors que la température de fusion de l'urée est de 133 °C, il est indiqué dans différentes études que la thermolyse débute à 143, 152,

160 °C [18]. Après la thermolyse et l'hydrolyse, les réactions chimiques qui se produisent dans le catalyseur SCR sont les suivants:



Le taux de l'équation (1.7) est plus élevé que les autres réactions. La réaction de l'équation (1.6) est réalisée en l'absence de tout catalyseur d'oxydation avant le catalyseur SCR, à savoir les émissions de NOx sont sous forme de NO. Dans le cas de l'utilisation d'un DOC de grande taille et de capacité avant le catalyseur SCR, les émissions de NOx se présentent sous forme de NO₂ et la réaction de l'Eq. (1.8) aura lieu. Par conséquent, le taux de réaction diminue et une diminution de l'efficacité de conversion des émissions de NOx est effectuée. La réaction de l'équation (1.7) aura lieu si la taille et la quantité de charge du catalyseur d'oxydation sont optimisées. En raison du taux de réaction élevé, la conversion des émissions de NOx est réellement concrétisée. Le rapport 1:1 de NO:NO₂ montre la performance maximale du SCR. Pour cette raison, il est nécessaire de fixer un rapport NO:NO₂ d'environ 1:1 [19].

La figure 1.1.5 montre un système SCR typique avec DOC. Le système SCR peut fonctionner à une température comprise entre 200 et 600 °C. Les réactions commencent généralement à 200 °C et l'efficacité de conversion maximale est obtenue à 350 °C [20].

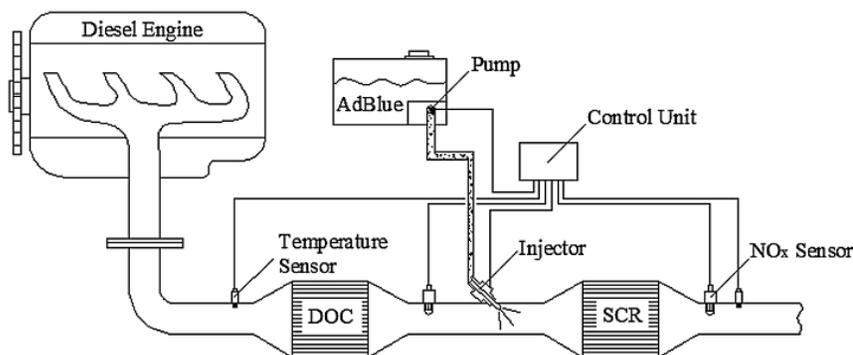


Fig. 1.1.5: Système SCR typique avec un

Les catalyseurs à base de TiO_2 dopé au tungstène et utilisant du vanadium en tant que composant actif sont les catalyseurs les plus utilisés pour le SCR en raison de leur forte activité même à basse température et de leur grande sélectivité pour le NO_2 en tant que produit. La zéolite est une autre base qui peut être utilisée à la place de TiO_2 , et présente certaines différences quant à l'efficacité de la conversion des NO_x . Les zéolithes de cuivre ont des meilleures performances à basse température et les zéolithes de fer ont des meilleures performances à haute température [21].

Avec tous les autres dispositifs de post-traitement avancés, la teneur en soufre dans le carburant de combustion est un problème important pour le catalyseur SCR. Les technologies de post-traitement sont si sensibles à la teneur en soufre du combustible. La teneur en soufre du carburant diesel est incluse dans les catalyseurs et commence à s'accumuler dans les sites actifs du catalyseur, ce qui diminue l'activité catalytique. Bien que les sulfates puissent être décomposés thermiquement, des températures élevées ($> 600\text{ }^\circ\text{C}$) sont nécessaires à la désulfuration dans des conditions riches. Des carburants alternatifs et des additifs ont été utilisés pour prévenir l'effet des sulfures sur les dispositifs de post-traitement. Il est possible d'augmenter l'efficacité de réduction des émissions des systèmes de post-traitement avec des carburants ne contenant pas de soufre. Le biodiesel est le carburant alternatif le plus utilisé pour prévenir les dommages causés par le soufre. De nombreuses recherches ont été menées sur l'utilisation du biodiesel comme carburant alternatif au diesel.

1.1.4.1.4. Piège à NO_x (LNT)

Le catalyseur à trois voies TWC n'est pas efficace pour réduire les NO_x lorsque le moteur fonctionne avec des rapports air/carburant ($\phi_0 > 1$). La découverte par les chercheurs de Toyota des catalyseurs dits LNT ou NSRC, a déclenché une activité fiévreuse dans les études de réduction des NO_x en mélange pauvre. Le système de piège à NO_x se compose d'un catalyseur à haute capacité de stockage des NO_x dans des conditions de combustion pauvres. L'opération de piège à NO_x se compose de deux parties, voir figure 1.1.6; un processus d'adsorption de NO_x pendant la période de combustion pauvre et un court processus de régénération dans des conditions riches. Le piège à NO_x combine trois composants actifs incorporés dans la couche de revêtement du catalyseur: Un catalyseur d'oxydation tel que le platine (Pt), un adsorbant tel que le

baryum et/ou d'autres oxydes et un catalyseur de réduction tel que le rhodium (Rh). Lorsque le moteur fonctionne typiquement en mode pauvre ($\varphi_0 > 1$) pendant environ 60 s, le NO doit d'abord être converti en NO₂ sur le Pt [Eq. (1.9)] [22].



En même temps, le NO₂ est piégé et stocké sur un oxyde de métal alcalin [Eq. (1.10)] tel que le BaO ou le K₂CO₃.



Lorsque la capacité de l'adsorbent est saturée, le moteur est commandé dans un mode riche en carburant ($\varphi_0 < 1$) pendant un temps < 1 s, où le NO₂ adsorbé est libéré et réduit sur le Rh comme dans un catalyseur à trois voies [Eq. (1.11)]. En effet, pendant les phases courtes intermittentes lorsque le moteur fonctionne sur un mélange air-carburant riche, le procédé fournit une partie de monoxyde de carbone (CO) et des hydrocarbures (HCs) nécessaires en grande quantité pour la réduction des NO_x qui ont été stockés et libérés [22].

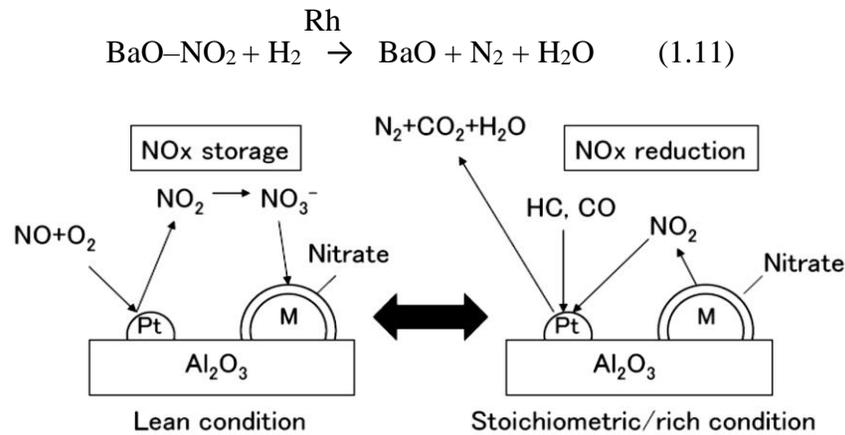


Fig. 1.1.6: Processus de stockage et de réduction dans un piège à NO_x

En général, les pièges à NO_x conviennent aux moteurs d'injection directe à mélange pauvre des véhicules légers (véhicules particuliers et véhicules utilitaires légers) comparativement aux systèmes SCR qui conviennent aux véhicules moyens (camions de taille moyenne, autobus et équipement industriel léger) et des véhicules de poids lourds (transports routiers lourds, applications industrielles et marines).

1.1.4.2. Techniques dans le cylindre

La réduction simultanée des NOx et des PM et la consommation du carburant devient un enjeu majeur dans les moteurs diesel pour répondre aux exigences des futures normes d'émissions. Les systèmes de post-traitement des gaz d'échappement offrent une solution pour la réduction des émissions, mais sont coûteux et occupent un grand espace. Par conséquent, les solutions dans le cylindre sont préférées et sont un meilleur moyen de réduire les émissions pendant le processus de combustion lui-même. Des diverses technologies dans le cylindre ont été proposées auparavant, telles que, le taux de compression plus élevé, les systèmes d'injection du carburant modifiés, la gestion de commande des soupapes d'admission et d'échappement, la recirculation des gaz d'échappement (EGR), les modes de combustion avancés, etc.

1.1.4.2.1. Caractéristiques d'injection du carburant

Les caractéristiques d'injection du carburant telles que la pression d'injection, le calage ou moment d'injection (timing), les injections multiples, le diamètre des orifices de l'injecteur etc. sont des paramètres importants pour obtenir de meilleures performances et de faibles émissions.

1.1.4.2.1.1. Pression d'injection et géométrie de l'orifice d'injection

L'augmentation de la pression d'injection entraîne généralement une augmentation de l'efficacité thermique, une meilleure consommation du carburant et moins d'émissions de CO, de HC et des particules de suie, mais avec des NOx plus élevés [23]. Les pressions d'injection ultra élevées se traduisent par une réduction significative des émissions des particules principalement dû à une meilleure atomisation par pulvérisation avec un entraînement d'air améliorant le taux de mélange air-carburant, mais toujours conduit à une augmentation des émissions de NOx [23]. Pierpont et al ont fait varier la pression d'injection de 720 à 960 bars et également de 960 à 1220 bars dans un moteur monocylindre CRDI et ont montré une réduction significative des particules [24]. Su et al ont étudié l'effet de la pression d'injection, le diamètre du trou de la buse, l'angle de pulvérisation et la configuration de la buse sur les émissions dans un moteur diesel monocylindre. Ils ont constaté lorsque la pression d'injection augmente de 90 MPa à 160 MPa, que les particules sont réduites de 78% [25].

Dodge et al ont fait varier le diamètre de l'orifice d'injecteur pour une pression d'injection de 2830 bar. Ils ont montré que pour un diamètre de 0.086 mm presque aucune émission de particules n'est détectée. Cela a pour raison que la taille des gouttelettes de carburant diminue à une pression d'injection plus élevée avec un petit diamètre de buse et conduit à une combustion complète du carburant avec un minimum d'air disponible [26]. Sur la base des travaux précédemment cités, on peut conclure que la taille des orifices et la pression d'injection élevée réduisent les particules en plus grande quantité, mais d'autre part, les émissions NOx seront plus élevées. D'autres stratégies peuvent être utilisées conjointement tels que l'EGR ou les injections multiples pour une réduction simultanée des NOx et des particules.

1.1.4.2.1.2. Forme du taux d'injection

La forme du taux d'injection du carburant (injection rate shaping) est une stratégie permettant de faire varier le taux d'injection pendant la course d'une seule injection du carburant. C'est une meilleure stratégie pour réduire les NOx à certaines conditions de chargement. De plus, il a été prouvé qu'elle diminue le bruit de combustion [23]. En effet, Comme les NOx sont produits dans des zones à haute température, qui dépendent fortement du taux de dégagement de chaleur initial, moins de quantité de carburant doit être injecté au début de la phase d'injection afin de limiter la libération initiale de chaleur et ainsi la formation des NOx. Selon Herzog et al, dans le délai d'allumage, le taux d'injection doit être faible, puis avec une charge croissante, l'injection principale doit être augmentée [27]. Pour contrôler le taux d'injection, les paramètres tels que la pression d'injection, le diamètre du trou de pulvérisation, le nombre de trous de pulvérisation et la durée d'injection doivent être optimisés. Dans les systèmes d'injection de carburant mécanique, ceci a été réalisé en changeant le profil de came [28], mais il a subi un inconvénient à ne peut pas être modifié pour différentes vitesses et conditions de charge du moteur. Avec le développement de la technologie d'injection et l'amélioration des systèmes d'injection électronique CRDI (Common Rail Direct Injection), la forme du taux d'injection est devenue une réalité lorsque la société Jose of Chrysler a déposé son premier brevet sur la méthode de contrôle du taux d'injection en 1993 [29]. D'autre part, en utilisant des taux d'injection en rampe ou en botte, voir figure 1.1.7, ceci s'accompagne toujours d'une augmentation des particules et de la consommation de carburant.

En effet, Desantes et al ont conclu d'après leurs résultats qu'une tendance générale observée dans les taux d'injection en botte est la réduction significative des émissions de NOx, qui est d'autant plus grande que la longueur de la botte est augmentée ou que la pression de la botte est réduite. D'autre part, puisque le temps d'injection est augmenté en prenant ces mesures, les émissions des particules augmentent [30].

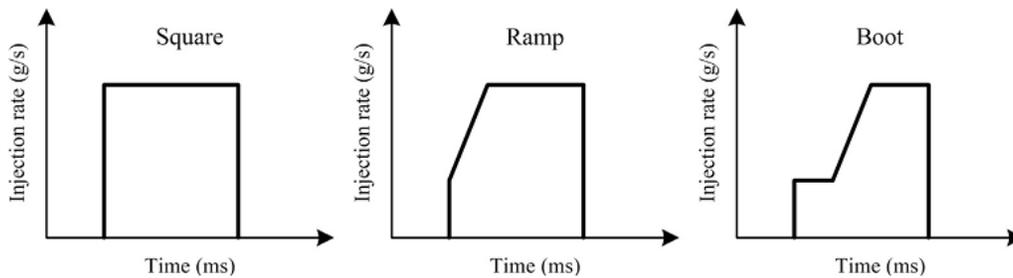


Fig. 1.1.7: Injections de type carré, rampe et botte idéales [23]

1.1.4.2.1.3. Moment d'injection (injection timing)

Les émissions des particules et des NOx peuvent être contrôlée dans une certaine mesure en faisant varier le paramètre de synchronisation d'injection. Lorsque le moment de l'injection est avancé appelé aussi injection précoce (early injection), les émissions des particules seront réduites avec une meilleure efficacité thermique; cet effet est principalement lié à la propriété du délai d'allumage. La raison de ce scénario est que, tout en faisant progresser le calage de l'injection, la durée de combustion pré mélangée augmentera, ce qui améliorera le mélange du carburant et de l'air, réduisant ainsi les émissions des particules. Mais d'autre part, les émissions des NOx sont augmentées en raison d'un retard d'allumage accru. Lorsque le moment de l'injection est retardé (retarded injection) les émissions de particules augmentent et les émissions de NOx sont réduites mais avec une efficacité thermique plus faible. Ce scénario se produit parce que le délai d'allumage est réduit et que la durée de combustion prémélangée diminue tout en retardant l'injection et augmentant ainsi la consommation du carburant, les HC et les particules [6]. Des travaux [31] montrent clairement que faire avancer le calage de l'injection par un angle de vilebrequin de quelques degrés réduit la concentration des particules à une plus grande valeur. Ils montrent aussi que 20 ° BTDC à 23 ° BTDC semble être le moment optimal d'injection pour la réduction des particules.

1.1.4.2.1.4. Injections multiples

Les technologies d'injection multiple sont rendues possibles grâce à l'adoption de la technologie CRDI à haute pression qui permet un très haut niveau de flexibilité dans le contrôle du temps et des quantités d'injections multiples, permettant d'obtenir des réductions significatives du bruit, des NOx et des particules d'une façon simultanée et sans compromettre les performances et la consommation du carburant [23]. Ce contrôle précis est rendu possible grâce à l'utilisation d'une électrovanne qui contrôle la pression d'injection et le calage avec précision.

La figure 1.1.8 montre des injections multiples typiques et ses avantages sur les performances du moteur et la réduction des émissions. Une ou deux injections pilotes ou injection avancée à basse pression aident à réduire le bruit du moteur ainsi que les émissions des NOx. En effet, cette phase initie une combustion anticipée pour assurer une combustion contrôlée du carburant dans la phase d'injection principale. Cela réduit les émissions NOx, car la combustion brusque empêche d'atteindre des températures élevées. La phase d'injection principale que se soit de forme rectangulaire ou en botte facilitera la réduction des NOx pour soutenir les injections pilotes proches. La post-injection couplée à haute pression aidera à augmenter les températures dans la chambre de combustion, ce qui favorise l'oxydation des particules, tandis que la post-injection tardive à pression modérée aide à gérer la température des gaz d'échappement pour la régénération du filtre à particules diesel et à fournir des hydrocarbures pour le catalyseur adsorbeur NOx [32]. En fonction du point de fonctionnement du moteur, la phase d'injection principale peut être complétée selon les besoins en incluant des phases de pré et/ou de post-injection.

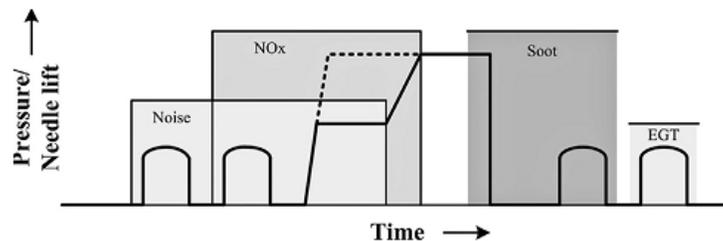


Fig. 1.1.8: Injections multiples typiques utilisées dans les moteurs [23]

Les principaux paramètres du profile d'injections multiples sont: le début d'injection (SOI), temps d'excitation d'une injection ou durée d'une injection (ET: Energizing Time) et le temps d'arrêt (DT: Dwell Time) qui est l'intervalle entre la fin d'une injection et le début de la suivante [33]. Mobasheri et al [34] ont également observé des résultats similaires avec des techniques d'injection de carburant à haute pression (~1000 bar). Leur résultat montre que l'injection multiple optimisée (respectivement 5%, 25%, 25%, 25% et 20% injectés respectivement à 30, 9, 0, -9 et -35 CAD bTDC) était très efficace pour réduire les émissions des NOx et des particules comparant à une seule injection.

1.1.4.2.1.5. Injection d'air auxiliaire

Une autre technologie de précombustion est l'injection d'air auxiliaire pour contrôler la formation des particules. Dans ce cas, une certaine quantité d'air est injectée dans le cylindre du moteur diesel à proximité ou peu après la fin de l'injection. L'air injecté améliore la combustion en augmentant la turbulence et le taux de mélange (mixing rate) d'air-carburant, ce qui augmente finalement la température pour brûler les particules. Cela peut être fait en construisant une chambre secondaire à côté de la chambre principale avec une restriction entre les deux chambres. La restriction créée doit être d'une taille adéquate afin que seuls les gaz s'écoulent et soient comprimés pendant la compression et sortent pendant la course de détente et à proximité de la fin de la combustion. Le principal inconvénient est que cet effet va augmenter le transfert de chaleur ce qui conduit à diminuer l'efficacité. Un autre inconvénient est que la conception est plus complexe, ce qui augmentera les coûts de fabrication [35].

1.1.4.2.1.6. Injection du carburant canalisée (DFI)

Charles J. Mueller [36] a présenté un brevet puis a publié une nouvelle stratégie d'amélioration du mélange pour la réduction des émissions: Injection du carburant canalisée, figure 1.1.9. Les résultats des premières expériences de preuve de concept montrent que l'injection du carburant canalisé peut réduire considérablement la formation des particules dans des conditions d'allumage par compression de mélange contrôlée couvrant une plage de températures ambiantes de 850 à 1000 K à une densité de 22.8 kg/m³, où la combustion conventionnelle par pulvérisation libre

produit une quantité considérable de la suie. Le DFI pourrait être une technologie clé pour les futurs moteurs car il s'agit d'une approche mécanique efficace et conceptuellement simple pour réduire les particules et peut-être d'autres émissions et en plus avoir une amélioration potentielle de l'efficacité de la combustion.

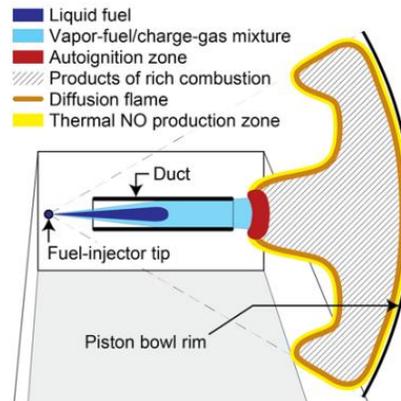


Fig. 1.1.9: Schéma de l'injection du carburant canalisée [36]

1.1.4.2.2. Taux de compression variable (VCR)

Du point de vue théorique, le rendement thermodynamique d'un moteur à combustion interne est une fonction croissante du taux de compression, que ce soit pour les moteurs Diesel ou les moteurs à allumage commandé. Cependant, dans les zones de faibles charges, le fonctionnement du moteur s'éloigne du cycle théorique et la pression de fin de compression n'est plus directement liée au taux de compression et dépend fortement de la charge et du régime du moteur. D'où l'intérêt d'adapter le taux de compression suivant la charge et les sollicitations. En effet, en ville par exemple le moteur fonctionne souvent à faible régime loin de sa charge optimale, avec un mauvais rendement que l'on peut constater par une consommation élevée. L'augmentation du taux de compression permettra de rétablir la pression de fin de compression à la valeur requise pour un fonctionnement optimisé du moteur; cette valeur pouvant être guidée par des impératifs de consommation ou de pollution [37]. Une solution consiste à faire varier dynamiquement le taux de compression en réponse à la charge et aux demandes de conduite. Un dispositif appelé taux de compression variable (VCR) est fait pour augmenter le rendement sous différentes charges. Des charges plus élevées nécessitent des taux plus faibles pour être plus efficaces et vice versa. Ces dernières années, on assiste à une explosion de solutions de moteurs à taux de compression

variable. Une solution proposée avec le moteur MCE-5 est de faire varier le volume de la chambre de combustion en faisant varier la hauteur du piston dans l'axe du cylindre grâce à une roue dentée et une crémaillère, avec un calcul électronique de la position optimale.

Aucun véhicule en série n'est aujourd'hui doté d'un moteur à taux de compression variable, du fait de sa complexité de réalisation et des coûts supplémentaires engendrés. Cependant, compte tenu des contraintes futures, en terme de réduction des émissions de CO₂ des véhicules automobiles, l'EUCAR envisage l'application de cette technologie dans les années 2015 [37]. Il faut régler des problèmes de poids, de tenue mécanique et des questions de coûts industriels. L'industrialisation d'un moteur VCR à grande échelle à l'horizon 2015-2020 reste très possible si pour des questions de coût de carburant ou de volonté politique, la réduction de la consommation devient un objectif prioritaire.

Un taux de compression plus élevé est toujours souhaité pour obtenir un meilleur rendement thermique, mais les émissions des NO_x sont augmentées. Des travaux de recherche ont été menés pour optimiser un taux de compression efficace en fonction de la charge sur le moteur afin d'obtenir une meilleure efficacité globale ainsi que des faibles émissions des NO_x.

Pesic et al ont fait leurs expériences sur un moteur diesel monocylindre pour différentes valeurs de taux de compression. Ils ont conclu qu'à pleine charge une valeur minimale des NO_x est atteinte à un taux de compression de valeur optimale de 15 [38]. Laguitton et al ont analysé l'effet du taux de compression sur les émissions d'échappement provenant d'un moteur diesel PCCI. Les résultats ont indiqué qu'avec un taux de compression plus faible, les émissions des particules et des NO_x sont réduites [39].

Prabhakara et al [40] ont analysé numériquement un moteur à VCR utilisant un code CFD dit CONVERGE TM afin d'optimiser les paramètres tels que le taux de compression (CR), le début d'injection (SOI) et l'EGR à pleine charge. Les simulations ont été réalisées à pression d'injection constante de 230 bars et vitesse de 1500 tr/min. Ils ont conclu qu'un compromis entre les émissions des particules et des NO_x peut être fait en choisissant des valeurs de SOI et CR appropriées. L'ensemble optimisé de CR de 18, de SOI de 21.5 bTDC et un EGR de 2% a été obtenu, ce qui réduit les particules de 40% tandis qu'une diminution marginale des NO_x est observée.

1.1.4.2.3. La distribution variable des soupapes (VVA)

La distribution variable des soupapes est une technologie permettant de faire varier d'une façon dynamique la disposition des soupapes en fonction du régime et de la charge. Ce système est souvent utilisé pour améliorer les performances, l'économie du carburant et les émissions. Ils existent deux fameux systèmes de distribution, que se soit pour les moteurs à essence ou diesel, le premier est le calage variable des soupapes (VVT) qui consiste à modifier le moment d'un soulèvement d'une soupape et le deuxième est la levée variable de soupapes (VVL) qui consiste à varier la hauteur d'ouverture d'une soupape. Lorsque les deux systèmes sont utilisés conjointement, il est possible d'offrir un contrôle infini sur l'admission et l'échappement à travers les soupapes. Des réglementations de plus en plus strictes sur les émissions obligent de nombreux constructeurs automobiles à utiliser de tels systèmes.

Plusieurs ajustements synchronisés du système VVT sont réalisables tels que la fermeture retardée de la soupape d'admission (LIVC), fermeture anticipée de la soupape d'admission (EIVC), ouverture retardée de la soupape d'admission (LIVO), etc. [41]. A titre d'exemple illustrant l'effet du système VVT est la fermeture retardée de la soupape d'admission (LIVC) qui consiste à maintenir la soupape d'admission ouverte légèrement plus longtemps qu'un moteur traditionnel. Il en résulte que le piston pousse effectivement l'air hors du cylindre et retourne dans le collecteur d'admission pendant la course de compression. L'air qui est expulsé remplit le collecteur avec une pression plus élevée, et lors des courses d'admission suivantes, l'air aspiré sera à une pression plus élevée. Il a été démontré que la fermeture retardée des soupapes d'admission réduit les pertes par pompage dans des conditions de charge partielle et réduit les émissions des NOx et des particules [42]. W.De Ojeda a étudié les effets du calage variable des soupapes sur la combustion dans un moteur Diesel. Il a constaté que la fermeture anticipée de la soupape d'admission (EIVC) a abaissé la pression et la température pendant la course de compression, ce qui en résulte à un délai d'allumage plus long au moment où le carburant se mélange avec plus d'homogénéité avec l'air de suralimentation avant que la combustion se produise. Les essais ont été effectués sur un moteur V8 de 6,4 L à des charges allant jusqu'à 5 bars BMEP. L'utilisation de l'EIVC a montré des réductions significatives des particules (au-dessus de 90%) et des améliorations de l'efficacité énergétique (de 5%) avec des niveaux de NOx inférieurs à la norme US 2010 de 0.2g/bhp-hr [43].

1.1.4.2.4. Effet de la qualité du carburant

Les carburants diesel de haute qualité sont caractérisés par les caractéristiques suivantes: Haut indice de cétane ou nombre de cétane, point d'ébullition final relativement bas, densité et viscosité limitées, composés aromatiques et teneur en soufre faibles [44].

Le nombre de cétane (CN) exprime la qualité d'allumage du carburant diesel sur une échelle de 0 à 100. Plus l'indice de cétane est élevé plus la tendance du combustible à s'enflammer est grande. L'indice de cétane 100 est attribué au n-hexa-décane (cétane), qui s'enflamme très facilement, tandis que le méthyl-naphtalène à allumage lent se voit attribuer l'indice de cétane 0. L'indice de cétane du carburant a été trouvé pour être la propriété de carburant la plus significative; les carburants à faible indice de cétane entraînent une augmentation des HCs, des NOx et du bruit.

À l'inverse, les carburants à indice de cétane plus élevé produit moins d'émissions et de bruit et améliore les caractéristiques de démarrage des moteurs. Le degré de ces effets est influencé par la configuration du moteur. Bien que les changements de conception du moteur puissent entraîner une réduction substantielle des émissions, les propriétés du carburant peuvent également influencer les niveaux réalisables [45].

La teneur en aromatiques a aussi un effet significatif sur les émissions. Le nombre de cétane et la teneur en aromatiques des carburants ont été variés indépendamment. Les résultats de Y. Kidoguchi et al [46], ont montré que la réduction du nombre de cétane entraînait une augmentation des NOx et une diminution des particules pour des hautes charges, tandis que la teneur en aromatiques a peu d'effet sur les caractéristiques de combustion. Cependant, l'augmentation de la teneur en aromatiques pour carburant à indice de cétane élevé a entraîné des émissions élevées de NOx et des particules.

1.1.4.2.5. Carburants alternatifs (alternate fuels)

1.1.4.2.5.1. Carburants oxygénés

Le carburant oxygéné est un carburant qui contient un aditif chimique contenant de l'oxygène. Cet additif oxygéné améliore simplement la combustion et la qualité d'allumage du carburant en améliorant l'indice de cétane, réduisant ainsi les émissions des particules. Plusieurs travaux ont souligné que le carburant ayant un faible rapport carbone/hydrogène (C/H) et une teneur élevée en oxygène réduirait les particules à une plus grande valeur. Les divers additifs oxygénés utilisés comprennent le méthanol (CH₃OH), l'éthanol (C₂H₆O), le butanol C₄H₁₀O, l'éther diéthylique (C₂H₅)₂O, l'éther diphénylique C₁₂H₁₀O, le diéthylèneglycol C₄H₁₀O₃, etc. Plusieurs travaux visant à réduire les particules à l'aide d'additifs oxygénés ont été examinés [47].

1.1.4.2.5.2. Le biodiesel

Le biodiesel est un carburant alternatif couramment décrit comme un ester méthylique ou éthylique d'acide gras dérivé d'huiles végétales et de graisses animales. C'est un carburant renouvelable, biodégradable et oxygéné. Un carburant a une faible teneur en soufre et en aromatique et contient également près de 10% d'oxygène, ce qui l'aide à brûler complètement.

Nabi et al ont examiné l'effet d'un biodiesel dérivé de l'huile de graines de coton et 20% d'additifs sur les performances et les émissions d'un moteur diesel monocylindre. Ils ont constaté que les particules sont réduites de 24%. La raison est que 10-12% d'oxygène supplémentaire dans le biodiesel engendre une meilleure combustion entraînant une réduction de ces particules [48]. Gill et al ont étudié l'effet d'un mélange d'un biodiesel avec un additif oxygéné (diglyme) sur un moteur diesel conventionnel. L'ajout de 15% de cet additif augmente l'efficacité de la combustion et réduit simultanément les NO_x et les particules de taille moyenne. La raison est que le nombre de cétane est augmenté et entraîne une réduction de la durée de combustion prémélangée, ce qui contribue à la réduction des NO_x [49]. L'inconvénient des mélanges biodiesel lorsque sont utilisés est que des particules ultrafines seront émises. Ces particules fines sont considérées comme plus difficiles à piéger et plus sévères que les grosses particules en termes d'impact sur la santé et l'environnement. Dans plusieurs études, il a été conclu que l'utilisation de biodiesel réduisait énormément les particules, mais le problème était que la taille des particules se

transformait en particules ultrafines qui pénétraient profondément dans les poumons et pouvaient facilement provoquer le cancer [50].

1.1.4.2.5.3. Émulsion eau-carburant

Emulsion d'eau dans le carburant (Water emulsified fuel) est un autre principe de modification du carburant utilisé pour contrôler simultanément les émissions des particules et des NOx. Cette émulsion est créée lorsque le fluide primaire est dispersé à travers le fluide non miscible secondaire, habituellement sous forme de gouttelettes sphériques. La raison principale de la réduction des émissions est que, lors d'une évaporation rapide, les gouttelettes d'eau ayant un point d'ébullition inférieur à celui du carburant environnant exploseraient rapidement. Ce processus est appelé micro explosion, voir figure 1.1.10. Ceci augmente éventuellement la durée de la combustion prémélangée et un délai d'allumage plus long. Cela conduit à plus de temps pour avoir une meilleure homogénéité du mélange air/carburant ce qui permet à une réduction de la formation des particules. Dans le même cas, l'évaporation des gouttelettes d'eau réduit la température maximale du cycle. Cela conduit également à la réduction des émissions de NOx. Il a été conclu, d'après le travail de recherche d'Armasa et al [51], que les carburants émulsifiés réduisaient considérablement les émissions de particules et de NOx simultanément. Néanmoins, la présence d'eau dans le carburant engendre une surconsommation en termes d'exploitation [52]. L'utilisation de biodisehols, une combinaison de diesel, d'alcool et de biodiesel pourrait être un carburant prometteur pour réduire considérablement les particules et améliorer de manière satisfaisante l'efficacité thermique du moteur diesel [35].

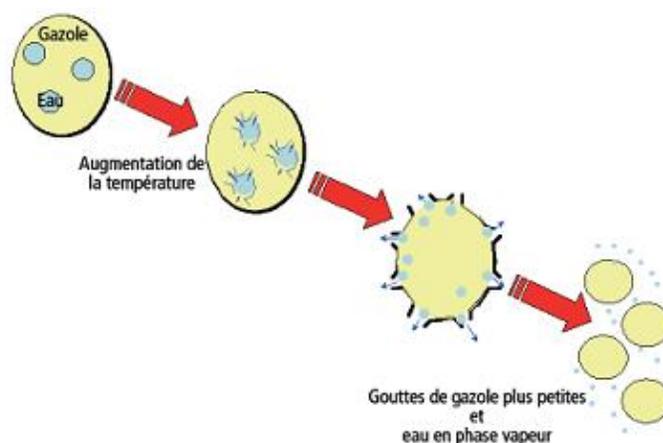


Fig. 1.1.10: Évolution de l'émulsion après introduction dans la chambre de combustion [52]

1.1.4.2.6. Recirculation des gaz d'échappement (EGR)

La recirculation des gaz d'échappement (EGR), qui consiste à rediriger une partie des gaz d'échappement du moteur vers la chambre de combustion via le système d'admission, présente un fort potentiel de réduction des émissions des NOx. Plusieurs recherches et travaux de synthèse relatifs à l'EGR; en ce qui concerne ses effets sur les NOx, les performances du moteur, le contrôle de la température de l'air d'entrée, le contrôle de la combustion et le fonctionnement en carburants alternatifs; sont discutés dans cette section.

Johnson [53] dans une revue a souligné que les moteurs avancés auront une quantité importante d'EGR pour répondre aux normes d'émission rigoureuses.

Abd-Alla [54] a passé en revue le potentiel de réduction des NOx par l'EGR dans les moteurs diesel, à essence et à bicarburant. L'auteur a recommandé que l'EGR par addition avec l'air d'admission du moteur diesel ait un potentiel de réduction des NOx plus élevé que la méthode d'EGR par déplacement. Une réduction simultanée des NOx et des particules est observée avec un moteur à bicarburant (dual fuelled engine) fonctionnant avec l'EGR.

Zheng et al. [55] ont présenté, dans leur document de synthèse, les différentes manières de mettre en œuvre l'EGR et ses limites de réduction des NOx. De plus, les auteurs ont analysé l'impact de l'EGR sur le fonctionnement des moteurs diesel et ont proposé des conceptions pour l'EGR par reformage du carburant (EGR fuel reformer). Une préoccupation majeure est de savoir comment agressivement l'EGR devrait être utilisé à toutes les vitesses et toutes les charges sans affecter la durabilité et la performance des moteurs.

