

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

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté des **Hydrocarbures** et de la **Chimie**

Thèse de Doctorat

Présentée par

MENAA Abdenour

Filière : Génie Mécanique

Option : Mécanique des Fluides et Transfert de Chaleur

**Contribution à l'étude de moteurs fonctionnant en
mode dual fuel : applications aux cas de moteur dual
fuel (gazole – HCNG)**

Devant le jury :

Mr	BENBRIK	Abderrahmane	Prof	UMBB (Boumerdès)	Président
Mr	LOUNICI	Mohand Said	Prof	UMBB (Boumerdès)	Dir. de Thèse
Mr	BOUMEDDANE	Boussad	Prof	Université de Blida	Examineur
Mr	TARABET	Lyes	Prof	EMP (Alger)	Examineur
Mme	PERILHOM	Christelle	HDR	CNAM (France)	Examineur
Mr	LOUBAR	Khaled	Prof	IMT Atlantique (France)	Co-Dir. de Thèse
Mr	KHELLADI	Sofiane	Prof	Arts et Métiers (France)	Invité

Année Universitaire : 2020/2021

Résumé

L'épuisement des ressources fossiles, source primaire des carburants, et la dégradation de l'environnement sont les principales préoccupations du siècle. Parmi les contributeurs à ces deux problématiques, on cite le moteur diesel qui est largement utilisé en particulier dans le secteur des transports et de l'agriculture. A cet effet l'amélioration des performances de ce moteur et la réduction des émissions polluantes sont devenues les principaux objectifs de la recherche et du développement dans le domaine. Plusieurs solutions ont été proposées. On cite en particulier, l'utilisation de combustibles alternatifs, tel que le gaz naturel (GN). Elle s'avère très prometteuse. Ce carburant peut être utilisé dans le moteur diesel en mode dual fuel en raison de leur haute résistance au cliquetis.

Le moteur dual fuel (DF) à gaz naturel, à l'encontre du moteur diesel, a plusieurs avantages à savoir son caractère économique et son faible taux d'émissions polluantes (NOx, CO₂, SO₂ et de particules de suie). Cependant, ce moteur souffre des émissions élevées de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures imbrulés à faibles charges. Vu la disponibilité du gaz naturel à de faibles coûts et les réserves importantes dont dispose l'Algérie ; sa généralisation et l'amélioration des performances de moteurs DF au gaz naturel sont très recommandées. Une des voies attrayantes est l'enrichissement du gaz naturel par l'hydrogène. Toutefois, lors d'introduction du combustible gazeux dans le moteur, plusieurs aspects doivent être vérifiés ; en particulier lorsque l'hydrogène est utilisé. En effet, le risque d'apparition de la combustion anormale (retour de la flamme, pré-allumage, cliquetis) et les émissions des NOx, en particulier à fortes charges, doivent être examinés.

C'est dans ce cadre que s'inscrit ces travaux de recherche portant sur l'étude de la valorisation de l'hydrogène, vecteur énergétique, par son utilisation dans les moteurs diesel et dual fuel au gaz naturel ainsi que l'optimisation de système d'admission du combustible gazeux.

La première partie de cette thèse porte sur le dimensionnement et l'optimisation du système d'admission de carburant gazeux et la préparation du mélange air-gaz dans le conduit d'admission afin d'améliorer le remplissage et la qualité de formation du mélange air-carburant et éviter le retour de flamme. Cette partie est suivie par l'étude de l'effet du retard à l'injection du diesel sur les caractéristiques de combustion et les émissions de NOx. Enfin une comparaison entre le système d'admission de gaz combustible de type mélangeur et injection synchronisé est effectuée. Les résultats obtenus de la simulation numérique utilisant le code CFD ANSYS Fluent réalisée pour un moteur monocylindre dual fuel hydrogène-diesel, montre que le bon choix de la loi de levée (hauteur maximale de levée et angle fermeture soupape admission), les paramètres d'injection de gaz (pression d'injection, angle injection et inclinaison de l'injecteur) et le retard à l'injection de diesel permettent de contrôler et d'améliorer le fonctionnement de ce moteur.

La seconde partie consiste en une investigation expérimentale de l'effet de l'ajout d'H₂ sur les caractéristiques de combustion, les performances et les émissions polluantes d'un moteur diesel monocylindre et du moteur dual fuel au GN, à différentes charges du moteur et à un régime moteur constant. Les résultats obtenus ont montré une nette amélioration des performances énergétiques et environnementales du moteur diesel conventionnel avec l'addition d'hydrogène pour toutes les charges, en particulier pour un taux de substitution énergétique de 5%, à l'exception d'une légère augmentation des émissions de NOx aux fortes charges. Pour le fonctionnement dual (H₂GN-D), l'ajout de l'hydrogène conduit à l'amélioration du fonctionnement du moteur dual fuel au gaz naturel.

Mots clés : hydrogène, gaz naturel, combustion, moteur diesel, moteur dual fuel, lois de levée de la soupape, CFD, approche 2D et 3D.

Abstract

Fossil fuel depletion and environmental degradation are the major worrying of the century. Among the contributors to these two issues, we mention diesel engine which is widely used especially in the transport and agriculture sector. Thus, improving the performance of this engine and reducing polluting emissions are now the main objectives of research and development in the field. Several solutions have been proposed, in the long term, the use of alternative fuels, such as natural gas (NG), is a promising route. Using NG in diesel engines is carried out in dual fuel mode due to their high resistance to knocking.

The dual fuel (DF) natural gas engine, unlike the diesel engine, has several advantages; it is environmentally friendly with less polluting emissions (NO_x, CO₂, SO₂ and soot particles) and is economical. However, this engine suffers from high emissions of carbon monoxide and unburnt hydrocarbons at lower engine loads. Since natural gas is available at low costs and Algeria holds large reserves; its generalization and the improvement of the performance of DF natural gas engines are highly recommended. One of the attractive routes is the enrichment of natural gas with hydrogen. However, when introducing gaseous fuel into the engine, several aspects must be checked; especially when hydrogen is used. Particularly, the risk of the appearance of abnormal combustion (backfire, pre-ignition, knocking) and NO_x emissions, mainly at high loads.

The objective of this present research is to study the valorization of hydrogen as an energy carrier by using it in compression ignition engines while taking advantage of the characteristics of availability and economic price of natural gas as well as the optimization of the gaseous fuel intake system.

The first part of this thesis deals with the sizing and optimization of the gaseous fuel intake system and the preparation of the air-gas mixture in the intake duct in order to improve filling and the quality of formation of the air-fuel mixture and avoid backfire. This part is followed by the study of the effect of diesel injection delay on combustion characteristics and NO_x emissions. Finally a comparison between the continuous gas intake system via a tube and a timed manifold injection is performed. The results of numerical simulation using the ANSYS Fluent CFD code carried out for a single-cylinder dual fuel hydrogen-diesel engine, show that the correct choice of the lift law (maximum lift, intake valve closing angle), the injection parameters of gas (injection angle, injector inclination) and the diesel injection delay allow to control and improve the operation of this engine.

The second part consists of the experimental investigation of the effect of adding H₂ as a fuel on the combustion characteristics, performance and pollutant emissions of a single cylinder diesel engine and dual fuel NG engine, at different engine loads and constant engine speed. The results obtained confirm that converting the standard engine to run in dual fuel mode does not affect engine operation. For the case of dual fuel engine (H₂-D), with the exception of a slight increase in NO_x at high loads, the results showed a clear improvement in the energy and environmental performance of a conventional diesel engine with the addition of hydrogen for all feeds, in particular for an energy substitution rate of 05%. For dual operation (H₂GN-D), the addition of H₂ improves the operation of dual fuel natural gas engine.

Keywords: hydrogen, natural gas, combustion, diesel engine, dual fuel engine, valve lift laws, CFD, 2D and 3D approach.

ملخص

يعد استنفاد الوقود الأحفوري، المصدر الرئيسي للوقود، والتدهور البيئي من الاهتمامات الرئيسية لهذا القرن. محرك الديزل هو من بين المساهمين في هاتين المسألتين، والذي يستخدم على نطاق واسع بشكل خاص في قطاعي النقل والزراعة. تحقيقاً لهذه الغاية، أصبح تحسين أداء هذا المحرك وتقليل الانبعاثات الملوثة الأهداف الرئيسية للبحث والتطوير في هذا المجال. تم اقتراح العديد من الحلول، على المدى الطويل، يظهر استخدام أنواع الوقود البديلة، مثل الغاز الطبيعي، واعدًا جدًا. يمكن استخدام هذا الأخير في محرك الديزل في وضع الوقود المزدوج (DF) نظرًا لارتفاع درجة حرارة الاشتعال الذاتي للغاز الطبيعي.

يتميز محرك الغاز الطبيعي ذو الوقود المزدوج، على عكس محرك الديزل، بالعديد من المزايا، وهي طبيعته الاقتصادية وانخفاض معدل انبعاثاته الملوثة (أكاسيد النيتروجين، ثاني أكسيد الكربون، ثاني أكسيد الكبريت وجزيئات السخام). ومع ذلك، فإن هذا المحرك يعاني من انبعاثات عالية من أول أكسيد الكربون والهيدروكربونات غير المحترقة عند الأحمال المنخفضة. بالنظر إلى توافر الغاز الطبيعي بتكاليف منخفضة والاحتياجات الكبيرة المتاحة للجزائر؛ يوصى بشدة بتعميمها وتحسين أداء محركات الغاز الطبيعي DF. إحدى الطرق الجذابة هي تخصيب الغاز الطبيعي بالهيدروجين. ومع ذلك، عند إدخال الوقود الغازي في المحرك، يجب التحقق من عدة جوانب؛ خاصة عند استخدام الهيدروجين، خطر الاحتراق غير الطبيعي (ارتجاج، اشتعال مسبق، طرق) وانبعاثات أكاسيد النيتروجين، خاصة عند الأحمال العالية.

في هذا السياق، يعمل هذا البحث على دراسة تقييم الهيدروجين، ناقل طاقي، من خلال استخدامه في محركات الاشتعال بالضغط، مع الاستفادة من خصائص الوفرة والسعر، ويندرج في هذا الإطار. الاستخدام الاقتصادي للغاز الطبيعي وكذلك تحسين نظام تشغيل الوقود الغازي.

يتعلق الجزء الأول من هذه الأطروحة بحجم وتحسين نظام سحب الوقود الغازي وتحضير خليط الهواء والغاز في مجرى السحب من أجل تحسين الملء ونوعية تكوين خليط الهواء مع الوقود وتجنب خطر الاحتراق غير الطبيعي (ارتجاج). يتبع هذا الجزء دراسة تأثير تأخير حقن الديزل على خصائص الاحتراق وانبعاثات أكاسيد النيتروجين. أخيرًا، يتم إجراء مقارنة بين نظام سحب غاز الوقود من النوع المستمر عبر أنبوب والحقن المترام. النتائج التي تم الحصول عليها من المحاكاة العددية باستخدام كود ANSYS Fluent CFD الذي تم إجراؤه لمحرك أحادي الأسطوانة مزدوج الوقود (هيدروجين-ديزل)، توضح أن الاختيار الصحيح لقانون الرفع (الحد الأقصى للرفع صمام السحب، زاوية إغلاق صمام السحب)، عوامل حقن الغاز (زاوية الحقن، ميل الحاقن) وتأخير حقن الديزل يجعل من الممكن التحكم في تشغيل هذا المحرك وتحسينه.

يتكون الجزء الثاني من التحقيق التجريبي لتأثير إضافة الهيدروجين على خصائص الاحتراق والأداء وانبعاثات الملوثات لمحرك ديزل أحادي الأسطوانة ومحرك وقود مزدوج للغاز الطبيعي، عند أحمال محرك مختلفة وسرعة دوران ثابتة. أكدت النتائج المتحصل عليها أن تحويل المحرك للعمل في وضع الوقود المزدوج لا يؤثر على تشغيل المحرك. بالنسبة لمحرك الوقود المزدوج، باستثناء الزيادة الطفيفة في انبعاثات أكاسيد النيتروجين عند الأحمال العالية، أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها تحسنًا واضحًا في الطاقة والأداء البيئي لمحرك ديزل تقليدي مع إضافة الهيدروجين لجميع الحمولات، ولا سيما لمعدل إحلال الطاقة بنسبة 05%. بالنسبة لتشغيل المزدوج بالغاز الطبيعي المخصب بالهيدروجين (H_2GN-D)، تؤدي إضافة الهيدروجين إلى تحسين تشغيل محرك الوقود المزدوج بالغاز الطبيعي.

الكلمات المفتاحية: الهيدروجين، الغاز الطبيعي، الاحتراق، محرك الديزل، محرك الوقود المزدوج، قوانين رفع الصمامات، نهج CFD، محاكاة ثنائي الأبعاد وثلاثي الأبعاد.

Remerciements

Nous remercions Dieu le Tout Puissant de nous avoir guidés tout au long de notre parcours et de nous avoir donnés courage pour mener à terme ce travail.

Ce travail de thèse a été dirigé initialement par le Professeur Mohand KESSAL, ensuite repris par le Professeur Mohand Said LOUNICI en Codirection avec le Professeur Khaled LOUBAR.

Je tiens tout d'abord à remercier le Professeur Mohand Said LOUNICI qui a dirigé mes travaux de recherche avec dévouement et constante disponibilité. Il a montré un intérêt considérable pour mon travail, m'a toujours fait confiance et a cru en mes capacités de le mener à bon terme. Ses qualités humaines et ses compétences scientifiques ont été pour moi d'un grand soutien. Je tiens donc à lui exprimer ma profonde gratitude. Mes remerciements vont également au professeur Mohand KESSAL, d'avoir accepté de diriger cette thèse au début, pour ses qualités humaines, ses conseils et ses orientations précieux en qualité d'enseignant chercheur.

J'adresse mes vifs remerciements aux membres de jury M. Abderrahmane BENBRIK, Professeur à l'UMBB, M. Boussad BOUMEDDANE Professeur à l'Université de Blida, M. Lyes TARABET, Professeur à l'EMP (Alger) et Mme Christelle PERILHOM, Maitre de conférences au Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris (CNAM- France), pour l'honneur qu'ils me font en acceptant de juger mon travail.

Les travaux expérimentaux de thèse présentés dans ce mémoire ont été effectués à l'Ecole des Mines de Nantes sous la direction de Khaled LOUBAR. Je lui suis très reconnaissant pour la confiance qu'il m'a accordée en m'accueillant dans son équipe, pour ses remarques, ses orientations ainsi que les conseils qu'il m'a prodigués pendant ce stage et au cours de tous mon parcours.

Je souhaite exprimer mes profonds sentiments de gratitude et de reconnaissance au Professeur Sofiane KHELLADI, pour son accueil chaleureux au sein de son Laboratoire LIFSE à l'ENSAM (Paris Tech) dans le cadre de la formation PNE, pour son assistance, sa disponibilité et ses conseils durant mon séjour. Mes remerciements vont également à Christelle PERILHON, Mathieu SPECKLIN et Pierre PODEVIN pour leurs disponibilités, discussions fructueuses ainsi que leurs orientations. Sans oublier le Professeur Farid BAKIR, Michael PEREIRA, Moises SOLIS et tous les personnels du laboratoire LIFSE.

Je tiens à remercier particulièrement Fathia AMROUCHE, Maitre de recherche au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER-Alger). Sa disponibilité, ses remarques et ses encouragements ont été d'un précieux apport pour ce travail. Je tiens à remercier

Remerciements

également tous le personnel de la division Hydrogène Renouvelable de m'avoir accompagné au début de ce travail en citant : KHELLAF, BOUDRIES et tous les autres.

Mes remerciements vont également à tous mes collègues enseignants chercheurs du département Transport et Equipements des Hydrocarbures pour leurs encouragements, conseils, et orientations durant toute ma formation doctorale ainsi que tous les membres du Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures. Je tiens à exprimer ma profonde gratitude aux encadrants de travail de Magister réalisé à l'EMP, Professeur Hamid OUALLI et Docteur Toufik Belmrabet, pour leurs aides, leurs conseils et leurs orientations. Sans oublier Rokia BOUGUESSA et tous les autres.

J'adresse mes sincères remerciements à tous mes amis, collègues, doctorants et chercheurs avec qui j'ai partagé des moments agréables durant mes années de thèse que ce soit ici en Algérie ou en France : Abderrahmane, Mohamed Amine, Amine, Ali, Fateh, Abdelhalim, Noureddine, Hammou, Lyes, Fares, Mohamed, Khier, Hicham et autres.

Je ne pourrais ne pas citer et prier pour mon cher père, qui m'a encouragé et soutenu durant toute ma carrière et que le destin a voulu nous séparer sans le voir pour la dernière fois à cause de la pandémie du COVID-19. Que DIEU l'accueille dans le plus haut de son paradis.