Ladommatos et al. [56] ont présenté une série de travaux visant à comprendre l'influence de l'EGR sur la combustion et les émissions dans un moteur diesel à quatre cylindres. Pour simuler les différents effets de l'EGR, les auteurs ont ajouté des gaz synthétiques dans le collecteur d'admission du moteur. La dilution de l'air réduit la pression maximale dans le cylindre, le taux de dégagement de chaleur et la température. La réduction de la disponibilité d'O₂ a entraîné une diminution du délai d'allumage, des NOx, mais aussi une augmentation des émissions d'hydrocarbures imbrûlés et des particules. Les études mettent en évidence que la réduction des

NO_x est principalement due à l'effet de dilution avec une faible contribution de l'effet chimique et une contribution négligeable de l'effet thermique.

Thangaraja et al [57] ont passé en revue les effets de l'EGR sur les modes de combustion avancés et les carburants alternatifs (alternate fuels) dans les moteurs diesel. En outre, le travail comprend les différentes conceptions d'EGR, les configurations et la fenêtre de fonctionnement pour les moteurs diesel avancés. Les effets néfastes de l'EGR sur l'usure du moteur et les caractéristiques de l'huile de lubrification ont été également mis en évidence, pour faciliter les modifications du moteur nécessaires à son développement futur.

Hussain et al. [58] et Agarwal et al. [59] ont remarqué que les moteurs diesel tolèrent des taux d'EGR élevés à faibles charges, car il y a une forte concentration d'oxygène dans ces conditions, par rapport aux charges élevées. Avec l'augmentation de la charge, les gaz inertes sont prédominants dans les gaz d'échappement, ce qui entraîne une augmentation des émissions des particules en raison de la disponibilité réduite de l'oxygène. Avec des taux d'EGR allant jusqu'à 20%, une légère augmentation de l'efficacité de conversion de carburant à faibles charges a été observée, expliquée par la combustion des hydrocarbures qui pénètrent dans la chambre de combustion avec les gaz d'échappement recirculés [59]. Les auteurs ont signalé une réduction de la température des gaz d'échappement, une augmentation de la température de la charge d'admission et une réduction de l'efficacité de conversion du carburant avec l'augmentation du taux d'EGR.

Schubiger et al [60] ont étudié l'effet d'EGR sur la combustion et les émissions dans un moteur diesel équipé des systèmes CRDI. Ils ont montré que l'utilisation de l'EGR dans un moteur diesel augmentait la phase de la combustion prémélangée. Le taux maximal de libération de chaleur a été réduit à des charges élevées et été augmenté à des faibles charges. Le délai d'allumage et la durée de combustion ont également été augmentés à des faibles charges. Un taux d'EGR de 40% a permis d'atteindre des niveaux extrêmement bas d'émissions de NO_x. Une forte augmentation des émissions de particules a été mesurée avec des niveaux élevés d'EGR, mais l'effet peut être baissé de manière significative dans un certain intervalle en utilisant des pressions d'injection très élevées allant jusqu'à 1600 bars.

Maiboom et al [61] ont réalisé un travail expérimental et étudié divers effets de l'EGR sur la combustion et les émissions d'un moteur diesel. Ils ont fait tourner le moteur avec une boucle EGR refroidi, un turbocompresseur à géométrie variable et un refroidisseur intermédiaire (intercooler). Différents taux d'EGR ont été fournis au moteur à un rapport air carburant (AFR) constant en faisant varier la pression de suralimentation. Leurs résultats ont montré que les NOx diminuaient toujours avec un taux d'EGR accru. La dilution était l'effet le plus dominant avec un EGR à pression de suralimentation constante, ce qui a eu un effet négatif sur la formation de suie et la consommation du carburant. Mais l'effet thermique devient le plus dominant lorsque l'EGR est fourni à un rapport A/F constant en augmentant la pression de suralimentation. Le maintien d'un rapport A/F constant est préférable pour réduire les émissions des NOx et des particules sans compromettre la consommation du carburant. Cependant, un rapport A/F constant peut être obtenu uniquement pour des faibles taux d'EGR en raison de la limitation du turbocompresseur.

Kook et Bae [62] ont étudié l'influence de la dilution de charge et du calage des injections sur le mode de combustion LTC et les émissions dans un moteur diesel monocylindre. Les performances et les émissions ont été étudiées sur une large gamme de taux d'EGR (0 à 65%) et différents calages d'injection. Les résultats du test ont montré que le rapport d'équivalence n'était pas réduit avec l'augmentation de l'EGR. Un bon mélange peut être obtenu en raison d'un délai d'allumage plus long avec un EGR accru. Par conséquent, une phase de combustion à mélange contrôlé joue un rôle important dans des conditions de fonctionnement fortement diluées. Un taux de dilution élevé avec un mélange approprié est essentiel pour réduire les émissions des NOx, de suie et de CO sans affecter la consommation du carburant. Il a été constaté qu'un calage d'injection précoce ne peut être obtenu qu'avec une charge d'entrée diluée. Cependant, une efficacité maximale de conversion du combustible a été observée à des niveaux de dilution de charge modérée (~ 40% EGR) et un calage d'injection légèrement retardé (~ 5 CAD bTDC).

1.1.4.3. Stratégies de combustion avancées

1.1.4.3.1. Combustion à basse température (LTC)

Au cours des dernières années, plusieurs chercheurs ont entrepris des recherches approfondies sur un type de processus de combustion connu sous le nom de LTC. C'est une nouvelle technique prometteuse qui couvre un certain nombre de stratégies de combustion avancées, y compris HCCI, PCCI, etc. L'utilisation de ces modes de combustion dans les moteurs diesel au cours des prochaines décennies sera absolument vitale pour répondre aux réglementations gouvernementales toujours plus strictes sur les émissions. La réalisation de ces stratégies dépend principalement de certains facteurs tels que l'application de la recirculation des gaz d'échappement, la modification du calage de l'injection, la pression d'injection, les multiples impulsions d'injection du carburant par cycle, la variation du taux de compression et les changements dans les mélanges des carburants. Pour expliquer la théorie du mode LTC, Akihama et al [63] ont simulé la combustion par un modèle 3D-CFD KIVA2 d'allumage par compression (CI) et ont tracé le rapport d'équivalence local (Φ) par rapport à la température de flamme (T) pour un processus de combustion stratifié. Cette figure particulière montre le compromis NO_x-PM lié à la combustion diesel conventionnelle, où en bordure de la flamme, les zones pauvres en carburant produisent une zone abondante en NO_x et les zones riches en carburant à l'intérieur de la flamme produisent une suie abondante. Avec leur modèle et leur carte Φ - T , ils ont expliqué que les modes LTC se produisent à des températures inférieures au régime de formation des NO_x et à des rapports d'équivalence locaux inférieurs au régime de formation de suie diesel.

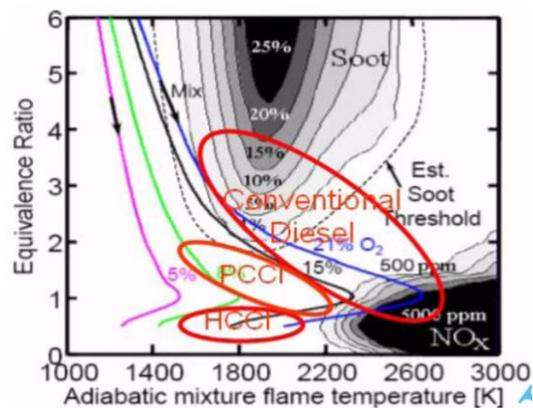


Fig. 1.1.11: Tracé du rapport d'équivalence locale en fonction de la température de la flamme avec différents mécanismes de combustion [64].

Comme il a été mentionné précédemment, ces systèmes peuvent être divisés en deux catégories. Celles dans lesquelles le phasage de la combustion est découplé du calage de l'injection et la cinétique des réactions chimiques dominant la combustion, sont dans la première catégorie connue sous le nom HCCI. Dans la deuxième catégorie, le phasage de combustion est étroitement couplé à l'événement d'injection du carburant qui est appelé mode PCCI. Dans la première catégorie, l'air et le carburant sont soigneusement prémélangés de telle manière qu'au début de la combustion, le mélange est presque homogène et caractérisé par un rapport d'équivalence qui est partout inférieur à 1. Pour la deuxième catégorie, le prémélange se produit entre l'injection de carburant et le début de la combustion, mais il existe des régions significatives où le rapport d'équivalence est supérieur à l'unité au début de la combustion. La figure 1.1.11 montre le tracé du rapport d'équivalence locale (ϕ) en fonction de la température de la flamme (T) avec différents mécanismes de combustion. On peut voir que les NO_x se forme dans la zone de mélange pauvre où la température de la flamme est supérieure à 2200 K, alors que la suie se forme dans la zone du mélange riche au-dessus de 1800 K. La combustion conventionnelle recouvre les zones de formation de NO_x et de suie, mais les techniques LTC telles que HCCI et PCCI évitent ces zones et réduisent simultanément les NO_x et la suie. Récemment, une nouvelle approche de LTC, dite RCCI a été proposée par plusieurs auteurs [64]. Cette technologie a le potentiel de surmonter certaines des limites des modes HCCI et PCCI.

1.1.4.3.2. Combustion à allumage par compression d'un mélange homogène (HCCI)

Le moteur HCCI est une combinaison des moteurs SI (allumage par étincelle à charge homogène) et CI (allumage par compression à charge stratifiée) avec la sensation d'utiliser une charge prémélangée comme le moteur SI mais dépend de l'auto-allumage comme le moteur CI [65]. En HCCI, le carburant est injecté bien avant l'événement de combustion qui permet le mélange homogène d'air-carburant. Ce mélange homogène initie la combustion simultanément sur différents sites de la chambre de combustion contrairement aux moteurs SI (propagation de flamme) ou CI (front de flamme localement riche), voir figure 1.1.12.

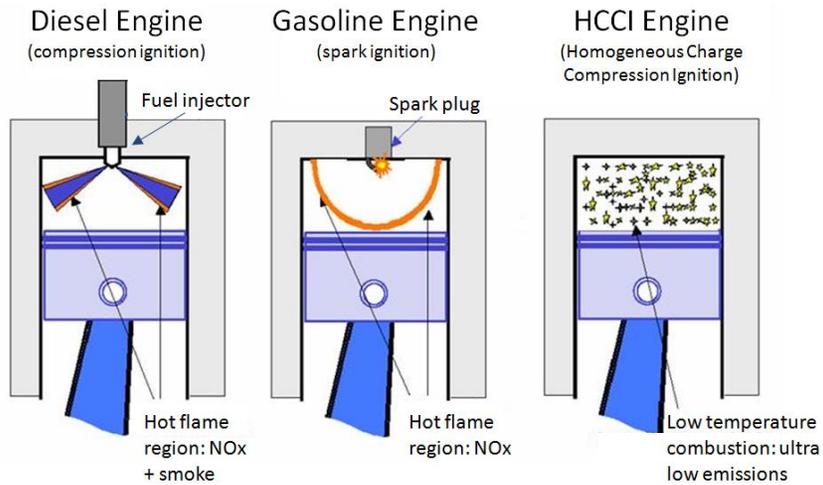


Fig. 1.1.12: Les différences entre les moteurs diesel, à essence et HCCI

Le principal avantage de la combustion HCCI par rapport au mode de combustion conventionnel est la réduction des NOx et des particules dans les gaz d'échappement. Bien que le concept donne une efficacité thermique indiquée plus élevée, l'incapacité à contrôler le phasage de la combustion a conduit les chercheurs à essayer différentes stratégies de contrôle de la combustion, par exemples, injection dans l'orifice d'admission (Port Fuel Injection), l'injection directe précoce, injections multiples, technique de combustion mixte], injection à angle étroit, injection directe tardive, température d'entrée variable, calage variable des soupapes, EGR interne ou externe, etc. De plus, l'utilisation des carburants alternatifs et de mélanges de carburants (fuel blends) en fonction des taux de compression et des conditions de fonctionnement ont beaucoup de potentiel pour contrôler le phasage de combustion [65]. En fait, les carburants avec différents points d'auto-inflammation peuvent être mélangés à des rapports variables pour contrôler le point d'allumage dans différentes régions de vitesse-charge [66]. Dans les moteurs diesel fonctionnant en HCCI, ces technologies de contrôle de la combustion ne sont pas souvent utilisées seules. La combinaison de plusieurs stratégies aide à obtenir de meilleurs effets sur le mécanisme de combustion.

1.1.4.3.3. Combustion à allumage par compression à charge prémélangée (PCCI)

L'allumage par compression à charge prémélangée ou l'allumage par compression de charge partiellement prémélangée (PPCI) a évolué à partir du mode de combustion HCCI dans le but de mieux contrôler le début de la combustion. L'homogénéité dans le cylindre provoque une combustion rapide par allumage simultané dans tout l'espace du cylindre et produit un grand bruit de combustion dans le mode HCCI. Il est également très difficile de contrôler les phases de combustion en mode HCCI. Le processus PCCI est introduit pour résoudre ces problèmes. Ce n'est pas complètement homogène comme le HCCI. Il atteint le délai d'allumage souhaité grâce à un mouvement de charge amélioré, un taux de compression réduit, une pression d'injection plus élevée et une utilisation intensive de l'EGR. Dans le processus de combustion PCCI, le carburant peut être injecté dans la chambre de combustion de trois façons: injection directe avancée, injection du carburant à l'orifice d'admission et injection directe tardive. L'injection directe avancée et l'injection du carburant dans l'orifice souffrent de l'impact du jet du carburant sur les parois du cylindre (wall impingement) et une évaporation incomplète du carburant. Par conséquent, les émissions de HC et de CO sont augmentées [67]. Cependant, les injecteurs à angle de pulvérisation étroit et l'EGR réduisent l'impact sur la paroi [68]. L'injection directe tardive évite l'impact sur la paroi du carburant et permet de passer du mode de combustion au mode conventionnel à des charges plus élevées. Les chercheurs ont tenté d'augmenter les limites de charge élevée et de réduire les émissions du mode PCCI en appliquant des additifs et en ajustant les propriétés du carburant, le calage variable des soupapes, les injections multiples et l'amélioration du mélange air-carburant. Une approche plus récente du PCCI introduit un prémélange air-carburant par injection anticipée suivi d'une injection tardive par impulsion du carburant dans la course de compression, qui régit le début de l'allumage. Le carburant injecté tôt se stratifie dans le cylindre avec l'air et lorsque la course de compression atteint le PMH (point mort haut), il crée un état semblable à celui du HCCI. Lorsque l'injection directe tardive se produit, la zone riche en carburant de l'injection tardive brûle avant le mélange homogène pauvre en carburant. Ce mélange carburant-air variable empêche l'allumage instantané de toute la charge, ce qui permet un meilleur contrôle de la phase et du taux de combustion. De plus, l'adoption d'un EGR plus élevé permet un délai d'allumage plus long. Il permet un meilleur prémélange de l'air-

carburant, entraîne des poches moins riches en carburant, suivie d'une combustion à basse température, ce qui réduit simultanément le niveau des NOx et de suie [69].

S. Imtenan et al [70] ont pu arriver à quelques points importants sur les émissions des NOx et des particules dans les moteurs diesel fonctionnant en modes LTC, qui sont les suivants:

Émissions des NOx dans les modes LTC pour les carburants diesel

- Indépendamment des modes de combustion PCCI, HCCI ou RCCI, la réduction des NOx dépend d'un délai d'allumage plus élevé et d'un taux de combustion plus bas, ce qui entraîne une baisse de la température dans le cylindre et une augmentation de la pression.
- En dessous d'une certaine température de combustion, l'émission des NOx est contrôlée par le rapport air-carburant et la concentration locale en oxygène plus que la température dans le cylindre.
- Le mode LTC prémélangé à injection tardive est meilleur que le mode LTC prémélangé par injection précoce en ce qui concerne l'émission des NOx.
- Le mode de combustion HCCI assisté par injection avancé nécessite un EGR plus élevée pour contrôler les émissions des NOx car une injection avancée entraîne une température plus élevée dans le cylindre.

Émissions des particules dans les modes LTC pour les carburants diesel

- L'émission des particules (suie) augmente avec l'augmentation du taux d'EGR, l'avancement ou le retard du calage de l'injection pour atteindre le mode LTC, jusqu'à ce que la température de combustion soit supérieure à la température de formation de la suie.
- Sous la température de formation de la suie, l'émission de suie ne dépend pas du rapport d'équivalence local.
- Un angle d'injection étroit favorise la réduction de l'émission de suie lors du mode LTC prémélangé par injection tardive.
- Bien qu'une injection très avancée puisse créer une charge prémélangée en mode HCCI, le dépôt de carburant peut augmenter l'émission des particules.
- Une injection très tardive pendant le mode LTC prémélangé crée des poches riches en carburant qui peuvent augmenter l'émission de suie.

1.1.5. Conclusions

Pour satisfaire pleinement les normes d'émission, des progrès considérables ont été réalisés sur les voies de contrôle de la combustion et des catalyseurs dans les moteurs diesel. Les systèmes, tels que les filtres à particules diesel (DPF) pour la filtration des particules et la réduction catalytique sélective (SCR) des NO_x, etc., sont désormais disponibles pour le post-traitement des émissions. Néanmoins, le recours à ces systèmes de post-traitement peut être évité ou, à tout le moins, réduire leurs exigences de performance et réduire ainsi leur coût, leur complexité et les pénalités potentielles d'économie du carburant. Des efforts de recherche considérables ont porté sur le contrôle des émissions par l'application des techniques dans le cylindre, telles que l'EGR, la variation des caractéristiques de l'injection (calage de l'injection, la pression d'injection, injections multiples etc.), la variation du taux de compression, la distribution variable des soupapes, traitement des carburants et finalement les différents modes de combustion avancées à basse température (LTC). La figure 1.1.13 présente un résumé complet des diverses stratégies de contrôle des émissions des NO_x et des PM dans les moteurs diesel par des techniques dans le cylindre et de post-traitement. Les futurs véhicules diesel exigent non seulement des modifications du moteur mais aussi des carburants de haute qualité pour adhérer à des normes d'émission rigoureuses.

Il a été montré que le SCR dispose d'une grande efficacité dans la conversion des NO_x comparant aux solutions de contrôle EGR et LNT. Bien que les catalyseurs SCR et LNT sont des solutions coûteuses mais leur application reste inévitable à ce moment à cause des normes d'émission de plus en plus rigoureuses, voir figure 1.1.14. Cependant, l'EGR reste un concurrent parmi ces solutions, particulièrement à cause de sa contribution primordiale à achever les modes de combustion avancés LTC et les moteurs à carburants alternatifs qui sont des stratégies très prometteuses dans l'avenir.

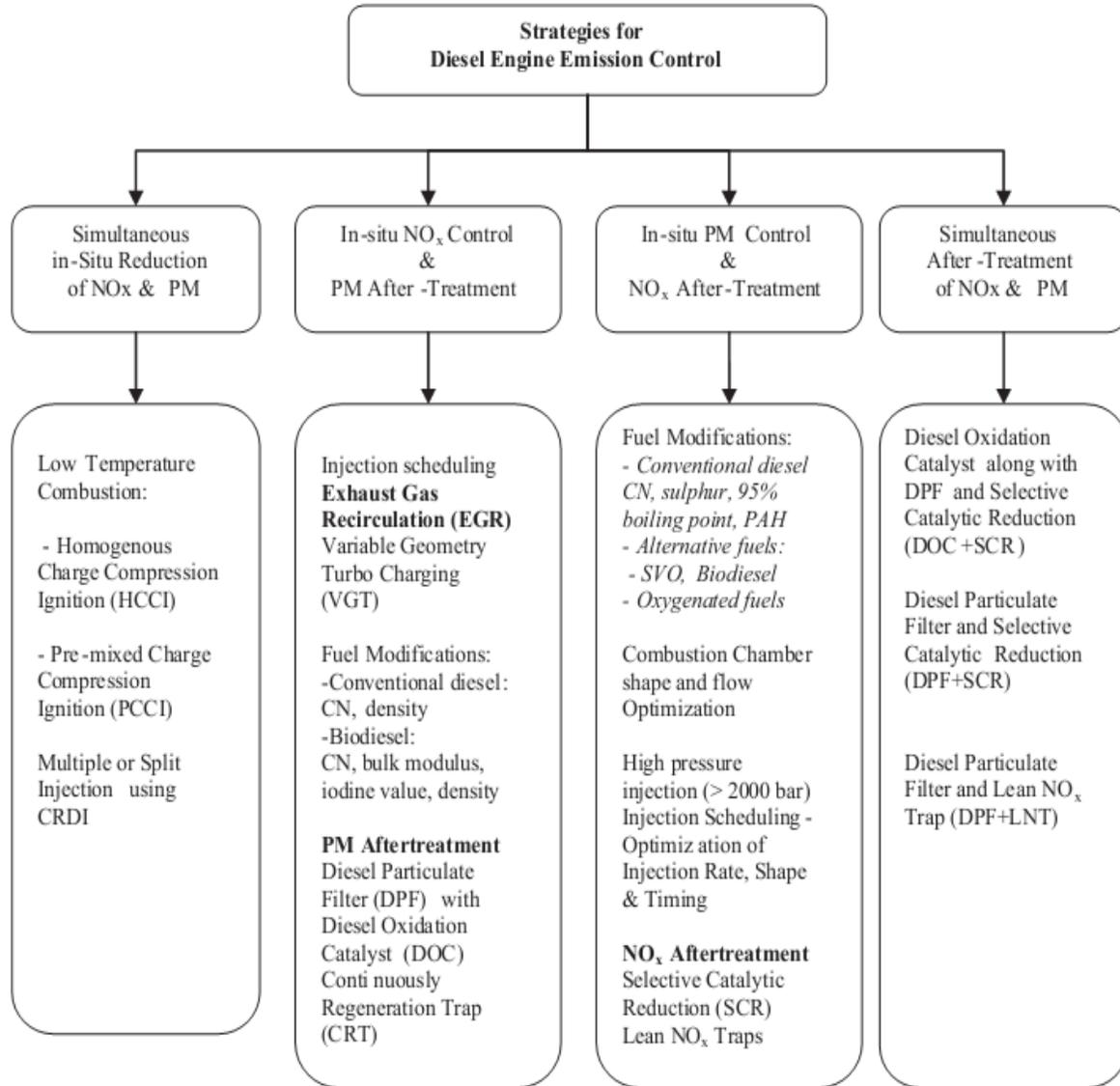


Fig. 1.1.13: Contrôle des émissions diesel [57]

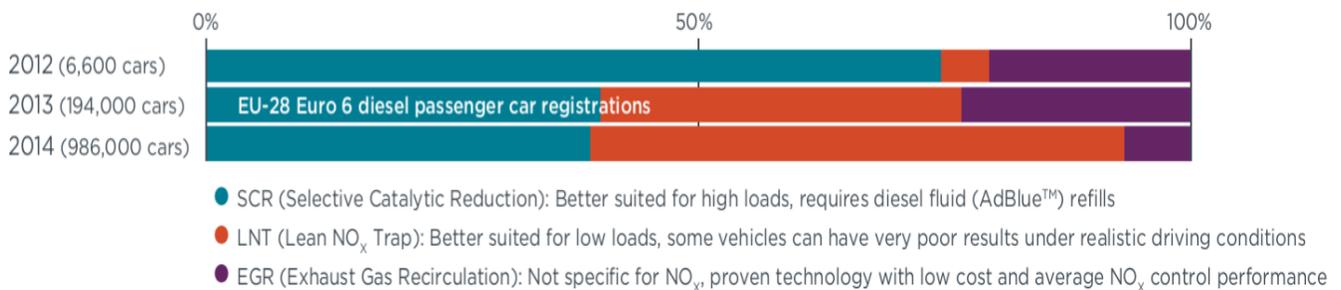


Fig. 1.1.14: Part de marché des technologies de contrôle des NOx pour les voitures particulières diesel lors de l'introduction progressive d'Euro 6 [71].

Deuxième partie:

**Généralités sur la technique de recirculation des gaz d'échappement
dans les moteurs diesel**

1.2.1. Introduction

Comme il a été commenté dans la première partie, la réduction de l'impact environnemental des processus de combustion représente un défi ardu pour la technologie automobile. En particulier, la recirculation des gaz d'échappement (EGR) est devenue cruciale ces dernières années, bien qu'elle ne soit pas une technique nouvelle, afin d'essayer de réduire les niveaux d'émission des NO_x. D'autre part, la durée de vie du moteur est améliorée grâce à des températures de cylindre réduites (en particulier la durée de vie de la soupape d'échappement) [72]. L'EGR est largement utilisé sur tous les moteurs à essence, et d'autant plus sur les moteurs diesel où la combustion en mélange pauvre accroît la formation des NO_x. Dans les moteurs diesel, jusqu'à 50% ou plus des gaz d'échappement peuvent être recyclés. Toutefois, dans le cas des moteurs à essence, le taux d'EGR maximale est limité à 20% sans affecter la stabilité de la combustion [73].

A cause de son rôle à réduire énormément les NO_x, cette technique a été convaincante dans la réalisation des normes mondiales. Cependant, l'application de l'EGR entraîne également des pénalités. Dans le cas des moteurs diesel, ces pénalités comprennent une dégradation de la consommation spécifique du carburant et les émissions des particules [56]. De ce fait, l'utilisation de l'EGR est limitée par l'augmentation des émissions des particules et la réduction de l'efficacité thermique du moteur, ce qui entraîne un compromis entre les émissions de NO_x et de particules. L'EGR aggrave le compromis entre les NO_x et les particules, en particulier à des charges élevées, ce qui limite son utilisation aux charges basses et intermédiaires [74].

L'EGR peut également réduire la qualité de l'huile de lubrification et la durabilité du moteur [74]. Il est principalement dû à la formation croissante des particules lors de l'augmentation du taux d'EGR. Afin de répondre aux nouvelles lois et limites imposées par l'Euro VI, l'EGR appliqué seule ne devient pas assez efficace pour avoir un bon compromis NO_x/particules. Par conséquent, pour surmonter ce conflit, un filtre à particules diesel (DPF) doit être utilisé conjointement pour réduire davantage les particules. Également, d'autres solutions dans le cylindre peuvent être utilisées simultanément avec l'EGR (Simultaneous technology: ST) [75].

En outre, l'EGR n'a pas été appliqué pratiquement aux moteurs diesel lourds car l'usure des segments de pistons et de chemise des cylindres est augmentée par l'EGR. Il est largement considéré que l'oxyde de soufre dans les gaz d'échappement est fortement lié à l'usure [54]. Il a été souligné que la résistance à l'usure et les propriétés de frottement de l'huile de lubrification pouvaient être améliorées par l'ajout d'additif dispersant [54,75].

Il a été constaté également que lorsque les niveaux de dioxyde de carbone sont augmentés en raison de l'EGR, les niveaux de bruit de combustion augmentent également, mais l'effet est plus perceptible à certaines fréquences. En outre, quelle que soit la teneur en dioxyde de carbone du mélange d'admission, il a été observé que lorsque la charge du moteur augmente, les niveaux de bruit diminuent [54].

Dans des conditions de charge moyenne et élevée, la technologie EGR doit améliorer la pression de suralimentation pour gérer le rapport air-carburant approprié. Dans la plupart des cas, cette technologie augmente la consommation du carburant et les émissions de fumée et diminue l'efficacité thermique sauf si elle est convenablement optimisée [75].

L'utilisation de l'EGR est une stratégie nécessaire pour mettre en œuvre des concepts de combustion avancés, dites modes de combustion à basse température (LTC), tels que l'allumage par compression de mélange homogène (HCCI) etc., et pour contrôler les émissions, en particulier les NOx provenant des moteurs diesel à carburants de remplacement ou alternatifs. L'amplitude des gaz recyclés varie largement en fonction du choix de l'application. Jusqu'à 68% des gaz d'échappement ont été recyclés pour des études de contrôle de combustion avancées [57]. En mode HCCI, les particules et les NOx peuvent être réduites simultanément, mais il est nécessaire de contrôler précisément l'initiation et le déroulement de la combustion: soit par des solutions technologiques novatrices, soit par une formulation de carburant appropriée, soit par des forts taux d'EGR dont la composition et la réactivité peuvent varier, soit par la combinaison des différents éléments précédents. Bien que le mode LTC ait un impact positif sur les émissions de NOx et de PM, de nombreux chercheurs ont rapporté des performances réduites pendant les modes LTC [76] en raison des taux plus élevés d'EGR et de combustion incomplète.

1.2.2. Principe de fonctionnement

L'EGR consiste à faire recirculer une partie des gaz d'échappement dans la chambre de combustion et agissent comme un gaz inerte en plus comme un diluant dans le mélange non brûlé, la figure 1.2.1 montre ceci schématiquement. Durant la combustion les molécules du carburant ont besoin de plus de temps pour trouver une molécule d'oxygène pour réagir entre eux, au moment ou il y a des molécules inertes qui les entourent. Cela ralentit la vitesse de combustion. L'effet combiné de la chaleur spécifique élevée, due aux concentrations en CO_2 et H_2O , et la réduction de la vitesse de propagation de la flamme, due à la présence d'inertes, conduisent à une réduction significative de la température maximale de la flamme. Par conséquent, il provoque la réduction des niveaux des NO_x . Le déplacement de l'oxygène d'admission conduit à une réduction du taux d'excès d'air, ce qui à son tour augmente le délai d'allumage. Ceci influe considérablement sur la température du gaz du cylindre et la formation des particules [77]. De plus, la cinétique de formation du NO est affectée par la réduction de la pression partielle de la concentration d'oxygène due à l'effet de dilution [61]. En augmentant les rapports d'EGR, les taux de libération de la chaleur pendant la combustion prémélangée, qui est caractérisée par une combustion rapide et qui régit de manière significative la formation des NO_x , peuvent être diminués plus efficacement. De plus, les effets combinés de l'EGR et de la suralimentation ont permis d'améliorer considérablement la combustion tout en réduisant les émissions des NO_x . Les résultats montrent que les NO_x peuvent être réduits presque proportionnellement au rapport d'EGR et qu'une réduction d'environ 50% des NO_x à un rapport d'EGR de 20% peut être obtenue [78].

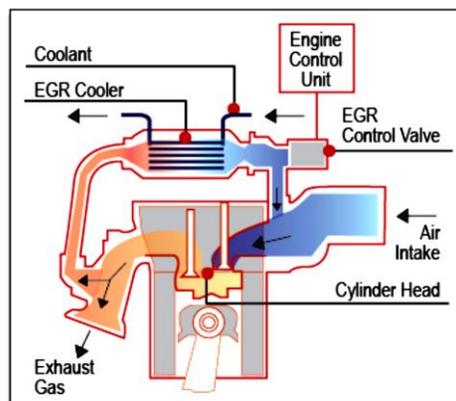


Fig. 1.2.1: Gaz d'échappement recirculés (EGR)

Dans les moteurs à essence, l'EGR est principalement actionné en charge partielle et presque pas au ralenti car ce dernier deviendrait instable. En revanche, sur les moteurs diesel, l'EGR peut être largement utilisé au ralenti. Le taux d'utilisation va baisser en charge partielle puis, tout comme le moteur à essence, quasiment disparaître en pleine charge. Dans le cadre des moteurs diesel, il suffit d'implanter dans l'admission un débitmètre d'air. Ce dernier mesure la quantité d'air admise qui sera proportionnelle à la quantité d'EGR commandée par l'ECU (Engine Control Unit). Il est noté que puisque les moteurs diesel fonctionnent avec écoulement d'air non étranglé, à charge partielle, les concentrations de CO₂ et de H₂O dans les gaz d'échappement sont faibles, étant essentiellement proportionnelles au rapport carburant/air. Pour cette raison, des niveaux d'EGR élevés sont requis pour des réductions significatives des émissions de NO_x. La figure 1.2.2 montre comment les concentrations des NO_x diminuent lorsque le débit d'air d'entrée du moteur diesel DI est dilué pour un débit de carburant constant. La dilution est exprimée en termes de concentration d'oxygène dans le mélange après dilution [6].

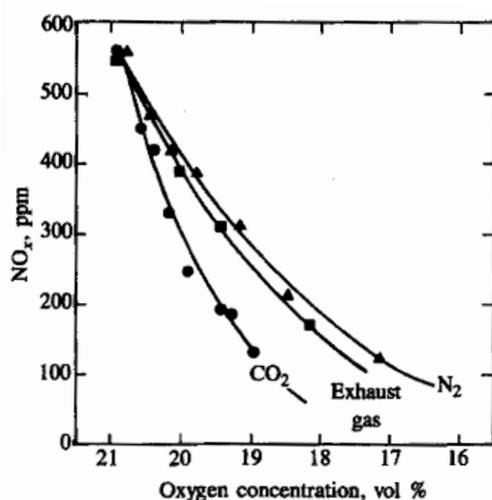


Fig. 1.2.2: Effet de réduction de la concentration de l'oxygène par différents diluants sur les NO_x [6]

Les émissions de NO_x sont principalement affectées par deux facteurs: (1) la présence d'oxygène dans la charge et (2) la température de réaction, qui favorise l'activité chimique pendant les étapes de formation et de destruction. Pendant la phase de formation, la température de réaction est proche de la température de la flamme adiabatique, qui est une conséquence de la concentration d'oxygène dans la charge, de la température et de la pression initiales et du rapport air-carburant

local. L'EGR réduit la concentration d'oxygène dans la charge et, par conséquent, la pression de combustion et la température, comme indiqué sur la figure 1.2.3 [79].

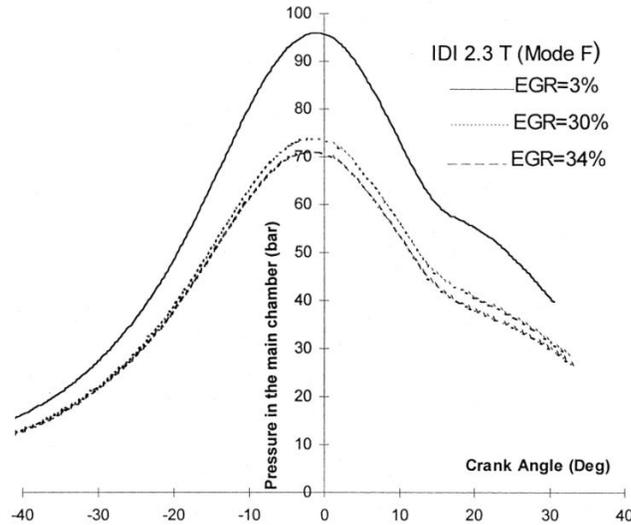


Fig.1. 2.3: Pressions pour différents taux d'EGR dans un moteur diesel DI [79]

Néanmoins, cette réduction d'oxygène disponible dans le cylindre, entraîne une augmentation de particules lorsque l'EGR est appliqué. En outre, la réduction délibérée de l'oxygène réduit la puissance maximale disponible du moteur. Pour cette raison, l'EGR est généralement coupé lorsque la pleine puissance est demandée, par conséquent, l'approche d'EGR pour contrôler les NOx échoue dans cette situation.