J'adresse mes sincères remerciements aux personnes qui m'ont soutenu, soit en France ou en Algérie, durant les moments difficiles en citant : ma chère mère et ma chère femme, mon cher frère Ferhat, Malik FERKA et son épouse Kahina (belle-sœur), ma Sœur Rbiha et son époux Salah MEGUATTI, mon oncle Saou et son épouse CHENAA Laldja, Mme Christelle, Mr Morad BETTAYEB et tous les autres.

Et pour finir, je remercie ma famille en particulier mes parents qui se sont donnés à fond pour que je sois là, ma femme d'avoir été toujours à mes côtés dans les moments difficiles, mes frères, mes sœurs, mes beaux-frères, mes belles sœurs et tous les autres qui se connaîtront, pour leur soutien et support durant ces années de thèse. Je ne saurais terminer ces propos, sans exprimer ma profonde gratitude à tous ceux qui ont contribué à ma formation depuis mon jeune âge.

A ma fille Anaïs

Table des matières

LISTE DES FIGURES	i
LISTE DES TABLEAUX	v
NOMENCLATURE	vi
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE ET ETAT DE L'ART	5
1.1 Généralités sur les moteurs	5
1.1.1 Historique des MCI et DF	5
1.1.2 Performances énergétiques du moteur à combustion interne	7
1.1.3 Les émissions polluantes.....	9
1.2 Utilisation de gaz naturel et d'hydrogène dans le moteur diesel.....	12
1.2.1 Propriétés physico-chimiques	12
1.2.2 Production du gaz naturel et de l'hydrogène	15
1.2.3 Applications du GN et de l'hydrogène	20
1.3 Préparation du mélange air-combustible gazeux.....	25
1.3.1 Techniques d'introduction de combustible gazeux dans la chambre de combustion	25
1.3.2 Diagramme de distribution à soupape.....	26
1.3.3 Distribution variable et son potentiel	28
1.4 Etat de l'art	30
1.4.1 Intérêt et effet de l'utilisation d'hydrogène, gaz naturel et mélange hydrogène-gaz naturel dans le moteur diesel	30
1.4.2 Influence de la méthode d'introduction et des paramètres d'injection du combustible gazeux sur les performances du moteur.....	38
1.4.3 Effet de la loi de levée de soupape (Levée maximale et temps d'ouverture et fermeture des soupapes) sur les performances de moteur	39
1.5 Conclusion.....	40
CHAPITRE 2. EQUATIONS GOUVERNANT LES ECOULEMENTS DIPHASIQUES REACTIFS TURBULENTS.....	42
2.1 Introduction	42
2.2 Equation de la phase gazeuse	43
2.2.1 Equation de continuité	43
2.2.2 Equation de transport des espèces.....	43
2.3 Equation de la quantité de mouvement	44

Table des matières

2.3.1	Equation de l'énergie	44
2.3.2	Propriétés physiques	45
2.4	Modélisation de la turbulence	46
2.4.1	Introduction.....	46
2.4.2	Approche RANS	47
2.4.3	Modèles de fermeture.....	49
2.4.4	Modèles k- ϵ	52
2.4.5	Traitement de l'écoulement proche paroi	54
2.5	Equations de la phase liquide	57
2.5.1	Introduction.....	57
2.5.2	Approche Eulérienne-Lagrangienne	58
2.5.3	Trajectoire de la particule	59
2.5.4	Modèles de fractionnement de jet	59
2.6	Combustion	63
2.6.1	Introduction.....	63
2.6.2	Modèle Eddy-Dissipation de Magnussen et Hjertager	63
2.6.3	La cinétique chimique (Laminar Finite-Rate pour LFR).....	65
2.6.4	Modèle Laminar finite rate / Eddy dissipation model (LFR/EDM).....	66
2.7	Transfert de chaleur.....	66
2.7.1	Introduction.....	66
2.7.2	Les différentes approches.....	66
2.7.3	Corrélations du coefficient d'échange	68
2.8	Conclusion.....	69
CHAPITRE 3. SIMULATIONS NUMERIQUES DE MOTEURS DUAL FUEL		70
3.1	Introduction	70
3.2	Modélisation Numérique.....	70
3.2.1	Configuration géométrique et génération de maillage.....	71
3.2.2	Modèles physiques et modélisation numérique	75
3.2.3	Procédure de modélisation numérique et validation.....	75
3.2.4	Conditions initiales et aux limites.....	76
3.2.5	Etude de la sensibilité au maillage.....	77
3.2.6	Etude de la sensibilité au pas de temps	78

Table des matières

3.2.7	Comparaison entre les simulations 2D et 3D.....	79
3.2.8	Validation des simulations 2D - 3D.....	79
3.3	Choix de la loi de levée de la soupape d'admission.....	80
3.3.1	Masse admise	80
3.3.2	Masse refoulée	81
3.3.3	Travail d'aspiration.....	81
3.3.4	Pression cylindre maximale	82
3.3.5	Confirmation des résultats de l'approches 2D par l'approche 3D.....	83
3.4	Effet des paramètres de l'injecteur d'hydrogène.....	84
3.4.1	Pression d'injection d'hydrogène.....	84
3.4.2	Début de l'injection d'hydrogène (HSOI).....	86
3.4.3	Effet de la pression d'injection d'hydrogène et de l'inclinaison de l'injecteur hydrogène sur la qualité du mélange.....	87
3.5	Performance du moteur diesel et dual fuel.....	89
3.6	Effet de début de l'injection diesel.....	90
3.7	Simulation avec système d'alimentation en gaz par mélangeur.....	91
3.7.1	Configuration géométrique et génération de maillage.....	91
3.7.2	Étude de sensibilité au maillage et au pas de temps	92
3.7.3	Validation des résultats numérique	95
3.7.4	Résultats des paramètres de l'écoulement interne frais pour plusieurs cycles consécutives	96
3.8	Conclusion.....	102
CHAPITRE 4. INVESTIGATION EXPERIMENTALE DE L'EFFET DE L'ADDITION D'HYDROGENE SUR LES PERFORMANCES DE MOTEURS A ALLUMAGE PAR COMPRESSION.....		104
4.1	Introduction	104
4.2	Description du banc d'essai.....	104
4.2.1	Caractéristiques du moteur.....	105
4.2.2	Systèmes d'acquisition.....	105
4.2.3	Frein dynamométrique	108
4.2.4	Mesure des gaz à l'échappement	108
4.2.5	Adaptation du banc d'essai au fonctionnement en mode dual fuel et alimentation en carburant gazeux.....	109

Table des matières

4.2.6	Mesure de sécurité	110
4.3	Procédure et démarche expérimentales	111
4.4	Les essais réalisés	111
4.5	Effet de l'ajout d'hydrogène sur les caractéristiques de la combustion	114
4.5.1	Calcul du dégagement de chaleur	114
4.5.2	Technique de lissage	115
4.5.3	Effet de l'ajout d'hydrogène sur la pression cylindre et le taux de dégagement de chaleur	118
4.5.4	Gradient maximum de pression	121
4.5.5	Le délai d'allumage	122
4.5.6	La durée de combustion	124
4.6	Performances énergétiques	125
4.6.1	Le rendement thermique	125
4.6.2	La consommation spécifique	127
4.7	Les performances environnementales	128
4.7.1	Les émissions des NOx	128
4.7.2	Les émissions de THC à différentes fractions d'hydrogène	132
4.7.3	Les émissions de CO à différentes fractions d'hydrogène	134
4.7.4	Les émissions de particules de suie (PM) à différentes fractions d'hydrogène	135
4.7.5	Les émissions de dioxyde de carbone à différentes fractions d'hydrogène	136
4.8	Conclusion	137
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES		139
BIBLIOGRAPHIE		143

Liste des figures

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1. Cycle Mixte (théorique et réel) du moteur à combustion interne	7
Figure 1.2. Représentation de la chaîne de conversion d'énergie dans un MCI [12].....	8
Figure 1.3. Structure élémentaire d'une particule de suie automobile [20].....	11
Figure 1.4. a- Réserves de gaz dans les 15 premiers pays en disposant, à fin 2011. b- Évolution de la production mondiale de gaz non conventionnel, d'après l'AIE.....	15
Figure 1.5. Schéma globale de principales méthodes de production et intégration d'H2.	17
Figure 1.6. Les différentes méthodes d'électrolyse.....	20
Figure 1.7. Types de moteur au gaz naturel et leurs applications correspondantes [30]..	21
Figure 1.8. Différents systèmes d'introduction du combustible gazeux: a- carburation, b- injection dans le conduit/collecteur d'admission, c- injection direct basse/haute pression [38].	25
Figure 1.9. Profils et paramètres de la levée des soupapes pour un moteur 4 temps.....	27
Figure 1.10. Effet de la loi de levée des soupapes sur les paramètres de moteur.....	28
Figure 2.1. Résumé de différentes interactions : Turbulence, Combustion, Spray.....	43
Figure 2.2. Traitement couche limite : a- Loi universelle, b- Approche loi de paroi ; c- approche à bas nombre de Reynolds.....	55
Figure 2.3. Phénomènes présents dans le spray [186].....	58
Figure 2.4. a- Mécanisme de fractionnement de KH, b- de RT, c- colonne liquide.....	61
Figure 2.5. a- L'approche fonction de paroi, b- L'approche couche limite.....	68
Figure 3.1. Organigramme de la démarche à suivre pour effectuer une simulation numérique.....	70
Figure 3.2. Configuration du banc d'essai d'IMT Atlantique (France) et la forme géométrique du piston et de la culasse.....	71
Figure 3.3. Géométrie des conduits d'admission et d'échappement avec position de l'injecteur de gaz.....	73
Figure 3.4. Maillage 2D et 3D avec décomposition géométrique au : (a) PMH, (b) PMB.	73
Figure 3.5. Schéma illustratif du maillage dynamique de type layering.....	74
Figure 3.6. Profile de différentes levées d'admission.....	75
Figure 3.7. Sensibilité au maillage pour les approches 2D et 3D : (a) Evolution de la masse dans le cylindre. (b) Evolution de la pression.....	78
Figure 3.8. Sensibilité au pas de temps pour le maillage 2D et 3D.....	78

Liste des figures

Figure 3.9. Évolution du volume et de la masse dans le cylindre selon les approches 2D et 3D.....	79
Figure 3.10. Validation des simulations 2D et 3D.....	80
Figure 3.11. Évolution de la masse dans le cylindre pour différentes vitesses de rotation du moteur.....	81
Figure 3.12. Évolution de la masse refoulée pour différentes vitesses de rotation.	81
Figure 3.13. Travail d'aspiration à différentes vitesses de rotation.....	82
Figure 3.14. Pression cylindre maximale à différentes vitesses de rotation.	82
Figure 3.15. Évolution de la masse admise et refoulée du cylindre à différentes vitesses de rotation du moteur.	83
Figure 3.16. Courbe caractéristique de l'injecteur hydrogène.....	84
Figure 3.17. Évolution de la fraction massique d'hydrogène dans le conduit d'admission à différentes lois de levée et pression d'injection hydrogène.	86
Figure 3.18. Distribution de la fraction massique dans le cas HSOI43 P=1,7 et HSOI60 P=2,2 à différentes vitesses de rotation.	86
Figure 3.19. Température cylindre du mélange hydrogène-air correspond à une fraction massique spécifique d'hydrogène.	87
Figure 3.20. Distribution de la fraction massique d'hydrogène à différentes pression d'injection et inclinaison de l'injecteur pour N = 1500 tr/min, HSOI60 et FSA30.....	89
Figure 3.21. Caractéristique de la combustion et les émissions polluantes pour le mode diesel (D FSA70) et dual fuel (DF FSA30).....	90
Figure 3.22. Effet du retard à l'injection du gazole sur les caractéristiques de combustion et les émissions polluantes.	91
Figure 3.23. Vue globale de la géométrie 3D avec le système d'alimentation avec mélangeur.....	92
Figure 3.24. Méthodologie de discrétisation de la géométrie.....	93
Figure 3.25. Sensibilité au maillage.	94
Figure 3.26. Évolutions des résidus relatifs aux différents paramètres.	94
Figure 3.27. Sensibilité au pas de temps.....	95
Figure 3.28. Validation des simulations numériques.....	96
Figure 3.29. Évolution de la pression et de la masse dans le cylindre pour plusieurs cycles.	96
Figure 3.30. Débit massique à l'admission et avant la soupape d'admission pour plusieurs cycles moteurs.	97

Liste des figures

Figure 3.31. Température cylindre, température paroi et la valeur adimensionnel $\gamma +$ pour plusieurs cycles moteurs.....	97
Figure 3.32. Énergie cinétique turbulente et taux de dissipation visqueux à l'intérieure de la chambre de combustion pour plusieurs cycles moteurs.	98
Figure 3.33. Fraction massique du combustible gazeux CH ₄ dans le cylindre et au conduit d'admission pour plusieurs cycles moteurs.....	99
Figure 3.34. Fraction massique du combustible gazeux CH ₄ et le débit massique avant soupape d'admission pour plusieurs cycles moteurs.....	100
Figure 3.35. Distribution de la fraction massique du combustible gazeux CH ₄ à différents angles vilebrequin.	100
Figure 3.36. Évolution de différentes paramètres à l'intérieure de la chambre de combustion et au conduit d'admission pour le cas d'injecteur.	101
Figure 3.37. Distribution de la fraction massique d'hydrogène pour différents angle vilebrequin pour le cas d'injecteur synchronisé.	102
Figure 4.1. Vue d'ensemble du banc d'essai.	104
Figure 4.2. Représentation détaillée de l'installation expérimentale.....	107
Figure 4.3. Schéma du circuit d'alimentation en combustible gazeux.	109
Figure 4.4. Systèmes d'alimentation en gaz de type à tube.....	110
Figure 4.5. Participation du gazole en énergie primaire en mode dual fuel (D-H ₂ GN) .	114
Figure 4.6. Lissage de la courbe du gradient de pression et du dégagement de chaleur.	117
Figure 4.7. Courbes de pression et de dégagement de chaleur : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).	119
Figure 4.8. Courbes de gradient maximum de pression : a- DF (H ₂ -D), b- (H ₂ GN-D).	122
Figure 4.9. Courbes de : a- la pression d'injection, b- gradient de pression cylindre....	122
Figure 4.10. Courbes de début d'injection : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).	123
Figure 4.11. Courbes de délai d'allumage : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).....	124
Figure 4.12. Méthode de calcul de la durée de combustion.	124
Figure 4.13. Courbes de durée de combustion : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).	125
Figure 4.14. Courbes de rendement thermique : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).	127
Figure 4.15. Courbes de la consommation spécifique : I- en masse, II- en énergie.....	128
Figure 4.16. Les émissions polluantes de NO _x : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).	130
Figure 4.17. Les émissions polluantes de NO : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).	131
Figure 4.18. Le taux de NO ₂ /NO _x en fonction de la charge : a- DF (H ₂ -D), b- DF (H ₂ GN-D).....	132

Liste des figures

- Figure 4.19. Les émissions de : I. Hydrocarbures imbrulés totaux (THC), II. CH₄..... 134
- Figure 4.20. Les émissions de monoxyde de carbone : a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN). 135
- Figure 4.21. Les émissions des particules de suie : a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN-D)... 136
- Figure 4.22. Les émissions polluantes de CO₂. 137

Liste des tableaux

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1. Composition du gaz naturel [32]	12
Tableau 1.2. Tableau récapitulatif de comparaison entre les différents combustibles [38]	14
Tableau 3.1. Caractéristiques techniques du moteur utilisé	71
Tableau 3.2. Caractéristiques techniques de l'injecteur utilisé.....	72
Tableau 3.3. Propriétés du fluide (espèces) et du mélange.....	75
Tableau 3.4. Nombre de cellule pour les maillages testés	77
Tableau 3.5. Nombre de cellules pour les maillages testés	93
Tableau 4.1. Caractéristiques principales du moteur.....	105
Tableau 4.2. Les incertitudes de mesures.	107
Tableau 4.3. Erreurs relatives sur les paramètres calculés.	108
Tableau 4.4. Analyseurs utilisées pour mesurer les rejets de moteur.	108
Tableau 4.5. Composition du gaz naturel.	110
Tableau 4.6. Cas moteur dual fuel (H ₂ - D).	112
Tableau 4.7. Cas moteur dual fuel (H ₂ GN-D).	113

Nomenclature

NOMENCLATURE

Abréviation :