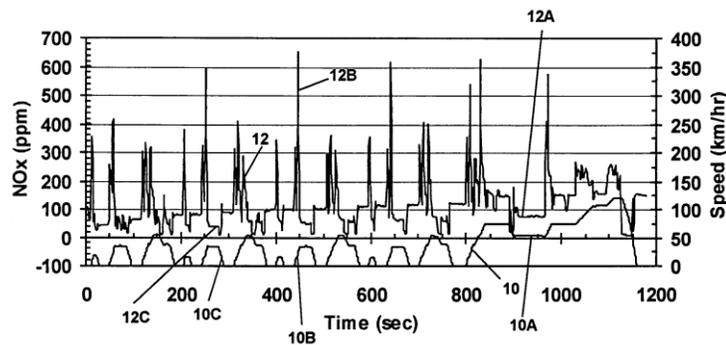


Fig.1.2.4: Formation des NOx durant le MNEDC [80]

D'autre part, la vanne EGR, qui permet de réguler le taux d'EGR nécessaire dans l'opération, ne peut pas répondre instantanément aux variations de la demande et les gaz d'échappement mettent du temps à circuler autour du circuit EGR. Cela rend le calibrage du comportement d'EGR transitoire particulièrement complexe [81]. Traditionnellement, la vanne EGR est fermée pendant les transitoires, puis rouverte une fois l'état stable est atteint. Cependant, le pic de NO_x/particules associé à un mauvais contrôle EGR rend le comportement EGR transitoire intéressant. L'EGR conduit à des pics de NO_x dans les parties transitoires du MNEDC, comme on peut le voir sur la figure 1.2.4.

Le gaz recirculé est normalement introduit dans le système d'admission avant que les admissions ne se divisent dans un moteur à plusieurs cylindres. Malgré cela, le mélange parfait du gaz est impossible à réaliser à tous les régimes/charges du moteur et particulièrement pendant le fonctionnement transitoire. Par exemple, une mauvaise distribution de l'EGR dans les cylindres peut entraîner une grande quantité d'EGR dans l'un des cylindres, provoquant de fortes émissions de particules, tandis qu'un autre cylindre reçoit trop peu, ce qui entraîne des émissions élevées de NO_x provenant de ce cylindre [81].

Il convient de noter que les composants de l'écoulement d'EGR dans les moteurs diesel, les conduites et les vannes doivent résister à la pression de suralimentation (généralement une pression manométrique de 1 à 2 bars) tout en étant exempts de fuites. La section de la conduite reliant l'échappement du moteur au refroidisseur intermédiaire doit également résister aux températures d'échappement généralement comprises entre 100 et 600 °C [55]. Afin de contrôler le débit d'EGR, l'ouverture de la vanne d'EGR doit être modulée avec un actionneur à vide ou à membrane à commande électronique, par exemple. De nouvelles vannes de recirculation ont été développées récemment ainsi que de meilleurs contrôles électroniques, ce qui permet une meilleure précision d'EGR et des périodes de réponse plus courtes.

1.2.2.1. Types de vanne d'EGR (EGR valve)

Il existe de nombreux types de vannes EGR, certaines ont des commandes électroniques et d'autres ont des commandes mécaniques, dont certaines fonctionnent strictement sur le vide et d'autres sur une combinaison de vide et de pression. Les moteurs à essence et diesel sont dotés de divers systèmes de vanne d'EGR.

Sur les anciens modèles, un tuyau d'aspiration de petit diamètre actionne une vanne EGR de base, voir figure 1.2.5. Le tuyau relie le haut de la vanne au corps du papillon ou au carburateur. Le disque métallique de la vanne EGR loge généralement un diaphragme à vide, un ressort et un piston. Les nouveaux modèles de véhicules utilisent des systèmes de vanne EGR électroniques qui peuvent inclure des composants supplémentaires, même une soupape numérique qui élimine complètement le besoin de contrôle du vide, voir figure 1.2.6.

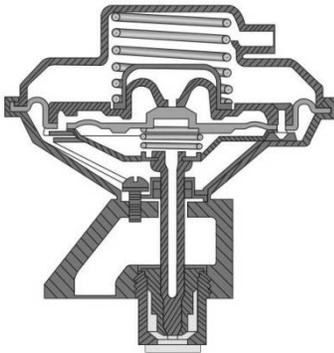


Fig.1. 2.5: Vanne EGR sous vide

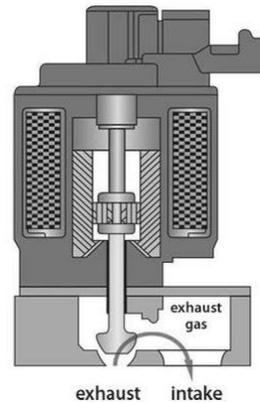


Fig. 1.2.6: Vanne EGR à commande Electronique

Les modèles ultérieurs peuvent être équipés de vannes EGR à vide électroniques dans un petit bloc ou un cylindre. La vanne fonctionne de la même manière que sur les modèles plus anciens, sauf qu'un capteur électronique de position EGR communique avec une unité de contrôle du moteur du véhicule pour un meilleur contrôle, voir figure 1.2.7. On note que l'unité de contrôle du moteur (également nommée en anglais Engine control unit ou ECU), plus communément appelée le module de commande du groupe motopropulseur (powertrain control module ou PCM), est un type d'unité de commande électronique qui commande une série d'actionneurs ou capteurs (Sensors) sur un moteur à combustion interne pour assurer un fonctionnement optimal.

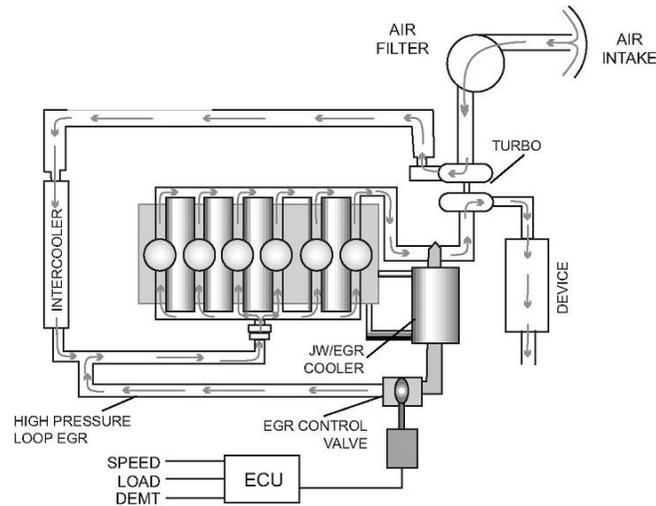


Fig. 1.2.7: Schéma d'un système EGR commandé par un ECU

1.2.2.2. Mélangeurs d'EGR (EGR mixers)

Les systèmes de recirculation des gaz d'échappement nécessitent un dispositif pour mélanger les gaz d'échappement recirculés et l'air de la charge d'admission. Ceci assure une quantité proportionnellement égale de gaz d'échappement recirculés et d'air est fourni à tous les cylindres. Certains moteurs utilisent simplement la turbulence du collecteur d'admission et/ou la conception du port de soupape pour faire tourbillonner l'air et les gaz d'échappement ensemble pour avoir un mélange uniforme.

Pour tirer des quantités adéquates de gaz d'échappement dans le moteur, certains modèles de moteur, particulièrement les moteurs à essence, utilisent une plaque d'étranglement (papillon) commandée électroniquement pour créer une basse pression dans l'admission et permettre d'aspirer les gaz d'échappement. Le papillon agit également pour limiter le flux d'air dans le moteur, qui peut ajuster la proportion d'air et des gaz d'échappement, voir figure 1.2.8. Lorsque le papillon est partiellement fermé, crée une pression plus basse dans le collecteur d'admission pour le fonctionnement de l'EGR [82].

D'autres moteurs, particulièrement les moteurs diesel utilisent généralement un mélangeur. Deux types différents de dispositifs de mélange sont couramment utilisés [82]:

- Un mélangeur de type venturi crée une chute de pression à travers une restriction ou un venturi situé dans le collecteur d'admission. L'EGR est injecté dans la zone de basse pression créée par le venturi, où le mélange se produit, voir figure 1.2.9.
- Un autre type de mélangeur est un mélangeur de style cannelé. Dans cette conception, le gaz se mélange uniformément dans le courant d'admission autour de la circonférence de l'entrée du collecteur d'admission.

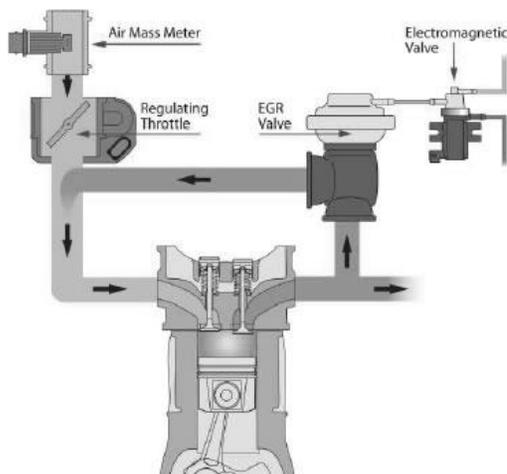


Fig. 1.2.8: Mélange d'EGR à l'aide d'un papillon

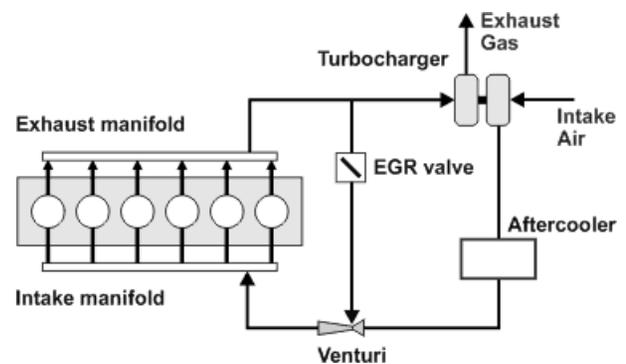


Fig. 1.2.9: Mélange d'EGR à l'aide d'un venturi

1.2.3. Estimation du taux d'EGR

Pour mesurer la quantité des gaz d'échappement recirculés, un certain nombre de définitions mathématiques ont été adoptées dans la littérature [83]. Bien qu'il n'existe pas de définition standard universellement établie de l'EGR pour mesurer la quantité de recirculation, deux formules de base ont été le plus souvent utilisées pour définir la quantité ou le taux d'EGR.

1.2.3.1. Taux d'EGR basé sur la masse

La définition d'EGR sur une base de masse est représentée sur la figure 1.2.10.

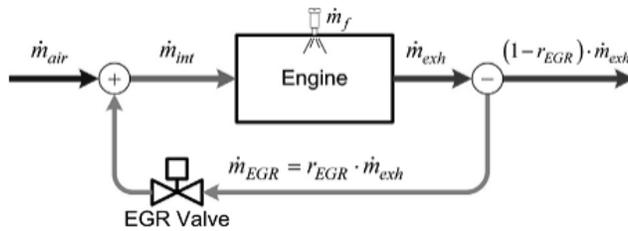


Fig. 1.2.10: Définition de l'EGR basée sur la masse

Mathématiquement, elle peut être exprimée comme suit :

$$r_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_f + \dot{m}_{EGR}} \quad (2.1)$$

Où \dot{m}_{EGR} est le débit massique des gaz d'échappement recirculés, \dot{m}_{air} est le débit massique de l'air frais, \dot{m}_f est le débit massique du combustible injecté et r_{EGR} est la fraction massique des gaz d'échappement recirculés.

Étant donné que la mesure du débit du carburant est inférieure au débit d'air massique d'un ordre de grandeur ou plus, une définition simplifiée de l'EGR est généralement utilisée comme suit:

$$r_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{int}} = 1 - \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{int}} \quad (2.2)$$

Où la masse de la charge d'admission, $\dot{m}_{int} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{EGR}$

Les définitions de l'EGR dans les équations (2.1) et (2.2) sont difficiles à utiliser dans la pratique en raison des difficultés à mesurer directement le débit massique d'EGR sous l'environnement dur de l'échappement diesel. Cependant, dans des conditions de fonctionnement stable, une estimation raisonnable du débit massique d'admission peut être faite en se basant sur le régime moteur, la pression d'admission et le rendement volumétrique afin que le taux d'EGR puisse être évalué à l'aide du capteur du débit d'air massique (MAF: Mass Air Flow) (Eq. (2.3)) où $MAF_{current}$ et $MAF_{initial(w/o\ EGR)}$ sont, respectivement, les débits massiques d'air frais avec et sans application EGR.

$$\Gamma_{EGR} = 1 - \frac{MAF_{current}}{MAF_{initial(w/o\ EGR)}} \quad (2.3)$$

1.2.3.2. Taux d'EGR basé sur la concentration des gaz

Une définition commune utilisée dans les cellules d'essai moteur standard mesurant la concentration du gaz carbonique (CO_2) (en volume) pour déterminer la fraction d'EGR comme suit:

$$\Gamma_{EGR} \approx \frac{[CO_2]_{int} - [CO_2]_{amb}}{[CO_2]_{exh} - [CO_2]_{amb}} \approx \frac{[CO_2]_{int}}{[CO_2]_{exh}} \quad (2.4)$$

Alternativement, la fraction EGR peut également être déterminée en mesurant les concentrations d'oxygène dans les flux d'admission et d'échappement:

$$\Gamma_{EGR} \approx \frac{[O_2]_{air} - [O_2]_{int}}{[O_2]_{air} - [O_2]_{exh}} \quad (2.5)$$

Ces définitions ne donnent pas exactement les mêmes résultats que la définition EGR basée sur la masse (jusqu'à $\pm 0,5\%$ de différence) pour une condition de fonctionnement du moteur donnée, mais les tendances ont jugé d'être cohérentes dans une large gamme de conditions de fonctionnement du moteur.

1.2.4. Classification de l'EGR

Afin de comprendre les différentes méthodes qui peuvent être utilisées pour produire une recirculation des gaz d'échappement, il est intéressant de faire une classification basée sur les caractéristiques qui définissent la manière dont l'EGR est introduit dans le cylindre.

1.2.4.1. En fonction de la masse totale admise

- **L'EGR d'addition:**

La masse totale d'air frais introduit dans le cylindre reste constante après l'ajout de l'EGR, de sorte que les gaz recirculés réalisent une masse supplémentaire [84].

- **L'EGR de substitution ou de déplacement:**

La masse totale admise dans le cylindre, l'air et les gaz recirculés, est constante, de sorte que l'EGR remplace une partie de la masse d'air frais qu'elle serait sans EGR [84].

Ces deux types de d'EGR sont présentés en détail dans le paragraphe (1.2.5).

1.2.4.2. En fonction de l'endroit où les gaz recirculés sont introduits

- **L'EGR interne:**

L'un des plus grands avantages du calage variable des soupapes (VVT), (voir paragraphe.1.1.4.2.3) est la possibilité d'obtenir un EGR interne, qui a le potentiel de réduire les émissions des NOx. Pendant la course d'échappement, les gaz d'échappement ne seront pas totalement expulsés de la chambre de combustion et une partie de ces gaz, dit gaz résiduels, retourne dans le cylindre et se mélange avec la charge admise. Cela est produit grâce à plusieurs arrangements par chevauchement des soupapes, tels que, l'ouverture précoce de la soupape d'admission (EIVO), la fermeture précoce de la soupape d'échappement (EEVC), la fermeture tardive de la soupape d'échappement (LEVC) et l'ouverture tardive de la soupape d'échappement (LEVO) [41].

- **L'EGR externe:**

L'EGR externe se réfère généralement à l'EGR traditionnel discuté ci-dessus lorsque les gaz d'échappement sont introduits dans la canalisation d'admission par recirculation, cette technique étant la plus courante entre ces deux types d'EGR. Cela n'empêche pas de noter qu'il existe un niveau d'EGR interne. Cela se produit parce que le gaz de combustion résiduel restant dans le cylindre à la fin de la course d'échappement est mélangé avec la charge entrante de l'EGR. Il y a donc une part d'EGR interne qui doit être prise en compte lors de la planification de la stratégie d'EGR [81]. L'EGR interne semble être une bonne approche en évitant le recours à des canalisations et vannes externes, ce qui réduit les coûts. Cependant, l'EGR externe présente un avantage significatif, c'est que les gaz d'échappement recyclés peuvent être refroidis avant d'être réintroduits dans l'admission.

1.2.4.3. En fonction de la pression du processus de recirculation

Généralement les moteurs diesel fonctionnent utilisant un système de suralimentation ou à turbocompresseur. Il existe deux systèmes conventionnels d'EGR pour ce type de moteur qui sont comme suit:

- **L'EGR à basse pression:**

Les gaz d'échappement sont extraits après la turbine et introduits avant le compresseur (points de basse pression du circuit), voir figure 1.2.16.

- **L'EGR à haute pression:**

Les gaz d'échappement sont extraits avant la turbine et introduits avant ou après le refroidisseur intermédiaire, mais généralement après le compresseur (points de haute pression du circuit), voir figure 1.2.15.

Ces deux systèmes d'EGR seront discutés en détail dans le paragraphe 1.2.7.

1.2.4.4. En fonction de la température d'EGR

- **L'EGR refroidi:**

Les gaz d'échappement sont refroidis de manière à ce que toute la masse d'admission, l'air et les gaz recirculés, aient une température similaire à celle qu'ils auraient sans EGR. Ce type a l'avantage d'avoir une température d'admission plus basse, ce qui signifie des températures plus basses à la fin de la course de compression, ce qui est bénéfique en termes d'émissions des NOx [85]. Le refroidissement de l'EGR est nécessaire pour empêcher les émissions des particules d'atteindre des niveaux inacceptables. La nécessité d'un refroidissement d'EGR est plus évidente à des taux d'EGR élevés et à des régimes de vitesse bas [85].

- **L'EGR chaud:**

Les gaz d'échappement sont introduits dans l'admission avec la même température qu'ils avaient à l'échappement, de sorte que la température est maintenant plus grande qu'elle ne le serait sans EGR. Celui-ci combine l'effet réducteur des NOx avec la propagation de la flamme améliorée à partir des températures d'entrée plus élevées, permettant une partie du carburant non brûlé de pouvoir être rebrûlé. Cependant, la réduction des NOx avec cette méthode est plus limitée puisque les températures atteintes pendant la combustion sont plus élevées [86].

Il a été mentionné que l'EGR refroidi a une structure complexe et un coût plus élevé que l'EGR chaud. Il a été montré que le rendement thermique est légèrement augmenté lorsque l'EGR chaud est utilisé au lieu de l'EGR froid. Le choix entre l'EGR refroidi pour réduire les émissions et l'EGR chaud pour améliorer les performances du moteur doit être fait en tenant compte des conditions de fonctionnement spécifiques du moteur [87].

1.2.5. Application de l'EGR dans les moteurs à combustion interne

L'EGR trouve une utilisation répandue dans les moteurs à essence et diesel. Dans les deux types de moteurs, le principal mécanisme de réduction des émissions des NOx est l'abaissement de la température de la flamme locale, qui est l'influence principale sur le taux de formation des NOx. Cependant, la façon dont l'EGR est appliquée à ces deux types de moteurs est assez différente. La figure 1.2.11 illustre les différences dans la manière dont l'EGR est appliquée à ces deux types de moteurs [84].

Les moteurs à essence modernes fonctionnent habituellement avec un mélange air-carburant stœchiométrique, en raison de la présence des catalyseurs à trois voies dans leur système d'échappement. Le couple moteur et la puissance sont déterminés par la masse de mélange admise dans le cylindre du moteur. Ainsi, pour une puissance donnée du moteur, la masse du mélange piégée dans le cylindre du moteur doit rester constante lors de l'application de l'EGR. Pour cette raison, la masse EGR piégée dans le cylindre du moteur est *en addition* à la masse du mélange air-carburant.

La figure 1.2.11 illustre ce point au moyen d'un exemple. Dans la figure 1.2.11.a, dans certaines conditions de fonctionnement du moteur sans EGR, 1 g de mélange air-carburant est admis dans le cylindre du moteur. Lorsque l'EGR est appliquée à ce moteur, comme indiqué sur la figure 1.2.11.b, le couple et la puissance de sortie du moteur doivent rester constants. Par conséquent, l'EGR ayant une masse de, disons, 0,2 g doit être piégé dans le cylindre du moteur en plus de la masse de 1 g du mélange air-carburant. En d'autres termes, aucune masse du mélange de 1 g ne devrait être déplacée par le 0,2 g d'EGR. L'application de l'EGR entraîne que la masse de charge piégée (mélange air-carburant plus EGR) est augmentée de 1 à 1,2 g, avec le couple moteur et la puissance de sortie restant constants (en ignorant les effets de l'EGR sur la combustion). Or, du fait que le volume du cylindre moteur est fixe, l'augmentation de la masse piégée de 1 à 1,2 g ne peut être obtenue qu'en élevant la masse volumique de la charge piégée.

Dans les moteurs à essence à aspiration naturelle, ceci est obtenu en ouvrant davantage l'étranglement ou le papillon (throttle engine), comme indiqué dans figure 1.2.11.b. Il convient de mentionner ici qu'un avantage secondaire de cette augmentation de l'ouverture du papillon est la réduction du travail de pompage du moteur, entraînant une augmentation de l'économie du carburant [84].

Considérons maintenant l'application de l'EGR aux moteurs diesel, illustrée sur les figures 1.2.11.c et d. Contrairement aux moteurs à essence, les moteurs diesel n'utilisent pas de papillon pour contrôler la puissance de sortie. Ainsi, les moteurs diesel admettent dans leurs cylindres autant d'air qu'il est possible de les piéger dans des conditions de fonctionnement du moteur données.

La figure 1.2.11.c montre un cylindre de moteur diesel à aspiration naturelle fonctionnant sans EGR, et piégeant, disons, 1,5 g d'air. L'application de, disons, 0,2 g d'EGR, représentée sur la figure 1.2.11.d, entraîne le **déplacement** de 0,2 g d'air par l'EGR (en ignorant les différences de masse volumique entre l'air et l'EGR). Cela conduit à une réduction de l'air piégé disponible pour la combustion, de 1,5 g sans EGR à 1,3 g avec EGR. Cependant, pour un couple donné et une puissance de sortie donnée, la quantité de carburant injectée dans le cylindre du moteur doit rester constante, ce qui entraîne un fonctionnement du moteur à un rapport air-carburant global inférieur. Cette réduction du rapport air-carburant a des effets très importants sur les émissions d'échappement [84].

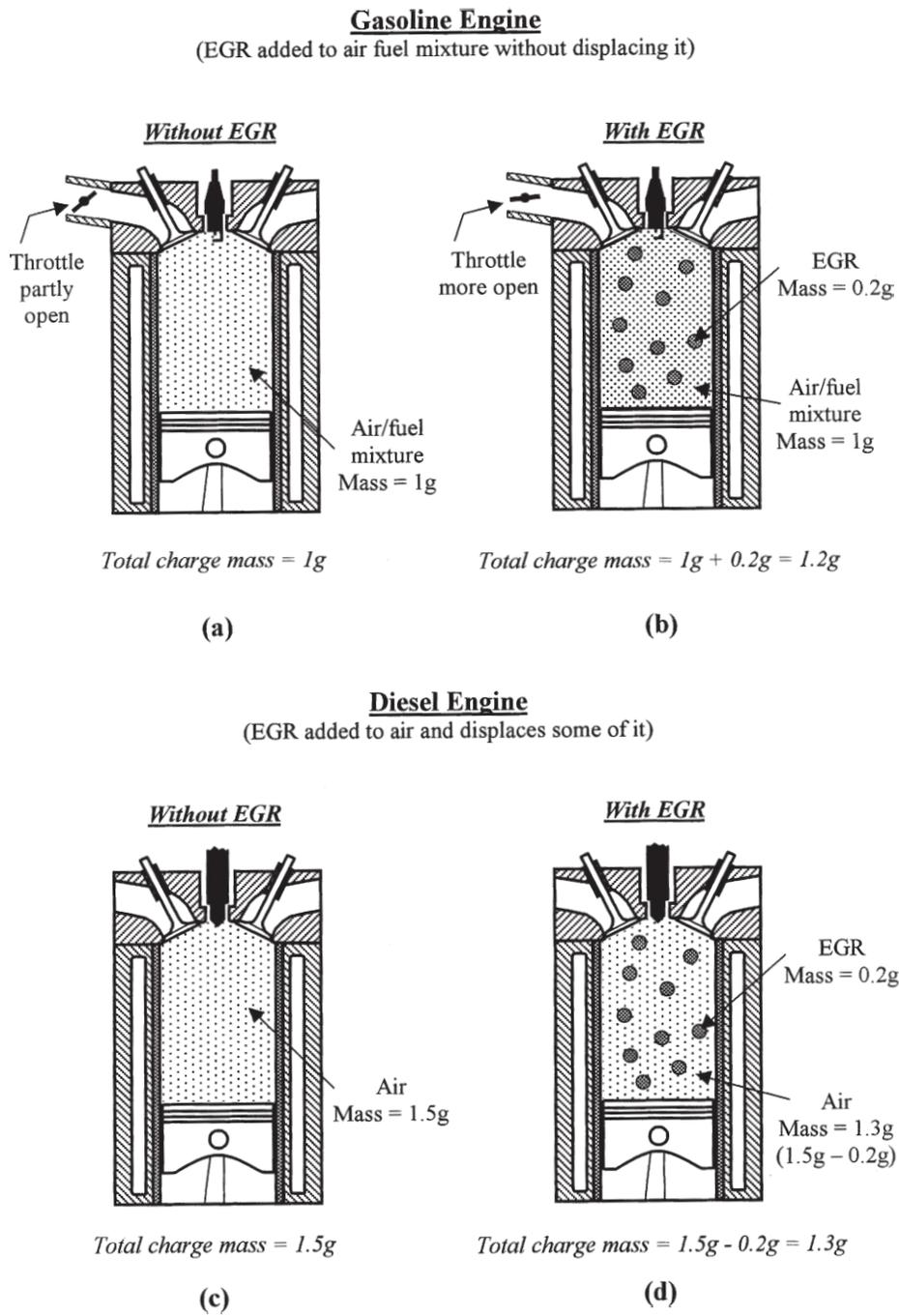


Fig. 1.2.11: Différents méthodes d'utilisation de l'EGR dans les moteurs à essence et diesel [84]

1.2.6. Effets de l'EGR sur l'admission du moteur

L'application de l'EGR dans un moteur diesel a un certain nombre d'effets sur le fonctionnement du moteur. La figure 1.2.12 résume les effets de l'EGR sur la charge d'admission d'un moteur diesel hypothétique à aspiration naturelle fonctionnant à un rapport air/carburant de 32:1. La figure montre, à titre d'exemple, que 25% du débit volumique d'air d'entrée est retiré et remplacé par un débit égal d'EGR chaud à 700 K. Comme le montre la figure 1.2.12, cela a un certain nombre d'effets sur la charge d'admission du moteur, qui seront discutés ci-dessous [84].

1.2.6.1. Réduction de la masse de charge d'entrée (effet d'étranglement thermique)

La figure 1.2.12 illustre le premier effet majeur de l'EGR sur la charge d'admission du moteur. La figure montre que l'application d'EGR chaud provoque une réduction de 14% du débit massique de la charge d'admission du moteur, de 49 g/s avant l'utilisation de l'EGR à 42 g/s après l'application de l'EGR chaud. Cette réduction du débit massique de la charge admise est due à une baisse de l'efficacité volumétrique du moteur, provoquée par l'augmentation de la température de la charge d'admission avec un EGR chaud moins dense. Cette réduction de la masse de la charge d'entrée sera appelée effet d'étranglement thermique de l'EGR.

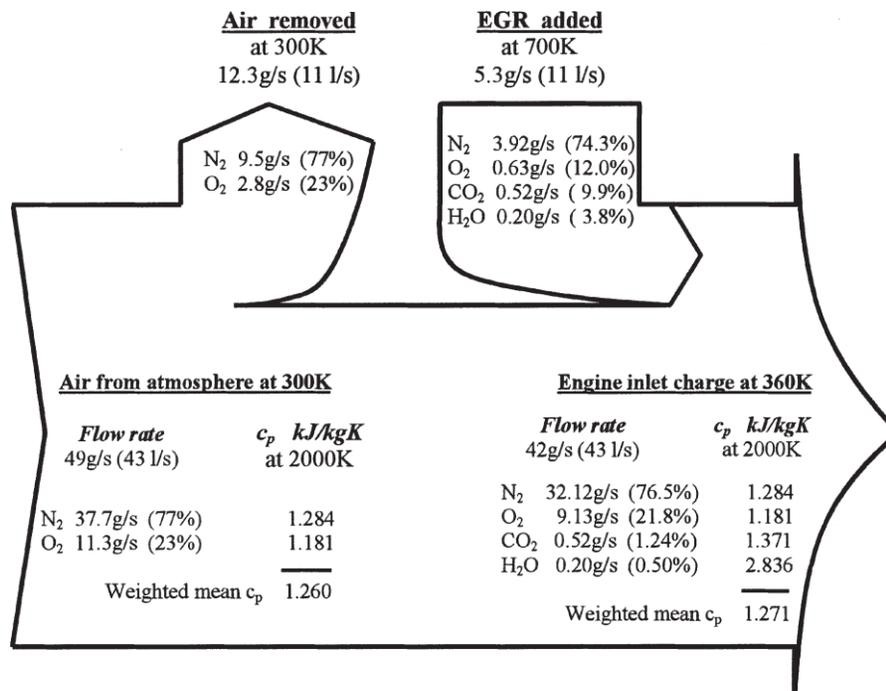


Fig.1.2.12: Analyse de la composition d'entrée lorsque 25% de l'air est remplacé par EGR chaud [84]

1.2.6.2. Réduction de la concentration en oxygène de la charge d'entrée (effet de dilution)

La figure 1.2.12 montre que le remplacement d'une partie de l'air d'admission par l'EGR entraîne une réduction substantielle du débit massique d'oxygène entrant dans les cylindres. La figure montre que le débit d'oxygène est réduit de 11,3 g/s sans EGR à 9,13 g/s avec EGR, soit une réduction de 19%. Cependant, hors de la réduction globale de 19% de l'oxygène, 14% (c'est-à-dire de 11,3 à 9,7 g/s) sont provoqués, tout simplement, par le rendement volumétrique inférieur (étranglement thermique). L'autre 5% de cette réduction globale (c'est-à-dire de 9,7 à 9,13 g/s) est causé par le fait que l'EGR est moins riche en oxygène que l'air qu'elle remplace. Cette dernière réduction de 5% de la concentration en oxygène sera appelée l'effet de dilution de l'EGR [77]. Une quantité considérable de travaux publiés [56,77] montre que les changements dans la concentration d'oxygène de la charge d'entrée peuvent affecter sensiblement les émissions des NO_x et des particules des moteurs diesel. Par exemple, l'enrichissement en oxygène de la charge d'entrée entraîne une augmentation des NO_x et une réduction des émissions des particules.

La question qui se pose donc est de savoir pourquoi la réduction de la concentration en O₂ dans le cylindre diminue les émissions des NO_x. Une explication possible de cet effet est discutée à l'aide de la figure 1.2.13, qui montre la combustion se produisant avec deux pulvérisations de carburant diesel, l'une avec EGR et l'autre sans EGR. Premièrement, on suppose que la combustion a lieu dans des régions où le rapport air-carburant est dans des proportions stœchiométriques, comme le montre le schéma de gauche de la figure 1.2.13. En utilisant l'EGR, une partie de l'O₂ est remplacée par du CO₂ et la concentration en O₂ locale dans le cylindre devient plus faible. Avec la concentration en O₂ locale réduite, une quantité donnée du carburant devra diffuser sur une zone plus large avant qu'une quantité suffisante de l'oxygène O₂ soit rencontrée pour qu'un mélange stœchiométrique soit formé (diagramme de droite de la figure 1.2.13). Or, pour une quantité donnée de carburant, cette plus grande région de mélange stœchiométrique contient non seulement le mélange stœchiométrique mais également une quantité supplémentaire de CO₂, H₂O et N₂. La quantité supplémentaire de ces gaz absorbe l'énergie libérée par la combustion, ce qui conduit à une température de flamme plus faible et à une génération des NO_x plus faible [56].

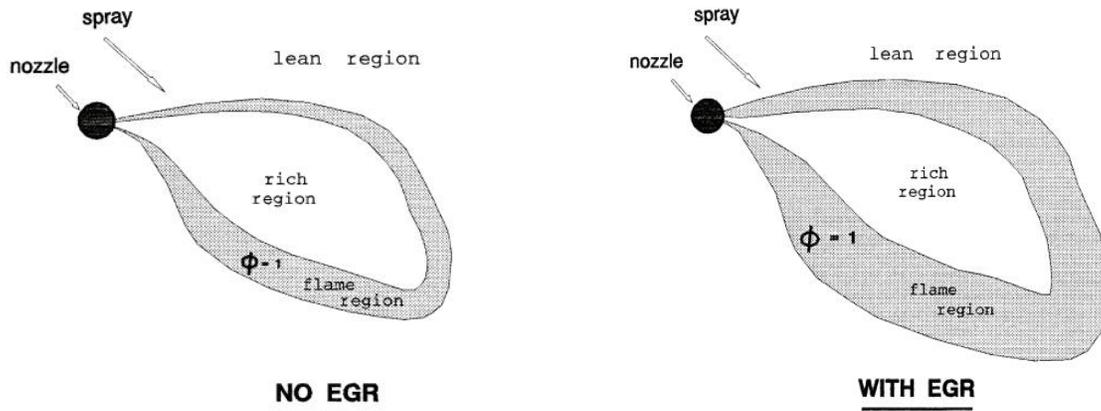


Fig. 1.2.13: Augmentation du volume occupé par la flamme de la pulvérisation utilisant l'EGR [84]

1.2.6.3. Introduction des produits de combustion dans la charge d'entrée (effet chimique)

La figure 1.2.12 montre que l'EGR contient du dioxyde de carbone (CO_2) et de la vapeur d'eau (H_2O), produits à partir de la combustion du carburant. Avec l'EGR, 1,24% de la charge d'admission du moteur est du dioxyde de carbone et 0,5% de la vapeur d'eau. Ces deux espèces peuvent se dissocier aux températures élevées régnant lors de la combustion, et les produits de dissociation, potentiellement, pourraient participer au processus de combustion [56]. Par exemple, de l'oxygène atomique et des radicaux hydroxyles pourraient être produits, qui pourraient tous deux participer à la formation des NO_x via le mécanisme de Zeldovich et à l'oxydation de la suie et de ses précurseurs. Cet effet potentiel s'appellera l'effet chimique de l'EGR [56].

1.2.6.4. Augmentation de la capacité de chaleur de la charge d'entrée (effet thermique)

La figure 1.2.12 montre qu'avec l'EGR, la capacité calorifique spécifique moyenne de la charge d'admission du moteur aura tendance à être légèrement supérieure (d'environ 1%) à celle de l'air. Cette faible augmentation de la capacité calorifique spécifique moyenne est due au fait que le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau ont des valeurs de capacité calorifique spécifique plus

élevées que l'azote et l'oxygène. Cette augmentation de la capacité thermique spécifique moyenne de la charge d'entrée sera appelée l'effet thermique de l'EGR [56]. Au fil des ans, il a été suggéré à plusieurs reprises que l'EGR diminue les émissions des NOx, principalement en augmentant la capacité calorifique spécifique de la charge d'admission du moteur [88]. Cependant, cela a été contredit par Wilson et al [89] qui ont classé ce facteur comme secondaire par rapport à la réduction de la concentration en oxygène de la charge d'entrée.

1.2.6.5. Augmentation de la température de la charge d'entrée

Enfin, lorsque l'EGR chaud est mélangé à de l'air d'admission plus froid, la température de la charge d'entrée fournie au moteur augmente. Indépendamment de la réduction du rendement volumétrique que cela entraîne (étranglement thermique), la température de charge d'entrée plus élevée augmente également la température du gaz du cylindre à la fin de la course de compression et pendant le processus de combustion. Cette élévation générale de la température de charge comprimée sera appelée effet de la température d'entrée de l'EGR. Au fil des années, plusieurs chercheurs [88] ont observé des réductions des émissions des NOx lorsque l'EGR était refroidi avant d'être mélangé à l'air d'admission, bien que cette technique se soit avérée moins efficace à des niveaux élevés d'EGR.

La contribution combinée et individuelle de la dilution, des effets chimiques et thermiques du CO₂ et de l'H₂O sur les émissions de NOx et des particules des moteurs diesel est illustrée à la figure 1.2.14. Il ressort clairement de la figure 1.2.14 que l'influence de l'effet de dilution est le principal facteur responsable de la modification des caractéristiques d'émission des NOx et des particules [84,57].

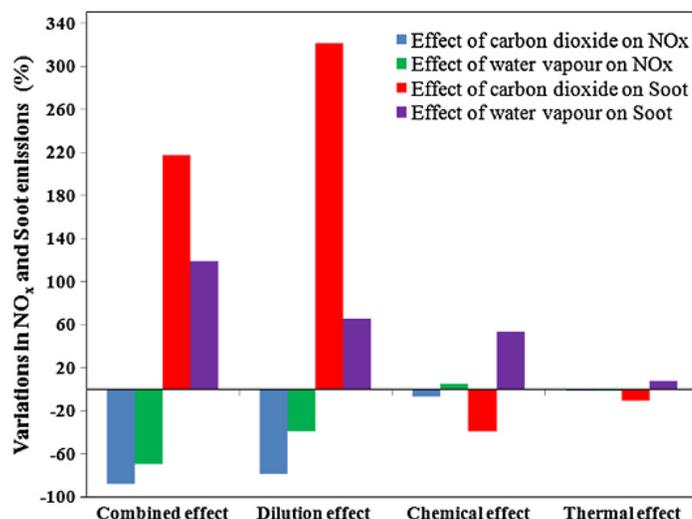


Fig. 1.2.14: Effets du CO₂ et du H₂O sur les émissions des NOx et des particules [84,57]

1.2.7. Les différents systèmes d'EGR

La mise en œuvre de l'EGR est simple pour les moteurs diesel à aspiration naturelle car la contre-pression de la sortie d'échappement est normalement supérieure à la pression d'admission. Quand un passage d'écoulement est conçu entre les collecteurs d'échappement et les collecteurs d'admission et régulé avec une vanne d'étranglement, figure 1.2.15, la recirculation des gaz d'échappement est établie. Les différences de pression sont généralement suffisantes pour entraîner le débit d'EGR d'une quantité désirée, sauf pendant le ralenti, un étranglement partiel dans le tuyau d'échappement lui-même peut être activé pour produire la pression différentielle désirée. Cependant, les moteurs diesel modernes, sont généralement à turbocompresseur, et la mise en œuvre de l'EGR est, par conséquent, plus difficile. Toutes les difficultés doivent être prises en compte lorsque l'EGR est utilisé. Lorsqu'une partie des gaz d'échappement est retirée du système d'échappement en amont du turbocompresseur, une partie d'énergie de ce gaz, utilisable pour comprimer l'air d'admission, est considérée perdue, donc la quantité d'air qui pénètre dans le cylindre diminue. Cette quantité d'air est directement couplée à la quantité d'EGR que le moteur peut fonctionner, car le facteur limitant est le rapport air/carburant dans le cylindre.

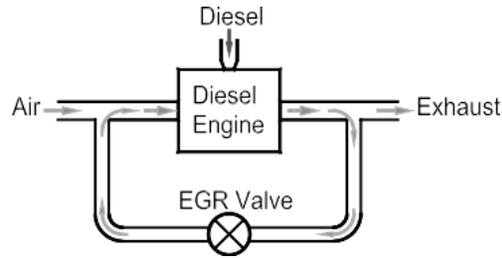


Fig. 1.2.15: L'EGR dans les moteurs diesel à aspiration naturelle

Généralement, les systèmes EGR sont classés en trois types; l'EGR à boucle haute pression, EGR à boucle basse pression et EGR hybride. L'EGR à haute pression est souvent utilisé pour atteindre des taux d'EGR élevés à des faibles charges et l'EGR à basse pression est utilisé à des charges intermédiaires et élevées.

1.2.7.1. L'EGR à haute pression (HPL-EGR)

La pratique préférée est de recycler les gaz d'échappement de l'amont de la turbine vers l'aval du compresseur (ou en aval du refroidisseur intermédiaire dans le cas échéant), à savoir la boucle à haute pression d'EGR, figure 1.2.16. Ces systèmes EGR sont les plus répandus en production. Cela signifie que l'EGR est prélevé en amont de la turbine et acheminés à travers un mélangeur vers l'amont du collecteur d'admission. Le compresseur et le refroidisseur intermédiaire ne sont donc pas exposés aux gaz d'échappement. Cependant, une telle boucle d'EGR à haute pression n'est applicable que lorsque la pression amont de la turbine est suffisamment supérieure à la pression de suralimentation, c'est-à-dire si $P_3 - P_2 > 0$ prévaut. Dans le cas où la différence de pression ne peut pas être atteinte avec l'adaptation d'origine entre le turbocompresseur et le moteur, des solutions doivent être apportées en augmentant la pression en amont de la turbine ou en réduisant la pression de suralimentation.

Même si une variété de mesures peut être prise, le principal concurrent est d'utiliser une turbine à géométrie variable (VGT) qui peut fournir efficacement la pression d'entraînement de l'EGR souhaitée sans sacrifier considérablement la performance du moteur. Dans de tels systèmes, le contrôle de l'EGR est étroitement lié au contrôle du VGT. Le rétrécissement du passage

d'écoulement des distributeurs de la turbine augmentera la pression en amont de la turbine (P_3) et réduira la pression de suralimentation (P_2). Pour les conditions froides ou de démarrage à froid, il peut y avoir des bypasses autour des refroidisseurs de l'EGR [90].

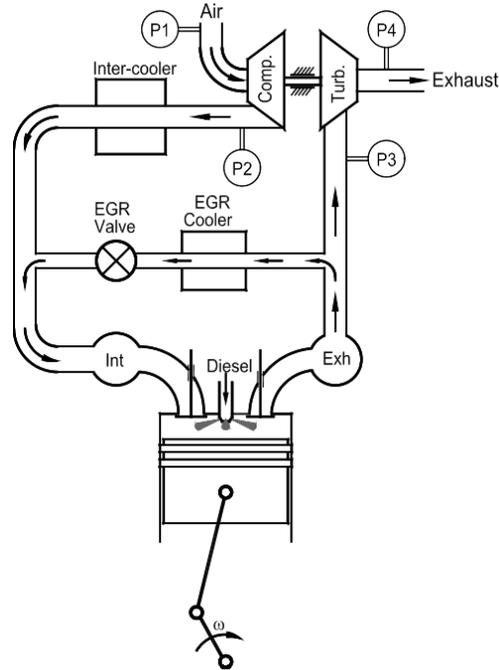


Fig. 1.2.16: L'EGR à boucle haute pression [55]

Pour compenser l'effet de dilution dans les moteurs diesel, peu de chercheurs ont préconisé un EGR *en addition* en utilisant un turbocompresseur de turbine à géométrie variable. Dans ce concept, les gaz d'échappement sont recyclés et pompés avec l'air induit au lieu de remplacer une partie de celui-ci, voir paragraphe 1.2.5. La charge supplémentaire augmente la capacité thermique d'entrée, ce qui entraîne une température de combustion et une émission de NOx plus faibles. De plus, la concentration d'oxygène à l'entrée reste inchangée. Le mécanisme d'oxydation des particules ne sera donc pas aggravé. Ainsi, un concept d'EGR en addition ou supplémentaire pourrait potentiellement réduire considérablement les émissions de NOx sans pénaliser les émissions des particules [57].

1.2.7.2. L'EGR à basse pression (LPL-EGR)

Dans le système à basse pression, l'EGR est retiré de l'échappement situé en aval de la turbine et mené à l'admission en amont du compresseur, figure 1.2.17. Cette boucle est réalisable car une pression différentielle positive entre la sortie de la turbine et l'entrée du compresseur est généralement disponible, $(P_4 - P_1) > 0$. En outre, la pression P_4 peut être augmentée par un étranglement partiel qui garantit une pression de conduite suffisante pour l'écoulement de l'EGR. Une puissance acquise sera plus élevée dans le turbocompresseur, comparant aux systèmes d'EGR HPL, à mesure que le flux des gaz d'échappement est complètement passé à travers la turbine. D'autre part, il entraîne un débit massique plus élevé dans le compresseur, comme l'EGR et l'air frais doivent être comprimés [55]. Un avantage est l'augmentation de la masse qui passe à la fois à travers la turbine et le compresseur. Surtout dans les points de faible charge du moteur, où les taux d'EGR sont élevés et le débit global du gaz est petit, le point de fonctionnement du turbocompresseur est déplacé dans des zones à plus grande efficacité. Cela aide à améliorer l'économie du carburant des moteurs, en comparaison avec un système à haute pression [3].

Les systèmes d'EGR LPL ont des capacités de refroidissement plus élevée pour des débits similaires à ceux du HPL EGR, puisque l'EGR en aval de la turbine est plus froid que celui provenant de l'amont du turbocompresseur (dans le cas du HPL). Par conséquent, une possibilité de réduire la taille du refroidisseur EGR et de lui fournir une forme plus compacte, en raison de sa capacité de refroidissement plus élevée. De plus, le refroidisseur EGR aurait moins de chaleur rejetée dans la chemise d'eau du moteur, minimisant ainsi la charge de refroidissement que le radiateur doit supporter. Un meilleur mélange d'EGR et d'air frais de suralimentation résultant de l'introduction du mélange en amont du compresseur [6]. Un autre point qui aide à réduire la consommation du carburant est la capacité de refroidissement plus élevée dans le système à basse pression. Comme l'EGR est refroidi par un refroidisseur EGR et par un refroidisseur intermédiaire (inter-cooler), les températures d'admission pour ce système seront plus basses et donc les pertes de chaleur dans le moteur peuvent être réduites [3].

Dans le cas de l'EGR LPL, la contre-pression d'échappement excessive à l'écoulement d'EGR est empêchée et le mélange gazeux est également refroidi dans le refroidisseur intermédiaire. Ainsi, la température du gaz d'entrée peut être maintenue plus basse à 25°C moins que les températures

auxquelles le système HPL-EGR fonctionne et présente ainsi un potentiel de réduction de NOx amélioré [57]. Cependant, les compresseurs conventionnels et les refroidisseurs intermédiaires ne sont pas conçus pour supporter la température et l'encrassement des gaz d'échappements diesel. Le problème d'encrassement, ou de colmatage des refroidisseurs EGR et intermédiaire peut être évité en plaçant un filtre à particules en aval de la turbine. Néanmoins, le risque d'encrassement persiste puisque parfois les gaz d'échappement ne sont pas parfaitement libérés des particules après le DPF. En général, l'approche de l'EGR à basse pression n'est pas applicable, sauf pour des compresseurs désignés pour les gaz d'échappement. Des efforts ont également été faits pour acheminer directement l'échappement de la sortie de la turbine vers la sortie du refroidisseur intermédiaire, en contournant le compresseur [55]. Bien qu'il échappe du problème de l'encrassement des gaz d'échappement, une pompe EGR indépendante devient impérative pour contrer la pression de suralimentation. Des pompes spéciales EGR sont nécessaires pour supporter la chaleur et l'encrassement d'échappement, en plus des exigences de puissance de pompage importantes [55].

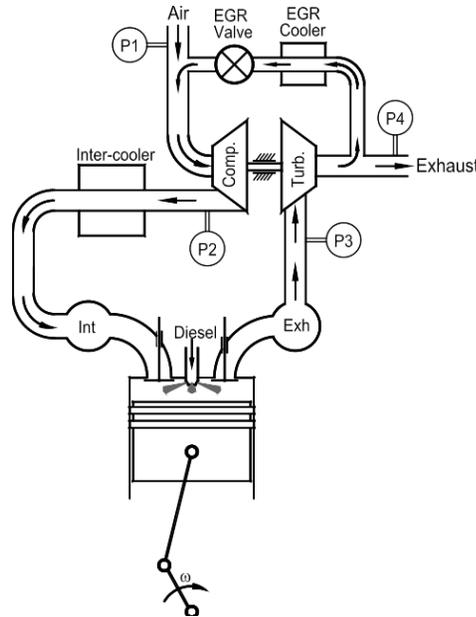


Fig. 1.2.17: L'EGR à boucle basse pression [55]

D'autre part, toute gouttelette qui pourrait être engendrée en raison de la condensation pourrait endommager la roue du compresseur. Par conséquent, il faut tenir compte de l'effet de refroidissement du refroidisseur d'EGR, pour éviter la condensation [3]. Un aspect négatif du

système à basse pression est la longue canalisation garnie avec l'EGR. Presque toute la tuyauterie d'admission, y compris le compresseur et le refroidisseur intermédiaire, est remplie d'un mélange d'air frais et d'EGR. Il en résulte une mauvaise réaction au changement des demandes d'EGR, car le volume doit être vidé avant que le gaz avec un nouveau débit d'EGR arrive dans les chambres de combustion [3].

1.2.7.3. Système EGR hybride

Le système EGR hybride combine le système à haute pression et le système à basse pression, comme l'illustre la figure 1.2.18. De cette façon, il est possible d'utiliser le chemin EGR qui correspond le mieux à la situation de conduite réelle. Même une combinaison des deux systèmes peut conduire à une meilleure efficacité du moteur dans certains points de charge [3].

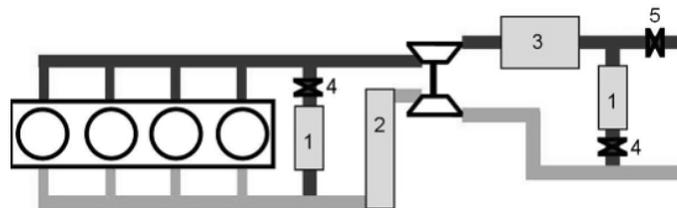


Fig. 1.2.18: L'EGR hybride

1.2.8. Traitement de l'EGR

En raison de la vitalité de l'EGR dans la réduction des NO_x, il est prudent d'explorer les limites applicables de l'EGR. Notamment, des utilisations lourdes de l'EGR pourraient dégrader l'efficacité énergétique et la durabilité mécanique du moteur. En outre, les utilisations excessives de l'EGR provoquent également des instabilités opérationnelles qui aggravent encore l'efficacité et la durabilité du moteur. Cependant, de telles instabilités peuvent être réduites en modifiant le flux de l'EGR thermiquement et/ou chimiquement, c'est-à-dire par des traitements d'EGR [55].

1.2.8.1. Refroidissement de l'EGR

Le refroidissement de l'EGR augmente la masse volumique et, par conséquent, le débit massique de la charge d'admission, ce qui est tout aussi important que le refroidissement intermédiaire de suralimentation (boost inter-cooling). Il est connu que le refroidisseur intermédiaire joue un rôle important dans l'amélioration des performances du moteur et des émissions. Afin d'éviter l'encrassement, les gaz d'échappement recirculés est normalement introduit en aval du refroidisseur intermédiaire, comme illustré dans la figure 1.2.16. Sans refroidissement intermédiaire, la température de suralimentation peut atteindre 80°C fréquemment et plus de 160°C occasionnellement pour les moteurs à turbocompresseur modéré. Les refroidisseurs intermédiaires efficaces, qui utilisent l'air ambiant comme agent de refroidissement (air cooled), peuvent abaisser la température de suralimentation à seulement 5 à 20°C de plus que la température ambiante. Évidemment, si le liquide de refroidissement de la chemise du moteur, qui a une température de 85 à 95°C, est couramment utilisé comme fluide de refroidissement (water cooled), le refroidissement intermédiaire serait moins efficace.

Dans le cas où l'EGR chaud est appliqué en conjonction avec le refroidissement intermédiaire, quel que soit l'efficacité du refroidisseur d'air, l'air d'admission sera chauffé par l'échappement recirculé, ce qui retarde le refroidissement de l'admission. Ainsi, il est impératif de mettre en œuvre un refroidissement suffisant sur l'EGR. Normalement, le liquide de refroidissement de la chemise du moteur est utilisé comme moyen de refroidissement pour évacuer la chaleur du flux de l'EGR. De tels refroidisseurs EGR à liquide sont compacts et faciles à installer. Une température des gaz d'échappement refroidis d'environ 120°C est préférée [55].

En outre, il est plus efficace de réduire les émissions des NOx par un refroidisseur EGR, qui partage le même scénario avec refroidissement intermédiaire de suralimentation. Une comparaison entre l'EGR chaud et refroidi est montrée sur la figure 1.2.19.

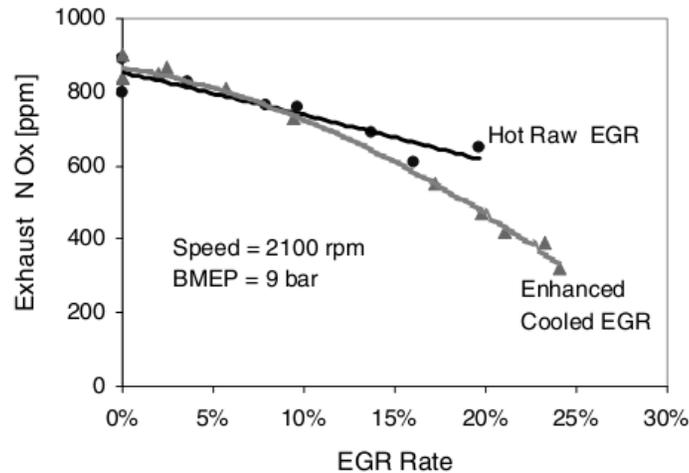


Fig. 1.2.19: L'effet de L'EGR refroidi surs la formation des NOx [55]

1.2.8.2. Oxydation de l'EGR

Bien qu'un EGR excessif entraîne une réduction considérable des NOx, le fonctionnement du moteur se rapproche également des zones présentant des variations cycliques plus élevées. Ces instabilités sont largement associées à un retard d'allumage prolongé et à une combustion incomplète, qui sont causés par une augmentation du CO₂ et une diminution du O₂ dans l'admission du moteur. La détérioration de l'efficacité de la combustion entraîne des fluctuations dans les produits de combustion qui peuvent augmenter les variations cycliques consécutives de la charge du cylindre en termes de température, de pression et de composition [55].

Dans un système EGR classique, le débit EGR est ajusté avec une vanne EGR, tandis que la température d'EGR est de préférence réduite avec un refroidisseur EGR. Cependant, les constituants du flux EGR sont généralement laissés intacts. Des composants EGR incontrôlés, tels que des carburants, sont couramment introduits dans la chambre de combustion du moteur. L'approche consiste à éliminer les influences des carburants recyclés sur ces instabilités, en appliquant une oxydation avec un catalyseur dans la boucle EGR haute pression [91].

L'élimination des carburants recyclés a montré des effets significatifs sur la stabilisation des variations cycliques, de sorte que les limites applicables aux EGR sont effectivement étendues. La possibilité d'obtenir de faibles émissions des NOx avec l'EGR oxydé catalytiquement est représentée sur la figure 1.2.20.

Pour les opérations de moyenne à haute charge, les températures d'échappement sont supérieures à 350°C pour le moteur d'essai. À de tels niveaux de température, un taux de conversion satisfaisant du CO et du HC réactif peut être obtenu de manière fiable avec les technologies de catalyseurs modernes [55].

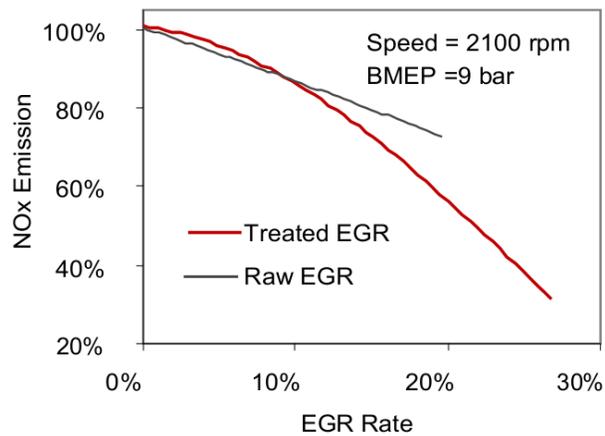


Fig. 1.2.20: L'effet de L'EGR traité par oxydation [55]

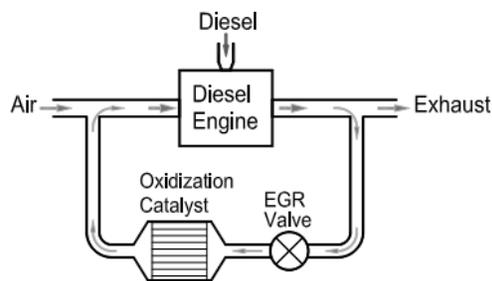


Fig. 1.2.21: Schéma de l'oxydation catalytique de l'EGR [55]

Le convertisseur catalytique à oxydation, figure 1.2.21, oxyde les carburants non brûlés en CO_2 et en H_2O . Bien que le carburant dans le flux EGR ait été sacrifié par oxydation, il a fourni une marge de sécurité nécessaire pour faire fonctionner un EGR agressif de manière stable. Ceci est essentiel lorsqu'on considère les incohérences dans les opérations pratiques. La figure 1.2.22 indique que l'EGR oxydé peut prolonger la limite d'EGR.

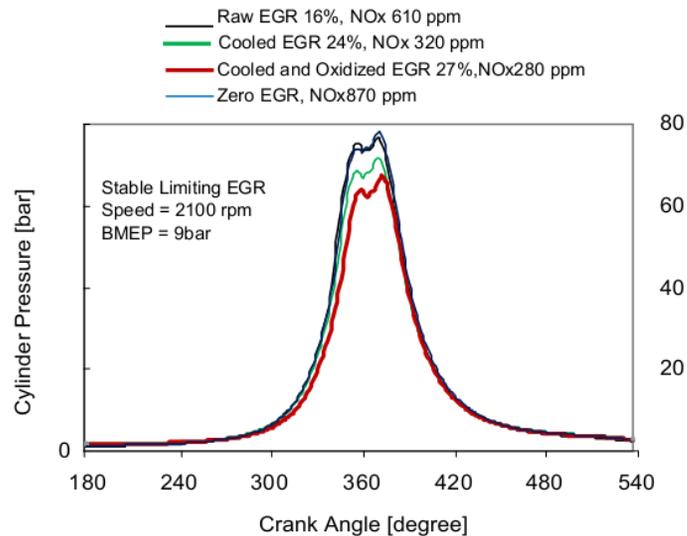


Fig. 1.2.22: Courbe de pression dans le cylindre des fonctionnements d'EGR stables limités [55]

1.2.9. Conclusion

À ce jour, l'EGR est toujours la technique la plus viable qui peut réduire considérablement les NOx. Cependant, les utilisations intensives de l'EGR pourraient détériorer l'efficacité énergétique, la stabilité opérationnelle du moteur et favorise la formation des particules. La préoccupation actuelle porte sur comment appliquer agressivement l'EGR à toutes les vitesses et à toutes les charges, bien que l'usure accrue à cause de l'EGR continue d'être un problème affectant la durabilité et les performances du moteur. L'application de l'EGR dans un moteur diesel a un certain nombre d'effets sur la charge admis dans le cylindre et ainsi sur la réduction des NOx, à savoir, l'effet d'étranglement thermique, de dilution, chimique et thermique. Il a été montré que l'effet de dilution est le principal facteur responsable à la réduction d'émission des NOx.

L'EGR peut être classé sous différents aspect de fonctionnement, à savoir, la manière dont l'EGR est admis dans le cylindre, tels que, l'EGR en addition ou en substitution et l'EGR interne ou externe, ensuite en fonction de la température de l'EGR introduit dans le cylindre, tels que l'EGR froid ou chaud et finalement en fonction de la conception de l'EGR tels que l'EGR à basse pression ou à haute pression. Dans l'EGR à haute pression, une turbine à géométrie variable (VGT) est utilisée pour garantir une pression d'entraînement suffisante de l'EGR souhaitée sans sacrifier considérablement la performance du moteur. Il est démontré que l'EGR à basse pression a des capacités de refroidissement plus élevée comparant à l'EGR à haute pression, ainsi un potentiel de réduction de NOx amélioré. D'autre part, le turbocompresseur dans l'EGR à basse pression est plus efficace ce qui conduit à une consommation de carburant plus faible. Cependant, il n'est applicable que pour des compresseurs désignés pour résister au problème de l'encrassement des particules. Il a été montré aussi que le refroidissement de l'EGR permet de réduire davantage les NOx à l'aide d'un refroidisseur EGR. Une température d'EGR refroidis d'environ 120°C est préférée.

CHAPITRE II

Etude du refroidissement des gaz recyclés dans un moteur diesel des véhicules lourds

2.1. Introduction

Les émissions des NO_x et des particules sont considérées comme le principal problème des moteurs diesel. Les taux élevés de formation des NO_x sont la conséquence d'une température élevée et d'une concentration élevée en oxygène [6]. La recirculation des gaz d'échappement (EGR) fait partie des techniques qui ont fait leurs preuves en matière de réduction des NO_x. Les gaz d'échappement sont principalement constitués de dioxyde de carbone CO₂, de vapeur d'eau H₂O, d'azote N₂ et d'oxygène O₂. Ces gaz sont supérieurs à 99% de l'échappement tandis que les polluants toxiques sont de moins de 1% [55]. Comme il a été mentionné dans le chapitre précédent, une fois qu'une partie de cet échappement est redirigée vers la chambre de combustion et dilue la charge d'admission, la proportion d'O₂ sera réduite et par conséquent la vitesse de combustion ralentira. Cela a également pour effet d'augmenter le coefficient de chaleur spécifique du gaz et donc de réduire la température maximale du cylindre lors de la combustion [24].

Le refroidissement de l'EGR permet une réduction supplémentaire des NO_x. Zheng et al. [55] ont démontré que l'EGR refroidi réduit les NO_x plus efficacement que l'EGR chaud, comme il a été montré dans la figure 2.19 de la deuxième partie du chapitre 1. Ainsi, les gaz d'échappement recyclés doit être refroidie en dessous de 120 °C [55]. Le refroidisseur EGR est un échangeur de chaleur incorporé dans le système pour réduire la température des gaz d'échappement recyclés requise pour la chambre de combustion. Cette température est généralement comprise entre 100 et 150 °C [92]. De nombreuses configurations de refroidisseurs EGR sont mentionnées dans la littérature, telles que; le type à calandres (shell-and-tube type) et le type à plaques empilées (stack type) [93]. Les échangeurs à calandres sont présents de plus de 35 à 40% des échangeurs de chaleur existants, en raison de leur robustesse, de leur facilité d'entretien et de la possibilité d'amélioration [94]. Les performances des échangeurs de type à calandre peuvent être améliorées par des chicane hélicoïdales au lieu des chicanes segmentales. En effet, l'utilisation des chicanes hélicoïdales permet d'améliorer les performances de transfert de chaleur, de réduire les chutes de pression, de réduire l'encrassement dans le côté coque et de réduire les coûts [95]. Des études expérimentales et numériques approfondies sur les refroidisseurs EGR ont été présentées dans la littérature. Charnay et al [92] ont mené une étude numérique et expérimentale sur différents refroidisseurs EGR afin d'examiner l'influence de la forme des diffuseurs et de la taille du

faisceau des tubes sur les résultats. Le modèle de turbulence de Reynolds Stress (RSM) a été utilisé dans leur simulation numérique. Cependant, le côté eau (liquide refroidisseur) n'a pas été inclus dans leurs simulations en supposant que la température des parois des tubes soit constante en raison du débit élevé du liquide de refroidissement. Y. Huang et al [96] ont présenté des simulations numériques de différents refroidisseurs EGR avec et sans chicane hélicoïdale et ont étudié leur performance d'échange thermique. En outre, ils ont observé l'impact des directions d'entrée de l'eau de refroidissement dans les refroidisseurs EGR avec une chicane hélicoïdale sur la résistance à l'écoulement. S.Park et al [97] ont étudié l'influence de la forme interne des refroidisseurs EGR avec des tubes à surface de forme plate (lisse) et en spirale sur l'efficacité de l'échange thermique. Ils ont effectué des expériences par dynamomètre pour moteur et des simulations numériques en utilisant le programme commercial FLUENT. Kim et al. [98, 99] ont étudié l'efficacité des refroidisseurs EGR utilisant la méthode NTU (Number of Transfer Units) avec des échangeurs de chaleur à plaques empilées. Le moteur utilisé dans cette étude était un moteur diesel à turbocompresseur à quatre cylindres fonctionnant avec un système d'injection à rampe commune (CRDI). Leurs résultats indiquent que le refroidisseur de type à plaques empilées a une efficacité et une performance de transfert de chaleur supérieures de 25 à 50% à celles du type à calandre en raison d'une surface accrue et d'un meilleur mélange des gaz. Dans une autre étude, les auteurs ont étudié les caractéristiques du transfert de chaleur et d'écoulement de différents refroidisseurs EGR. Trois types de refroidisseurs EGR, à savoir, de type plate, de type spirale-1 et de type spirale-2 ont été testés. Ils ont conclu que le refroidisseur de type spirale-2 présente de meilleures caractéristiques de transfert de chaleur par rapport aux refroidisseurs de types plate et spirale-1.

Il convient de noter, à partir de la plupart des études, que les propriétés physiques des gaz d'échappement recyclés qui dépendent de la température à travers le refroidisseur EGR n'étaient pas clairement définies. Dans le présent article, trois modèles de refroidisseur EGR, conçus de plusieurs tubes et utilisant de l'eau comme refroidisseur, sont présentés. Des simulations numériques basées sur la méthode des volumes finis sont utilisées pour étudier les performances d'échange thermique des refroidisseurs EGR. Les propriétés physiques détaillées des constituants des gaz d'échappement recyclés sont associées pour résoudre les équations de quantité de mouvement, d'énergie et de turbulence.

2.2. Géométrie des refroidisseurs EGR

Trois modèles de refroidisseur EGR destinés aux moteurs diesel lourds sont considérés comme montré dans la figure 2.1. Le premier modèle (A) est un type à calandre ordinaire, composé de 19 tubes de 10 mm de diamètre, le deuxième modèle (B) est constitué de 61 tubes de 6 mm de diamètre et le troisième (C) est un modèle amélioré du type (A) en plaçant des chicanes hélicoïdales sur le côté de la coque avec un angle d'inclinaison de la chicane $\alpha = 20^\circ$ comme présenté sur la figure 2.3. Les trois modèles partagent les mêmes dimensions de diffuseurs, d'entrée et de sortie du côté de la coque comme le montre la figure 2.2. L'épaisseur des tubes et des chicanes est de 0,6 mm. Le trajet de la ligne médiane de l'eau dans la chicane hélicoïdale est environ 2,3 fois supérieur au trajet de l'eau sans chicane comme le montre le tableau 2.1. La vitesse approximative du gaz et de l'eau pour chaque configuration du refroidisseur EGR est également donnée dans le tableau 2.1 à des taux de 0,1 kg/s pour les gaz d'échappement et de 0,5 kg/s pour l'eau.