AOSA	Avance Ouverture Soupape Admission
AOSE	Avance Ouverture Soupape Echappement
CFD	Computational Fluid Dynamic
CMI	injection continue dans le manifold d'admission, <i>Continuous Manifold Injection</i> ,
HPDI	injection directe haute pression, <i>High Pressure Direct Injection</i>
DNS	Direct Numerical Simulation
D	Diesel
DF	Dual Fuel
DSOI	Début d'injection de gazole (Diesel Start Of Injection)
EDM	Eddy dissipation model
EGR	Recirculation des gaz d'échappement (<i>Exhaust gas recirculation</i>)
ECU	Unité de commande électronique (<i>Electronic Control Unit</i>)
GPL	Gaz Pétrole Liquéfié
GN	Gaz Naturel
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition
HSOI	Début d'injection d'hydrogène (Hydrogen Start Of Injection)
IEGR	Recirculation interne des gaz d'échappement (<i>Internal Exhaust gas recirculation</i>)
LES	Large Eddy Simulation
LFR	Laminar Finite Rate
LPDI	injection directe basse pression, <i>Low Pressure Direct Injection</i>
LRN	Lower Reynolds Number
MCI	Moteur à Combustion Interne
PDF	Probability Density Function
PAC	Pile A Combustible
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
RANS	Reynolds Average Navier Stoke's
RFSA	Retard Fermeture Soupape Admission
RFSE	Retard Fermeture Soupape Echappement
TMI	injection synchronisé dans le collecteur d'admission, <i>Timed Manifold Injection</i> ,

Nomenclature

Chimie

C_nH_m	Hydrocarbure non spécifié
C_7H_{16}	n-Heptane
CH_4	Méthane
CO_2	Dioxyde de carbone
CO	Monoxyde de carbone
H_2	Hydrogène
H_2GN	Mélange hydrogène gaz naturel
H_2O	Eau
HC (HTC)	Les hydrocarbures imbrulés
GN	Gaz naturel
N_2	Azote
NO_x	Les oxydes d'azote
NO	Mono-oxyde d'azote
NO_2	Dioxyde d'azote
O_2	Oxygène

Variable

Γ	Couple (N. m)
ω	Vitesse angulaire (rad/s)
\bar{S}_p	Vitesse moyenne du piston (m/s)
N	Fréquence de rotation(1/s), vitesse de rotation (tr/min)
P	Puissance (W)
W	Travail (J)
L_v	Hauteur de levée (mm)
L_{v_adm} (éch)	Hauteur de levée d'admission (échappement) (mm)
L_{v_max}	Hauteur maximale de levée
m	Masse (kg)
V	Volume (m^3)
M	Nombre de Mach (—)
C_p	Chaleur massique à pression constante (J/ kg. K)
C_v	Chaleur massique à volume constant (J/ kg. K)

Nomenclature

λ	Coefficient d'excès d'air (–)
ϕ	Variable physique (T, Y, u, v, w)
λ	Conductivité thermique du mélange (W/m K)
CS_{eff}	Consommation spécifique effective en masse ou en énergie (kg /W. s) ou (J /W)
CS_{ind}	Consommation spécifique indiquée en masse ou en énergie (kg /W.S) ou (J /W)
Pr	Nombre de Prandtl (–)
R	Constante universelle des gaz (J /mol. K)
Re	Nombre de Reynolds (–)
Nu	Nombre de Nuselt (–)
τ_{id} ou $\Delta\theta_{allumage}$	Délais d'allumage (s) ou (°V)
$\Delta\theta_{combustion}$	Durée de combustion (°V)
ρ	Densité (kg/ m ³)
E_a	Energie d'activation (J /mol)
u	Energie interne massique (J /kg)
Y_k	Fraction massique d'espèce k (–)
u_i	vitesse suivant la direction (i) (m/s)
H	Enthalpie (J)
$\dot{\rho}_i^c$	Terme source dans l'équation de conservation des espèces due à la combustion
$\dot{\rho}_i^s$	Terme source dans l'équation de conservation des espèces due au spray
\dot{Q}_i^c	Terme source dans l'équation d'énergie due à la combustion
\dot{Q}_i^s	Terme source dans l'équation d'énergie due au spray
$h(\theta)$	Coefficient d'échange de chaleur (J/ K. m ² . s) ou (J/ K. m ² . °V)
θ	Angle vilebrequin (°V)
h	Enthalpie massique (J/ kg)
δ_{ij}	Fonction delta Kronecker
PCI	Pouvoir calorifique inférieur (J/ kg)
PME	Pression moyenne effective (Pa) ou (bar)
PMI	Pression moyenne indiquée (Pa) ou (bar)
P	Pression (Pa) ou (bar)
Q	Quantité de chaleur (J)
γ	Rapport des chaleurs spécifiques (–)

Nomenclature

ϕ_s	Rapport stœchiométrique (–)
η	Rendement (–)
ϕ	Richesse (–)
T	Température (K)
τ_{ij}	Tenseur des contraintes visqueuses newtoniennes (N/m ²)
W	Travail (J)
k	Énergie cinétique turbulente (kg . m ² /s ²)
μ	Viscosité dynamique du mélange (kg . m /s)
u	Vitesse moyenne des gaz (m/s)

Indices

Ch	chimique
Ph	physique
ad	Admission
eff	Effectif
ind	Indiqué
comb (c)	Combustion
s	spray
p	perdue
f	Fuel
mec	Mécanique
m	Masse
ref	Référence
thermo	Thermodynamique
cyl	Cylindre
éch	Echappement
inj	Injection
sup	Supérieure
inf	Inférieure

INTRODUCTION GENERALE

La croissance démographique, le développement économique, le processus d'industrialisation et de modernisation, l'urbanisation et l'électrification ont conduit à une forte augmentation de la demande en combustibles fossiles. Cette consommation a engendré, d'une part des besoins énergétiques importants associés à la diminution des réserves prouvées, et d'autre part, le rejet de quantités énormes de déchets difficiles à gérer. Les puissances mondiales tirent la sonnette d'alarme du comment satisfaire leurs besoins énergétiques dans le futur au rythme de consommation actuelle notamment avec la diminution des réserves mondiales du pétrole, notre source ultime d'énergie, qui va arriver à épuisement d'ici une cinquantaine d'années.

Les déchets générés ont des conséquences néfastes sur la santé humaine et l'environnement notamment le réchauffement climatique (émissions des gaz à effet de serre). En effet, au cours de ces dernières années, la pollution atmosphérique et ses effets sont devenues une préoccupation et un enjeu majeur dans beaucoup de pays. Un consensus universel sur la nécessité de réduire ce fléau s'est installé. Plusieurs sommets, congrès et réunions qui ont regroupé les grands pays consommateurs et producteurs de carburants ont été organisés afin de limiter les émissions polluantes et les gaz à effet de serre. Ceci a engendré l'application de règlements stricts et des normes antipollution de plus en plus sévères (euro VI, VII) dans plusieurs secteurs industriels.

Les moteurs à combustion interne (MCI), remontant au 19^{ème} siècle, jouent un rôle important dans la société moderne avec plusieurs applications dans divers domaines industriels, le transport (routier, ferroviaire, maritime et aérien), l'agriculture, la génération d'électricité, le transport des hydrocarbures...etc. Par conséquent, ils constituent l'un des grands contributeurs d'une manière directe ou indirecte aux deux problématiques énergétiques actuelles susmentionnées.

En plus de la hausse du prix du carburant, ces préoccupations ont renforcé les efforts de recherche et développement scientifique dans le but d'obtenir des moteurs plus performants ayant des rendements élevés et émettant moins de produits polluants, en particulier dans le secteur du transport. Ce dernier, en pleine expansion en Algérie, contribue majoritairement aux émissions de NO_x et de CO et reste un contributeur important, quoique minoritaire pour les particules et les hydrocarbures imbrûlés. Selon l'Agence Européenne pour l'Environnement (AEE), les transports représentent environ un tiers de la consommation totale en énergie parmi les pays membres de l'AEE et sont responsables de plus d'un cinquième des émissions de GES (AEE, 2020).

De nombreuses solutions ont été proposées et/ou adoptées concernant les MCI pour pallier à ces problématiques de l'énergie et de l'environnement. Parmi ces progrès, on cite :

- Amélioration des performances énergétiques et environnementales de moteurs,
- Diminution de la trainée par l'optimisation de la géométrie extérieure des véhicules,
- Diminution des frottements entre différents organes mobiles en particulier le système de transmission, piston cylindre, système de distribution...etc.,
- Utilisation des matériaux légers et résistants,

Introduction générale

- Utilisation des systèmes de cogénération,
- Hybridation électrique et la technologie d'arrêt-démarrage automatique au ralenti,
- Utilisation de combustibles renouvelables, alternatifs et/ou à faible teneur en carbone.

La réduction des émissions polluantes et de la consommation de carburant peut être réalisée en améliorant la conception du moteur. Cette solution consiste notamment en l'intégration de système de suralimentation, les stratégies d'injection avancée, l'actionnement variable des soupapes, la recirculation des gaz d'échappement (EGR), les systèmes de post-traitement améliorés (filtre à particule, catalyseur à trois voies, la réduction catalytique sélective) et les systèmes de combustion avancés (HCCI, PCCI, etc.). L'adaptation de la géométrie du piston et du conduit d'admission (génération de Swirl, Tumble et Squish), l'adaptation du taux de compression et les logiciels utilisés pour l'automatisation et l'optimisation de son fonctionnement sont aussi utilisées. Ces voies ont énormément contribué à l'amélioration des moteurs tant sur le plan énergétique qu'écologique et reste un aspect de développement important. Néanmoins, les mesures prises à nos jours sont limitées soit par leurs degrés d'amélioration ou bien par l'influence négative sur les autres paramètres et donc représente un challenge pour les développeurs de moteurs car ces techniques se contredisent généralement. Certaines de ces voies sont bien connues tandis que d'autres sont encore en développement. En outre, de grands progrès technologiques ont été réalisés dans le passé conduisant à une augmentation de l'efficacité du moteur de plusieurs pour cent chaque année, par contre les mesures prises à nos jours sont moins efficaces et plus coûteuses.

Une autre solution, à moyen et à long terme, consiste à l'utilisation de combustibles renouvelables, alternatifs tels que : les biocarburants (biodiesel, bioéthanol), le GPL, le gaz naturel, le biogaz, l'hydrogène ou un mélange de combustible gazeux (H_2 -bioagaz, H_2 -gaz naturel). L'utilisation de combustibles gazeux s'avère très prometteuse. Ces combustibles, peuvent être utilisés dans les deux types de moteur ; à allumage commandé (en mode bi-fuel), et à allumage par compression (en mode dual fuel). La conversion de moteurs diesel en mode dual fuel (DF) ne nécessite pas de grandes modifications car ces combustibles ont d'excellentes propriétés de résistance au cliquetis (température d'auto-inflammation élevée).

Le moteur fonctionnant en mode dual fuel est un moteur qui utilise deux combustibles simultanément. Le combustible qui fournit la majorité de l'énergie introduite dans le cylindre est appelé combustible primaire (GN, GPL, H_2 , biogaz...) et le deuxième combustible est appelé combustible pilote (gazole, biocarburant). Ce dernier assure l'énergie d'allumage pour le combustible primaire par sa combustion après atteinte du point d'auto-inflammation.

Le gaz naturel (GN) a un grand intérêt en tant que carburant alternatif. Peu de carburants alternatifs offrent les avantages distincts et indéniables du GN. Récemment, il y a eu un regain d'intérêt pour le GN en tant que carburant, et ce pour deux raisons. La première est la propriété de combustible propre dont jouit le GN ; la deuxième, est relative aux inquiétudes liées à la disponibilité et au coût des produits pétroliers.

Les défis environnementaux et économiques ont motivé plusieurs gouvernements à augmenter les infrastructures dédiées au GN en vue d'une meilleure utilisation aussi bien par les moteurs automobiles que par les moteurs stationnaires. Plusieurs projets de recherche ont été entrepris partout dans le monde pour convertir les véhicules légers, les poids lourds, les

Introduction générale

autobus, moteurs de locomotive et d'autres flottes de véhicules publics pour fonctionner au gaz naturel.

L'Algérie s'est engagée à baisser les gaz à effet de serre à la COP21. En termes de taille de marché, l'Algérie possède la dixième plus grande réserve prouvée de GN au monde et deuxième en Afrique après le Nigéria. Elle est le sixième exportateur mondial de gaz et possède la troisième plus grande ressource inexploitée de gaz de schiste au monde. En effet, la transition à l'utilisation du GN ou conversion des moteurs existants pour fonctionner au gaz naturel est un atout de grande importance environnementale et économique.

L'utilisation de gaz naturel dans le moteur à combustion par compression (diesel) a pour but d'atteindre les performances identiques, voire meilleures que le moteur diesel et des émissions polluantes proches ou inférieures à celles du moteur à essence et diesel.

Le moteur dual fuel (DF) à gaz naturel, à l'encontre du moteur diesel, assure de faibles niveaux d'émissions polluantes de NO_x, CO₂, SO₂ et de particules de suie quelle que soit la charge du moteur. De plus, l'utilisation du GN est économique vu sa disponibilité à faible coût et les réserves importantes dont dispose l'Algérie. Cependant, ce moteur souffre des émissions élevées de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures imbrûlés. Pour ce qui est des performances du moteur, à faibles charges le moteur DF est nettement moins performant que le moteur diesel. Par contre sa performance est comparable à celle du moteur diesel ou même supérieure à moyennes et fortes charges. Par ailleurs, le risque de cliquetis aux charges élevées, requiert une attention particulière.

Un autre combustible prometteur, durable avec de nombreux avantages socio-économiques et environnementaux, est l'hydrogène (H₂). Il a le potentiel à long terme de réduire la dépendance au pétrole ainsi que les émissions de carbone. Il est considéré comme vecteur énergétique du futur et comme deuxième forme d'énergie la plus intéressante après l'électricité, ce qui l'a rendu très attractif. Il peut être utilisé dans les piles à combustible (PAC) ou bien les moteurs à combustion interne (MCI) pour les applications mobiles ou stationnaires. L'utilisation de l'H₂ dans les PAC n'émet aucun polluant ; sa réaction électrochimique ne produit que de l'eau. De plus, leur rendement est très élevé. Un autre avantage, est leur nature statique de fonctionnement. Cependant, en comparaison avec le MCI, le moteur à PAC souffre d'un coût élevé, de faible densité énergétique, d'exigence d'une grande pureté d'H₂ (> 99,99 %) et d'une faible durabilité du système (~120.000 km). Néanmoins, les véhicules électriques à PAC sont toujours au stade de la recherche et développement. Par conséquent, la transition vers les véhicules électriques n'est actuellement pas possible et la dépendance à l'égard de MCI continue à court et à moyen terme.

Par rapport à d'autres solutions considérées parmi les sources énergétiques alternatives ; le moteur à combustion interne reste, à court et à moyen terme, la variante la plus convenable en raison de leur densité de puissance élevée, de leur grande autonomie, leur fiabilité, leur adaptabilité, leur rentabilité et leur prix.

L'hydrogène, est le combustible alternatif le plus attractif grâce à ses nombreuses excellentes caractéristiques de combustion à savoir une vitesse de propagation de la flamme élevée, une large plage d'inflammabilité, une haute diffusivité, etc. comparativement aux autres

Introduction générale

carburants. Ces propriétés, permettent d'assurer une combustion rapide, complète et avec un mélange très pauvre lorsqu'il est utilisé dans les moteurs diesel et donc de fournir des performances énergétiques et environnementales très attrayantes.

La composition de l'hydrogène ne comprend aucune espèce carbonée. Cela signifie qu'un moteur à hydrogène ne produit pas de produits toxiques, tels que des hydrocarbures imbrulés (HC), du monoxyde de carbone (CO) et du dioxyde de carbone (CO₂) ; à la place, ses principaux produits sont l'eau (H₂O) et les oxydes d'azote (NO_x). De plus, l'hydrogène est une source d'énergie renouvelable. Cependant, les inconvénients majeurs de l'utilisation de l'hydrogène comme combustible dans le moteur diesel sont : l'apparition du phénomène de cliquetis, le retour de flamme et le pré-allumage, son coût de production élevé ainsi que le niveau d'émission de NO_x élevé pour les fortes charges.

En récapitulant, pour remédier aux inconvénients rencontrés lors de l'utilisation séparée de l'hydrogène et du gaz naturel comme combustibles alternatifs et profiter de leurs avantages, l'utilisation combinée de ces deux combustibles pour constituer un mélange H₂GN dans un moteur diesel est préconisée.

Dans le but de réduire les émissions polluantes, diminuer la consommation des carburants fossiles, intégrer les énergies alternatives et renouvelables tout en assurant de meilleures performances et contrôle de fonctionnement (combustion anormale), ce projet de thèse est proposé. Il porte sur la valorisation de l'utilisation d'hydrogène vecteur énergétique dans les moteurs à allumage par compression tout en profitant des caractéristiques et du prix économique du gaz naturel. L'objectif de ce travail est la compréhension, la maîtrise et l'amélioration (optimisation) du fonctionnement du moteur dual fuel (H₂GN-diesel) en vue particulièrement de l'intégration de ce type de moteurs dans les différents domaines d'application de moteur à combustion interne en Algérie.

Cette thèse s'articule donc autour de deux parties. La première partie concerne l'optimisation du système d'admission du mélange air-hydrogène par la technique de synchronisation en agissant sur la loi de levée de soupape et les paramètres d'injection d'hydrogène (pression d'injection, inclinaison de l'injecteur et angle d'injection) afin d'éviter les phénomènes de retour de flamme et d'améliorer le rendement volumétrique et la qualité de formation du mélange air-hydrogène d'un moteur dual fuel fonctionnant à charge élevée et un taux de substitution en hydrogène élevé. Cette partie est complétée par l'étude aérodynamique du système d'admission du combustible gazeux de type tube et la comparaison avec l'injecteur gaz.