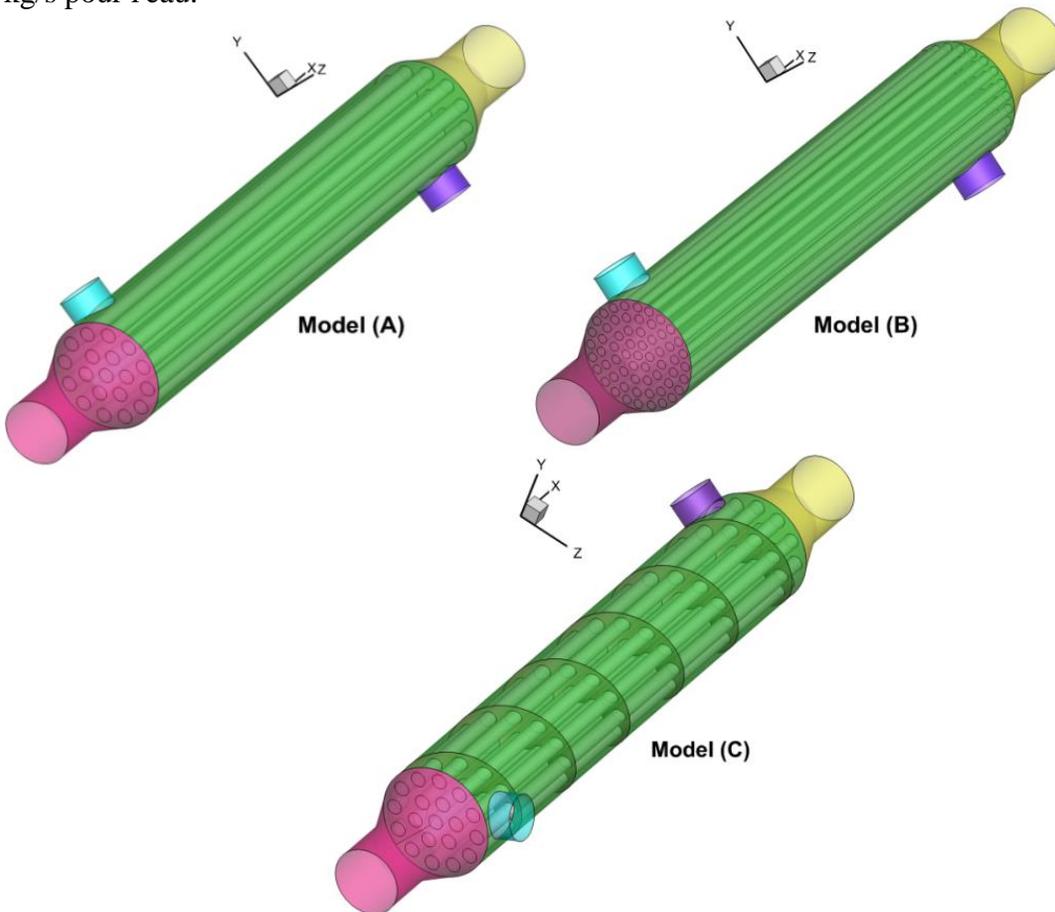


Fig. 2.1: Géométrie des refroidisseurs EGR

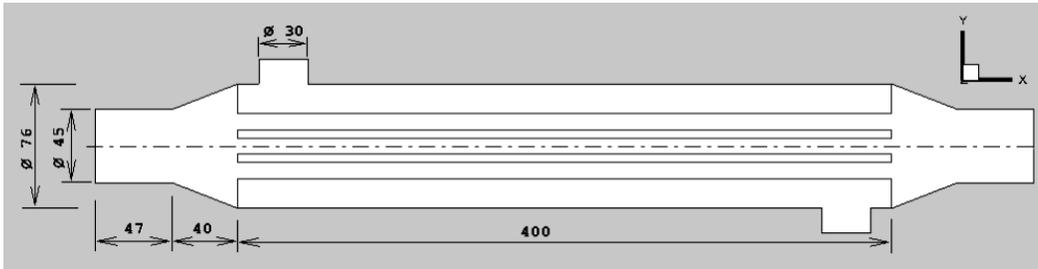


Fig. 2.2: Dimensions des diffuseurs et du côté de la coque

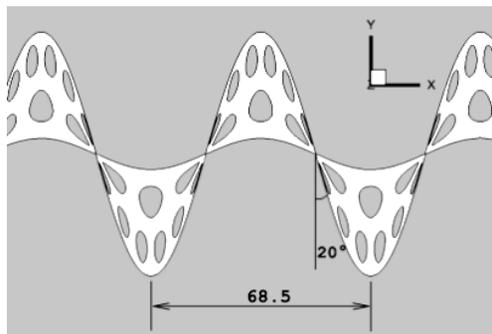


Fig. 2.3: Pas de la chicane et angle d'inclinaison

2.3. Hypothèses et conditions aux limites

- Un débit massique est affecté à l'entrée du gaz chaud à des valeurs variant de 0,07 à 0,2 kg/s et une température d'entrée de 523,15 K.
- L'eau refroidisseuse traverse le côté coque avec un débit massique constant de 0,5 kg/s et une température d'entrée de 363,15 K.
- La condition aux limites sans glissement est appliquée sur les parois de la coque et des tubes. L'option de la fonction standard de paroi (standard wall function) est utilisée pour le traitement de la région proche de la paroi [100].
- Les parois de la coque de l'échangeur de chaleur sont supposée comme adiabatiques.
- L'épaisseur de la paroi des tubes et de la chicane hélicoïdale est supposée nulle, étant donné que ces diamètres intérieur et extérieur sont très proches, ce qui rend la résistance de conduction dans la zone solide négligeable comparée à la résistance de convection dans les deux côtés.

- La condition aux limites couplée est définie pour le transfert d'énergie du gaz chaud (à l'intérieur du tube) vers le fluide froid (dans la coque).
- Les propriétés physiques des gaz d'échappement varient avec la température; cependant, le fluide du côté de la coque (eau) est supposé avoir des propriétés physiques constantes.
- L'écoulement des fluides et le processus de transfert de chaleur sont turbulents et en régime permanent.

2.4. Modèle mathématique

Afin de simuler l'écoulement et le transfert de chaleur dans les refroidisseurs EGR, le modèle tridimensionnel de turbulence k-ε Realizable est appliqué [100]. Les équations gouvernantes appliquées pour les deux fluides sont exprimées comme suit:

$$\text{Équation de Continuité: } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\text{Équation de mouvement: } \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\rho \partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu_t + \mu) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) \quad (2.2)$$

Équation de l'énergie cinétique turbulente k:

$$\frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (2.3)$$

Équation du taux d'énergie de dissipation ε:

$$\frac{\partial \rho u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (2.4)$$

Où G_k représente la génération d'énergie cinétique de turbulence due aux gradients de vitesse moyenne et est donnée par:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \mu_t S^2 \quad (2.5)$$

$$\text{Avec: } \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}\right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right),$$

$$C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad (2.6)$$

Où S est le taux de déformation, μ_t est la viscosité turbulente, σ_k and σ_ε sont les nombres de Prandtl turbulents pour k and ε .

$$\text{Équation d'énergie:} \quad \frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.7)$$

2.5. Propriétés physiques des gaz d'échappement

Pour modéliser les propriétés physiques dépendant de la température des gaz d'échappement (qui consistent principalement du dioxyde de carbone (CO₂), de la vapeur d'eau (H₂O), de l'azote (N₂) et de l'oxygène (O₂)) tels que la masse volumique, la viscosité, la conductivité et le coefficient de chaleur spécifique, on utilise respectivement les relations suivantes:

$$\rho(T) = \frac{P_o}{(\sum_i Y_i / M_i) \cdot R_{\text{gas}} \cdot T} \quad (2.8)$$

$$\mu(T) = \sum_i Y_i \cdot \mu_i \quad (2.9)$$

$$\lambda(T) = \sum_i Y_i \cdot \lambda_i \quad (2.10)$$

$$C_P(T) = \sum_i Y_i \cdot C_{p_i} \quad (2.11)$$

La viscosité, la conductivité et le coefficient de chaleur spécifique de chaque espèce i sont donnés respectivement par les fonctions polynomiales suivantes:

$$\mu_i = \sum_j a_{i,j} \cdot T^j, \quad k_i = \sum_j b_{i,j} \cdot T^j, \quad C_{p_i} = R_{\text{gas}} \cdot \sum_j c_{i,j} \cdot T^j \quad (2.12)$$

Où les constantes $a_{i,j}$ et $b_{i,j}$ proviennent de "Yaws' Transport Properties of Chemicals and Hydrocarbons" [101] et les constantes $c_{i,j}$ proviennent de la base de données thermodynamique CHEMKIN [102]. Tous ces coefficients sont présentés dans le tableau 2.1.

	j	0	1	2	3	4
CO ₂	$a_{i,j}$	11.8109	0.49838	-1.0851E-04	0.0000E+00	0.0000E+00
	$b_{i,j}$	-1.2000E-02	1.0208E-04	-2.2403E-08	0.0000E+00	0.0000E+00
	$c_{i,j}$	2.275724	0.009922072	-0.10409113E-04	0.06866686E-07	-0.02117280E-10
H ₂ O	$a_{i,j}$	22.8211	1.7387E-01	3.2465E-04	-1.4334E-07	0.0000E+00
	$b_{i,j}$	0.00561987	1.56992E-05	1.01063E-07	-2.42824E-11	0.0000E+00
	$c_{i,j}$	3.386842	0.003474982	-0.06354696E-04	0.06968581E-07	-0.02506588E-10
N ₂	$a_{i,j}$	4.4656	0.63814	-2.6596E-04	5.4113E-08	0.0000E+00
	$b_{i,j}$	-0.000226779	0.000102746	-6.01514E-08	2.23319E-11	0.0000E+00
	$c_{i,j}$	3.298677	0.0014082404	-0.03963222E-04	0.05641515E-07	-0.02444854E-10
O ₂	$a_{i,j}$	-4.9433	8.0673E-01	-4.0416E-04	1.0111E-07	0.0000E+00
	$b_{i,j}$	0.000154746	9.41534E-05	-2.75292E-08	5.20693E-12	0.0000E+00
	$c_{i,j}$	3.212936	0.0011274864	-0.05756150E-05	0.13138773E-08	-0.08768554E-11

Tableau 2.1: Coefficients pour l'évaluation des propriétés physiques des gaz d'échappement

2.5.1. Calcul des fractions de masse

Dans leur recherche, Asad et Zheng [83] ont proposé des équations globales en une étape pour calculer les concentrations des gaz en régimes transitoire et permanent dans l'admission et l'échappement. L'équation donnée dans l'annexe A représente la réaction de combustion pour l'EGR en régime permanent qui est obtenue en éliminant le nombre de cycles de celui qui représente l'EGR transitoire où R_{EGR} est la fraction effective d'EGR qui comprend à la fois la fraction recirculée des gaz d'échappement et la fraction des gaz résiduelles de combustion dans le cylindre [83].

2.6 Génération du Maillage

Dans cette étude, le maillage hexaédrique a été choisi pour la discrétisation des tubes car l'écoulement du gaz à l'intérieur est la région la plus importante dans l'échange de chaleur. En outre, un maillage de la couche limite a été généré au niveau de la paroi interne des tubes. Le côté eau de refroidissement, les diffuseurs d'entrée et de sortie dans tous les modèles sont discrétisés avec un maillage tétraédrique qui est couramment utilisé pour les géométries ayant des zones complexes comme le montre la figure 2.4. Le maillage est généré avec le logiciel ICEM CFD. Les plus petites cellules sont situées à proximité de la paroi des tubes, car un maillage à résolution fine est nécessaire pour étudier l'échange de chaleur dans cette région. Le nombre de cellules du maillage est résumé dans le tableau 2.2. Les calculs ont été effectués sur un PC avec

un processeur Intel Core i7-4770K de 3,50 GHz et une mémoire de 32 Go. Pour que les solutions convergent, chaque simulation a pris environ 6 h pour les modèles (A) et (C) et environ 24 h pour le modèle (B).

Modèle	Nombre de cellules hexaédriques	Taille de la plus petite cellule	Nombre de cellules tétraédriques	Taille de la plus petite cellule	Vitesse approximative (m/s) côté gaz	Vitesse approximative (m/s) côté eau	chemin de la ligne médiane de l'entrée à la sortie (mm)
Model (A)	1531305	0.1080518	7872076	0.0016114	55	0.3	416
Model (B)	7732543	0.0198094	15770730	0.0017822	45	0.3	416
Model (C)	1531305	0.1080518	8413473	0.000959	55	0.8	946

Tableau 2.2: Vitesses approximatives, chemin médian et informations sur les maillages

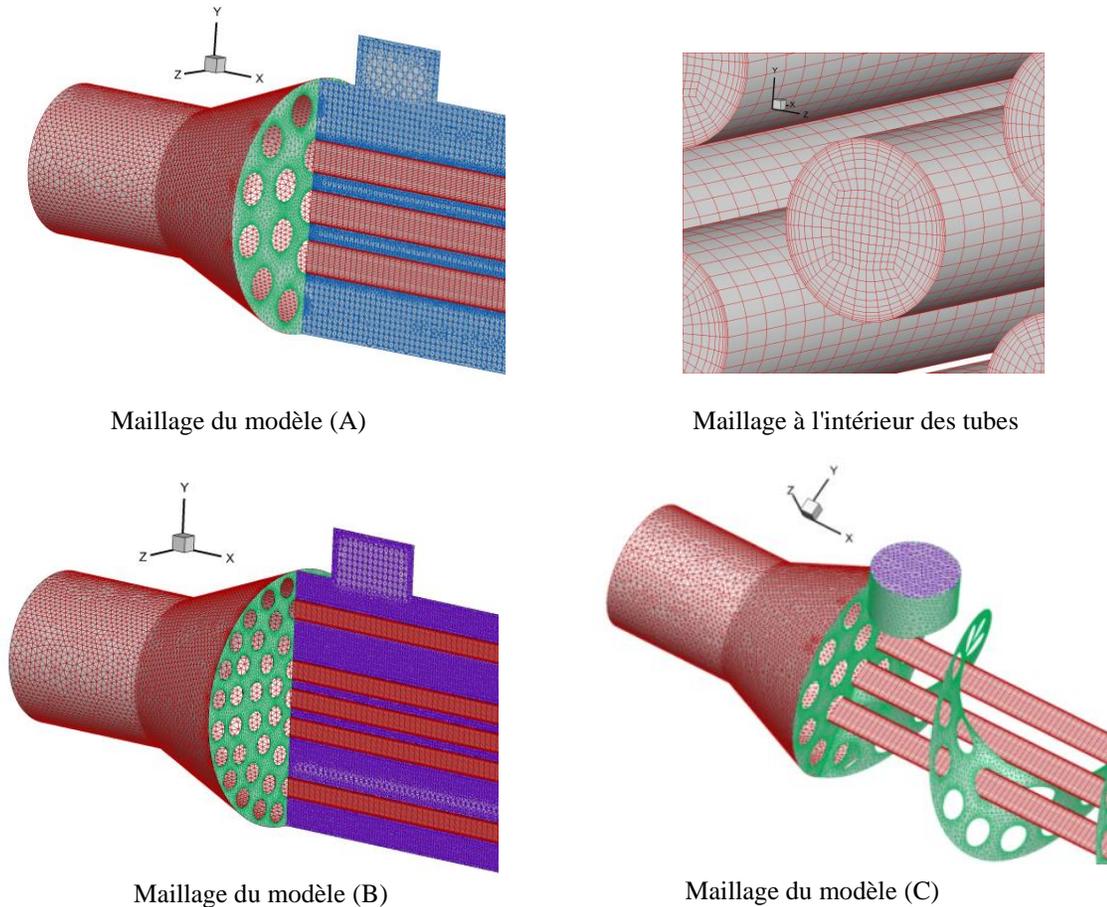


Fig. 2.4: Maillage des refroidisseurs EGR

2.7. Résultats et discussion

Les calculs sont effectués à l'aide du code FLUENT CFD. L'algorithme employé est SIMPLE. Le schéma up-wind de second ordre est utilisé pour la simulation numérique. Les fonctions des propriétés physiques des gaz d'échappement (2.8) - (2.12) ont été programmées en tant que fonctions définies par l'utilisateur de Fluent "User Defined Functions" (UDF). L'initialisation hybride est utilisée pour améliorer la robustesse des calculs et rendre la convergence plus rapide par rapport à l'initialisation standard. L'initialisation hybride résout l'équation de Laplace pour produire un champ de vitesse qui se conforme aux géométries de domaine complexes, et un champ de pression qui connecte convenablement les valeurs de haute et basse pression dans le domaine de calcul. Toutes les autres variables (température, turbulence, etc.) seront réparties en fonction des valeurs moyennées du domaine [100].

Validation

Les simulations numériques sont validées en comparant les résultats de calcul pour le modèle de 70 tubes étudiés en [92] avec ceux expérimentaux. Cette validation est limitée uniquement au côté gaz pour les débits massiques de 0,1 kg/s et de 0,2 kg/s, en supposant que la température de surface des tubes est constante en raison du débit de liquide de refroidissement élevé [92]. Selon le tableau 2.3, les résultats de la chute de pression et de la température à la sortie montrent un bon accord entre les résultats de calculs et les résultats expérimentaux.

<i>Débit massique (kg/s)</i>	<i>Chute de pression simulée (kPa)</i>	<i>Chute de pression expérimentale (kPa)</i>	<i>Température de sortie simulée (K)</i>	<i>Température de sortie expérimentale (K)</i>
0.1	3.85	4.00	408.20	405.00
0.2	12.74	14.00	419.46	420.00

Tableau 2.3: Comparaison des résultats simulés et expérimentaux

2.7.1 Simulation numérique du côté gaz

2.7.1.1. Effet des fractions massiques des constituants de l'échappement sur les résultats

Bien que le R_{EGR} dépende principalement du débit massique des gaz d'échappement recyclés, ce dernier est supposé constant lorsque le R_{EGR} change pour l'objectif d'examiner l'effet des fractions massiques des constituants des gaz d'échappement sur les résultats. Dans le présent travail, le carburant diesel $C_{12}H_{23.8}$ [83] et le rapport d'excès d'air $\phi_0 = 5$ sont choisies et selon les relations précédentes (2.8) - (2.11), les fractions massiques sont calculées en fonction du changement du R_{EGR} et sont présentés dans le tableau 2.4.

R_{EGR} (%)	Y_{O_2}	Y_{CO_2}	Y_{H_2O}	Y_{N_2}	C_p ($T_{g,i}$)	Pr ($T_{g,i}$)	$T_{g,o}$, K
0	0.18395	0.04309	0.01648	0.75648	1059.55	0.71960	447.75
20	0.17187	0.05368	0.02053	0.75392	1063.90	0.72091	448.01
40	0.15192	0.07117	0.02722	0.74969	1071.05	0.72303	448.34
60	0.11267	0.10557	0.04038	0.74138	1085.14	0.72705	449.07
80	0	0.20434	0.07816	0.71750	1125.58	0.73730	451.14

Tableau 2.4: Fraction de masse en fonction du R_{EGR}

On constate que lorsque les fractions massiques des constituants changent avec le rapport EGR, le nombre de Prandtl change très légèrement. Par conséquent, le changement des constituants des gaz d'échappement a un léger effet sur les résultats. Ceci peut être clairement remarqué à partir des valeurs de la température à la sortie du refroidisseur EGR qui sont calculées à un débit massique constant égal à 0,1 kg/s.

2.7.1.2. La chute de pression

Les résultats dans la figure 2.5 présentent l'évolution de la chute de pression entre l'entrée et la sortie des gaz d'échappement en fonction du débit massique des gaz d'échappement recyclés pour les modèles (A) et (B). Les résultats du modèle (C) ne sont pas présentés ici pour la raison que les écoulements du gaz dans les modèles (A) et (C) sont similaires. Les résultats sont comparés aux résultats expérimentaux obtenus par Charnay et al [92], pour un refroidisseur EGR avec 70 tubes de 6 mm de diamètre.

On peut remarquer que la chute de pression augmente au fur et à mesure que le nombre de tubes augmente dans le refroidisseur EGR. De plus, cette augmentation devient plus importante pour des débits massiques élevés. La figure 2.6 montre l'évolution de la pression statique le long de l'axe des modèles (A) et (B), pour un débit massique d'entrée de 0,2 kg/s. Il est clair que la forme conique du diffuseur d'entrée contribue à augmenter la pression, mais celle-ci tombe relativement juste au niveau de la plaque tubulaire. Cette chute de pression dans le modèle (A) est plus grande que celle dans le modèle (B). Cependant, la zone du diffuseur d'entrée du modèle (A) montre qu'elle est responsable de 47% de la chute de pression globale, alors que dans le modèle (B), elle ne représente que 9% de la chute de pression globale. D'autre part, la proportion de la chute de pression à travers la zone des tubes est d'environ 37% dans le modèle (A), alors que dans le modèle (B) elle est d'environ 72%. De plus, la chute de pression sur la longueur du tube est donnée par:

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \rho \frac{U^2}{2} \quad (2.13)$$

Où f est le facteur de frottement, L et D_h sont la longueur et le diamètre hydraulique du tube, ρ est la masse volumique et U est la vitesse moyenne dans le tube. De l'équation (2.13), il est évident que cette différence de perte de charge est due non seulement au nombre de tubes mais aussi au diamètre de chaque modèle.

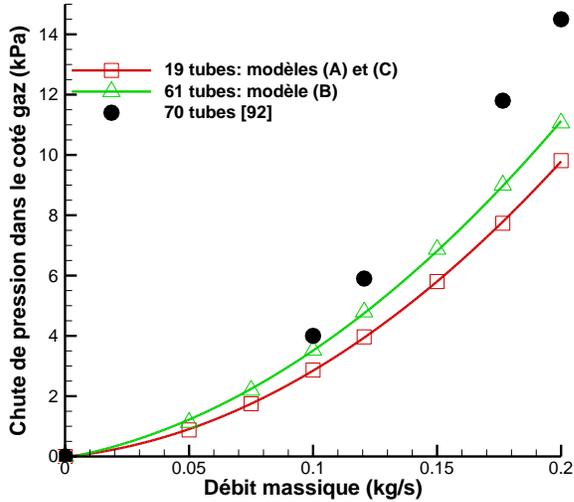


Fig. 2.5: Chute de pression dans le côté gaz

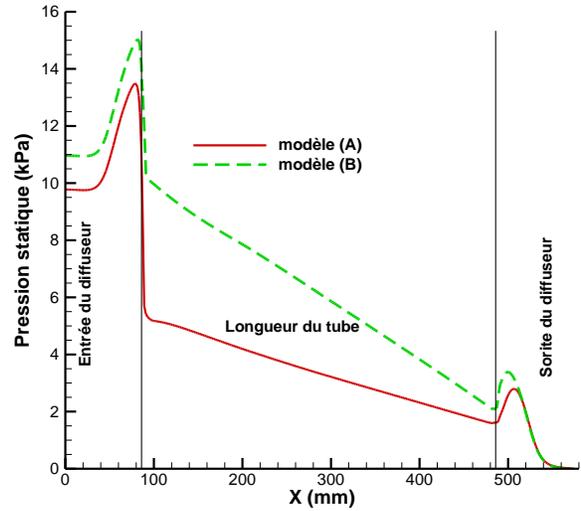


Fig.2.6: Pression statique le long des refroidisseurs EGR

2.7.1.3. Efficacité de refroidissement

L'efficacité de refroidissement (ξ) d'un échangeur de chaleur est principalement définie comme le transfert de chaleur réel divisé par le transfert de chaleur maximal possible. Pour les échangeurs de chaleur à écoulement parallèle, l'efficacité de refroidissement est calculée en utilisant l'expression suivante [103]:

$$\xi = \frac{T_{g,i} - T_{g,o}}{T_{g,i} - T_{w,i}} \quad (2.14)$$

Les figures 2.7 et 2.8 représentent respectivement le changement d'efficacité et de la température à la sortie en fonction du débit massique des gaz d'échappement recyclés pour tous les modèles y compris les résultats expérimentaux du modèle de 70 tubes [92]. Les graphes montrent que l'efficacité pour le modèle de 70 tubes est la plus élevée, suivie par celle des modèles (C) et (B) qui fournissent une meilleure efficacité par rapport au modèle (A). En fait, les modèles (A), (B) et le modèle de 70 tubes [92] sont des types d'échangeurs de chaleur à écoulement parallèle. Les résultats montrent donc que plus le nombre de tubes augmente dans ces modèles, plus la surface de transfert de chaleur devient importante et plus l'efficacité de refroidissement augmente. De plus, pour des faibles débits massiques, le modèle (C) est plus efficace que le modèle (B) et proche de celui du modèle de 70 tubes. Cependant, pour des débits massiques élevés, la courbe d'efficacité du modèle (C) se situe entre les deux. On peut dire que le modèle (C) possède les

caractéristiques des échangeurs de chaleur à écoulement transversal et parallèles. Cette combinaison de types d'écoulement améliore l'efficacité de l'échange de chaleur en allongeant le trajet d'écoulement du refroidisseur.

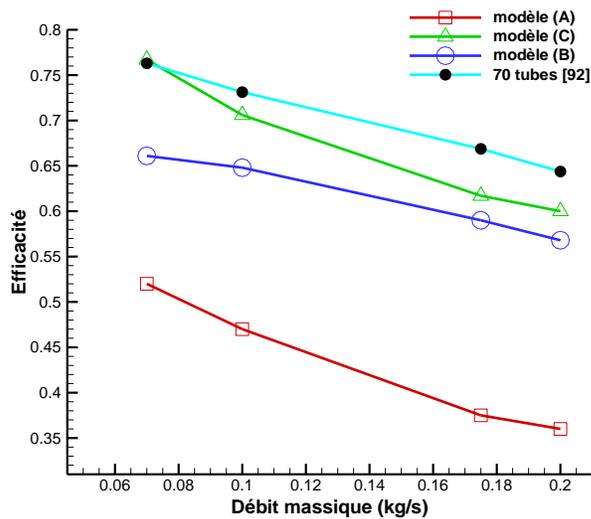


Fig. 2.7: Variation de l'efficacité de refroidissement

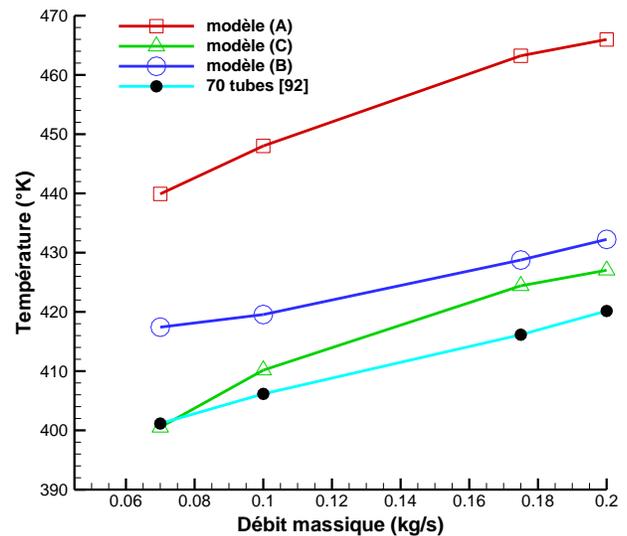


Fig. 2.8: Température des gaz d'échappement à la sortie

2.7.1.4. Contours de température

Dans la figure 2.9 les contours de température des modèles (A), (B) et (C) sont représentés en coupe longitudinale, pour un débit massique de 0,1 kg/s et sont visualisés de la même méthode. D'après ces contours, il est évident que le modèle (C) montre un échange de chaleur plus élevé en le comparant avec les autres modèles. La raison est que le trajet hélicoïdal est suffisamment long pour élargir la surface de transfert de chaleur et par conséquent peut concurrencer les autres modèles qui utilisent un faisceau de tubes accru. Il convient de noter que les refroidisseurs EGR ont un volume limité en raison de l'espace limité sous la tête du véhicule. Ainsi, la longueur de la chicane hélicoïdale sera augmentée en diminuant l'angle d'inclinaison dans les limites de ne pas augmenter la chute de pression du côté de la coque. D'autre part, une plus grande compacité des refroidisseurs EGR pourrait être obtenue en diminuant la longueur des tubes aux points où les températures cibles sont atteintes.

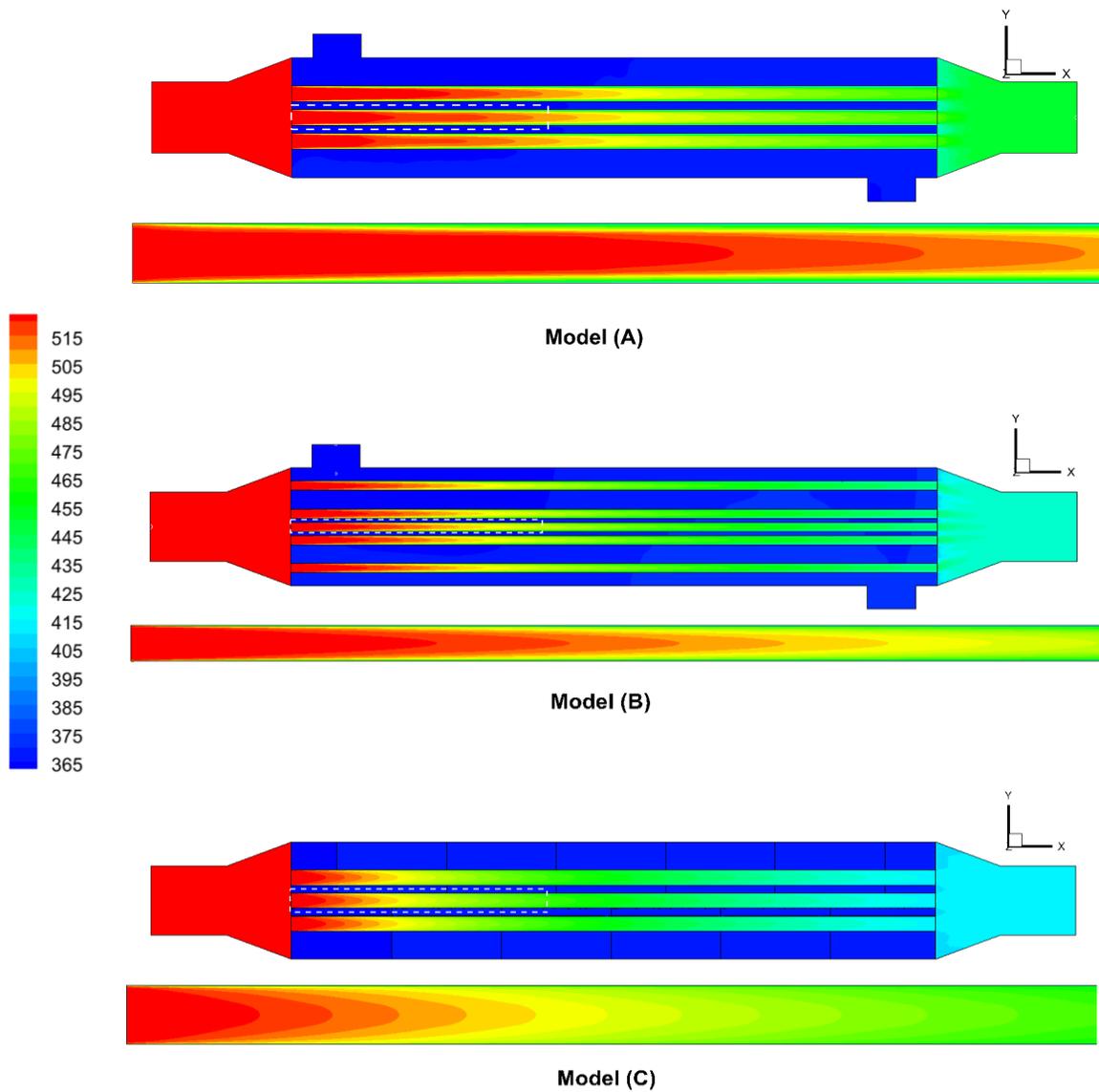


Fig. 2.9: Contours de températures (K)

2.7.1.5. Contours de vitesse

Les contours de vitesse et les lignes de courant de l'écoulement sont représentés sur la figure 2.10 pour les modèles (A) et (B) et avec un débit massique de 0,1kg/s. De plus, comme mentionné précédemment, les écoulements dans les modèles (A) et (C) sont similaires. On peut voir que les vitesses d'écoulement sont presque uniformes à travers les tubes de tous les modèles. Il convient également de noter que des petites régions de recirculation à faible amplitude de vitesse sont situées près de la paroi conique et n'ont aucun effet de perturbation sur l'écoulement. Ces régions de recirculation sont une conséquence de l'augmentation du diamètre du diffuseur. Par conséquent, le diffuseur est conçu avec un diamètre adéquat à l'entrée afin d'éviter de créer de plus grandes régions de recirculation qui peuvent empêcher l'écoulement, en particulier à l'intérieur de la couronne extérieure du faisceau des tubes.

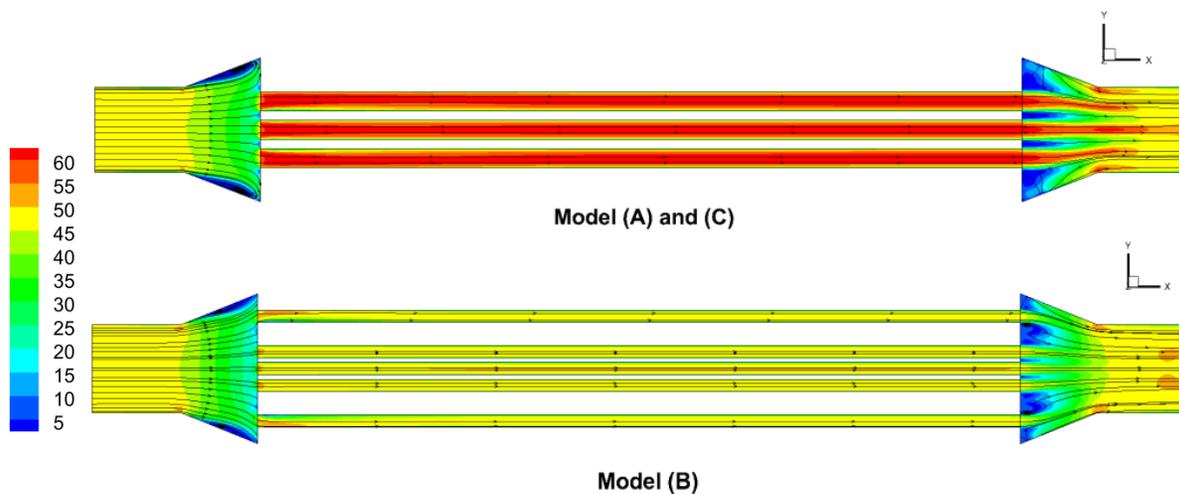


Fig. 2.10: Contours de vitesse dans les coté gaz (m/s)

2.7.2. Simulation numérique du côté de l'eau

2.7.2.1. La chute de pression

La chute de pression entre l'entrée et la sortie du côté de la coque de tous les modèles en fonction du débit massique est présentée dans la figure 2.11. Les graphes montrent que la différence de la chute de pression entre les modèles (A) et (C) est supérieure à celle entre les modèles (A) et (B). En fait, les valeurs de la chute de pression dans le modèle (B) sont supérieures d'environ 87% à

celles du modèle (A). Cependant, dans le modèle (C), les valeurs sont d'environ 1,34 fois celles du modèle (A). L'équation (2.13) révèle que deux paramètres peuvent clarifier la différence de chute de pression entre les modèles (A) et (B). Premièrement, le diamètre hydraulique réduit D_h dans le modèle (B) par rapport à celui dans le modèle (A), étant donné que le diamètre hydraulique du côté eau des échangeurs de chaleur à n tubes, est défini par:

$$D_h = \frac{2(R^2 - nr^2)}{R + nr} \quad (2.15)$$

Où: R est le rayon extérieur de la coque et r est le rayon du tube et n est le nombre de tubes [96]. Deuxièmement, la vitesse moyenne U est plus élevée dans le modèle (B) que dans le modèle (A). D'autre part, la raison qui explique la différence de valeurs entre les modèles (A) et (C) n'est qu'un paramètre qui est la longueur hélicoïdale L parcourue par le fluide de refroidissement. Par conséquent, lorsque le trajet hélicoïdal augmente, la chute de pression augmente. Il convient de noter que les résultats expérimentaux du côté de l'eau ne sont pas disponibles en ce qui concerne l'étude du refroidisseur EGR de 70 tubes [92], pour la raison que les auteurs ont été concentrés dans leur étude uniquement sur le côté gaz. Cependant, à partir de l'équation (2.13) et l'équation (2.15) et les résultats obtenus précédemment, il est prévu que la chute de pression à travers le côté eau de 70 tubes va augmenter. En effet, au fur et à mesure que le nombre de tubes augmente, le diamètre hydraulique du côté coque diminue et simultanément, la vitesse moyenne U augmente et, par conséquent, la chute de pression augmente.

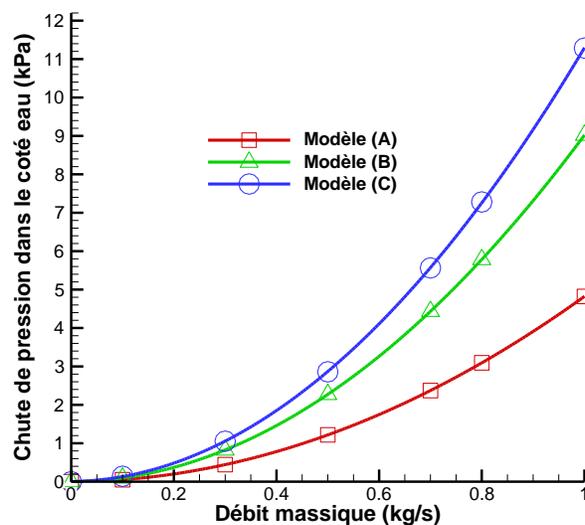


Fig. 2.11: Chute de pression du côté de l'eau pour chaque modèle (kPa)

2.7.2.2. Contours de température

La figure 2.12 montre les contours de température sur des vues en perspective. On peut remarquer le changement de la température du liquide de refroidissement dans le voisinage des tubes et à la sortie du côté de la coque. Le changement de température du liquide de refroidissement n'est que de quelques degrés dans toutes les simulations, en raison du débit élevé du liquide de refroidissement de 0,5 kg/s. En effet, le changement de température calculé à la sortie du côté coque est de 3 °C pour le modèle (A), de 5 °C pour le modèle (B) et de 6 °C pour le modèle (C). D'autre part, les relations d'équilibre de transfert de chaleur pour les échangeurs de chaleur sont exprimées comme suit:

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_w(T_{w,o} - T_{w,i}) = (\dot{m}c_p)_g(T_{g,i} - T_{g,o}) \quad (2.16)$$

Par conséquent, la température de sortie du côté de l'eau est donnée par:

$$T_{w,o} = \frac{(\dot{m}c_p)_g(T_{g,i} - T_{g,o})}{(\dot{m}c_p)_w} + T_{w,i} \quad (2.17)$$

Une fois les résultats du calcul convergent, les températures de sortie du côté eau pour chaque modèle sont vérifiées au moyen de l'équation (2.17), étant donné pour ce cas:

$c_{p_w} = 4205 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$: Le coefficient de chaleur spécifique de l'eau pour 363,15 K (tiré des tables thermodynamiques de l'eau),

$c_{p_g} = 1063.90 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$: Le coefficient de chaleur spécifique des gaz d'échappement calculé à partir de l'équation (2.11) à 523,15 K, $\dot{m}_g = 0.1 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_w = 0.5 \text{ kg/s}$.

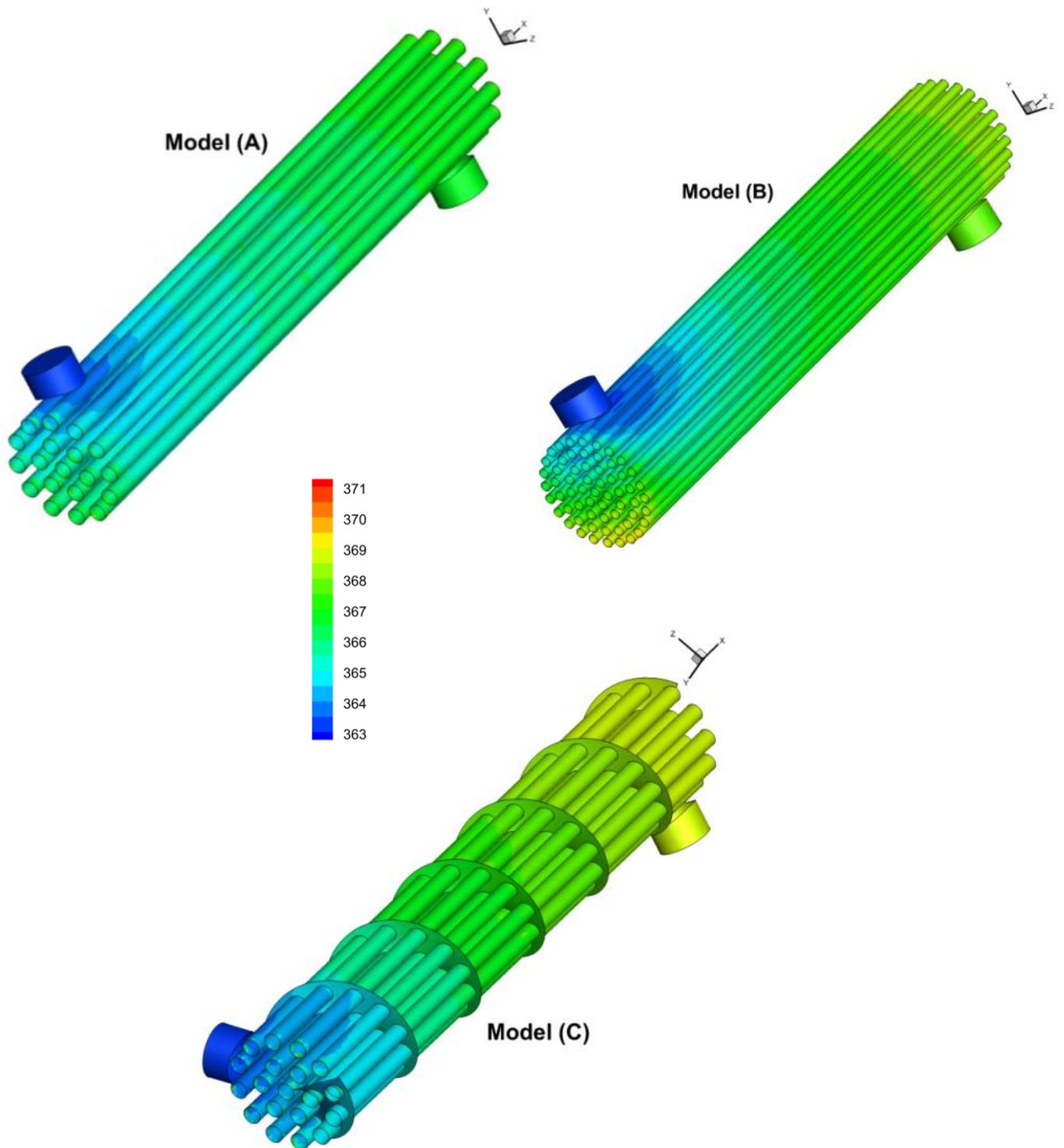


Fig. 2.12: Contours de température du côté de l'eau (K)

2.7.2.3. Contours de vitesse

Les figures 2.13 et 2.14 montrent, respectivement, les contours de vitesse sur des vues en coupe longitudinale et transversale du côté eau pour les modèles (A), (B) et (C) et à un débit massique de 0,5 kg /s. On peut voir sur ces figures que l'amplitude de la vitesse augmente juste au moment où l'eau atteint les premiers tubes à cause de la section transversale réduite. D'autre part, ces contours permettent également de localiser les zones mortes caractérisées par une faible amplitude de vitesse. En fait, le fond de la section transversale au niveau d'entrée et le dessus de la section transversale au niveau de la sortie représentent les zones qui ont une amplitude de vitesse la plus faible dans les deux modèles (A) et (B). De plus, à proximité de l'entrée et de la sortie du modèle (C), les angles situés entre les plaques tubulaires et la chicane hélicoïdale ont également une amplitude de vitesse la plus faible. Ces zones mortes ont pour effet de réduire les performances de transfert de chaleur et d'augmenter le problème d'encrassement. Par conséquent, étant donné que les débits massiques ne suffisent pas à éliminer ces zones, certains ajustements dans la conception de la géométrie doivent être pris en compte. Par exemple, afin de réduire les zones mortes situées dans les deux coins du modèle (C), les cylindres d'entrée et de sortie pourraient être déplacés chacun dans son coin approprié et réduisant davantage leurs diamètres.

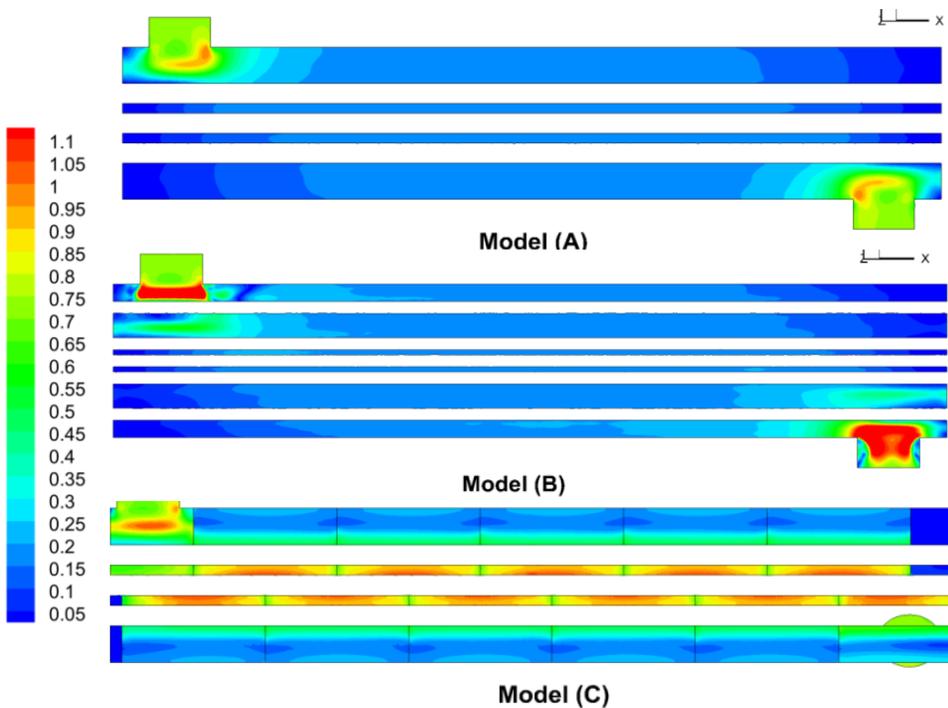


Fig. 2.13: Contours de vitesse du côté de l'eau en coupe longitudinale (m/s)

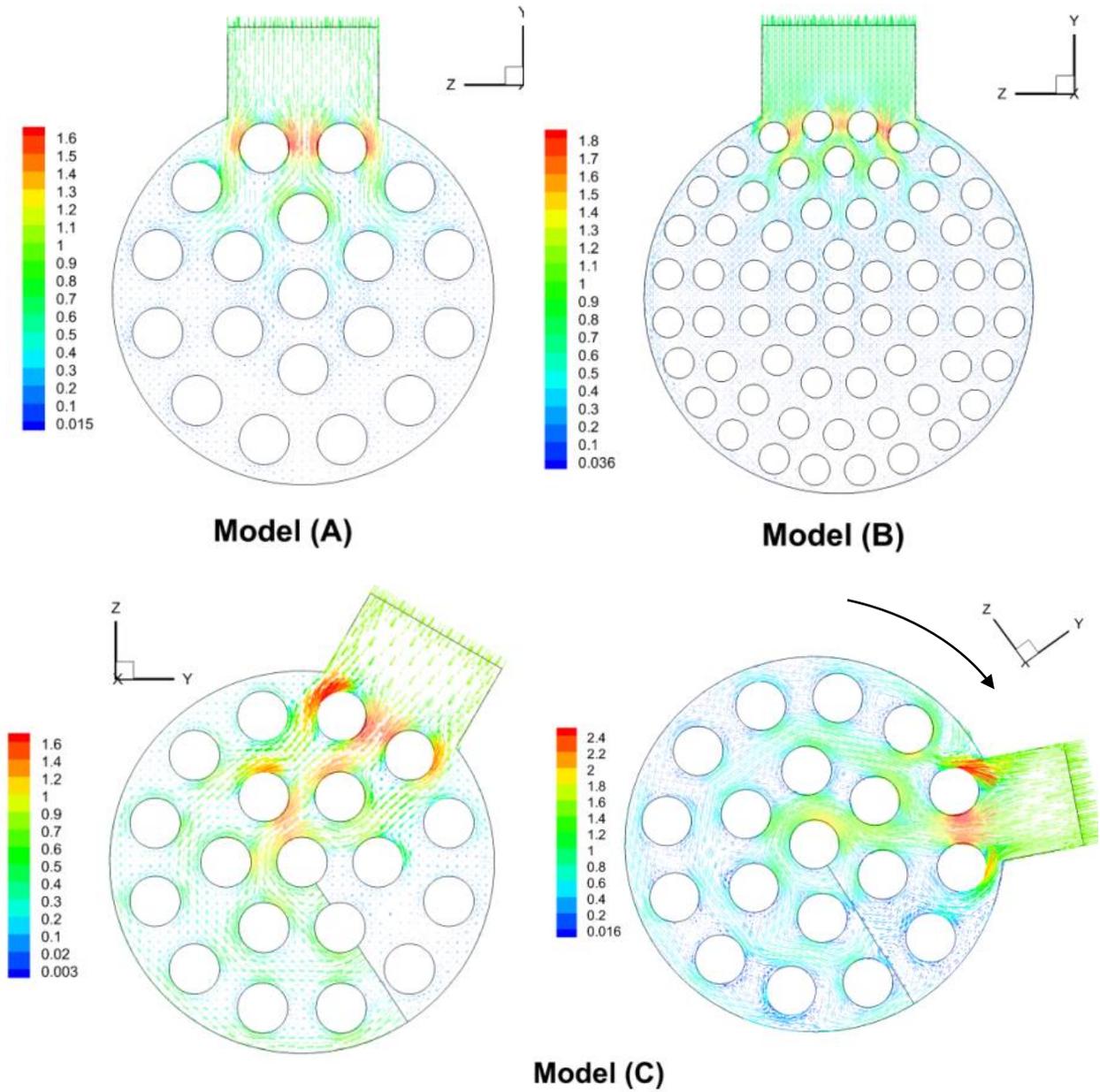


Fig. 2.14: Contours de vitesse du côté de l'eau en coupe transversale (m/s)

2.8. Conclusion

La performance des refroidisseurs EGR est estimée à partir de nombreux aspects, à savoir, la taille, le coût, le poids, l'efficacité de refroidissement, la chute de pression et la robustesse. Dans la présente étude, une simulation numérique sur les côtés gaz et eau a été réalisée pour trois modèles de refroidisseurs EGR. Afin d'estimer la performance de chaque modèle, deux paramètres tels que l'efficacité de refroidissement et la perte de charge ont été pris en compte. Premièrement, il a été constaté que le changement des fractions massiques des constituants des gaz d'échappement, lorsque le rapport EGR change, a un effet non significatif sur les résultats de calcul. Il a été également montré, à partir des résultats des refroidisseurs EGR de 61 tubes et de 70 tubes, que lorsque le nombre de tubes augmente, l'efficacité de refroidissement augmente, cependant, la chute de pression augmente aussi à travers les côtés gaz et eau. Un compromis entre l'efficacité et la chute de pression doit donc être réalisé pour optimiser le système dans les limites, comme dans le cas du modèle (C) qui présente de meilleures performances en termes d'efficacité de refroidissement et de chute de pression. Enfin, il est montré que la température du liquide de refroidissement ne varie que de quelques degrés dans toutes les simulations, en raison du débit élevé du liquide de refroidissement. De plus, les zones mortes trouvées du côté de l'eau pourraient être évitées en apportant quelques changements dans la conception de la géométrie.

CHAPITRE III

Simulation de la combustion non prémélangée dans un moteur à injection directe

3.1. Introduction

Un moyen important de réduire la dépendance au pétrole est de remplacer les carburants à base de pétrole dans les applications lourdes par des carburants alternatifs, tels que le gaz naturel, le propane, les alcools et d'autres. La plupart des carburants alternatifs ont également l'avantage supplémentaire de réduire les émissions d'échappement par rapport aux carburants diesel, fournissant ainsi un environnement plus propre [104]. L'utilisation du gaz naturel dans les transports lourds permet de réduire considérablement les coûts du carburant, de réduire la dépendance aux carburants fossiles liquides et de réduire les émissions de gaz à effet de serre, en particulier le CO₂ [105]. Le gaz naturel offre un potentiel considérable de réduction des émissions de CO₂ en raison de sa structure chimique. Le gaz naturel se compose principalement de méthane (CH₄), qui a un rapport hydrogène-carbone (rapport H-C) de 4, tandis que les carburants ordinaires à essence et diesel ont un rapport H-C d'environ 1,8 [6]. Le CH₄ produit 25% de CO₂ moins que les carburants des moteurs à essence ou diesel, pour des rendements thermiques égaux avec une combustion complète [106].

La majorité des moteurs lourds actuels à gaz naturel remplacent le cycle diesel non prémélangé par un système de charge à allumage prémélangé [105]. Plusieurs méthodes d'allumage sont possibles, à savoir, l'allumage par carburant pilote (carburant diesel), l'allumage par étincelle (bougie d'allumage), l'allumage par surface chaude (bougie de préchauffage) et d'autres [107]. L'amélioration de l'allumage est conçue pour assurer une énergie élevée à un endroit spécifique afin d'augmenter la température locale du mélange air-gaz naturel afin que la réaction chimique puisse être améliorée et que l'allumage soit réalisé [107]. Pour ces moteurs, l'étranglement est nécessaire à charge partielle, tandis que le taux de compression est limité par la nécessité d'éviter le cliquetis (knock). Les deux effets réduisent l'efficacité, tandis que le cliquetis tend également à limiter la puissance maximale du moteur [105]. Les moteurs à allumage par étincelle à charge homogène peuvent brûler la plupart des carburants alternatifs avec des modifications relativement mineures. Cependant, ils ne correspondent généralement pas à la puissance volumique du moteur diesel et leur rendement thermique est inférieur dans un intervalle de fonctionnement typique [104].

Les modifications visant à incorporer l'allumage diesel pilote à la place de la bougie ont le potentiel d'améliorer encore l'efficacité, mais de tels systèmes sont proches que de l'efficacité du diesel et réduisent la substitution du carburant diesel (les systèmes à pilote diesel entraînent normalement une substitution de 50 à 80% sur une plage de fonctionnement typique). La puissance volumique des moteurs à carburant alternatif à charge homogène est sensible à la qualité du carburant (c'est-à-dire qu'ils atteignent leur plus haute puissance volumique avec le méthane pur et ont une puissance volumique plus faible avec des carburants tels que le propane). Indépendamment du système d'allumage, les moteurs à charge homogène sont intrinsèquement limités à la puissance volumique "moins que le diesel" [104]. Ces moteurs à bicarburant fonctionnant avec gaz naturel comme carburant principale ont l'avantage de minimiser les émissions de NOx et de particules comparant avec les moteurs diesel conventionnels. La réduction de la quantité de carburant diesel pilote peut réduire davantage les émissions de particules [108].

L'injection directe du gaz naturel à haute pression (HPDI) juste avant la fin de la course de compression permet d'éviter les limitations, dues aux cliquetis dans les moteurs à charge homogène, en proposant un phénomène de combustion non prémélangé de type diesel. Dans de tels moteurs, le gaz naturel est injecté directement dans la chambre de combustion. Ensuite, le gaz se mélange avec l'air à haute pression dans la chambre de combustion et la combustion se produit. Cependant, contrairement au carburant diesel, le gaz naturel ne s'enflammera pas à temps raisonnable aux températures et pressions rencontrées dans un moteur. Par conséquent, une source d'allumage séparée est nécessaire pour le système d'injection directe à haute pression, ceci est fourni par un pilote diesel [105].

La meilleure technologie à long terme pour les moteurs lourds à carburants alternatifs est le moteur à injection directe (DI) à quatre temps utilisant un seul carburant alternatif. Cette approche DI, à carburant unique maximise la substitution du carburant alternatif au diesel et conserve l'efficacité thermique et la puissance volumique du moteur diesel [104].

Dans ce chapitre le modèle de combustion non prémélangé sera utilisé pour simuler et décrire le processus de combustion dans un moteur à gaz naturel par injection directe et d'examiner l'effet du moment d'injection et le taux d'EGR sur les performances et les émissions des NOx.

3.2. Description du Problème

Le code ANSYS FLUENT est utilisé pour simuler le processus de combustion non prémélangé d'un moteur diesel à quatre temps [109], utilisant le méthane comme carburant. Les spécifications et les conditions de fonctionnement de ce moteur sont énumérées dans le tableau 3.1.

<i>Diamètre du cylindre x Course (mm)</i>	137.19 x 165.1
<i>Taux de compression</i>	16.5:1
<i>Longueur de la bielle (mm)</i>	261.62
<i>Forme de la chambre de combustion</i>	Mexicaine
<i>Vitesse de rotation (RPM)</i>	1600
<i>Carburant</i>	méthane
<i>Nombre de trous dans l'injecteur</i>	6
<i>Diamètre du trou de l'injecteur (mm)</i>	0.8
<i>Masse du combustible injecté (g/cycle)</i>	0.126
<i>Température du combustible (K)</i>	300
<i>Début de l'injection (CA bTDC)</i>	9
<i>Durée de l'injection (CA)</i>	21.5
<i>Température d'admission d'air (K)</i>	386
<i>Pression d'admission d'air (bar)</i>	1.76

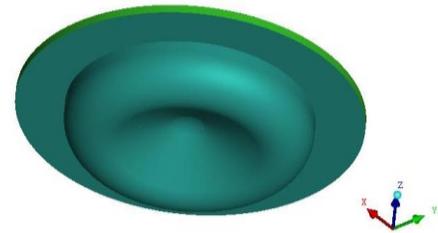


Figure 3.1: Piston-cylindre au PMH

Tableau 3.1: Caractéristiques du moteur

La figure 3.2 montre la géométrie et le domaine de calcul du modèle simplifié du moteur sans soupapes. Une tranche périodique de 60 degrés de la combinaison piston-cylindre est considérée dans ce problème. Le piston se trouvant au point mort haut (PMH) est l'emplacement recommandé pour le maillage des simulations de combustion interne (CI), à cause du volume minimal à cette position de piston. Si le maillage est correctement établi dans cette position, il est facile de s'assurer que le mouvement du maillage réussira pendant tout le cycle du moteur. Plus tard, le maillage sera déplacé vers la position IVC, le point de départ de la simulation. Dans cette présente étude la simulation commence à 20 degrés d'angle de vilebrequin (CA) avant le PMH et se termine à 60 degrés CA après le PMH.

Dans une première étape, la simulation de la combustion non prémélangée est réalisée en variant le moment du début de l'injection (SOI) avant le PMH avec trois angles vilebrequins 9, 4 et 0 (CA). Dans cette étape on a intérêt de voir l'effet du moment de début d'injection sur la performance et les émissions de NOx. Dans la seconde étape, la simulation consiste à modifier le processus de la combustion en introduisant les principales espèces de l'EGR dans le flux d'oxydant. Différents taux d'EGR, à savoir, 10, 20, 30 % sont appliqués afin d'examiner l'effet de l'EGR sur la performance et les émissions de NOx du moteur.

3.3. Maillage

Le maillage au PMH, figure 3.2, est effectué par le logiciel ICEM ASYS CFD via l'option dite "BLOCKING" [110]; une technique flexible pour générer des maillages hexaédriques à haute qualité. Le maillage contient 39118 cellules. En raison de l'hypothèse de la symétrie cyclique, la condition aux limites périodiques est appliquée.

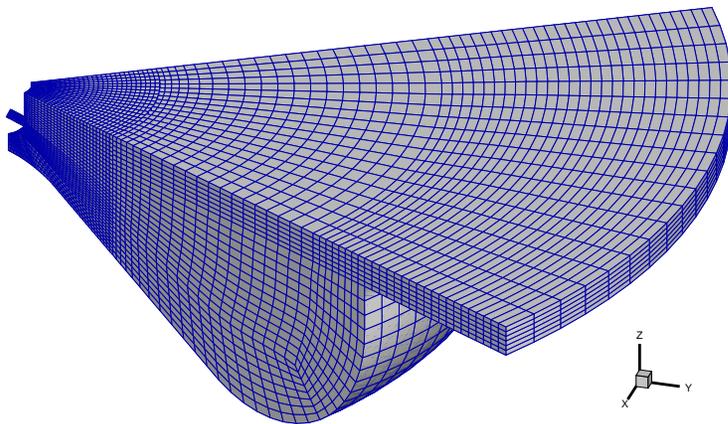


Figure 3.2: Maillage au PMH

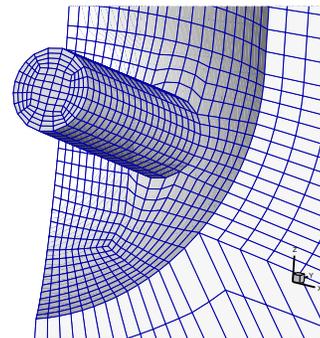


Figure 3.3: Maillage du trou de l'injecteur

Par la suite, tous les maillages durant la simulation sont générés par Fluent CFD par la méthode de superposition dynamique du maillage "DYNAMIC LAYERING" [100], en déformant le maillage soumis au mouvement du piston, figure 3.4.

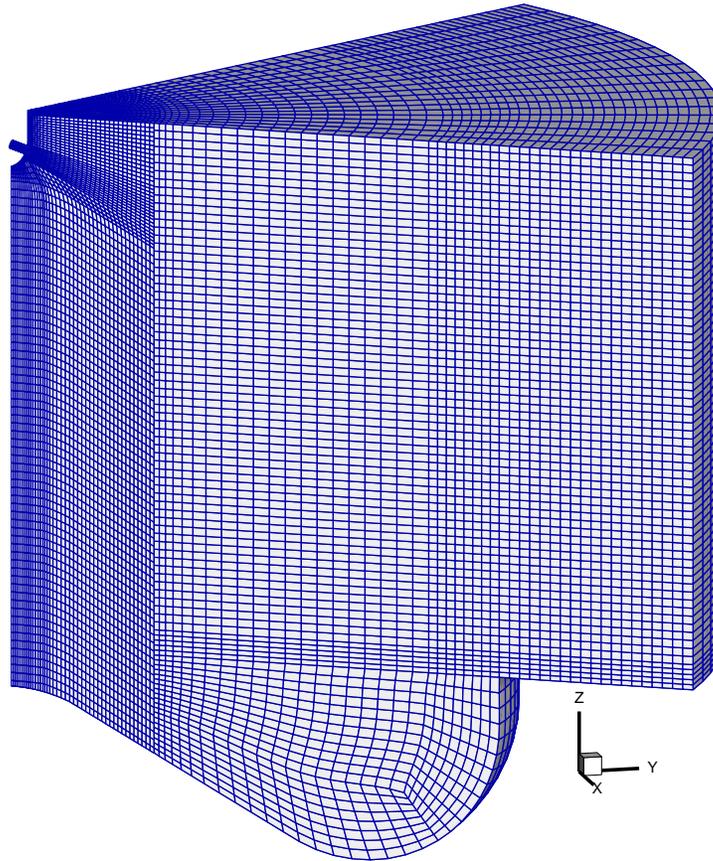


Figure 3.4: Maillage à 60 CA (ATDC)

3.4. Initialisation

Dans la présente étude, l'initialisation est effectuée à 700 CA qui correspond à 20 CA avant le PMH et avant le début de l'injection du carburant.

3.4.1. Initialisation de la pression et de la température dans le cylindre

Les valeurs initiales de la pression et de la température sont calculées en fonction de la relation isentropique des gaz parfaits.

- La pression et la température au point mort bas (PMB: 540 CA) sont respectivement:
 $P_1 = 1.76 \text{ bar}$ et $T_1 = 386 \text{ K}$ (voir tableau 3.1)
- Utilisant l'analyse géométrique par FLUENT: $V_1/V_2 = 10.225$ (V_1 : volume du cylindre au PMB et V_2 : volume du cylindre à 700 CA)
- $P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad \rightarrow \quad P_2 = 4.2 \text{ MPa}$
- $T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \quad \rightarrow \quad T_2 = 903 \text{ K}$

3.4.2. Initialisation de l'écoulement

La condition initiale contient un écoulement tourbillonnaire (swirl flow). Un programme UDF est fourni par FLUENT pour initialiser le champ d'écoulement dans la chambre de combustion en affectant la valeur du rapport de tourbillon "swirl ratio" spécifié par l'utilisateur, voir dans l'annexe B [111]. Ce rapport est défini comme la vitesse angulaire de l'écoulement rotatif divisé par la vitesse de rotation angulaire du vilebrequin. La valeur du rapport de tourbillon est $R_s = 2$.

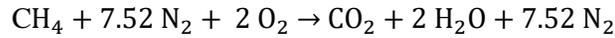
3.4.3. Initialisation de la masse du carburant injecté

La valeur de la masse du carburant par cycle à travers le trou de l'injecteur, figure 3.3, est affecté dans un programme UDF fourni par Fluent, voir dans l'annexe C [111]. Ce programme permet à l'utilisateur de faire varier le moment de l'injection et aussi de modifier la forme du taux d'injection.

Les paramètres suivants sont nécessaires pour estimer la valeur de la masse du carburant injecté lorsque l'EGR est considéré dans la simulation:

- La masse initiale de l'air sans EGR à 700 CA:
 $m_{\text{air_ini}} = 7 \times 10^{-4} \text{ kg}$ tirée du rapport de Fluent lorsque l'écoulement est initialisé.

- Le rapport air/carburant stœchiométrique est calculé à partir de la réaction suivante:



$$\text{AFR}_{\text{ST}} = \frac{2M(\text{O}_2) + 7.52 M(\text{N}_2)}{M(\text{CH}_4)} = 17.16$$

- Le rapport air/carburant actuel :

$$\text{AFR}_{\text{AC}} = \frac{\text{Masse initiale de l'air sans EGR}}{\text{Masse du carburant sans EGR}} = 33.4$$

- Le rapport d'excès d'air:

$$\varphi_0 = \frac{\text{AFR}_{\text{AC}}}{\text{AFR}_{\text{ST}}} \approx 2$$

La masse de l'air initiale et la masse du carburant injecté changent avec le taux d'EGR comme suit:

- Masse initiale de l'air avec EGR = masse initiale de l'air sans EGR.(1- R_{EGR}) (3.1)

- Masse du carburant injecté avec EGR = masse initiale de l'air avec EGR/ AFR_{AC} (3.2)

Les valeurs de la masse du carburant injecté à travers le trou de l'injecteur pour chaque taux d'EGR sont données dans le tableau suivant:

R _{EGR} (%)	Masse du carburant injecté (kg)
0	21.00e-6
10	18.90e-6
20	16.80e-6
30	14.70e-6

Tableau 3.2: Masse du carburant à travers le trou de l'injecteur en fonction d'EGR

3.4.4. Initialisation des fractions massiques des espèces admises dans le cylindre

Les fractions massiques des espèces qui constituent le flux d'oxydant (air+EGR) lorsque l'EGR est appliqué, seront calculées comme suit:

- La première étape consiste de calculer les fractions massiques des espèces dans l'EGR avant de les introduire dans le flux oxydant, pour chaque taux d'EGR. Ces fractions massiques sont calculées à partir de l'équation globale dans l'annexe A [83], en choisissant le CH₄ comme carburant et le rapport d'excès d'air $\varphi_0 = 2$.
- La deuxième étape, les fractions massiques des espèces dans le flux oxydant (Air + EGR) admis dans le cylindre, seront calculées comme suit:

$$Y_{(EGR+air)_{adm}} = Y_{EGR_{éch}} \cdot R_{EGR} + Y_{air_{adm}} \cdot (1 - R_{EGR}) \quad (3.3)$$

$Y_{(EGR+air)_{adm}}$: Fraction massique d'une espèce dans le flux oxydant admis dans le cylindre

$Y_{EGR_{éch}}$: Fraction massique d'une espèce à l'échappement

$Y_{air_{adm}}$: Fraction massique d'une espèce dans l'air admis dans le cylindre

Les valeurs des fractions massiques des espèces admises dans le cylindre suivant le rapport de l'EGR sont données dans le tableau suivant:

R_{EGR} (%)	$Y_{O_2_{adm}}$	$Y_{CO_2_{adm}}$	$Y_{H_2O_{adm}}$	$Y_{N_2_{adm}}$
0	0.23300	0	0	0.76700
10	0.219735	0.008624	0.007056	0.764585
20	0.203268	0.019328	0.015814	0.76159
30	0.182282	0.03297	0.026973	0.757775

Tableau 3.3: Fractions massiques des espèces du flux oxydant admis dans cylindre

3.5. Modélisation de la combustion

Le modèle de turbulence choisis dans la simulation est le modèle K-ε. Une des approches pour modéliser la combustion turbulente non prémélangée est le modèle à PDF transportée (Probability Density Function). Cette méthode est très précise et reste valable dans tous les régimes de combustion. Cependant, la description des phénomènes de cinétique chimique finie nécessite de prendre en compte un certain nombre d'espèces, ce qui augmente d'autant la dimension de la PDF jointe et peut rendre en pratique le calcul impossible [112].

L'équation de transport de la PDF s'écrit dans l'espace des compositions sous sa forme générale suivante [234]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathcal{P}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \mathcal{P}) + \frac{\partial}{\partial \Psi_k}(\rho S_k \mathcal{P}) = - \frac{\partial}{\partial x_i}[\rho \langle u_i'' | \Psi \rangle \mathcal{P}] + \frac{\partial}{\partial \Psi_k} \left[\rho \left\langle \frac{1}{\rho} \frac{\partial J_{i,k}}{\partial x_i} \middle| \Psi \right\rangle \mathcal{P} \right] \quad (3.4)$$

Où: \mathcal{P} : La PDF jointe de Favre des compositions

ρ : masse volumique moyenne du fluide

u_i : Vecteur de vitesse moyenne de Favre

S_k : taux de réactions de l'espèce k

Ψ : Vecteur d'espace des compositions

u_i'' : Vecteur de la fluctuation de vitesse du fluide

$J_{i,k}$: Vecteur du flux de diffusion moléculaire

Dans l'équation (3.4), les termes du côté gauche sont fermés, alors que ceux du côté droit ne le sont pas et nécessitent une modélisation. Le premier terme sur le côté gauche est le taux de changement instable du PDF, le deuxième terme est le changement du PDF dû à la convection par le champ de vitesse moyenne, et le troisième terme est le changement dû aux réactions chimiques.

La principale force de l'approche de PDF transportée est que le terme de réaction hautement non linéaire est complètement fermé et ne nécessite aucune modélisation. Les deux termes du côté droit représentent le changement de PDF dû, respectivement, à la convection scalaire par turbulence (flux scalaire turbulent) et au mélange/diffusion moléculaire. Le terme de flux scalaire turbulent n'est pas fermé et est modélisé dans ANSYS FLUENT par l'hypothèse du gradient de diffusion [100]:

$$-\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho \langle u_i'' | \Psi \rangle \mathcal{P}] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho \mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial x_i} \right) \quad (3.5)$$

Où: μ_t est la viscosité turbulente, Sc_t est le nombre de Schmidt turbulent.