La seconde partie consiste en une investigation expérimentale de l'effet de l'ajout de l'hydrogène sur les caractéristiques de combustion, performances et émissions polluantes d'un moteur diesel monocylindre et un moteur dual fuel au gaz naturel, à différentes charges du moteur (20, 40, 60 80 et 100% de la charge maximale) et à un régime moteur constant de 1500 tr/min.

CHAPITRE 1. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE ET ETAT DE L'ART

1.1 Généralités sur les moteurs

1.1.1 Historique des MCI et DF

Le concept de fonctionnement d'un moteur à combustion interne (MCI) à hydrogène est aussi ancien que le moteur à combustion interne lui-même. En 1807, François Isaac de Rivaz de Suisse a inventé un moteur à combustion interne qui utilisait un mélange d'hydrogène et d'oxygène comme carburant. Rivaz a conçu une voiture pour ce moteur - le premier MCI [1]. En 1820, Révérend W. Cecil fut le premier à recommander l'utilisation de l'hydrogène comme carburant pour alimenter les moteurs en tentant de développer le moteur à hydrogène [2]. En 1860, Etienne Lenoir a breveté un moteur à allumage commandé à deux temps à disposition horizontale, qui a été considéré comme le premier MCI pratique [1, 3]. Le moteur brûle un mélange de gaz d'éclairage-air et le rendement de ce moteur était de 5%, ces premiers moteurs étaient fabriqués en nombre relativement restreint [3]. Ce n'est qu'en 1876, lorsque Nicolaus August Otto a fait fonctionner son premier moteur à quatre temps, que le MCI a atteint le progrès dont il avait besoin pour devenir la source d'énergie mécanique prédominante qu'il est aujourd'hui [3].

Le concept d'allumage par compression dans les moteurs alternatifs a été développé par Rudolf Diesel afin de remédier aux problèmes de cliquetis, de limitation (à l'époque) du taux de compression à 4, et du prix des carburants [3, 4]. Son idée initiale était de construire un moteur qui suivrait le cycle proposé par Sadi Carnot en 1824 [4]. Dans son brevet en 1890, Diesel décrivait un nouveau type de MCI dans lequel le carburant n'était injecté qu'après la compression et la température de l'air comprimé était suffisante pour enflammer le carburant [3, 4]. Ce nouveau concept, le moteur diesel, permettrait des taux de compression beaucoup plus importants et donc un rendement plus important [3]. Par la suite, des applications commerciales plus réussies ont été réalisées en utilisant le mode dual fuel. Le fonctionnement des moteurs diesel aux carburants gazeux n'est donc ni nouveau ni récent [4].

Les premières expériences sur le moteur dual fuel (DF) ont été réalisées par Cave en 1929 et Helmore et Sokes en 1930, dans lesquelles la combustion d'hydrogène est induite comme carburant secondaire dans les moteurs diesel. Lorsque l' H_2 brûle complètement, il y a réduction de la quantité de carburant liquide et une économie de 20% de carburant diesel. Cependant, à cette époque, le moteur DF n'était pas utilisé commercialement en raison de sa complexité mécanique et de son fonctionnement irrégulier causé par la combustion anormale (préallumage et cliquetis) à des taux de compression relativement faibles [4-6].

Juste avant et pendant la seconde guerre mondiale, l'intérêt pour l'hydrogène a augmenté. Par exemple, dans les années 1930, Rudolf Erren a converti plus de 1.000 véhicules pour fonctionner avec de l'hydrogène ou des mélanges hydrogène/essence [2]. Dès 1933, Norsk Hydro fait fonctionner un véhicule à moteur à combustion interne à l'hydrogène produit à partir du reformage de l'ammoniac [1]. Le premier moteur à hydrogène à injection directe remonte à 1933 lorsque Erren Engineering Company proposa d'injecter l' H_2 légèrement sous pression dans la chambre de combustion plutôt que d'introduire le mélange air-carburant via un

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

carburateur dans le conduit d'admission. Ensuite, le système breveté nécessitait des mécanismes spéciaux d'injection de carburant et de contrôle, mais laissait les autres composants du moteur inchangés. Ce système a éliminé le retour de flamme et a permis d'obtenir une meilleure combustion avec un rendement plus élevé et une consommation spécifique inférieure [1]. Dans les années 1940, Oehmichen a rapporté des rendements de plus de 50% d'un moteur fonctionnant uniquement à l'hydrogène [2].

En 1939, le premier moteur commercial dual fuel, alimenté par le gaz de ville ou d'autres combustibles gazeux, a été produit par National Gas and Oil Engine Co. en Grande-Bretagne. Sa technologie de conception était relativement simple. Le moteur était principalement utilisé dans les installations stationnaires, dans certaines régions [4-6]. Durant la seconde guerre mondiale, les scientifiques Allemands, Italiens et Anglais ont focalisé leurs efforts sur la possibilité de convertir les moteurs diesel conventionnels en moteurs fonctionnant en mode dual fuel en raison de la pénurie de carburants liquides dans les applications civiles ou militaires. Différents combustibles gazeux ont été utilisés tels que le gaz de houille, le gaz d'épuration et le méthane [4-6]. Bien que l'intérêt pour l'utilisation d'hydrogène ait diminué immédiatement après la fin de la seconde guerre mondiale, certaines recherches sur les véhicules à hydrogène se sont poursuivies, notamment celle de R.O. King au Canada [2]. Par la suite, dans les années 1970, pour des raisons économiques et environnementales en particulier la crise pétrolière, il y a eu une résurgence à la recherche, avec des programmes lancés au Japon, en Allemagne de l'Ouest et aux États-Unis, sur la possibilité d'utiliser l'hydrogène dans le transport [2]. A cette période, les moteurs dual fuel ont été développés et utilisés dans une très large gamme d'applications allant de la production d'énergie stationnaire au transport routier et maritime, comme dans les camions et les bus de longues et courtes distances [4-6].

Concernant l'utilisation du gaz naturel comprimé, au début de 1930, il a été utilisé pour la première fois en Italie comme carburant pour véhicules. Les premiers véhicules à gaz équipés d'un réservoir de gaz ont été fabriqués en 1936 en Italie. Cependant, la période des années 1970 a enregistré une activité notable, lorsque le GNC a fait sa preuve comme carburant stable et bon marché après la crise pétrolière à la fin des années 70 et au début des années 80 [7, 8]. Mais les années suivantes et jusqu'à 2000, l'adoption du GNC comme carburant pour véhicules a été difficile. Néanmoins, avec la forte augmentation des prix du pétrole après les années 2000, le marché des véhicules au GN est devenu plus attractif grâce à sa considération comme le carburant le plus propre et le moins cher. Par la suite, avec les progrès technologiques, les véhicules au gaz naturel ont pénétré le marché du transport de diverses régions ou pays [7, 8].

En ce qui concerne les moteurs à hydrogène, en 1974, l'institut de technologie de Musashi a introduit le premier véhicule japonais alimenté par l'hydrogène, appelé Musashi 1, équipé d'un moteur à hydrogène à 4 temps et d'un stockage haute pression. Le Musashi 2, introduit en 1975 sur un moteur 4 temps a été équipé d'une injection d'hydrogène dans le collecteur d'admission en combinaison avec un stockage liquide. En 1977, Musashi 3 a été présenté en utilisant un moteur 2 temps à allumage commandé avec injection direct d'hydrogène. BMW, en collaboration avec le DLR, a présenté son premier véhicule à hydrogène en 1979 [1]. Au cours de ces dernières décennies, des recherches sur l'hydrogène ont été rapportées par Mazda, BMW

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

et Mercedes Benz et plusieurs chercheurs universitaires [2]. Pour le moteur au gaz naturel (GN) enrichi en hydrogène, les premières études ont été rapportées par Collier *et al.* en 2006 [9].

1.1.2 Performances énergétiques du moteur à combustion interne

Les moteurs à combustion interne utilisent le plus souvent un cycle à quatre temps. Les quatre temps font référence aux courses d'admission, de compression, de combustion-détente et d'échappement se produisant pendant deux rotations du vilebrequin à chaque cycle moteur [10].

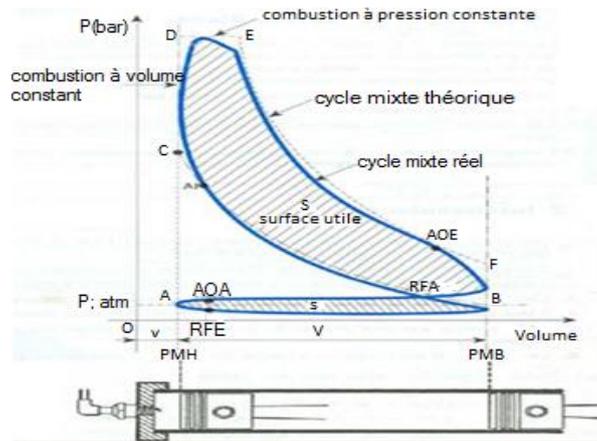


Figure 1.1. Cycle Mixte (théorique et réel) du moteur à combustion interne

Travail du cycle : le travail du cycle théorique est représenté par l'aire de la courbe en pointillés sur la Figure 1.1, dont le travail des opérations de transvasement A–B et B–A est représenté par une aire nulle. Pour un cycle réel, le travail indiqué est représenté par l'aire de la courbe continue. Les opérations des transferts de masse entre le cylindre et l'extérieur se traduisent par une aire qui n'est pas nulle mais négative (surface résistante s) et qui vient donc se déduire de l'aire positive (surface utile S) du travail principal du cycle.

Puissance du moteur : La puissance effective correspond à la puissance recueillie sur l'arbre moteur. Sa valeur correspond au produit du couple effectif au vilebrequin par la vitesse de rotation en rd/s ; ou bien le produit du travail effectif par le nombre de cycles par seconde.

Pression moyenne : La pression moyenne du cycle représente le travail spécifique du moteur par unité de volume de cylindrée. C'est une valeur moyenne de la pression produite pendant un seul cycle et elle correspond au rapport du travail par le volume déplacé. Elle permet de comparer le travail des moteurs de différentes dimensions.

Rendement du moteur : La source d'énergie d'un moteur est l'énergie chimique contenue dans le carburant. Avant d'arriver à une énergie mécanique, elle passe par différentes étapes, schématisées sur la Figure 1.2. La combustion du carburant transforme l'énergie chimique en énergie calorifique. Le rapport entre les deux est appelé "rendement de combustion". Une partie de cette énergie calorifique pourrait être récupérée sous forme de travail théorique dans un cycle thermodynamique parfait. Le rapport entre ces deux énergies représente le rendement thermodynamique théorique. Ce cycle thermodynamique n'est en réalité pas parfait. Le travail récupéré par les pistons est appelé "travail indiqué" et le rapport avec le travail théorique est le

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

rendement de cycle ou de forme. Enfin les frottements des pièces mécaniques ainsi que l'énergie consomment encore de l'énergie et le travail sur l'arbre de sortie du moteur est appelé "travail effectif". Le rapport avec le travail indiqué est le "rendement organique ou mécanique" [11].

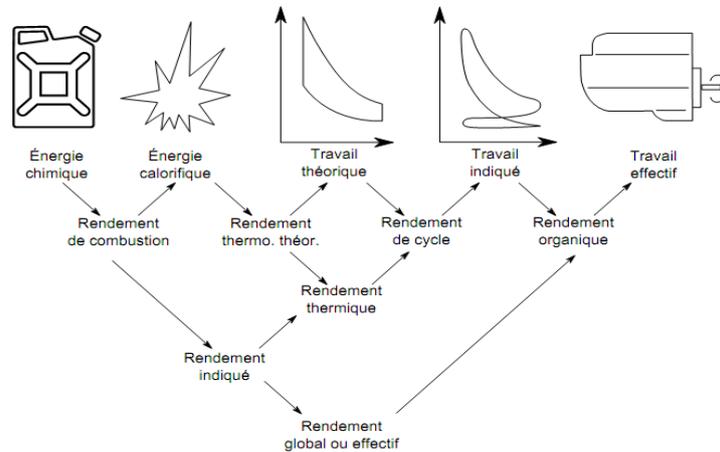


Figure 1.2. Représentation de la chaîne de conversion d'énergie dans un MCI [12]

Consommation spécifique de carburant : La consommation spécifique de carburant représente la quantité de carburant nécessaire pour fournir une puissance dans un temps donné. Il permet de quantifier le rendement énergétique d'un moteur par rapport à sa puissance ainsi que comparer le rendement de moteurs de différentes tailles. Sa valeur correspond au rapport du débit massique de carburant par la puissance développée. Lorsque deux combustibles différents sont utilisés, la consommation spécifique rapportée à la masse (massique) n'est pas représentative car le pouvoir calorifique ainsi que la masse volumique sont différentes. A cet effet, la consommation spécifique en énergie est plus significative et représentative. Pour comparer la consommation spécifique entre les deux modes de fonctionnement (diesel conventionnel et dual fuel), on utilise souvent la consommation spécifique rapportée en énergie. Elle donne une information sur la capacité d'un moteur pour convertir l'énergie contenue dans le carburant en un travail. Elle est égale au rapport de la puissance calorifique du carburant sur la puissance produite sur l'arbre moteur.

Rendement volumétrique : Pour produire plus de puissance, il faut brûler une quantité plus importante de combustible. Par conséquent, il faut plus d'air à admettre dans le cylindre. La quantité d'air disponible dans le cylindre dépend de la résistance à l'écoulement dans le conduit d'admission, cylindre et conduit d'échappement. La capacité du moteur à admettre l'air dans le cylindre est appelé le rendement volumétrique [13]. Un faible rendement volumétrique diminue la puissance effective ou de sortie [14, 15]. Le rendement volumétrique est défini comme le rapport entre la masse réelle (débit massique réel) mesurée à l'admission et la masse théorique possible (débit massique théorique) à admettre dans le cylindre. Cette dernière représente le produit de la masse volumique aux conditions d'admission et du volume déplacé ou la cylindrée du moteur [16, 17]. En plus des pertes de charges, et à l'inverse du combustible liquide, lorsqu'on introduit un combustible gazeux dans le conduit/collecteur d'admission ce dernier occupe un volume important par rapport au volume total (air + combustible) qui varie

de 4 à 15 % en fonction du type de gaz et le rapport stœchiométrique. Par exemple, la perte de puissance est d'environ 4% pour le cas du moteur au GPL et d'environ 9,5 % pour le cas du moteur au GN par rapport au moteur à essence [15]. A cet effet, la conversion des moteurs en bi-fuel peuvent provoquer une diminution de la puissance maximale du moteur allant jusqu'à 20 % [14].

1.1.3 Les émissions polluantes

Les moteurs diesel et ceux à essence sont la source majeure de la pollution atmosphérique [16]. Les principaux rejets issus de la combustion dans un moteur sont, le dioxyde de carbone (CO₂), les oxydes d'azote (NO_x), le monoxyde de carbone (CO) et les particules de suies. Ces rejets varient d'un moteur à un autre et dépendent des paramètres de fonctionnement.

1.1.3.a Oxydes d'azote NO_x

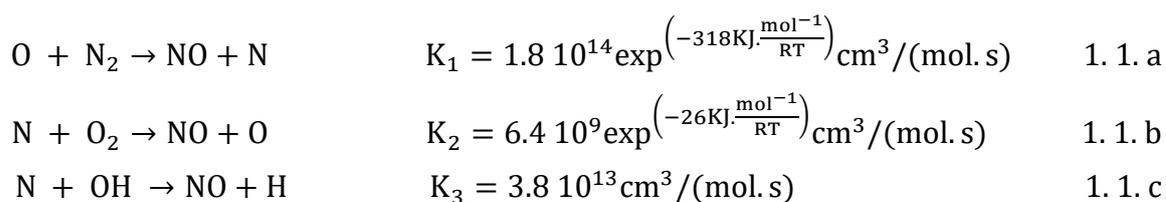
Les oxydes d'azote englobent plusieurs types de gaz qui ont des propriétés physiques et chimiques différentes. Les principaux oxydes d'azote formés par la combustion des carburants fossiles sont le monoxyde d'azote NO et le dioxyde d'azote NO₂. Le taux de NO₂/NO diffère selon le type de moteur, à allumage par compression ou à allumage commandé. Ils sont formés par divers mécanismes dans lesquels l'azote atmosphérique ou l'azote du carburant réagit avec l'oxygène à des températures élevées. Les émissions de NO_x peuvent provoquer des maladies respiratoires. Au niveau du sol, les NO_x contribuent à la formation d'ozone alors que, paradoxalement, ils détruisent l'ozone à haute altitude endommageant ainsi la couche d'ozone [3].