3.6. Formation thermique des NOx

La formation thermique des NOx est déterminée par un ensemble de réactions chimiques fortement dépendantes de la température, connu sous le nom de mécanisme de Zeldovich étendu [100]. Les principales réactions régissant la formation des NOx sont les suivantes:



Il a été démontré qu'une troisième réaction contribue à la formation des NOx, en particulier dans des conditions quasi stœchiométriques et dans des mélanges riches en carburant:



Les constantes du taux pour ces réactions ont été mesurées dans de nombreuses études expérimentales, et les données obtenues à partir de ces études ont été évaluées de manière critique par Baulch et al. [113] et Hanson et Salimian [114]. Les expressions pour les coefficients du taux pour les équations (3.6)-(3.8) utilisées dans le modèle sont données ci-dessous. Ceux-ci ont été sélectionnés sur la base de l'évaluation de Hanson et Salimian [114].

$$k_{f,1} = 1.8 \times 10^8 e^{-38370/T} \qquad k_{r,1} = 3.8 \times 10^7 e^{-425/T}$$

$$k_{f,2} = 1.8 \times 10^4 e^{-4680/T} \qquad k_{r,2} = 3.81 \times 10^3 e^{-20820/T}$$

$$k_{f,3} = 7.1 \times 10^7 e^{-450/T} \qquad k_{r,3} = 1.7 \times 10^8 e^{-24560/T}$$

Dans les expressions ci-dessus, $k_{f,1}$, $k_{f,2}$ et $k_{f,3}$ sont, respectivement, les constantes du taux des réactions directes des équations (3.6)-(3.8), et $k_{r,1}$, $k_{r,2}$ et $k_{r,3}$ sont les constantes de taux des réactions de retour correspondantes. Toutes ces constantes du taux de réaction ont des unités de $m^3/mol.s$.

Le taux net de formation des NOx via les réactions dans l'équation (3.6)-(3.8) est donné par:

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{f,1}[O][N_2] + k_{f,2}[N][O_2] + k_{f,3}[N][OH] - k_{r,1}[NO][N] - k_{r,2}[NO][O] - k_{r,3}[NO][H] \quad (3.9)$$

Où toutes les concentrations ont des unités de mol/m^3 .

Pour calculer les taux de formation de NO et de N, les concentrations de O, H et OH sont nécessaires. Le taux de formation des NOx n'est significatif qu'à haute température (supérieure à 1800 K) car la fixation de l'azote nécessite la rupture de la forte N_2 triple liaison (une énergie de dissociation de 941 kJ/mol). Cet effet est représenté par l'énergie d'activation élevée de l'équation de réaction (3.6), ce qui en fait l'étape déterminant le taux du mécanisme de Zeldovich étendu. Cependant, l'énergie d'activation pour l'oxydation des atomes est faible. Quand il y a suffisamment d'oxygène, comme dans une flamme pauvre en carburant, le taux de consommation des atomes d'azote libre devient égal au taux de sa formation, et par conséquent un état quasi-statique peut être établi. Cette hypothèse est valable pour la plupart des cas de combustion, sauf dans des conditions de combustion extrêmement riches en carburant. D'où le taux de formation devient:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{f,1}[O][N_2] \frac{\left(1 - \frac{k_{r,1}k_{r,2}[NO]^2}{k_{f,1}[N_2]k_{f,1}[O_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{r,1}[NO]}{k_{f,2}[O_2] + k_{f,3}[OH]}\right)} \quad (3.10)$$

D'après l'équation (3.10), il est clair que le taux de formation de NO augmentera avec l'augmentation de la concentration en oxygène. Il apparaît également que la formation thermique de NO devrait être fortement dépendante de la température mais indépendante du type du carburant. En fait, sur la base du taux limite décrit par $k_{f,1}$, le taux de production thermique des NOx double pour chaque augmentation de température de 90 K au-delà de 2200 K.

Pour résoudre l'équation (3.10), la concentration des atomes de O et du radical libre OH sera nécessaire, en plus de la concentration des espèces stables (c'est-à-dire O₂ et N₂). Suivant la suggestion de Zeldovich, le mécanisme de formation thermique peut être découplé du processus de combustion principal en supposant des valeurs d'équilibre de température, d'espèces stables, d'atomes O et de radicaux OH. Cependant, on observe que les concentrations des radicaux (en particulier les atomes de O) sont plus abondantes que leurs niveaux d'équilibre. L'effet d'équilibre partiel des atomes O sur le taux de formation des NOx a été étudié [115] lors de la combustion laminaire du méthane-air. Les résultats de ces études indiquent que le niveau d'émission des NOx peut être sous-estimé jusqu'à 28% dans la zone de la flamme, en supposant l'équilibre des concentrations des atomes de O.

3.6.1. Approches pour déterminer la concentration radicale O

Il y a eu peu d'études détaillées sur la concentration des radicaux dans les flammes industrielles turbulentes, mais le travail [116] a démontré l'existence de ce phénomène dans les flammes de diffusion turbulentes. Actuellement, il n'y a pas de conclusion définitive quant à l'effet de l'équilibre partiel sur les taux de formation des NOx dans les flammes turbulentes. Peters et Donnerhack [117] suggèrent que les radicaux d'équilibre partiel ne peuvent représenter qu'une augmentation de plus de 25% pour les NOx thermiques et que la dynamique des fluides a l'effet dominant sur le taux de formation. Bilger et al. [118] suggèrent que dans les flammes de diffusion turbulentes, l'effet du dépassement des atomes O sur le taux de formation est très important. Pour surmonter cette imprécision possible, une approche consisterait à coupler le mécanisme de Zeldovich étendu avec un mécanisme de combustion d'hydrocarbures détaillé impliquant de nombreuses réactions, espèces et étapes. Cette approche a déjà été utilisée à des fins de recherche [119]. Cependant, un long temps de traitement informatique a rendu la méthode économiquement inintéressante et son extension à des écoulements turbulents difficiles.

Pour déterminer la concentration du radical O, ANSYS FLUENT utilise l'une des trois approches, à savoir, l'approche d'équilibre, l'approche d'équilibre partiel et l'approche de concentration prédite.

Méthode 1: Approche d'équilibre

La cinétique du taux de formation des NOx thermique est beaucoup plus lente que le taux d'oxydation principale des hydrocarbures, et ainsi la majeure partie des NOx thermiques est formée après l'achèvement de la combustion. Par conséquent, le processus de formation des NOx thermique peut souvent être découplé du mécanisme de réaction de combustion principal et le taux de formation peut être calculé en supposant l'équilibre des réactions de combustion. En utilisant cette approche, le calcul du taux de formation des NOx thermique est considérablement simplifié. L'hypothèse d'équilibre peut être justifiée par une réduction de l'importance des dépassements des radicaux à température de flamme plus élevée [120]. Selon Westenberg [121], l'équilibre de la concentration de l'atome O peut être obtenu à partir de l'expression:

$$[O] = 3.97 \times 10^5 T^{-1/2} [O_2]^{1/2} e^{-31090/T} \quad (3.11)$$

Méthode 2: Approche d'équilibre partiel

Une amélioration de la méthode 1 peut être faite en tenant compte des réactions du troisième corps dans le processus de dissociation-recombinaison de O₂:



L'équation (3.11) est alors remplacée par l'expression suivante [122]:

$$[O] = 36.64 T^{1/2} [O_2]^{1/2} e^{-27123/T} \quad (3.13)$$

Ce qui conduit généralement à une concentration partielle en atomes de O plus élevée.

Méthode 3: Approche de O prédite

Lorsque la concentration en atomes de O est bien prédite en utilisant un modèle de chimie avancée (tel que le sous-modèle de flamelet du modèle non prémélangé), [O] peut être pris simplement à partir de la fraction massique de l'espèce locale.

3.6.2. Approches pour déterminer la concentration radicale OH

ANSYS FLUENT utilise l'une des trois approches suivantes pour déterminer la concentration des radicaux OH: l'exclusion de OH de l'approche de calcul des NOx thermiques, l'approche de l'équilibre partiel et l'utilisation de l'approche de concentration prédite.

Méthode 1: Exclusion de l'approche OH

Dans cette approche, la troisième réaction dans le mécanisme de Zeldovich étendu (équation 3.8) est supposée être négligeable à travers les observations suivantes:

$$k_2[\text{O}_2]_{\text{eq}} \gg k_3[\text{OH}]_{\text{eq}}$$

Cette hypothèse est justifiée pour les conditions pauvres en carburant et constitue une hypothèse raisonnable dans la plupart des cas.

Méthode 2: Approche d'équilibre partiel

Dans cette approche, la concentration de OH dans la troisième réaction du mécanisme de Zeldovich étendu (équation 3.8) est donnée par [123]

$$[\text{OH}] = 2.129 \times 10^2 T^{-0.57} e^{-4595/T} [\text{O}]^{1/2} [\text{H}_2\text{O}]^{1/2} \quad (3.13)$$

Méthode 3: Approche OH prédite

Comme dans l'approche prédite, lorsque la concentration des radicaux OH est bien prédite en utilisant un modèle de chimie avancé tel que le modèle de flamelet, [OH] peut être pris directement à partir de la fraction massique de l'espèce locale.

3.7. Résultats et discussions

La figure 3.5 représente les contours des fractions massiques du méthane. Cette figure montre la pénétration du jet à différents degrés d'angle de vilebrequin après le début de l'injection. Évidemment, la plus grande quantité de CH₄ se trouve à l'intérieur de la buse de l'injecteur.

La figure 3.6 montre les contours de température à différents angles du vilebrequin. Compte tenu de ces contours la combustion est non homogène en raison de la température qui atteint 2500 K à certains points, tandis que dans certaines régions, la température est beaucoup plus faible et la différence de température entre les deux zones est d'environ 1000 degrés à 1500 degrés pour un angle du vilebrequin.

La figure 3.7 représente les contours des fractions massiques des NO_x dans le cylindre pour différents angles vilebrequin. On voit que la plus grande partie des NO_x est produite après la libération de chaleur maximale (c'est-à-dire après la pression maximale dans cylindre) qui correspond à l'angle vilebrequin 730 °CA (10° ATDC). Ces contours mettent en évidence l'interaction entre la température et les émissions de polluants dans le cylindre. En effet, Les NO_x sont plus élevés dans les régions où le gaz est exposé à des températures élevées et riches en oxygène O₂. Les NO_x ont leurs pics de concentration dans deux régions adjacentes différentes en ce qui concerne la position du front de flamme. Ces régions sont situées près du fond du bol et dans la zone du jeu près de la culasse (squish).

La figure 3.8 montre les contours des vitesses pour les valeurs de swirl $R_s = 2$ et 5 à l'angle vilebrequin 723 °CA. Le carburant est injecté radialement vers l'extérieur dans un écoulement d'air en rotation. On peut remarquer que lorsque le nombre du swirl augmente, l'entraînement d'air dans le cylindre ralentit la pénétration du jet et devient de plus en plus incliné vers la direction du tourbillon. Plusieurs systèmes de combustion utilisent le tourbillon d'air admis dans le cylindre pour augmenter le taux de mélange air-carburant.

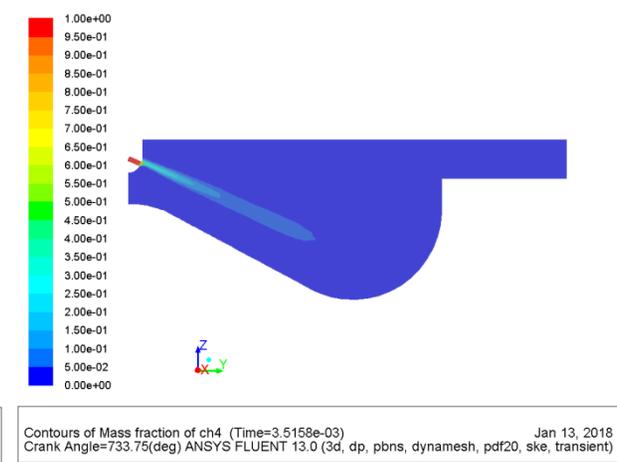
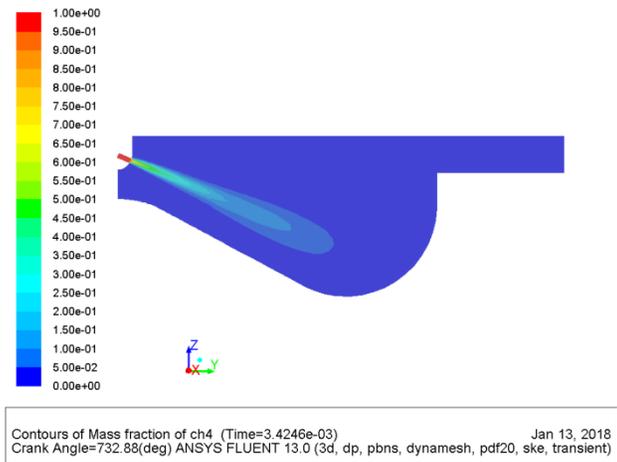
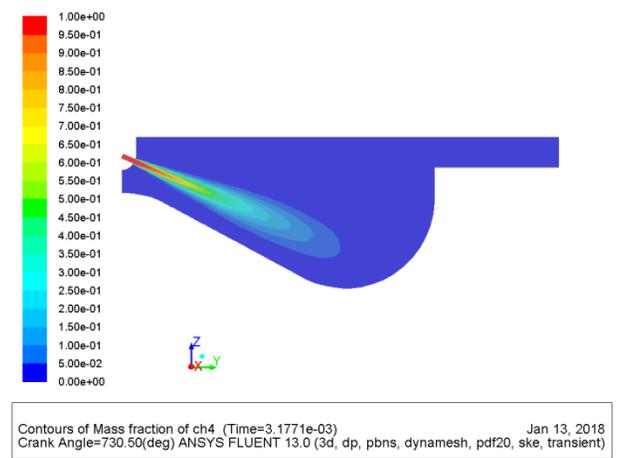
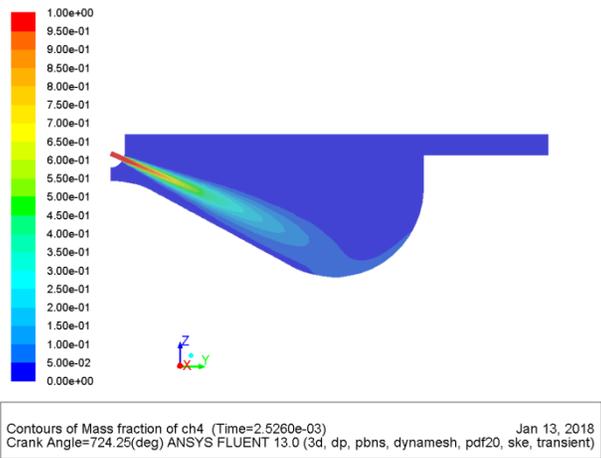
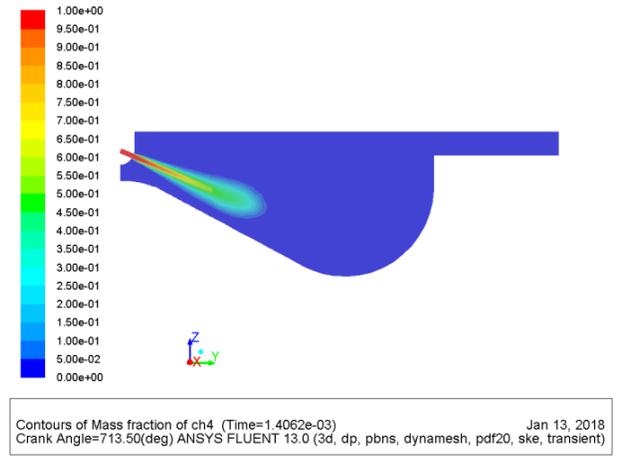
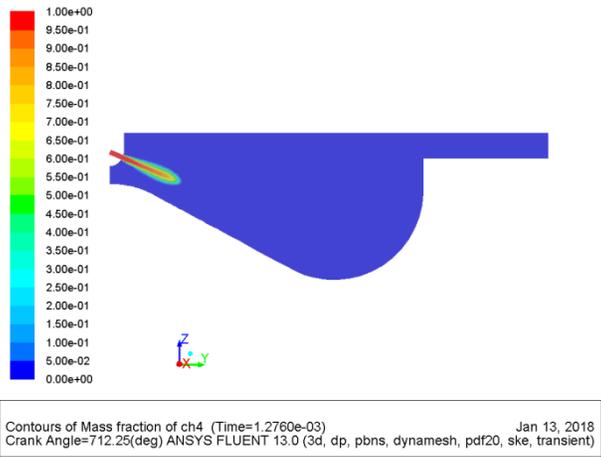


Figure 3.5: Contours des fractions massiques du CH₄ pour différents vilebrequin

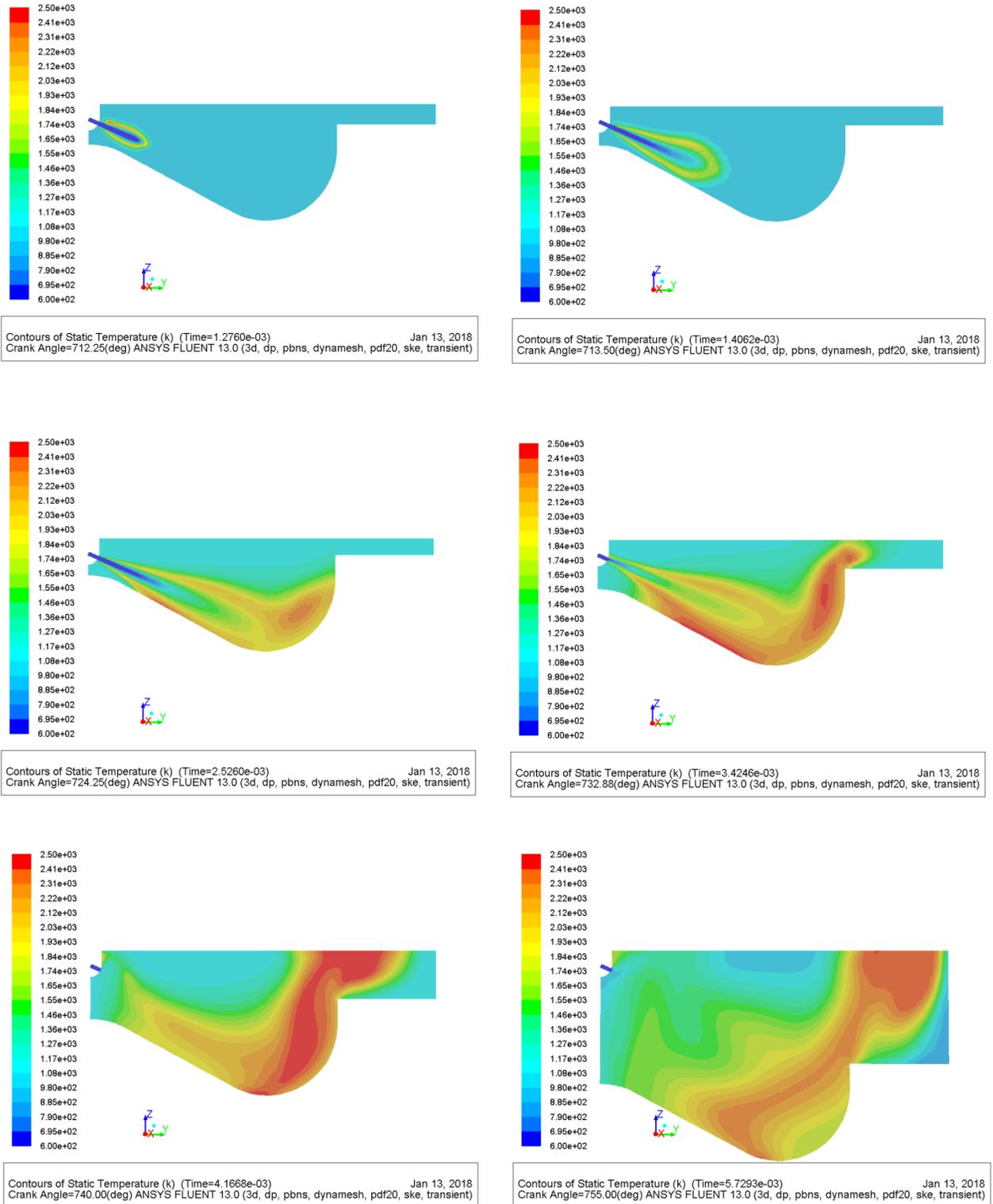


Figure 3.6: Contours de température à différents angles vilebrequin

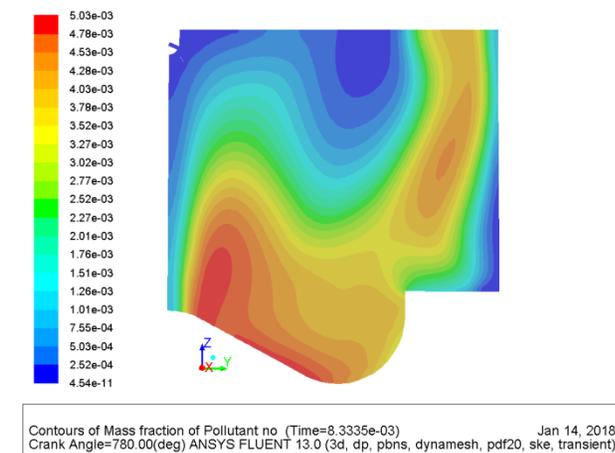
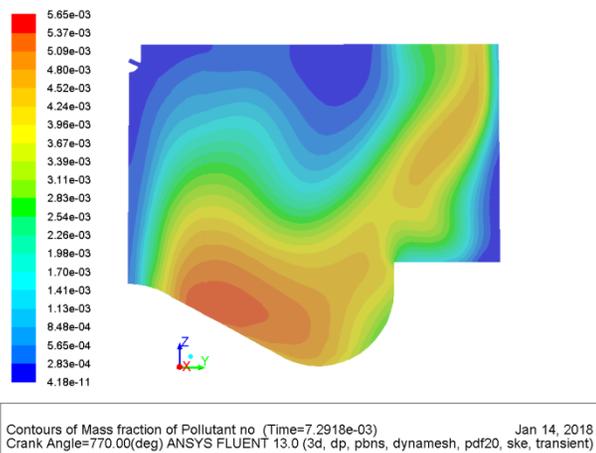
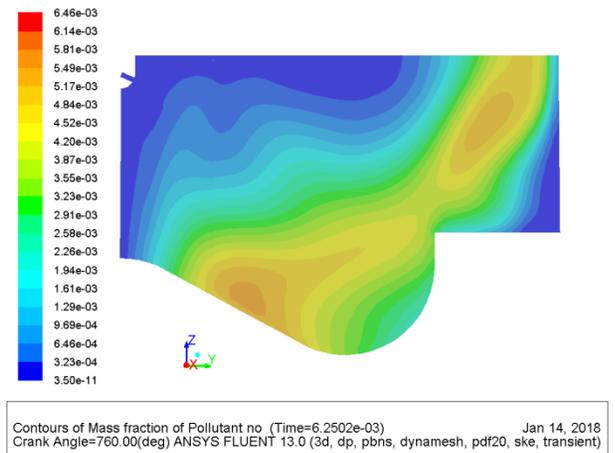
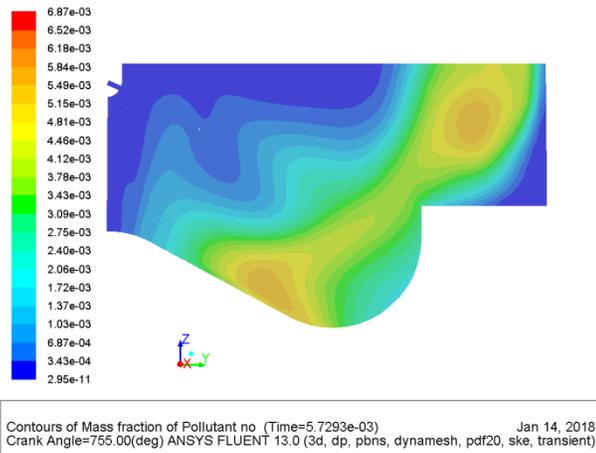
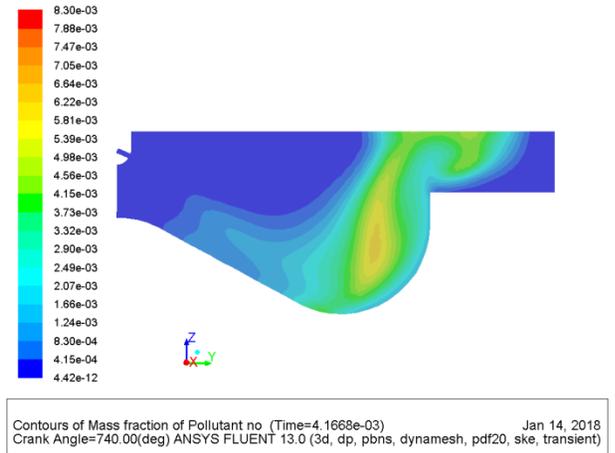
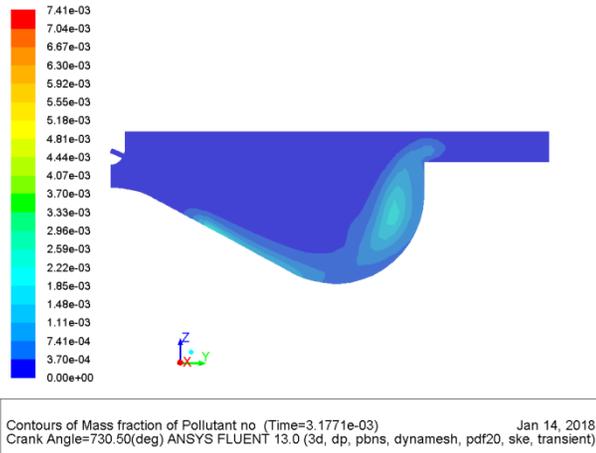


Figure 3.7: Contours des polluants NOx à différents angles vilebrequin

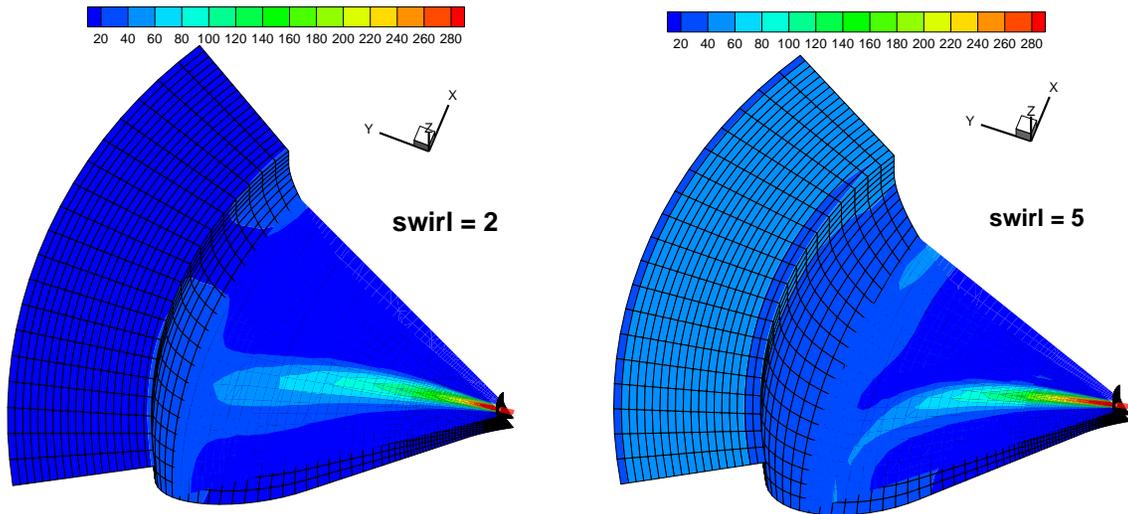


Figure 3.8: Contours des vecteurs de vitesse du jet

La figure 3.9 montre la forme de l'injection du méthane. Le moment de l'injection commence à 9° bTDC (711 CA). Après, le débit massique du carburant atteint son maximum à 7° bTDC (713 CA), diminue par la suite à 10.5° aTDC (730.5 CA) et atteint sa valeur nulle à 12.5° aTDC (732.5 CA).

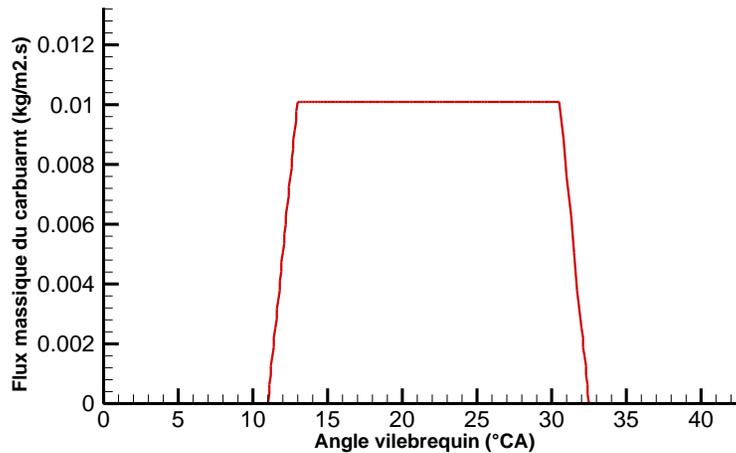


Figure 3.9: Forme de l'injection

Les figures 3.10 et 3.11 représentent respectivement l'évolution des pressions et des températures moyennes dans le cylindre pour trois moments d'injection, à savoir, 9° CA bTDC, 4° bTDC et 0° TDC. Au début de la simulation 0° CA (700° CA), la pression et la température moyenne sont, respectivement, de valeurs de 4.2 MPa et de 903 K. Sachant que le point d'auto-inflammation du méthane est de température de 853 K, le processus de compression doit assurer une température supérieure à ce point au moment de l'injection. Le processus de compression, comme indiqué dans les figures, garantit des températures supérieures à 1015 K à l'intérieur du cylindre juste avant l'injection pour que l'auto-inflammation du méthane soit satisfaite. D'autre part, on remarque qu'au fur et à mesure que le moment d'injection est avancé la performance du moteur devient plus importante. Dans la figure 3.10, la pression moyenne est maximale environ à 8 ° après le PMH (8 ° aTDC) pour les trois cas. Les deux courbes de pression moyenne à 9° bTDC et à 4° bTDC ont chacune une seule bosse étant donné que la combustion est déjà commencé avant le PMH. La courbe de pression, qui correspond au PMH (0° TDC), a deux bosses; la bosse au PMH est due à la compression par le piston et s'approche au profil de la pression du cylindre motorisé (sans combustion). La seconde bosse est due à la combustion.

La figure 3.12 montre la variation des quantités des NOx pour chaque moment d'injection. Il est clair que les NOx sont plus significatives lorsque le moment de l'injection est de plus en plus avancé. L'avancement du moment d'injection provoque un début de combustion plus précoce par rapport au PMH (TDC). Pour cette raison, la charge du cylindre, étant comprimée lorsque le piston se déplace vers le PMH, aura des températures relativement plus élevées et donc augmentera les émissions des NOx. La pression, la température et les NOx maximales dans le cylindre, obtenues pour les trois temps d'injection sont résumées dans le tableau 3.4.

Début d'injection (CA bTDC)	Pression moyenne maximale (MPa@CA)	Température moyenne maximale (K@CA)	NOx maximal (g/kg de carburant@CA)
9	11.00 @ 28.25	1717 @ 41.6875	73.6 @ 76.5
4	9.48 @ 28.18	1644.43 @ 46.75	48.64 @ 80.25
0	8.42 @ 29.06	1595.48 @ 50.75	34.746 @ 80.25

Tableau 3.4: Comparaison entre les moments d'injection

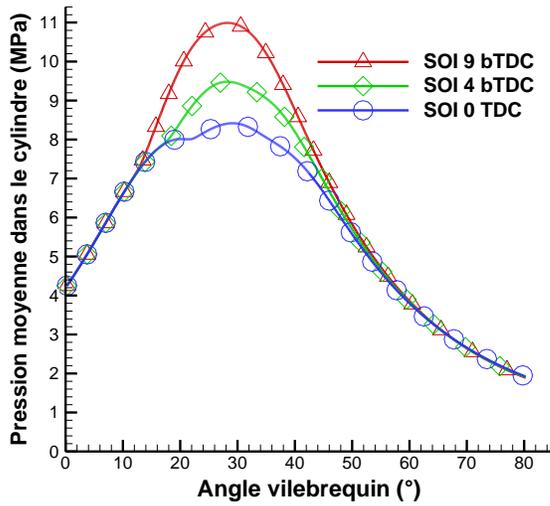


Figure 3.10: Pression moyenne sous différents moments d'injection.

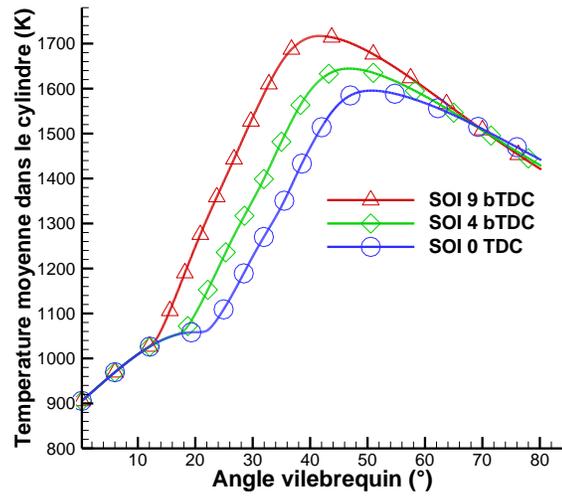


Figure 3.11: Température moyenne sous différents moments d'injection.

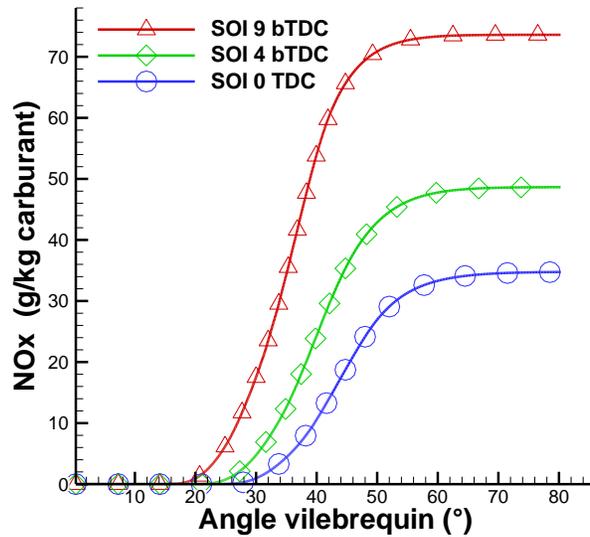


Figure 3.12: Formation des NOx sous différents moments d'injection.