1.1.3.a.1 Monoxyde d'azote

Il existe quatre chemins principaux pour la formation de monoxyde d'azote, chacun à ses propres caractéristiques, formation thermique, réaction des intermédiaires hydrocarbures oxydés formés au cours de la combustion avec l'azote atmosphérique, N₂O intermédiaire et oxydation des dérivés azotés contenus dans la partie organique du combustible connu par NO du combustible ou Fuel-NO [18].

a. NO Thermique

Le mécanisme de formation de NO thermique est le plus influent dans les moteurs à combustion interne. Il est connu par le mécanisme de Zeldovich étendu est constitué de trois réactions réversibles. Les deux premières réactions sont identifiées par Zeldovich en 1948 tandis que la 3^{ème} réaction est proposée par Lavoie et *al.* Le nom NO_x thermique fait référence à l'énergie d'activation élevée de la première réaction [3, 16].



b. NO précoce "Prompt NO"

NO_x Prompt ou Fenimore, est très compliqué en comparant avec celui du NO thermique. C'est un mécanisme dans lequel l'azote de l'air (N₂) réagit avec les radicaux hydrocarbonés tels que C, CH, CH₂ pour former des espèces intermédiaires telles que NH, HCN et CN. Ces espèces sont oxydées au front de la flamme riche pour former le NO précoce. En raison de la nécessité de ces radicaux hydrocarbonés, le taux de NO précoce augmente dans les zones localement riches en carburant et diminue dans les mélanges pauvres [3, 19]. Le pourcentage de NO précoce dans le NO globale est faible, de ce fait la recherche de la diminution de NO précoce est donc inutile lorsqu'on cherche à atteindre un taux d'émissions de NO_x le plus bas possible [19].

c. NO intermédiaire

Le mécanisme intermédiaire est similaire au mécanisme thermique, dans lequel les atomes d'oxygène (O) et d'azote (N₂) réagissent mais avec la présence d'un troisième élément *M* pour former le N₂O intermédiaire au lieu de NO. Le N₂O par la suite réagit avec l'atome d'oxygène pour former le NO. Le mécanisme intermédiaire N₂O joue un rôle très important dans le cas où le mélange est très pauvre et à des températures faibles [3, 18].

d. NO du combustible (ou fuel-NO)

La conversion des dérivés azotés dans les carburants en oxyde d'azote ne joue pas un rôle important dans les moteurs à combustion interne, car la fraction massique de l'azote dans les carburants de ces moteurs est négligeable [3, 19]. Ce type de formation est donc peut être considérée lors d'utilisation du pétrole lourd ou du charbon [19].

1.1.3.a.2 Le dioxyde d'azote

Les principales réactions gouvernant la formation ou la destruction de NO₂ sont données par Miller et Bowman. La réaction (a) représente la formation de NO₂ à basse température et à forte concentration en H₂O; par contre la réaction (b) représente la destruction de NO₂ à haute température. Le taux de NO₂/NO est très faible dans les moteurs à combustions interne ; mais pour le cas de fonctionnement pauvre le taux de NO₂ augmente. Cette augmentation est expliquée par la réaction (c), pour les basses températures où NO₂ ne réagit pas encore une autre fois pour former NO à cause de la faible richesse et ainsi la faible vitesse de réaction Günter P. Merker *et al.* [19].



1.1.3.b Particules de suie "PM"

Les particules de suie sont des particules constituées de noyaux de suie (carbone) et incluent des inorganiques, des hydrocarbures absorbées, du SO₃, de l'acide sulfurique et de l'eau [20-22]-(Figure 1.3). Elles ont des effets néfastes sur la santé, entraînant des difficultés respiratoires, des maladies respiratoires et peuvent développés des maladies cancérogènes [18].

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

De plus, ces particules entraînent des dépôts dans les soupapes d'admission et une usure accrue du moteur [21]. Les particules (PM) sont des rejets typique de moteur diesel et sont beaucoup plus élevées en comparaison avec le moteur essence [23].

Les émissions des particulaires de suie (PM) sont formées à partir de la nucléation de la phase vapeur du carburant liquide non brûlé à une phase solide dans les régions riches en carburant à des températures élevées, en absence d'oxygène. Les hydrocarbures ou autres molécules disponibles peuvent se condenser ou être absorbés par la suie en fonction des conditions environnantes [22, 24]. Les principales étapes de la formation de la suie dans un moteur diesel, tels que la formation d'espèces intermédiaire, nucléation, coagulation et agrégation, ont été identifiées [20].

La formation et l'oxydation des particules de suie dépendent de la température locale, de la concentration en carburant, de la concentration en oxygène [22, 25] et du temps de séjour [26]. Heywood [16] a mentionné que la plus forte concentration de particules apparaît, pour les moteurs à injection directe, dans la région centrale du jet de carburant liquide où la richesse est très élevée, en absence d'O₂. Elle diminue au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la région centrale. Le taux de formation de suie dépend principalement de la charge moteur [22, 23, 26]. Au fur et à mesure que la charge augmente, plus de carburant est injecté dans le cylindre, ce qui augmente la température dans les zones riches en carburant. De plus, la durée de la combustion par diffusion est augmentée en favorisant la formation de suie, tandis que les deux processus favorisant l'oxydation des suies diminuent à savoir le temps restant après la combustion et la disponibilité de l'O₂; donc la production de suie augmente [23, 24].

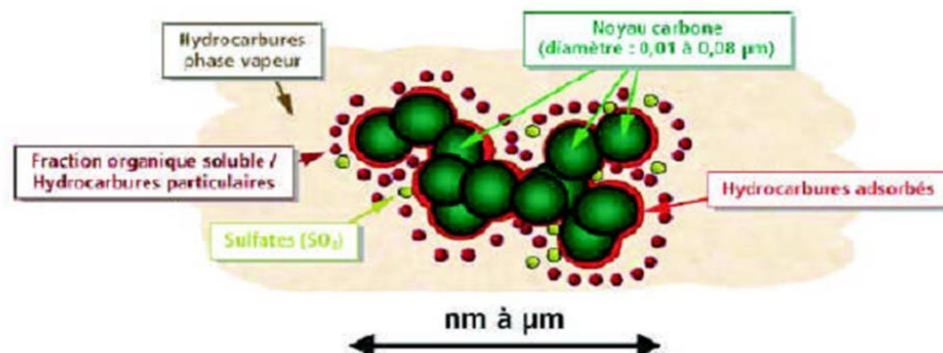


Figure 1.3. Structure élémentaire d'une particule de suie automobile [20].

1.1.3.c Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone (CO) est un gaz incolore, inodore, sans saveur et peu soluble dans l'eau. Il est inflammable et forme avec l'air un mélange explosif. Le CO est un gaz nocif pour l'organisme. Il dégrade le degré de l'oxygénation à cause de sa fixation sur l'hémoglobine ce qui affecte le système nerveux centrale provoquant des symptômes allant de légers maux de tête à la mort [3, 20].

Le CO est un produit intermédiaire de la combustion. L'incapacité du CO à s'oxyder en CO₂ peut dépendre de l'indisponibilité d'oxygène ou de températures trop basses. La concentration de CO issue de MCI, est contrôlée par la richesse de mélange air/carburant. Dans le cas du mélange riche, la concentration de CO augmente car ce dernier ne trouve pas assez

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

d'air pour réagir avec. Dans le cas du mélange très pauvre, la concentration de CO diminue sensiblement jusqu'au voisinage de la limite inférieure d'extinction. A cet endroit cette concentration augmente fortement à cause de la faible température de mélange qui entraîne l'extinction de la flamme [3].

1.1.3.d Hydrocarbures imbrulés HC

Le niveau d'émission des hydrocarbures imbrulés caractérise l'efficacité de la combustion [18]. La formation des HC diffère d'un moteur à un autre, par exemple dans le moteur à allumage commandé, les mécanismes existent pour la formation des HC qui sont l'extinction de la flamme près de la paroi, l'extinction de la flamme à l'entrée des interstices, l'absorption de combustible dans le film d'huile, la combustion incomplète, le chevauchement des soupapes et la fuite ou perte de l'injecteur [3, 19, 27]. A noter que, les hydrocarbures totaux imbrulés (THC) contiennent des composants intermédiaires de combustion (HC) et des combustibles imbrulés composés principalement du gaz naturel ou du méthane. L'impact sur le réchauffement climatique dû au méthane est 25 fois plus élevé que celui du CO₂ [22, 26, 28]. Le smog photochimique est également un problème dans les zones densément peuplées, où les NO_x réagissent avec les composés organiques volatils (COV) à la lumière du soleil pour produire des particules et de l'ozone troposphérique. Les moteurs fonctionnant au gaz naturel produisant de faibles niveaux de fumée et de particules, leur contribution à la formation de smog est minime par rapport aux moteurs fonctionnant à l'essence ou au gasoil [29].

1.2 Utilisation de gaz naturel et d'hydrogène dans le moteur diesel

1.2.1 Propriétés physico-chimiques

1.2.1.a Gaz naturel

Le gaz naturel (GN) est un mélange d'hydrocarbures gazeux, constitué principalement de méthane, avec des quantités variables d'autres alcanes supérieurs tels que l'éthane, le propane, le n-butane, l'isobutane et les pentanes. Il peut également contenir du dioxyde de carbone, de l'azote, de la vapeur d'eau, du sulfure d'hydrogène et de l'hélium [26, 30, 31]. Les propriétés du gaz naturel varient en fonction de son origine, la période de l'année et le traitement utilisé pendant les étapes de production et de transport [14, 30, 31]. Le Tableau 1.1 donne la composition du gaz naturel typique et la plage des pourcentages volumiques.

Tableau 1.1. Composition du gaz naturel [32]

composant	% volumique typique	Plage du % volumique
Méthane	94,9	87,0 – 96,0
Ethane	2,5	1,8 – 5,1
Propane	0,2	0,1 – 1,5
Isobutane	0,03	0,01 – 0,3
n-Butane	0,03	0,01 – 0,3
Isopentane	0,01	Trace jusqu'à 0,14
n-Pentane	0,01	Trace jusqu'à 0,14
Hexane	0,01	Trace jusqu'à 0,06
Nitrogène	1,6	1,3 – 5,6
Dioxyde de carbone	0,7	0,1 – 1,0
Oxygène	0,02	0,01 – 0,1
Hydrogène	Traces	Trace jusqu'à 0,02

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

Les propriétés physico-chimiques du GN sont très similaires à celles du méthane. Il a une haute stabilité chimique en le comparant avec les hydrocarbures ayant une chaîne hydrocarbonée longue [31]. Il a une température d'auto-inflammation plus élevée que celle de l'essence et du gasoil avec un indice d'octane d'environ 130, ce qui permet aux moteurs à gaz de fonctionner avec un taux de compression élevé (allant jusqu'à 16: 1) sans risque de cliquetis et de détonation [14].

Le gaz naturel est plus léger que l'air et se dissipe rapidement en cas de rupture ou de fuite. Tandis que, l'essence et le gasoil s'accumuleront sur le sol, ce qui augmente le risque d'incendie [14]. Le GN est un produit non toxique, inodore et n'affecte pas l'eau souterraine s'il est réinjecté dans les puits de gaz [14, 26]. Une substance chimique appelée mercaptan est ajoutée au GN afin de lui donner une odeur par mesure de précaution pour que d'éventuelles fuites soient facilement détectables [26]. Son inhalation n'interfère pas avec les fonctions du corps et ne cause aucun préjudice pour la santé humaine [26]. Le caractère non-corrosif du gaz naturel est favorable pour éviter l'oxydation des réservoirs de stockage et donc réduire le risque de contamination [26] et utiliser des réservoirs relativement simple et moins chers. Par contre, le méthane a un potentiel de réchauffement global (équivalent CO₂) de 25, ce qui signifie qu'il a un pouvoir de réchauffement 25 fois supérieur au dioxyde de carbone [22, 26, 28]. Les propriétés du GN sont résumées dans le Tableau 1.2. Les recherches récentes sur les véhicules au GN montrent que leurs performances sont influencées par la variation de la composition du gaz. Par conséquent, la mise en œuvre de contrôle moteur pour carburant flexible nécessite non seulement une technologie de capteurs adéquate, mais aussi la connaissance des effets de la composition des gaz sur les paramètres clés tels que le rendement thermique, la formation de polluants et la tendance au cliquetis. Cette connaissance est très utile pour définir quel processus pourrait être appliqué au gaz, ou quelle spécification doit être régulée. À cet effet, la normalisation de carburant est l'une des stratégies suivie pour l'adaptation du moteur aux propriétés du gaz [26].

1.2.1.b Hydrogène

L'hydrogène (H₂) est l'élément le plus abondant dans l'univers, constituant 75% de la matière en masse et plus de 90% en nombre d'atomes [33-37], qui se trouve sur notre planète principalement dans l'eau et les composés organiques [34]. C'est l'élément le plus léger et qui possède le pouvoir calorifique massique le plus élevé de tous les combustibles chimiques [33, 34]. L'H₂ est un gaz incolore, inodore, insipide et non toxique présent dans l'air à des concentrations d'environ 100 ppm (0,01%) [36]. La masse atomique de l'H₂ est de 1,00794 unité de masse atomique, arrondie à 1,008 [34]. Les principales propriétés de combustion de l'hydrogène sont résumées dans le Tableau 1.2.

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

Tableau 1.2. Tableau récapitulatif de comparaison entre les différents combustibles [38]

Combustible	PCI (MJ/kg)	PCS (MJ/kg)	Rapport Stœchiométrique Air/Fuel (kg)	Plage d'inflammation (% vol)	Température de flamme (°C)	Energie Min. D'allumage (MJ)	Température d'Auto inflammation (°C)
Méthane	50,0	55,5	17,2	5 – 15	1914	0,30	540-630
Gaz naturel	48,6 [31, 39]	-	17,03 [39]	4,3-15	1941 [40]	0,28 [40]	540-560 [30, 41]
Propane	45,6	50,3	15,6	2,1-9,5	1925	0,30	450
Octane	47,9	-	15,1	0,95-6	1980	0,26	415
Méthanol	18,0	22,7	6,5	6,7-36	1870	0,14	460
H ₂	119,9	141,6	34,3	4-75	2207	0,017	585
Essence	44,5	47,3	14,6	1,3-7,1	2307	0,29	260-460
Gazole	42,5	44,8	14,5	0,6-5,5	2327	-	180-320

La plage d'inflammabilité est la zone entre la limite inférieure et supérieure dans laquelle le mélange gaz-air est susceptible de s'enflammer et éventuellement de s'exploser en présence d'une source d'énergie et après un certain délai. En comparant l'H₂ avec les autres combustibles, on constate une large plage d'inflammabilité (4-75% contre 1,3-7,1 % pour l'essence). Cette dernière augmente le risque d'inflammation même avec une simple manipulation [2, 36, 38] ; ce qui rend son utilisation dans des milieux confinés très difficile et dangereuse. Le moteur à H₂ peut fonctionner avec un mélange air-combustible très pauvre [2, 36, 38]. Ceci diminue la température de combustion du mélange gazeux et par conséquent réduit les émissions polluantes des NOx [2, 38].

L'H₂ a une faible épaisseur d'extinction de la flamme (0,6 mm pour H₂ contre 2,0 mm pour l'essence). Cette propriété implique la difficulté de son extinction par rapport aux autres mélanges réactifs. En outre, elle augmente le risque d'apparition du phénomène de retour de flamme (backfire) [2, 38]. De plus, elle augmente le transfert de chaleur à la paroi, car il diminue la couche limite thermique et par conséquent augmente le gradient de température.

La vitesse de propagation de la flamme affecte l'efficacité de la combustion. L'H₂ est très connu par sa vitesse de la flamme élevée, lorsque le mélange est proche ou égale à la stœchiométrie et le cycle thermodynamique réel de moteur est proche du cycle idéal *i.e.* cycle de Beau de Rochas. De plus, lorsque le moteur fonctionne avec un mélange pauvre, la diminution de vitesse de la flamme n'est pas très importante et reste toujours supérieure aux autres combustibles [2, 38].

L'énergie minimale d'allumage est l'énergie requise pour initier l'inflammation de mélange ou bien l'énergie à fournir par la bougie afin d'initier la combustion du mélange réactif. L'H₂ requiert une très faible énergie d'allumage (0,02 MJ) [2, 36, 38] qui est presque constante dans la plage d'inflammabilité (0,017 à 0,04 MJ). Cette propriété augmente la probabilité de préallumage en particulier aux points chauds et par conséquent l'apparition du phénomène de cliquetis et retour de flamme [38]. D'un autre côté, une faible énergie d'allumage conduit à l'utilisation d'une simple bougie d'allumage pour le moteur à allumage commandé ou une faible quantité de gasoil pour le moteur dual fuel [2, 38].

L'hydrogène a une haute diffusivité dans l'air par rapport aux autres combustibles (essence, GN,...). Cette propriété entraîne deux avantages, à savoir l'amélioration de la qualité de mélange air-combustible (bonne homogénéité) et l'élimination ou la minimisation des

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

risques d'incendie en cas d'une fuite car l'hydrogène se dissipe rapidement dans l'air [2, 36, 38].

L' H_2 est connu par sa faible masse volumique, ce qui tend à réduire la puissance du moteur. De plus, son utilisation demande un moyen de stockage efficace [2, 36, 38, 42].

La température d'auto-inflammation, est la température qu'il faut atteindre pour que le mélange réactif s'enflamme sans un apport d'énergie extérieure, après un certain délai. La température d'auto-inflammation de l' H_2 est très élevée, environ 585 °C, ceci donc rend le mélange H_2 -air difficile à s'enflammer sans apport extérieur d'énergie [36, 38]. Autrement dit, un taux de compression élevé est nécessaire pour les moteurs à allumage spontané, à hydrogène [38].

1.2.2 Production du gaz naturel et de l'hydrogène

1.2.2.a Gaz naturel

1.2.2.a.1 Le gaz naturel fossile

Le gaz naturel fossile est une source d'énergie, présent naturellement sous forme gazeux dans les roches poreuses du sous-sol, un gisement. Selon la profondeur et les types de gisements ; le gaz peut être conventionnel ou non conventionnel. Cela dépend de sa difficulté d'extraction et des techniques d'exploitation [43, 44]. A l'inverse des gaz conventionnels piégés dans un gisement facile d'accès, les gaz non conventionnels sont difficiles à extraire. Les producteurs de gaz ont historiquement privilégié l'exploitation du gaz conventionnel qui garantit un taux de récupération moyen de 80% contre 20% seulement pour le gaz non conventionnel. Dans l'ensemble, le gaz conventionnel se développe régulièrement et la production de gaz non conventionnel s'accélère rapidement. Le gaz conventionnel maintiendra un développement constant dans un certain intervalle de temps, et restera longtemps dominant. A l'avenir, la production du GN maintiendra une croissance continue, mais la quantité de la production totale changera de manière significative, puisque la proportion de gaz non conventionnel augmentera progressivement [44] (Figure 1.4).

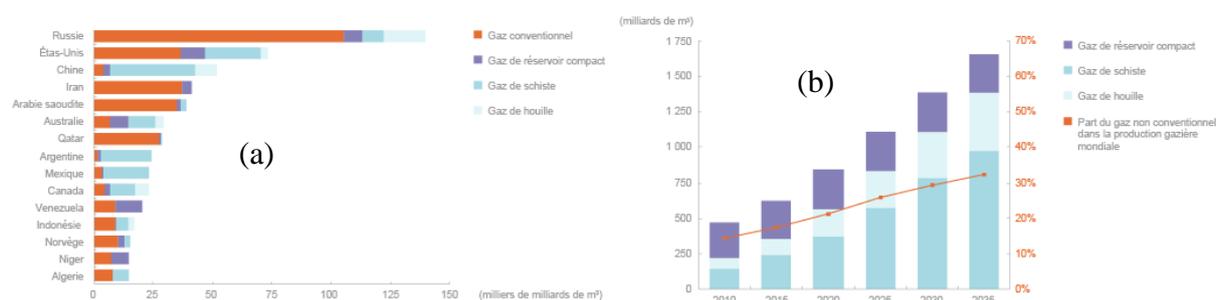


Figure 1.4. a- Réserves de gaz dans les 15 premiers pays en disposant, à fin 2011. b- Évolution de la production mondiale de gaz non conventionnel, d'après l'AIE.

1.2.2.a.2 Gaz naturel renouvelable (biogaz ou biométhane)

Un autre type de gaz est le gaz naturel renouvelable. Dans ce type on parle soit de biogaz soit de biométhane. Le biogaz est un combustible gazeux constitué d'un mélange de méthane

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

(45-70%), de dioxyde de carbone (30-45%) et d'azote (1-15%), avec de petites quantités de sulfure d'hydrogène et de dioxyde de soufre [22]. Il est produit à partir de diverses sources de biomasse par un processus biochimique, comme la digestion anaérobie ou processus thermochimiques, comme la gazéification. Pour alimenter les véhicules, le biogaz doit être traité en respectant certaines normes, ce processus est appelé conditionnement ou valorisation. Le biométhane qui en résulte, ou biogaz naturel véhicule (BioGNV), a une teneur en méthane plus élevée que le biogaz brut, ce qui le rend comparable au gaz naturel conventionnel et donc une source d'énergie appropriée pour être utilisé dans les véhicules ou bien injecté dans le réseau gaz, réduisant la dépendance au GN d'origine fossile [22]. Le biométhane a été largement utilisé comme carburant pour les véhicules en Suède. En 2006, plus de 6 000 véhicules alimentés au biogaz étaient enregistrés [22]. Parmi les autres principaux pays utilisateurs de biogaz carburant en Europe, figure l'Allemagne, la Finlande et la France.

1.2.2.b Hydrogène

L' H_2 peut être trouvé dans de nombreuses substances dans la nature comme l'eau, la biomasse, le sulfure d'hydrogène et les combustibles fossiles [22, 45-47]. En plus du concept social de création d'emplois et la modernisation des systèmes énergétiques existants, il peut être produit en utilisant différentes matières premières (sources fossiles et renouvelables), énergies primaires (thermique, électrique, photonique et biochimique) et procédés (chimiques, biologiques, électrolytiques, photolytiques et thermochimiques) [35, 47-49](Figure 1.5).

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

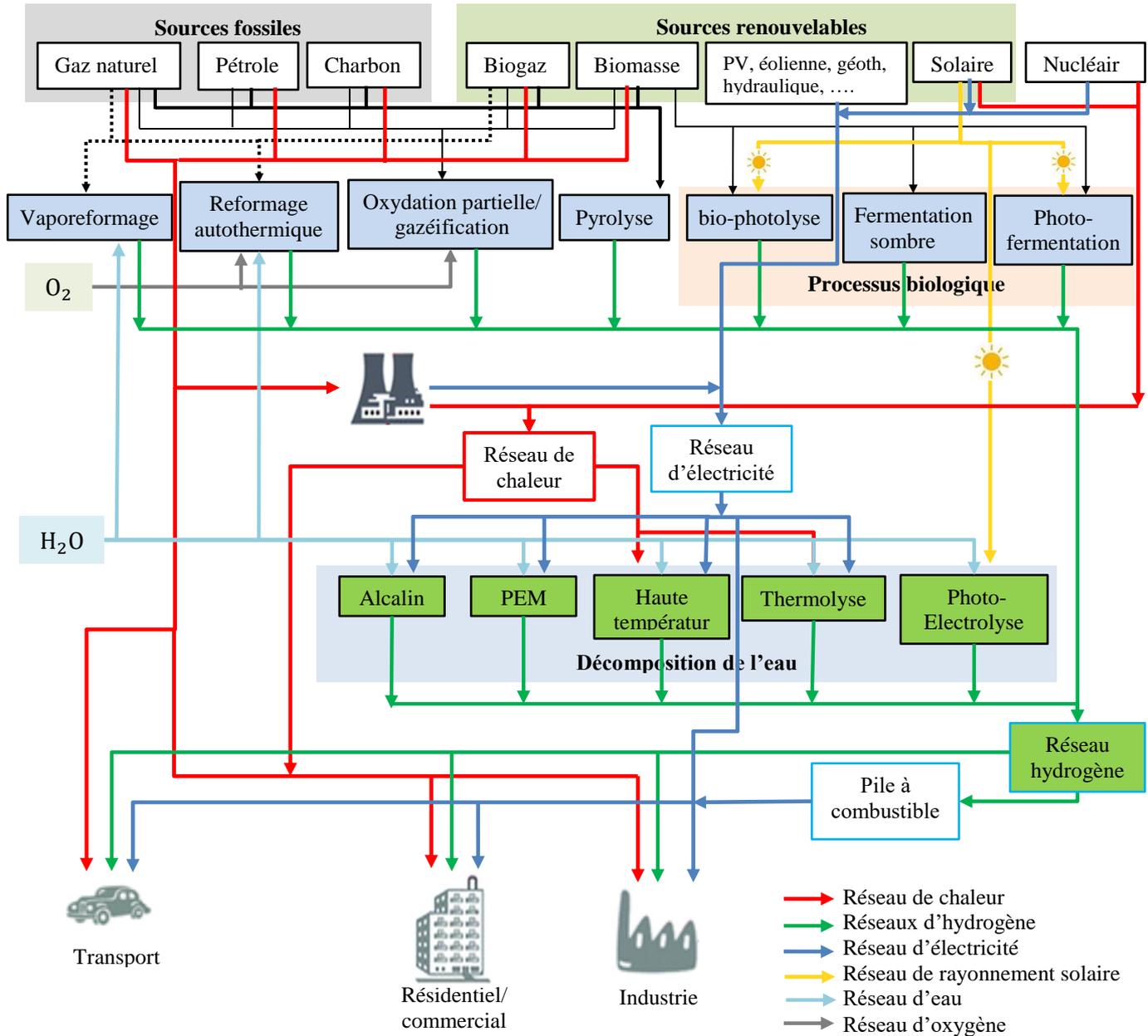


Figure 1.5. Schéma globale de principales méthodes de production et intégration d'H₂.

En plus de ces classifications techniques, on peut le classifier par couleur à savoir hydrogène gris, bleu et vert. L'H₂ gris est produit à partir des énergies fossiles sans traitement (captage) du CO₂. L'H₂ bleu ou décarboné est produit à partir des énergies fossiles ou autres qui émis de CO₂ mais avec le captage, utilisation et stockage (CCUS) de ce dernier et l'hydrogène vert est produit à partir des énergies renouvelables sans émissions de CO₂.

La tendance à l'utilisation d'hydrogène vecteur d'énergie est liée à plusieurs facteurs, de la production jusqu'à la conversion. On cite le coût de revient par rapport aux autres énergies existantes ou concurrentes, les rejets polluants émis lors de sa production, le rythme des progrès des diverses technologies utilisant l'H₂, d'éventuelles restrictions à long terme sur les gaz à effet de serre, l'infrastructure à utiliser, l'énergie primaire utilisée pour la production, le stockage et

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

le transport, l'homologation, l'acceptabilité par la société, etc. Actuellement, on peut dire que l' H_2 vecteur énergétique est en phase d'exploration plus qu'en phase d'exploitation, c.-à-d. dans le moyen terme (future proche), on attend une production d'hydrogène à grande échelle et cela est justifié par les projets inscrits à moyenne et grande échelle dans plusieurs pays ces dernières années.

Parmi les "signes encourageants" témoignant des progrès de l'hydrogène, l'agence internationale d'énergie (AIE) souligne que les capacités d'électrolyse ont doublé au cours des cinq dernières années, dépassant 300 MW à mi-2021 (dont 40% en Europe). Une capacité de production par électrolyse mondiale à 90 GW pourraient être atteinte à l'horizon 2030 (environ 350 projets actuellement en cours de développement avec une capacité à 54 GW et 40 autres projets représentant plus de 35 GW sont aux premiers stades de développement). Si tous ces projets sont réalisés, l'approvisionnement mondial en H_2 à partir des électrolyseurs pourrait atteindre plus de 8 Mt d'ici 2030. En outre, seize projets de production d'hydrogène bleu sont aujourd'hui opérationnels, produisant 0,7 Mt par an. 50 autres projets sont en cours de développement et, s'ils sont réalisés, pourraient augmenter la production annuelle d' H_2 à plus de 9 Mt d'ici 2030. L'AIE estime que la production d' H_2 bas carbone pourrait avoisiner 17 Mt en 2030, contre 140 Mt dans le scénario Net Zero de l'AIE (dont 80 Mt par électrolyse). La demande mondiale d'hydrogène pourrait quant à elle atteindre entre 105 Mt (scénario tendanciel) et 200 Mt (scénario Net Zero) à l'horizon 2030 selon l'AIE [50].

1.2.2.b.1 Production d'hydrogène à partir des combustibles fossiles

Il existe plusieurs technologies de production d' H_2 à partir de combustibles fossiles, dont les principales sont le reformage d'hydrocarbures, la gazéification et la pyrolyse. Dans le procédé de reformage d'hydrocarbures, les techniques chimiques utilisées sont le reformage à la vapeur, l'oxydation partielle/gazéification et le reformage autothermique [51]. Ces méthodes sont les plus développées et les plus couramment utilisées, répondant à la quasi-totalité de la demande d' H_2 , car le rendement de production est élevé avec un coût très faible [51]. Actuellement, environ 96% d' H_2 est produit à partir des combustibles fossiles, soit 49% à partir du gaz naturel, 29% à partir des hydrocarbures liquides et 18% à partir du charbon. Environ 4% d'hydrogène est produit à partir de l'électrolyse de l'eau et d'autres énergies renouvelables (biomasse) [37, 49, 51-54].

1.2.2.b.2 Production d'hydrogène à partir des sources renouvelables

a. Décomposition de l'eau

L'eau est l'une des matières premières les plus abondantes et peut être utilisée pour la production d' H_2 par des procédés de décomposition en hydrogène et oxygène tels que l'électrolyse, la thermolyse et la photo électrolyse. Si l'énergie requise est fournie à partir de sources renouvelables, l' H_2 produit sera le vecteur d'énergie le plus propre [42, 48, 51].

1. Electrolyse de l'eau

L'électrolyse de l'eau est considérée comme une technologie prometteuse en raison de sa simplicité, sa faible maintenance et manipulation et son rendement élevé [48]. De plus, les

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

procédés d'électrolyse alimentés par l'électricité issue des sources renouvelables ont un faible potentiel de réchauffement climatique [42]. Un autre avantage, est que les installations électrolytiques sont compactes et les risques sont réduits [37]. De plus, l'électrolyse peut produire de l' H_2 extrêmement pur [37, 51, 53], et ceci est très approprié pour une utilisation directe (piles à combustible) et pour d'autres applications chimiques, pharmaceutiques, ...etc. sensibles aux impuretés, contrairement à l' H_2 dérivé de la biomasse et des combustibles fossiles [37]. Cependant, la consommation élevée d'électricité par l'électrolyseur empêche sa production de concurrencer les autres méthodes et laisse la part d' H_2 produit par l'électrolyse très faible (< 5%) [51]. Mais, si l'énergie électrique est fournie par des énergies renouvelables ; l'hydrogène produit peut être utilisé pour stocker l'excès d'électricité et améliorer les charges et l'efficacité des centrales à petite et moyenne échelle. De cette manière, il offre une option plus durable et plus rentable [37, 51].

L'électrolyse de l'eau est une réaction électrochimique endothermique qui consiste à dissocier la molécule d'eau en H_2 et O_2 [48, 51]. L'eau utilisée doit être la plus pure possible et possédant une très faible conductivité ionique. La réaction globale est donnée comme suit :



Une cellule d'électrolyse est constituée de deux électrodes conductrices électroniques (anode et cathode) reliées à un générateur de courant continu, et séparées par un électrolyte (milieu conducteur ionique)[51]. En générale, il existe deux types de classification, selon le type de la structure (mono polaire ou bipolaire) [48] et sur le type d'électrolyte. L'électrolyte (électrolyse) peut être soit une solution aqueuse acide ou basique (alcaline), membrane polymère échangeuse de protons (PEM pour proton exchange membrane) ou bien une membrane céramique conductrice d'ions O^{2-} (SOEC solid oxide electrolysis cells) connu aussi par électrolyseur à haute température [37, 51, 55] (Figure 1.6). Ces différentes technologies sont détaillées dans les références [37, 48, 51, 53].

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

l'électrolyseur	Électrolyse alcaline	Électrolyse PEM	Électrolyse SOEC
ion	OH^-	H^+	O^{2-}
R. anodique	$2OH^- \rightarrow \frac{1}{2}O_2 + H_2O + 2e^-$	$H_2O \rightarrow \frac{1}{2}O_2 + 2H^+ + 2e^-$	$2O^{2-} \rightarrow O_2 + 4e^-$
R. cathodique	$2H_2O + 2e^- \rightarrow H_2 + 2OH^-$	$2H^+ + 2e^- \rightarrow H_2$	$H_2O + 2e^- \rightarrow H_2 + O^{2-}$

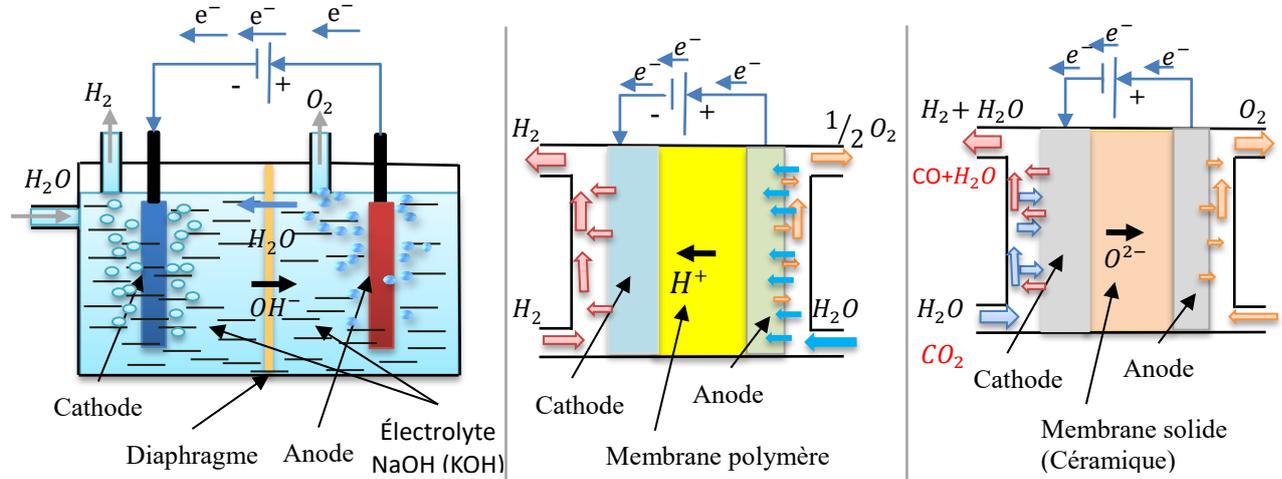


Figure 1.6. Les différentes méthodes d'électrolyse.