Les figures 3.13 et 3.14 montre l'évolution des pressions et des températures moyennes au moment d'injection de 9 °CA bTDC, pour chaque rapport d'EGR de valeurs estimés de 0, 10, 20, 30 %. Ces figures indiquent qu'avec l'augmentation du rapport d'EGR, les valeurs maximales de la pression et de la température dans le cylindre sont diminuées. En raison de l'utilisation de l'EGR, la disponibilité de l'oxygène diminue et entraîne une réduction de la vitesse de combustion du carburant dans la phase de diffusion. Cela aurait tendance à diminuer le bruit de combustion et la pression maximale du cylindre. La figure 3.15 représente l'évolution de la formation des NOx dans le cylindre en fonction du rapport de l'EGR. L'avantage dans la réduction des NOx est évident en augmentant le rapport d'EGR. Ceci est directement lié à la réduction des pics de température dans le cylindre due à la substitution de l'air par des espèces inertes ayant une valeur de chaleur spécifique plus élevée. Trois principaux paramètres influent sur la formation de NOx: la concentration en oxygène, l'énergie de décomposition thermique des molécules d'oxygène et d'azote et le temps nécessaire (temps de séjour) à la réaction des atomes d'azote et d'oxygène en fonction du régime du moteur. On constate que les NOx sont réduites considérablement pour des hauts rapports d'EGR particulièrement pour un rapport d'EGR de 30 % mais ceci est accompagné avec une diminution de performance du moteur, figure 3.13. Cette diminution est due non seulement à la quantité de l'oxygène disponible mais aussi à la diminution de la quantité du carburant injectée correspondante au rapport d'EGR, tableau 3.2. Pour un rapport d'EGR de 20% semble le plus satisfaisant afin d'obtenir un compromis entre performance et réduction des NOx. La pression, la température et les NOx maximales dans le cylindre, obtenues pour chaque rapport d'EGR sont résumées dans le tableau 3.5.

R_{EGR} (%)	Pression moyenne maximale (MPa@CA)	Température moyenne maximale (K@CA)	NOx maximaux (g/kg de carburant@CA)
0	11.00 @ 28.25	1717 @ 41.6875	73.6 @ 76.5
10	10.40 @ 26.75	1621.84 @ 41.8125	32.93 @ 80.25
20	9.85 @ 25.8125	1516.84 @ 42.8125	7.645 @ 80.25
30	9.34 @ 24.875	1404.48 @ 43.8125	0.554 @ 80.25

Tableau 3.5: Comparaison des résultats de l'EGR

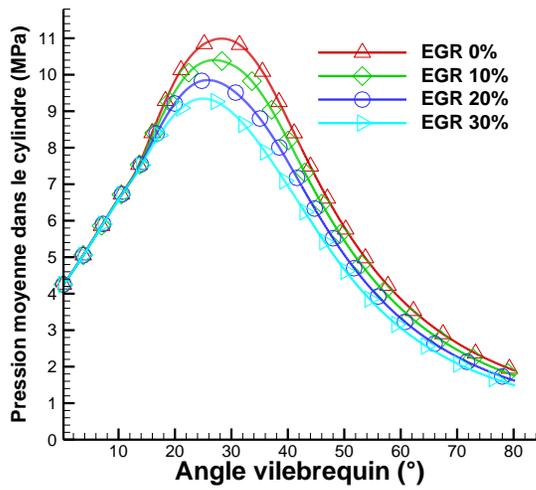


Figure 3.13: Pression moyenne pour différent rapport d'EGR.

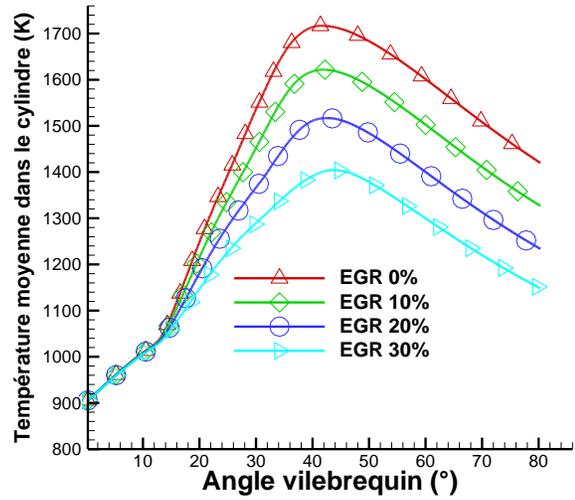


Figure 3.14: Température moyenne pour différent rapport d'EGR.

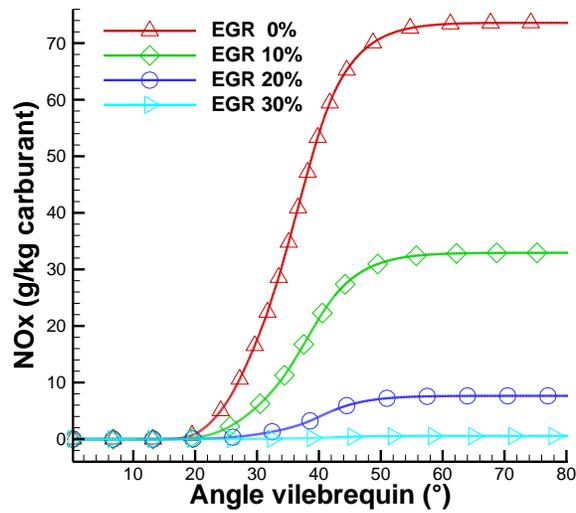


Figure 3.15: Formation des NOx pour différents rapport d'EGR.

3.8. Conclusion

Pour simuler la combustion du méthane dans un moteur à injection directe, le code FLUENT ANSYS a été utilisé. Le modèle de la combustion turbulente non prémélangée choisi est le modèle PDF transportée. Les détails de la géométrie du moteur et du maillage du domaine de la combustion ont été donnés. La modélisation de la combustion et de l'estimation des NOx ont été également expliquées.

Dans une première étape, la simulation de la combustion non prémélangée est réalisée en variant le moment du début de l'injection avec trois angles vilebrequins de 9, 4 et 0 °CA avant le PMH. Dans une seconde étape de la simulation, des différents rapports d'EGR, à savoir, 10, 20, 30 % ont été appliqués. On peut conclure d'après les résultats des simulations, que l'avancement de l'injection a un effet avantageux sur la performance du moteur. Néanmoins, cet effet favorise considérablement la formation des polluants NOx. L'application de l'EGR avec un rapport de 20 % peut permettre de réduire largement les NOx et satisfaire ainsi les normes d'émissions autorisées, sans trop dégradé la performance du moteur.

Conclusions générales

Le principal objectif de cette thèse était la contribution à l'optimisation des refroidisseurs des gaz d'échappement recyclés (EGR), afin d'améliorer la réduction des NOx émanant des moteurs diesel des véhicules lourds.

Dans le premier chapitre, une synthèse bibliographique sur les différentes stratégies consacrées à la réduction des polluants dans les moteurs diesel a été détaillée, telles que, les systèmes de post-traitement et les techniques dans le cylindre. Une revue générale sur l'EGR a été effectuée pour examiner son potentiel à réduire les émissions des NOx, et de délimiter la plage d'application de cette technique dans les moteurs diesel.

Dans le deuxième chapitre, une simulation numérique des refroidisseurs d'EGR a été réalisée utilisant le code Fluent pour permettre d'étudier et de comparer leurs performances en termes d'efficacité de refroidissement et de chute de pression. D'après les résultats, il s'avère que les échangeurs comportant des chicanes hélicoïdales sont plus efficaces que celles sans chicanes. Pour finaliser la thèse, un troisième chapitre a été consacré à la simulation numérique de la combustion non prémélangée dans un moteur TDI à gaz naturel pour l'objectif d'examiner l'effet du moment d'injection et de l'EGR sur la performance du moteur et les émissions des NOx. Il serait pertinent de faire une étude ultérieure concernant l'effet de l'EGR sur la formation de la suie. La simulation réalisée dans ce chapitre, a des applications potentielles dans les études à venir comme la géométrie de la chambre de combustion, la durée et la forme d'injection, les taux de compression etc. afin d'augmenter l'efficacité du processus de combustion en matière de performance et de pollution.

Les résultats rapportés dans cette thèse montrent que la simulation numérique est l'un des outils les plus puissants et les plus bénéfiques pour la conception des moteurs à combustion interne, l'optimisation et l'analyse de performance.

Annexe A

$$C_\alpha H_\beta C_\gamma + \varphi_0 \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) 3.76 N_2 + \frac{R_{EGR}}{1-R_{EGR}} \left(\alpha CO_2 + \frac{\beta}{2} H_2O \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(\varphi_0 - \frac{R_{EGR}}{1-R_{EGR}} \right) O_2$$

$$\rightarrow \frac{1}{1-R_{EGR}} \left(\alpha CO_2 + \frac{\beta}{2} H_2O \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left[3.76 \varphi_0 N_2 + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) O_2 \right] \quad [83]$$

Les fractions massiques des espèces d'échappement sont données comme suit:

$$Y_{O_2(\text{éch})} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

$$Y_{CO_2(\text{éch})} = \frac{\alpha \left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{CO_2}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

$$Y_{H_2O(\text{éch})} = \frac{\frac{\beta}{2} \left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{H_2O}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

$$Y_{N_2(\text{éch})} = \frac{3.76 \varphi_0 \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) M_{N_2}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

Annexe B

Programme UDF permettant l'initialisation de l'écoulement dans le cylindre.

```

/*****
                UDF for IC initialization with swirl
For IC flow, if only combustion and power stroke is of interest. The initial
condition normally contains swirl flow. This udf provides a tool to initialize
the flow field with user specified swirl ratio
How to use the udf:
- Set up your IC case
- Modify the user inputs part of the udf.
- Build the library
- Hook the DEFINE_INIT udf
- Initialize your flow field
Note:
- UDF works in 2d axisymmetry, and 3d.
- Pure 2d case does not have swirl and thus not supported (a warning will be given).
- UDF works in both serial and parallel.
Written by : Xiao HU (Fluent Inc)
Last updated : 11/17/2004

*****/
# include "udf.h"
# include "sg.h"
# define RPM RP_Get_Real("dynamesh/in-cyn/crank-rpm")
/***** User input starts *****/
/* Initial swirl ratio and swirl axis*/
static real init_swirl_ratio=2.0;
static real swirl_axis[ND_ND]={0, 0, 1};
static real swirl_origin[ND_ND]={0, 0, 0};
/* This variable defines whether the inialization occurs to the whole domain or just some cell
zones */
enum
{
    whole_domain, defined_cell_zones
}method = defined_cell_zones;
/* If defined_cell_zones is used in the above, then specify cell zone ID list for initialization.
-1 is a flag so please keep it. */
static int Zone_ID[]={9, 20, -1};
/***** User input ends *****/
static void initialize_cell_zone(Thread * t, real * omega)
{
    cell_t c;
    real xc[ND_ND], x[ND_ND];
#ifdef RP_2D
    static int counter=0;
#endif
    #endif
    /* loop over all cells */
    begin_c_loop(c,t)
    {
        C_CENTROID(xc,c,t);
        NV_VV(x,xc,-,swirl_origin);
        #if RP_2D
        if (rp_axi)

```

```

    {
        C_U(c,t)=NV_CROSS_X(omega, x);
        C_V(c,t)=NV_CROSS_Y(omega, x);
        C_W(c,t)=NV_CROSS_Z(omega, x);
    }
    else
    {
        if(counter == 0)
        {
            Message0("\nNo initialization for pure 2D. Needs to turn on 2d
axisymmetric with swirl!\n");
            counter++;
        }
    }
    #else
        C_U(c,t)=NV_CROSS_X(omega, x);
        C_V(c,t)=NV_CROSS_Y(omega, x);
        C_W(c,t)=NV_CROSS_Z(omega, x);
    #endif
}
end_c_loop(c,t)
}
DEFINE_INIT(my_init_function, domain)
{
    Thread *t;
    int i;
    real omega[ND_ND], mag;
    /* Normalize swirl axis */
    mag=NV_MAG(swirl_axis);
    NV_S(swirl_axis, /=, mag);
    if (RP_Get_Boolean("dynamesh/models/in-cylinder")==TRUE)
    {
        NV_VS(omega, =, swirl_axis, *, RPM/60.*2.*M_PI*init_swirl_ratio);
        if(method == whole_domain)
        {
            /* loop over all cell threads in the domain */
            thread_loop_c (t,domain)
            {
                initialize_cell_zone(t, omega);
            }
        }
        else if (method == defined_cell_zones)
        {
            {
                i=0;
                while(Zone_ID[i]>=0)
                {
                    t=Lookup_Thread(domain, Zone_ID[i]);
                    initialize_cell_zone(t, omega);
                    i++;
                }
            }
        }
        else
        {
            Message0("\n\nWrong method for initialization calculation--aborting!!\n");
            exit(0);
        }
        Init_Face_Flux(domain);
    }
    else
    {
        Message0("\nIC not turned on. No initialization is performed.\n");
    }
}
}

```

Programme UDF permettant d'entrer les valeurs des paramètres de l'injection.

- CAD: Durée de l'injection avec angle de vilebrequin.
- CAP: Durée avec angle de vilebrequin pendant laquelle le débit massique d'injection augmente de zéro à la valeur maximale (ou diminue du maximum à zéro).
- injection_CA: L'angle de vilebrequin auquel l'injection commence.
- inlet_area: L'aire d'entrée pour l'injection.

```
#include "udf.h"
# define RPM RP_Get_Real("dynamesh/in-cyn/crank-rpm")
real fuel_injected =21.00e-6;
real CAD = 21.5;
real CAP = 2;
real injection_CA = 711;
real inlet_area =0.53066e-7;
static real fuel_mass_flow(real theta)
{
  real fuel_mass_flow_rate_max, mdot;
  fuel_mass_flow_rate_max = 6*RPM*fuel_injected/(CAD-CAP);

  if(theta<=CAP)
  {
    mdot = fuel_mass_flow_rate_max/CAP*theta;
  }
  else if(theta<=(CAD-CAP))
  {
    mdot = fuel_mass_flow_rate_max;
  }
  else if(theta<CAD)
  {
    mdot = (fuel_mass_flow_rate_max - 0)/(-CAP)*(theta-CAD);
  }
  else
  {
    mdot = 0;
  }
  if(mdot<0)
    mdot = 0;
  return mdot;
}
DEFINE_PROFILE(fuel_flux, thread, i)
{
  real CA;
  face_t f;
  CA = CURRENT_TIME*RPM*6.0+RP_Get_Real("dynamesh/in-cyn/crank-start-angle");
  begin_f_loop(f,thread)
  {
    F_PROFILE(f,thread,i) = fuel_mass_flow(CA - injection_CA)/inlet_area;
  }
  end_f_loop(f,thread)
  /* Message0("\n CA: %10.2f, in_CA: %10.2f, flow: %12.3e \n", CA, injection_CA, fuel_mass_flow(CA
- injection_CA)); */
}
```

Références

- [1] Ibrahim Aslan Resitoglu et al, The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems: Review, *Clean Techn Environ Policy*, May 2014.
- [2] The Potsdam Institute for Climate Impact Research and Climate (2012) Turn down the heat: Why a 4 °C warmer world must be avoided. The World Bank, Washington.
- [3] Simon Reifarh, EGR-Systems for Diesel Engines, Licentiate thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2010
- [4] Demers D, Walters G (1999) Guide to exhaust emission control options. BAeSAME, Bristol
- [5] Dietsche, K.-H., Klingebiel, M. (editors), Bosch Automotive Handbook, 7th edition, 2007
- [6] Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988
- [7] Agarwal AK (2007) Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Prog Energy Combust Sci* 33:233–271
- [8] Dec, J.E., “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging”, SAE paper 970873, 1997.
- [9] Zheng M, Banerjee S (2009) Diesel oxidation catalyst and particulate filter modeling in active-flow configurations. *Appl Therm Eng* 29:3021–3035
- [10] Yu BK, Kim MY (2013) Modeling the selective catalytic reduction of NO_x by ammonia over a Vanadia-based catalyst from heavy duty diesel exhaust gases. *Appl Therm Eng* 50:152–158
- [11] Bosch (2005) Emissions-control technology for diesel engines. Robert Bosch GmbH, Germany
- [12] Zervas E (2008) Impact of different configurations of a diesel oxidation catalyst on the CO and HC tail-pipe emissions of a Euro 4 passenger car. *Appl Therm Eng* 28:962–966
- [13] Zhu L, Cheung CS, Zhang WG, Fang JH, Huang Z (2013) Effects of ethanol-biodiesel blends and diesel oxidation catalyst (DOC) on particulate and unregulated emissions. *Fuel* 113:690–696
- [14] Jeguirim M, Tschamber V, Brilhac JF, Ehrburger P (2005) Oxidation mechanism of carbon black by NO₂: effect of water vapour. *Fuel* 84:1949–1956
- [15] York APE et al, Modeling of the catalyzed continuously regenerating diesel particulate filter (CCR-DPF) system: model development and passive regeneration studies. SAE, 2007
- [16] Johansen K, Dahl S, Mogensen G, Pehrson S, Schramm J, Ivarsson A(2007) Novel base metal-palladium catalytic diesel filter coating with NO₂ reducing properties. SAE, 2007
- [17] Koebel M, Elsener M, Kleemann M (2000) Urea-SCR: a promising technique to reduce NO_x emissions from automotive diesel engines. *Catalyst Today* 59:335–345
- [18] Linde DR (2007) CRC handbook of chemistry and physics, 87th edn. Taylor & Francis, Boca Rato
- [19] Sluder SC, Storey J, Lewis S, Lewis L (2005) Low temperature urea decomposition and SCR performance. SAE technical paper, 2005-01-1858
- [20] Way Pet al, SCR performance optimization through advancements in aftertreatment packaging. SAE-World congress, 2009
- [21] Hamada H, Haneda M (2012), A review of selective catalytic reduction of nitrogen oxides with hydrogen and carbon monoxide. *Appl Catal A* 421–422:1–13
- [22] Ronald M. Heck, Robert J. Farrauto, Suresh T. Gulati, Catalytic Air Pollution Control: Commercial Technology, 3rd Edition, John Wiley & Sons, Inc, 2009

- [23] Balaji Mohan, Wenming Yang, Siaw kiang Chou, Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines —A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28 (2013) 664 – 676
- [24] Pierpont, D.A., Reitz, R.D., 1995. Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on D.I. Diesel Emissions and Performance. SAE Paper 950604.
- [25] Su T, Chang C, Reitz R, Farrell P, Pierpont A , Tow T. Effects of injection pressure and nozzle geometry on spray smd and di emissions. SAE paper. 1995;952360
- [26] Dodge LG, Simescu S, Neely GD, Maymar MJ, Dickey D, Savonen C. Effect of small holes and high injection pressures on diesel engine combustion. SAE paper. 20 02:01 – 0 494
- [27] Herzog P et al, NOx reduction strategies for DI diesel engines, SAE paper 920470, 1992.
- [28] Connolly MC, Richeson DA , Hamparian N. Fuel injection with pulse rate shaping cam. US patents; 1995.
- [29] Regueiro JF. Method of fuel injection rate control. US patents; 1993.
- [30] Desantes J et al, The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines. Part 1: Effects on engine performance and emissions. *Applied Thermal Engineering* 2004.
- [31] Benajes Jesús et al, Increased particle emissions from early fuel injection timing diesel low temperature combustion. *Fuel* 2012;94:184 –90.
- [32] Mahr B, Future and potential of diesel injection systems. THIESEL 2002 conference on thermo and fluid dynamic processes in diesel engines; 20 02. p. 5– 17.
- [33] Badami M, Mallamo F, Millo F, Rossi E. Influence of multiple injection strategies on emissions, combustion noise and BSFC of a DI common rail diesel engine. SAE paper. 20 02:01 – 0503.
- [34] Mobasheri, R., Peng, Z. and Mirsalim, S. M.. Analysis the effect of advanced injection strategies on engine performance and pollutant emissions in a heavy duty DI-diesel engine by CFD modeling. *Int. J. Heat and Fluid Flow* (2012) 33, 1, 59 –69.
- [35] S. Mohankumar, P. Senthilkumar, Particulate matter formation and its control methodologies for diesel engine: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 80 (2017) 1227–1238
- [36] Charles J.Mueller et al, Ducted fuel injection: A new approach for lowering soot emissions from direct-injection engines, *Applied Energy* Volume 204, (2017), Pages 206-220
- [37] Pierre Podevin, Adrian Clenci, Moteurs à taux de compression variable, *Technique de l'ingénieur*, 2008.
- [38] R.Pesic, S.Milojevic, Efficiency and ecological characteristics of a VCR diesel engine, *International Journal of Automotive Technology* , Vol. 14, No. 5, pp. 675–681 (2013)
- [39] Laguitton, O, et al. The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel engine. *Energy Conversion and Management* 48, 11, 2918 –2924(2007).
- [40] Prabhakara Rao Ganji, Parametric Optimization Through Numerical Simulation of VCR Diesel Engine, *J. Inst. Eng. India* (2016)
- [41] H Hong, G B Parvate-Patil and B Gordon, Review and analysis of variable valve timing strategies—eight ways to approach, *Proc. Instn Mech. Engrs* Vol. 218 Part D: J. Automobile Engineering, 2004
- [42] J. Benajes, S. Molina, R. Novella, M. Riesco, Improving pollutant emissions in diesel engines for heavy-duty transportation using retarded intake valve closing strategies, *International Journal of automotive Technology*, 2008, Volume 9, Issue 3, pp 257–265
- [43] De Ojeda, W., Effect of Variable Valve Timing on Diesel Combustion Characteristics, SAE Technical Paper 2010-01-1124, 2010.
- [44] Konrad Reif, Diesel Engine Management Systems and Components, Bosch Professional Automotive Information, Springer (2014)

- [45] Broering, L. and Holtman, L., Effect of Diesel Fuel Properties on Emissions and Performance, SAE Technical Paper 740692, 1974
- [46] Yoshiyuki Kidoguchi et al, Effects of fuel cetane number and aromatics on combustion process and emissions of a direct-injection diesel engine, *JSAE Review*, 21, 4, 2000, 469-475
- [47] Wang Jianxin, Wu Fujia, Xiao Jianhua, Shuai Shijin. Oxygenated blend design and its effects on reducing diesel particulate emissions. *Fuel* 2009;88:2037–45.
- [48] Nabi Md Nurun, Rahman Md Mustafizur, Akhter Md Shamim. Biodiesel from cotton seed oil and its effect on engine performance and exhaust emissions. *Appl Therm Eng* 2009
- [49] Gill SS, Tsolakis A, Herreros JM, York APE. Diesel emissions improvements through the use of biodiesel or oxygenated blending components. *Fuel* 2012;95:578 – 86.
- [50] Johnston CJ, Finkelstein JN, Mercer P, Corson N, Gelein R, Oberdorster G. Pulmonary effects induced by ultrafine PTFE particles. *Toxicol Appl Pharmacol* 2000;168:208–15.
- [51] Armasa O, Ballesterosa R, Martosb FJ, Agudelo JR. Characterization of light duty Diesel engine pollutant emissions using water-emulsified fuel. *Fuel* 2005; 84:1011–8.
- [52] Stéphane Barbusse, Gabriel Plassat. Les particules de combustion automobile et leurs dispositifs d'élimination, ADEME Paris, 2005
- [53] Johnson, T., "Diesel Emission Control in Review," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*2(1):1-12, 2009
- [54] G.H. Abd-Alla, Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review, *Energy Conversion and Management* 43 (2002) 1027–1042
- [55] M. Zheng, G.T. Reader, J. G.Hawley, Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts, *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 883–900.
- [56] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H, Hu Z. The effects of carbon dioxide in exhaust gas recirculation on Diesel engine emission. *Proc Instn Mech Engng part D J Autom Engng* 1998;212:25–42.
- [57] J. Thangaraja, C. Kannan, Effect of exhaust gas recirculation on advanced diesel combustion and alternate fuels - A review, *Applied Energy* 180 (2016) 169–184.
- [58] Hussain J, Palaniradja K, Alagumurthi N, Manimaran R (2012), Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on performance and emission characteristics of a three cylinder direct injection compression ignition engine. *AEJ* 51:241–247.
- [59] Agarwal D, Singh SK, Agarwal AK (2011) Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of constant speed compression ignition engine. *Appl Energ* 8:2900–2907.
- [60] Schubiger R, Bertola A, Boulouchos K (2001) Influence of EGR on combustion and exhaust emissions of heavy duty DI-diesel engines equipped with common-rail injection systems. *SAE Technical Papers Series* 2001-01-3497
- [61] Maiboom A, Tauzia X, Hézet JF (2008) Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine. *Energy* 33:22–34.
- [62] Kook, S., Bae, C., Miles, P. C., Choi, D. and Pickett, M. (2005). The influence of charge dilution and injection timing on low-temperature diesel combustion and emissions. *SAE Paper No.* 2005-01-837.
- [63] Akihama K, Takatori Y, Inagaki K, Sasaki S, Dean AM. Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature. *SAE paper* 01–0655; 2001.
- [64] Nieman DE, Dempsey AB, Reitz RD. Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel. *SAE Int J Engines* 2012;5:270–85
- [65] Yao M, Zheng Z, Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Prog Energy Combust Sci* 2009;35: 398–437.
- [66] Olsson J-O, Tunestål P, Johansson B. Closed-loop control of an HCCI engine. *SAE technical paper* 2001–01-1031; 2001

- [67] Boot M, Rijk E, Luijten C, Somers B, Albrecht B. Spray impingement in the early direct injection premixed charge compression ignition regime. SAE technical paper 2010-01-1501; 2010.
- [68] Kim MY, Lee CS. Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine. *Fuel* 2007;86:2871–80
- [69] Inagaki K, Fuyuto T, Nishikawa K, Nakakita K, Sakata I. Combustion system with premixture-controlled compression ignition. R&D Review of Toyota CRDL; 2006. p. 35–46.
- [70] S. Imtenan, et al, Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: A review, *Energy Conversion and Management* 80 (2014) 329–356.
- [71] Liuhanzi Yang et al, NO_x control technologies for EURO 6 diesel passenger cars: market penetration and experimental performance assessment, 2015 international Council on Clean transportation.
- [72] Vinod SinghYadav, S.L.Soni, Dilip Sharma; Performance and emission studies of direct injection C.I. engine in duel fuel mode (hydrogen-diesel) with EGR. *International Journal of Hydrogen Energy* Volume 37, Issue 4, February 2012, Pages 3807-3817.
- [73] Sher E. Handbook of air pollution from internal combustion engines. USA: Academic press; 1998.
- [74] N Ladommatos, S Abdelhalim and H Zhao, The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions. *International Journal of Engine Research* 2000 1: 107
- [75] Palash SM, Masjuki HH, Kalam MA, Masum BM, Sanjid A, Abedin MJ (2013) State of the art of NO_x mitigation technologies and their effect on the performance and emission characteristics of biodiesel-fueled Compression Ignition engines. *Energy Convers Manag* 76:400–420.
- [76] Alriksson M, Denbratt I. Low temperature combustion in a heavy duty diesel engine using high levels of EGR. SAE technical paper 2006-01-0075; 2006.
- [77] Ladommatos, N., Abdelhalim, S., Zhao, H. and Hu, Z. The dilution, chemical, and thermal effects of exhaust gas recirculation on diesel emissions—Part 1: effect of reducing inlet charge oxygen. SAE Paper 961165, 1996.
- [78] Unchide N et al. Combined effects of EGR and supercharging on Diesel combustion and emissions. *Diesel Combustion processes*, SAE 930601, 1993.
- [79] Lapuerta M, Hernandez JJ, Gimenez F. Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing Diesel engine NO_x emissions. *Proc Instn Mech Engrs Part D, J Autom Engng* 2000;214:85–93.
- [80] Patchett, J., Verbeek, R., Grimston, K., Rice, G., Calabrese, J., Van Genderen, M., Control system for mobile NO_x SCR, United States Patent Application Publication, US 2004/0128982 A1, 2004
- [81] Kalaiselvan, A, Experimental investigations on diesel engine supercharging and exhaust gas recirculation using exhaust gas assisted jet compressor, Ph.D.thesis, Puducherry, India, 2013
- [82] Gus Wright, Fundamentals of Medium/Heavy Duty Diesel Engines, Jones and Bartlett Publishers Inc; 2015
- [83] Asad, U., Zheng, M., Exhaust gas recirculation for advanced diesel combustion cycles, *Applied Energy*, 123 (2014), issue C, pages 242-252, 2014
- [84] N Ladommatos, S Abdelhalim and H Zhao, The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions. *International Journal of Engine Research* 2000 1: 107
- [85] D.T. Hountalas, G.C. Mavropoulos, K.B. Binder, Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions, *Energy* 33 (2008) 272 – 283.
- [86] Mohamed Y.E. Selim, Effect of exhaust gas recirculation on some combustion characteristics of dual fuel engine, *Energy Conversion and Management* 44 (2003) 707–721
- [87] Wei H, Zhu T, Shu G, Tan L, Wang Y (2012) Gasoline engine exhaust gas recirculation-a review. *Appl Energy* 99:534–544.
- [88] Ohigashi, S., Kuroda, H., Hayashi, Y. and Sugihara, K. Heat capacity changes predict nitrogen oxides reduction by exhaust gas recirculation. SAE Paper 710010, 1971.

- [89] Wilson, R. P., Muir, E. B. and Pellicciotti, F. A. Emissions study of a single-cylinder diesel engine. SAE Paper 740123, 1974.
- [90] Common Sense Approach to Diesel Emissions, Arizona Department of Environmental Quality; 2003
- [91] Maricq MM (2007) Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review. *Aerosol Sci* 38:1079–1118
- [92] Charnay, L., et al, CFD Optimization of an EGR Cooler for Heavy-Duty Diesel Engines, SAE Technical Paper, 2001-01-1755, 2001
- [93] Park, S., et al, Heat Exchange Efficiency Characteristics of EGR Cooler with Stack-Type or Shell & Tube-Type, SAE Technical Paper, 2007-01-3446, 2007
- [94] Master, B. I., et al, Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers: Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, Santa Fe, USA, 2003, pp. 317–322
- [95] Sunil, S.S., et al, Performance Improvement in Single phase Tubular Heat Exchanger using continuous Helical Baffles, *International Journal of engineering Research and Applications*, pp. 1141-1149, 2012.
- [96] Huang, Y.q., et al, Numerical simulation and optimization design of the EGR cooler in vehicle, *Journal of Zhejiang University Science*, 9 (2008), pp. 1270-1276
- [97] Park, S., et al, Effects of the Internal Shape of EGR Cooler on Heat Exchanger Efficiencies, SAE Technical Paper, 2007-01-1252, 2007
- [98] Hyung-Man Kim et al, An experimental study on heat exchange effectiveness in the diesel engine EGR coolers, *Journal of Mechanical Science and Technology* 22 (2008) 361~366
- [99]] Hyung-Man Kim et al, Investigation on the flow and heat transfer characteristics of diesel engine EGR coolers, *International Journal of Automotive Technology* , pp. 149-153 (2008)
- [100] ANSYS Inc. Fluent User Guide and Fluent Theory Guide, version 13.0, 2010.
- [101] Yaws, C.L., Transport Properties of Chemicals and Hydrocarbons: Viscosity, Thermal Conductivity, and Diffusivity of C1 to C100 Organics and Ac to Zr Inorganics, William Andrew Inc., USA, 2009
- [102] Kee, R.J., et al, The CHEMKIN thermodynamic database, Sandia National Laboratories, Technical Report SAND87-8215, 1987
(http://www.detchem.com/mechanisms/04_CH4_H2O_O2_Rh_Thormann2009/td_CH4_H2O_O2_Rh_2009)
- [103] Incropera, F.P., et al, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc, USA, 2007.
- [104] G.B. Cox et al, Development of a Direct-Injected Natural Gas Engine System for Heavy-Duty Vehicles, Caterpillar, Inc, February 2000 , Peoria, Illinois
- [105] McTaggart-Cowan et al, An Efficient Direct-Injection of Natural Gas Engine for Heavy Duty Vehicles, SAE Technical Paper 2014-01-1332, 2014
- [106] Paul Fasching et al, A holistic investigation of natural gas–diesel dual fuel combustion with dual direct injection for passenger car applications, *Automot. Engine Technol.* (2017) 2:79–95
- [107] Xu (Stewart) Cheng, modeling injection and ignition in direct injection natural gas engines, Doctoral thesis, Toronto, 2008
- [108] Haeng Muk Cho and Bang-Quan He, Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas Engine under Different Operating Conditions, *Environ. Eng. Res.* Vol. 14, No. 2, pp. 95~101, 2009
- [109] A. R. Binesh, S. Hossainpour, Three Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a Direct Injection Heavy-Duty Diesel Engine, *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering* 2:4 2008.
- [110] ICEM ANSYS 11.0, Tutorial Manual, January 2007.
- [111] Simulate Combustion in Direct Injection Natural Gas Engine Using Non-Premixed Combustion Model, Fluent tutorial, ANSYS, Inc. October 11, 2010.

- [112] Y. Moule, Modélisation et simulation de la Combustion dans les Écoulements Rapides. Applications aux Superstatoréacteurs. Thèse de Doctorat, Onera - The French Aerospace Lab, 2013
- [113] D. L. Baulch, D. D. Drysdall, D. G. Horne, and A. C. Lloyd. Evaluated Kinetic Data for High Temperature Reactions. 1,2,3. Butterworth 1973.
- [114] R. K. Hanson and S. Salimian. "Survey of Rate Constants in H/N/O Systems". In W. C. Gardiner, editor Combustion Chemistry. 361. 1984.
- [115] M. Missaghi, M. Pourkashanian, A. Williams, and L. Yap. In Proceedings of American Flame Days Conference, USA. 1990.
- [116] M. C. Drake, R. W. Pitz, M. Lapp, C. P. Fenimore, R. P. Lucht, D. W. Sweeney, and N. M. Laurendeau. In 20th Symp. (Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute. 327. 1984.
- [117] N. Peters and S. Donnerhack. In 18th Symp. (Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute. 33. 1981.
- [118] R. W. Bilger and R. E. Beck. 15th Symp. (Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute. 541. 1975.
- [119] J. A. Miller, M. C. Branch, W. J. McLean, D. W. Chandler, M. D. Smooke, and R. J. Kee. In 20th Symp. (Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute. 673. 1985.
- [120] M. C. Drake, S. M. Correa, R. W. Pitz, W. Shyy, and C. P. Fenimore. "Superequilibrium and Thermal Nitric Oxide Formation in Turbulent Diffusion Flames". Combustion and Flame. 69. 347–365. 1987.
- [121] A. A. Westenberg. "Comb. Sci. Tech.. 4. 59. 1971.
- [122] J. Warnatz. "NO_x Formation in High Temperature Processes". University of Stuttgart, Germany.
- [123] D. L. Baulch et al.. "Evaluated Kinetic Data for Combustion Modelling". J. Physical and Chemical Reference Data. 21(3). 1992.