Vu l'intérêt d'électrolyse à haute température (700-1000°C) et les défis de cette dernière à savoir la complexité du système (volumineux et couteux), le problème de la chaleur requise très élevée et d'autres. Des solutions ou de nouveaux concepts de cellules sont en cours de développement et émergent à savoir: (i) une cellule polymère conductrice de protons à température élevée (jusqu'à 350 °C); (ii) une cellule avec des céramiques conductrices de protons (300 – 600 °C) [55], et (iii) une cellule d'électrolyse polymère alcaline (25 – 100 °C) [55], (200 °C) [37], (90– 130 °C) [36]. En conséquence, la disponibilité de ces technologies encourage plus les constructeurs automobiles thermiques à l'utilisation (substitution) d' H_2 dans les moteurs tout en le produisant localement avec un système de cogénération qui permet de minimiser les coûts de production et de stockage.

1.2.3 Applications du GN et de l'hydrogène

1.2.3.a Le gaz naturel

Le GN a plusieurs applications dans le transport automobile, en général il a trois modes d'utilisation tels que le mode mono-fuel aussi connu par moteurs dédiés, le mode bi-fuel ou bivalent (essence/GN) adapté aux moteurs à allumage commandé et le mode dual fuel, gaz naturel-diesel (DF GN-D), adapté aux moteurs à allumage par compression [14, 30, 56]. En général, chaque type de moteur au gaz naturel a son application correspondante en fonction de son état (GNC ou GNL), comme indiqué dans Figure 1.7.

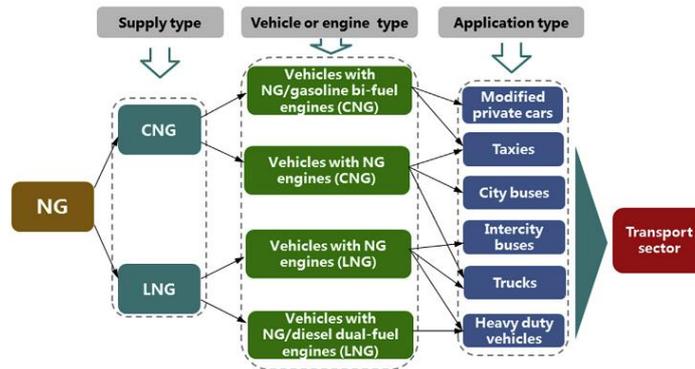


Figure 1.7. Types de moteur au gaz naturel et leurs applications correspondantes [30].

1.2.3.a.1 Moteurs bi-fuel/ bivalent au gaz naturel

Comme mentionné précédemment, le GN a une température d'auto-inflammation plus élevée que celle de l'essence à cause de son indice d'octane élevé (environ 130) [8, 14, 30, 57]. Donc le moteur à essence peut être converti pour fonctionner avec le GN avec le même taux de compression ou même supérieure. Cette conversion est possible par le montage d'un kit GN [14, 30]. Les moteurs bivalent/bicarburant ont deux systèmes d'alimentation en carburant séparés qui leur permettent de fonctionner soit à l'essence ou au GN (ou un autre carburant tel que l'éthanol) [26, 30, 56]. Un sélecteur de carburant permet à l'utilisateur de choisir le carburant voulu. Généralement, lorsque le moteur fonctionne avec l'essence tout le système gaz doit être totalement désactivé, tandis que lors du fonctionnement avec le gaz; les injecteurs d'essence doivent être désactivés, bien que l'essence continue de s'écouler vers les injecteurs puis passe directement vers la conduite de retour de carburant pour assurer le refroidissement [14]. Ces moteurs ont l'avantage de ne pas dépendre totalement du GN pour l'approvisionnement en carburant. Ainsi, en cas de panne en gaz, il peut rouler avec le deuxième carburant [26]. Cependant, ils utilisent généralement l'essence pour le démarrage et donc une petite quantité d'essence est toujours nécessaire pour un bon fonctionnement [26].

1.2.3.a.2 Moteur dédié ou mono-fuel au gaz naturel

Ces moteurs sont destinés principalement pour fonctionner uniquement avec un seul combustible. Ils ont l'avantage d'être conçus et optimisés pour fonctionner avec des taux de compression (11-13) plus élevés que ceux de mode bi-fuel (9,5-11) [30] en profitant de l'indice d'octane plus élevée du GN, et par conséquent ils offrent un meilleur rendement thermique [7, 14, 30]. Théoriquement, le taux de compression des véhicules mono-fuel au GN peuvent être encore augmentés lorsqu'ils sont alimentés avec du méthane pur [30]. Ils sont optimisés en tenant compte des propriétés de combustion du gaz naturel afin d'améliorer d'avantage les performances énergétiques et environnementales [7, 26, 57]. Généralement, ils sont des moteurs suralimentés (turbo) avec ou sans recirculation des gaz d'échappement (EGR), et fonctionnant à la stœchiométrie.

Les véhicules dotés d'un tel moteur nécessitent un seul réservoir de carburant. Cette réduction de poids permet l'augmentation du rendement du moteur [26] et le volume au bagage. De plus, ces moteurs ont un système moins complexe et moins coûteux car le coût initial élevé de conversion est éliminé [14]. Cependant, les mélanges pauvres nécessitent une énergie élevée

pour l'allumage lorsque la technologie à bougie conventionnelle est utilisée, ce qui réduit considérablement la durée de vie des bougies. Par conséquent, des bougies durables doivent être développées pour les moteurs dédiés et bi-fuel en mélange pauvre [26].

1.2.3.a.3 Moteur dual fuel au gaz naturel

Les moteurs diesel peuvent également utiliser le gaz naturel comme carburant en raison de son indice d'octane élevé, qui peut résister à des taux de compression volumétrique supérieur à 16 :1 [30]. Mais le GN ne peut pas remplacer complètement le gazole comme dans le moteur à essence en raison de son faible indice de cétane [4, 14, 57]. A titre indicatif, la température correspondant à un délai d'allumage de 2 ms ($=18^\circ\text{V}$ à $N=1500$ tr/min) est d'environ 1200 K, alors que la température à la fin de compression dans un moteur diesel, ne dépasse pas généralement 1000 K [4]. En effet, un autre moyen d'allumage de la charge est nécessaire ; la solution est d'utiliser un combustible (pilote), ayant un indice de cétane élevé qui initie la combustion et enflamme le GN, ce moteur est connu sous le nom du moteur dual fuel (DF) [3, 4, 14]. Les moteurs DF sont des moteurs diesel convertis, fonctionnent selon le mode par compression et par étincelle en même temps [4, 15, 58].

Le moteur DF utilise deux combustibles simultanément ; le combustible primaire ou principal, ayant un faible indice de cétane et un indice d'octane élevé, fournit la majorité de l'énergie introduite dans le cylindre (GN, GPL, H_2 , biogaz, mélange hydrogène gaz naturel...) et le combustible secondaire ou pilote, ayant un indice de cétane élevé (diesel, biodiesel) [8, 14, 59]. Le combustible primaire est introduit dans le conduit d'admission (par carburation ou injection) ou bien injecté dans la chambre de combustion puis mélangé avec l'air pour être ensuite comprimé. Vers la fin de la course de compression, le combustible pilote (gazole) est injecté. Après un court délai d'allumage, la combustion du diesel se produit en premier et libère une énergie qui joue le rôle de la bougie dans le cas du moteur à allumage commandé et par conséquent l'allumage du gaz naturel et la propagation de la flamme commence [3, 30, 57].

La puissance fournie par le combustible pilote est d'environ 10 à 20% de la puissance nominale de mode diesel [4]. En effet, de 50 à 75% de la consommation de diesel peut être remplacé par du gaz naturel lors du fonctionnement en mode dual fuel [14]. Le moteur DF a l'avantage de ne pas dépendre totalement du GN pour l'approvisionnement ou bien en cas de panne en gaz, et peut commuter à un fonctionnement à 100% diesel [14, 26, 28]. La permutation à 100% diesel peut être aussi choisi en cas de mauvaise qualité de combustion pour des régimes ou bien des charges données de mode dual fuel au GN [15]. Le passage du fonctionnement DF au diesel et vice versa se fait automatiquement, même en plein régime [4]. En outre, les moteurs dual fuel au GN ont une meilleure économie de carburant et des coûts de maintenance plus faibles comparés aux moteurs dédiés [26].

1.2.3.b L'hydrogène

L'hydrogène est un combustible prometteur, durable de l'avenir avec de nombreux avantages sociaux, économiques et environnementaux. Il a le potentiel à long terme de réduire la dépendance au pétrole fossile et de réduire les émissions de carbone en particulier celles du secteur de transport. Il est considéré comme vecteur énergétique du futur et a récemment reçu beaucoup d'attention [33, 49], c'est la deuxième forme d'énergie la plus intéressante après

l'électricité [49, 51]. Selon son utilisation, on peut distinguer trois applications qui sont (i) H₂ industriel [36, 37, 49], (ii) H₂ vecteur énergétique (direct) [49, 54, 60, 61] et (iii) H₂ pour le stockage des énergies renouvelables (intermédiaire ou indirect) [37, 55, 61].

L'H₂, comme vecteur énergétique du futur, peut être utilisé dans les piles à combustible (PAC) ou bien les moteurs à combustion interne (MCI) pour les applications mobiles ou stationnaires [22, 46, 62]. Pour que la technologie de l'H₂ soit compétitive et utilisée à grande échelle, un développement technologique et une meilleure compréhension des nombreux aspects impliqués dans la production, le stockage, la livraison et la conversion de l'hydrogène sont indispensables [46]. D'autre part, certains facteurs pertinents doivent être pris en compte tels que la durabilité et la fiabilité des systèmes, les coûts, les émissions et le rendement ainsi que l'acceptabilité sociale afin que les véhicules à hydrogène soient généralisés [46].

1.2.3.b.1 Utilisation en piles à combustible (PAC)

L'utilisation de l'hydrogène dans les PAC n'émet aucun polluants, sa réaction électrochimique ne produit que de l'eau. De plus de leur rendement très élevé, qui peut atteindre 60% à 70%. Un autre avantage est la nature statique des PAC (pas de pièces en mouvement), qui lui confère un fonctionnement silencieux, sans bruit, ni vibration [46]. Cependant, en comparaison avec le moteur à combustion interne (MCI), les systèmes à PAC souffrent du coût élevé, de la faible densité énergétique, d'une exigence d'une grande pureté d'hydrogène (> 99,99%) [45, 63] et une faible durabilité du système (~120.000 km) [46]. Néanmoins, les véhicules électriques à PAC sont toujours au stade de la R&D [22, 45, 62]. En particulier PAC à membrane échangeuse de protons [45]. Par conséquent, la transition vers les véhicules électrique n'est actuellement pas possible et la dépendance à l'égard de MCI continue à court et à moyen terme [45].

1.2.3.b.2 Moteur à combustion interne à l'hydrogène

L'avantage de l'utilisation de l'H₂ dans les MCI est la disponibilité immédiate, les connaissances approfondies en matière de production et d'entretien des moteurs thermiques [1]. Cependant, en raison des défis du stockage d'hydrogène, les véhicules utilisant ces moteurs actuels ont une autonomie limitée et un espace bagage réduit par rapport à leurs homologues à carburant conventionnel [1]. Néanmoins, le moteur thermique peut être considéré comme une solution intéressante à moyen terme pour aider à établir et développer une infrastructure à hydrogène et sensibiliser le public, avant sa généralisation [1, 46].

a. Moteur mono-fuel, dédié à hydrogène (à allumage commandé)

La combustion de l'H₂ avec l'air a l'avantage de ne pas contribuer dans les émissions polluantes, telles que le dioxyde de carbone, le monoxyde de carbone, les oxydes de soufre, les particules de suies. La seule espèce polluante émise est les oxydes d'azote, NO_x [36]. De plus, ce moteur peut fournir des meilleures performances énergétiques et environnementales due aux caractéristiques de combustion spécifiques et attrayantes de l'hydrogène. Cependant, l'adoption de moteur dédié à hydrogène dépend des défis de production, de stockage, de transport et en particulier des infrastructures d'hydrogène [46], car il fonctionne uniquement à l'hydrogène et sa généralisation augmente la demande en hydrogène. Un autre inconvénient majeur de ces

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

moteurs est la tendance de combustion anormale tels que le retour de flamme, le préallumage à cause des propriétés distinguées de l'hydrogène [64], ce qui peut rendre ces moteurs plus complexes et coûteux par rapport aux moteurs conventionnels.

b. Moteur à allumage commandé enrichi par l'hydrogène

Le gaz naturel, ou le biogaz, est considéré comme l'un des carburants les plus intéressants pour les moteurs à allumage commandé [38]. Cependant, ces moteurs souffrent de plusieurs inconvénients, tels que l'augmentation de la consommation spécifique et les émissions de CO et HC, la perte de puissance et les variations cycle à cycle [8, 38, 65] due à la mauvaise qualité de combustion du GN en mélange pauvre [8, 38]. Les émissions élevées engendrées par ces moteurs ne permettent pas de répondre aux exigences strictes des normes anti-pollution [65]. Une des solutions à utiliser est la dépollution en utilisant un équipement de post-traitement ; mais ce dernier est très coûteux [8]. Une autre alternative très prometteuse, est l'enrichissement du GN par H₂ [8, 64, 66], en raison de ses propriétés physiques uniques [65]. À la différence de moteur bi-fuel au GN, ces moteurs fonctionnent avec deux combustibles simultanément. L'H₂ est introduit/injecté séparément ou bien mélangé avec un autre combustible. Ces moteurs sont convertis et adaptés, au fonctionnement à l'hydrogène par un constructeur automobile ou un fournisseur de pièces de rechange [1], cette conversion ne requiert pas une modification importante dans le moteur conventionnel [66].

c. Moteur diesel enrichi par l'hydrogène (dual fuel H₂-D)

L'hydrogène ne peut pas être utilisé seul dans le moteur à allumage par compression sans recours à une source d'allumage car il requiert un taux de compression très élevé (~29:1 [67]) afin d'atteindre la température d'auto-inflammation (858 K) [45, 68, 69], ce qui va engendrer des contraintes thermique et mécanique inacceptables [46]. Cependant, il est possible d'utiliser l'H₂ dans le moteur à allumage par compression sans recours à l'étincelle de la bougie avec l'injection de gazole, en utilisant le mode dual fuel [62, 68, 70]. Ce mode de fonctionnement est identique à celui de dual fuel au gaz naturel. La seule différence réside dans la quantité de combustible pilote de gazole qui est très importante pour ce mode et permet, en plus de l'allumage de la charge, de fournir la grande partie de la puissance produite. Autrement dit, le rôle de l'hydrogène est d'améliorer les performances du moteur et de diminuer la consommation de gazole. L'enrichissement du moteur diesel par l'hydrogène diminue la dépendance au gazole ainsi que sa consommation. Le moteur peut fonctionner sans hydrogène dans le cas d'indisponibilité d'hydrogène ou dans des conditions qui donnent des performances meilleures sans H₂ ou bien pour éviter une combustion anormale.

d. Moteur dual fuel au gaz naturel enrichi par l'hydrogène (DF H₂GN-D)

Ces moteurs sont des moteurs diesel convertis par de petites modifications [71]. L'avantage de ce mode est sa capacité de fonctionner en mode diesel seul ou bien en mode dual fuel au gaz naturel enrichi par l'hydrogène. Dans le cas où, l'hydrogène et le gaz naturel sont introduits séparément, ce moteur peut fonctionner en mode dual fuel au gaz naturel ou bien à l'hydrogène. La quantité de combustible pilote (gazole) est faible qui est de même ordre que dans le moteur dual fuel au gaz naturel. Généralement, l'objectif principal est de minimiser l'utilisation du gazole et de maximiser son remplacement par le GN moins cher et l'hydrogène

renouvelable sur toute la plage de fonctionnement du moteur, tout en assurant des faibles niveaux d'émissions polluantes et des performances élevées.

1.3 Préparation du mélange air-combustible gazeux

L'introduction de la charge froide air ou mélange air-carburant a un grand effet sur les performances du moteur.

1.3.1 Techniques d'introduction de combustible gazeux dans la chambre de combustion

Le mode d'introduction de combustible gazeux (gaz naturel, hydrogène, mélange hydrogène-gaz naturel, biogaz,...etc.) joue un rôle très important dans le développement des moteurs à gaz [67]. En général, il existe cinq techniques pour introduire le combustible gazeux dans les moteurs à combustion interne qui sont : (i) Carburateur, (ii) injection continue dans le collecteur d'admission (CMI pour *Continuous Manifold Injection*), (iii) injection synchronisée dans le collecteur d'admission (TMI pour *Timed Manifold Injection*), (iv) injection directe basse pression (LPDI pour *Low Pressure Direct Injection*) et (v) injection directe haute pression (HPDI pour *High Pressure Direct Injection*) [67, 72, 73] (Figure 1.8).

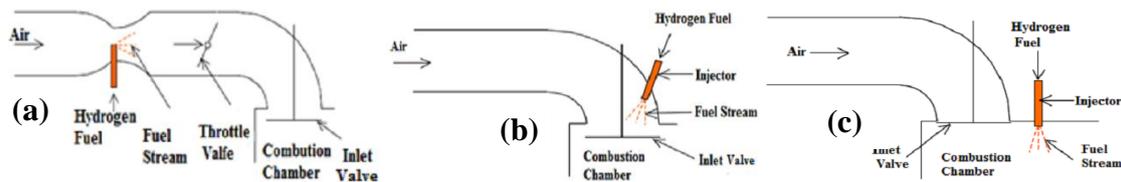


Figure 1.8. Différents systèmes d'introduction du combustible gazeux: a- carburateur, b- injection dans le conduit/collecteur d'admission, c- injection direct basse/haute pression [38].

1.3.1.a Carburateur & introduction dans le collecteur d'admission (CMI), type i et ii

La carburation est la technique classique la plus simple car elle ne nécessite pas de modification majeure du moteur existant [73] et garantit une bonne homogénéité du mélange gaz combustible-air [74]. De plus, elle a l'avantage d'assurer des rendements thermiques élevés [75]. Cependant, la carburation augmente le risque de retour de flamme et préallumage dans le MCI fonctionnant au combustible gazeux [73, 75]. Ceci limite la zone de fonctionnement du moteur [76] et peut provoquer des dégâts matériels en particulier avec l' H_2 à cause de ses propriétés physico-chimiques. L'injection ou l'introduction du combustible gazeux dans le collecteur/conduit d'admission affecte le rendement volumétrique (le remplissage) en raison du remplacement de l'air par le combustible gazeux [26, 74], en particulier pour l'utilisation d' H_2 à grande quantité [77]. Ce qui se traduit par une diminution de la puissance à la sortie [26, 75, 77].

Pratiquement, les mêmes avantages et problèmes sont rencontrés dans l'introduction continue dans le collecteur/conduit d'admission (CMI) du combustible gazeux [75, 76]. Cette technique donne une puissance relativement supérieure à celle de la méthode de carburation [75], et cela peut être expliqué par les faibles pertes de pompage.

1.3.1.b Injection directe basse & haute pression (HPDI & LPDI), type iv et v

La technique de l'injection directe consiste à induire le combustible gazeux directement à l'intérieure de la chambre de combustion avec la pression requise. L'injection directe basse pression aura lieu durant la course de compression où la soupape d'admission est fermée et la pression cylindre est faible, tandis que l'injection directe haute pression aura lieu vers la fin de la course de compression [75].

L'utilisation de l'injection directe de combustible gazeux, empêche le préallumage et retour de flamme [67, 72] et assure un rendement volumétrique plus élevé par rapport aux autres techniques [70]. Ce dernier, permettra d'augmenter la puissance en comparant avec les autres techniques [68, 75]. Cependant, le problème majeur de cette technique est sa complexité de conception. Autrement dit, l'injecteur doit résister aux hautes températures et à la corrosion et doit avoir un système de lubrification efficace [68, 72, 75]. En outre, à la différence des autres techniques, l'ajout d'un injecteur gaz sur la culasse est indispensable [70, 76]. Un autre problème avec l'injection directe est que le temps alloué pour que le combustible gazeux se mélange avec l'air après l'injection est très court [67] et cela affecte le rendement de la combustion [78].

1.3.1.c Injection dans le conduit/collecteur d'admission, type iii

La position de l'injecteur déterminera s'il s'agit d'un système d'injection de carburant dans le conduit (s'il est très proches des soupapes) ou bien dans le collecteur [75]. L'injection synchronisée (séquentielle) dans le conduit/collecteur d'admission (TMI), est la technique la plus efficace pour induire le combustible gazeux dans le MCI. Un système TMI correctement conçu peut éliminer les phénomènes de combustion anormales tels que le retour de flamme et le préallumage, augmenter les performances du moteur et diminuer les niveaux d'émission de polluants [62, 72, 75]. De plus, cette technique ne nécessite pas des modifications importantes du système existant [62], car elle utilise des injecteurs simples et installés dans le conduit/collecteur d'admission et pas sur la culasse. Par conséquent, le TMI combine les avantages de la technique d'injection directe et de celle du carburateur et CMI, c.-à-d. qu'il élimine à la fois la combustion anormale et assure un mélange homogène de combustible gazeux et d'air dans la chambre de combustion [78]. En outre, le système TMI est le plus pertinent pour le développement du moteur en raison de ses avantages en termes de coûts, de complexité de fabrication et d'homogénéité du mélange [79].

L'injection du combustible gazeux commence à un instant parfois après le début de la course d'admission [62]. Les injecteurs, en particulier électroniques, offrent un meilleur contrôle sur l'instant, l'angle, et la durée d'injection avec une réponse plus rapide pour fonctionner à haute vitesse (régime élevé) [14, 75, 80].

1.3.2 Diagramme de distribution à soupape

Le mécanisme de distribution est chargé de contrôler le mélange gaz frais pendant l'admission et de permettre l'évacuation du mélange gaz brûlé pendant l'échappement [11, 81, 82]. Il a aussi le rôle d'assurer l'étanchéité du système fermé à l'intérieur de la chambre de combustion pendant les phases de compression et de détente [81].

1.3.2.a Les différentes méthodes d'entraînement des soupapes :

De nombreux modèles de distribution, comme la distribution à fourreaux ou à lumières ont existé mais, actuellement, les soupapes actionnées par des cames sont les plus populaires en raison des facilités de fabrication et de la durabilité [11, 82]. Ces mécanismes peuvent être regroupés en quatre catégories à savoir (i) à tige et culbuteur ; (ii) à culbuteur ; (iii) à attaque directe et (iv) à linguet [11]. Les soupapes actionnées par des cames à attaque directe sont les plus populaires, en particulier les véhicules de tourisme, en raison de leur facilité de conception, leurs faibles coûts et de leur compacité [11].

1.3.2.b Description de la loi de distribution

Le système de distribution ouvre les soupapes selon une loi de levée définie lors de la conception du moteur. Son profil est défini par la forme de la came et la rotation est synchronisée avec le vilebrequin via une courroie, une chaîne ou des engrenages [11, 83]. La loi de levée représente la variation des hauteurs de levée de la soupape d'admission (L_{v_adm}) ou d'échappement ($L_{v_éch}$) en fonction de l'angle vilebrequin (θ) [81, 84]. Comme représenté sur la Figure 1.9, ce diagramme est caractérisé par l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission (AOA), retard à la fermeture de la soupape d'admission (RFA), avance à l'ouverture de la soupape d'échappement (AOE), retard à la fermeture de la soupape d'échappement (RFE) et la hauteur maximale de levée de la soupape d'admission ($L_{v_max_adm}$) et d'échappement ($L_{v_max_éch}$) [81]. Les pentes des rampes d'ouverture et de fermeture étant très faibles (en particulier celles qui possèdent des poussoirs hydrauliques), il est difficile de définir avec précision les avances et les retards. Pour cette raison ces valeurs sont fournies à une hauteur standard/de référence (ex. 0,2 mm) [81].

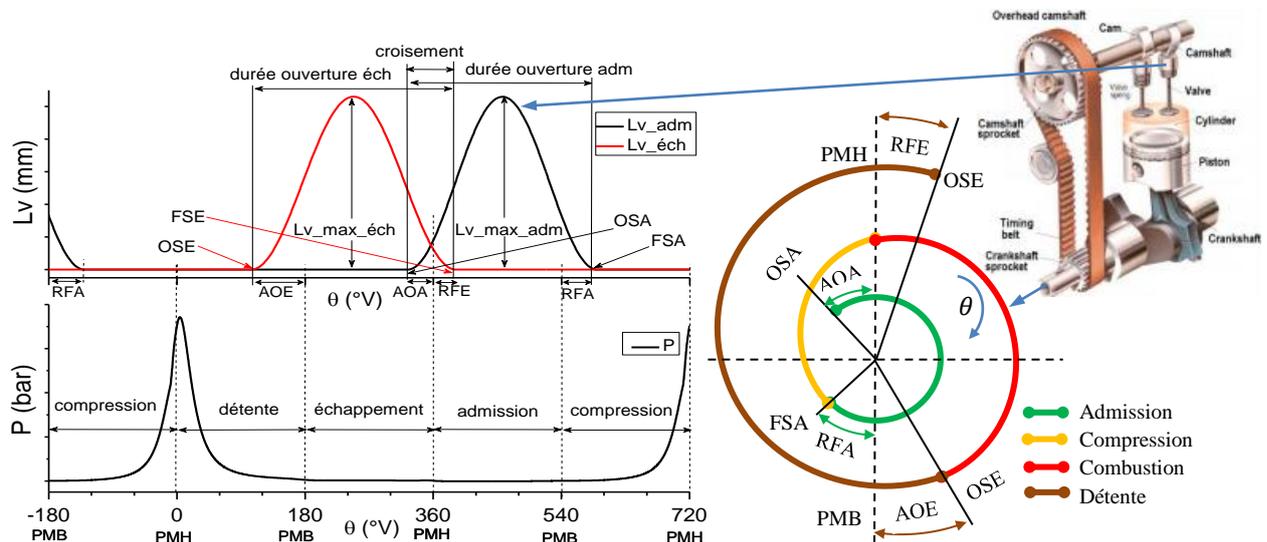


Figure 1.9. Profils et paramètres de la levée des soupapes pour un moteur 4 temps.

1.3.2.c Effet de la loi de distribution sur les performances et les émissions

La distribution participe à l'ordre de fonctionnement (moteurs multi-cylindres) et la synchronisation avec les mouvements du piston. Elle a aussi une grande influence sur les performances de moteurs tels que la puissance et le couple à cause de la perte de pompage et le

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

remplissage. La distribution, également influe sur les caractéristiques de combustion et des émissions polluantes [85, 86] (Figure 1.10).

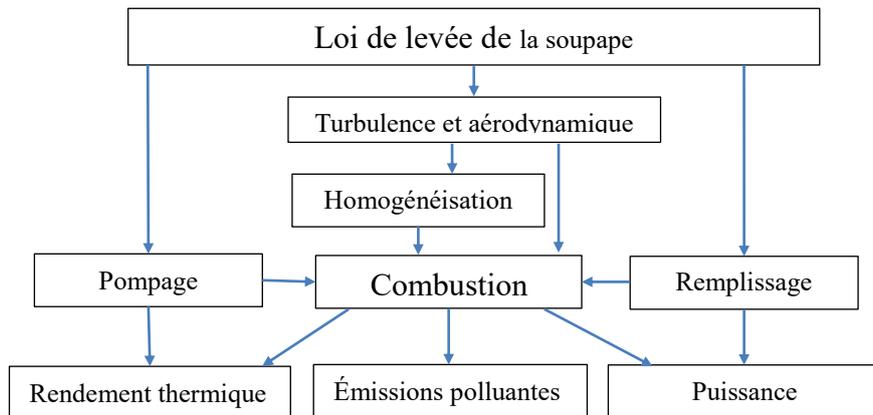


Figure 1.10. Effet de la loi de levée des soupapes sur les paramètres de moteur.

1.3.2.c.1 Effet de la distribution sur la cinématique et dynamique de la soupape

En plus des paramètres de la loi de levée citée précédemment (la hauteur maximale de levée et l'instant d'ouverture et fermeture). La forme du profile de levée ou bien de la came a une grande importance sur la cinématique de la soupape tel que la hauteur de levée, la vitesse, l'accélération et la dérivé d'accélération (jerk). La cinématique influe directement sur la dynamique de la soupape et aussi sur les paramètres de moteur. Autrement dit, la cinématique de la soupape influe sur la section de passage qui influe directement sur les paramètres de l'écoulement et l'aérodynamique interne (turbulence, Swirl, Tumble). De plus, si on considère la condition de non glissement au niveau des parois des soupapes, la vitesse et l'accélération de l'écoulement seront identiques avec celles de la soupape et cela par conséquent influe sur les conditions d'entrée ou de sortie au niveau de la section de passage.

L'objectif principal lors de la conception d'un profil de la soupape est d'avoir des valeurs minimales de jerk et de contrainte de contact tout en maintenant l'accélération dans une limite [86, 87]. Autrement dit, une forme lisse et continue d'accélération et de jerk permet de réduire les contraintes de contact qui sont susceptibles d'engendrer des déformations, des usures et des vibrations dégradant le suivi de profil ainsi que le positionnement final [86].

1.3.3 Distribution variable et son potentiel

1.3.3.a Utilité de la distribution variable

Les paramètres du système de distribution à soupapes classiques sont fixes pour tous les régimes et charges moteur. La position du vilebrequin et le profil de l'arbre à cames déterminent les événements de soupape et la hauteur de levée [10, 88, 89], comme illustré dans la Figure 1.9. Dans cette situation, le remplissage des cylindres n'est fonction que des grandeurs thermodynamiques du collecteur d'admission, du liquide de refroidissement et du régime moteur [10]. Bien que ces systèmes offrent un fonctionnement fiable et précis des soupapes, le moteur ne peut pas fonctionner efficacement sur toute la plage de fonctionnement du moteur [89]. Par conséquent, lors de la fabrication, les lobes de cames sont conçus (hauteur de levée et moments des événements de soupapes) et positionnés (synchronisation) pour s'adapter au

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

régime fréquemment utilisé (milieu de la plage, puissance maximale ou couple maximal) afin que le moteur soit le plus efficace [21, 90]. Étant donné que les valeurs optimales de synchronisation et de levée varient en fonction du régime et de la charge moteur [10, 90], il est évident que l'actionnement variable des soupapes est nécessaire pour optimiser les paramètres du moteur sur toute sa plage de fonctionnement [10].

Si l'on adopte un système de distribution variable à un moteur existant, les performances maximales de celui-ci peuvent être conservées, tandis que des améliorations importantes peuvent être obtenues [81, 83]. Plusieurs améliorations directes et simultanées, en termes de puissance, d'émissions et de consommation spécifique pourraient être obtenues par les systèmes d'actionnement variable des soupapes [83, 89, 91], surtout à bas régimes de fonctionnement et à charges partielles [81]. Plus précisément, l'actionnement variable des soupapes a un effet très évident sur le processus d'échange de gaz dans le collecteur et à l'intérieur du cylindre, qui à son tour influe sur les paramètres du moteur et les propriétés de charge des cylindres, telles que :

- Réduction des pertes par pompage [81, 92, 93] et la possibilité de suppression du papillon d'étranglement des gaz à l'admission pour le cas du moteur à allumage commandé et HCCI, conduisant à un couple et à une puissance plus élevés et à une consommation spécifique plus faible en particulier à charge partielle [93-97],
- Contrôle de la quantité de mélange air-combustible ou air frais admis, ce qui influe sur le rendement volumétrique [81, 88, 92]. Ce dernier affecte la puissance et la consommation spécifique [97],
- Contrôle de la température de mélange des gaz brûlés à l'échappement, ce qui permet d'améliorer l'efficacité des catalyseurs [97, 98],
- Contrôle de la qualité de mélange frais par variation des paramètres de l'écoulement aérodynamique interne (turbulence, Tumble, Swirl) [81],
- Contrôle des écoulements inverses, pour le mélange frais et pour les gaz brûlés [81]. Ces écoulements, influent sur le taux des gaz résiduels [92, 98], la température des gaz à l'intérieur de la chambre de combustion [92, 97] et le taux de recirculation interne des gaz d'échappement (IEGR pour *internal exhaust gas recirculation*). Ce dernier, joue un rôle important sur la dilution et la température initiale du cycle thermodynamique et par conséquent aide à réduire les émissions de NO_x produites [94, 97-99],
- Contrôle du taux de compression effectif, qui permet d'améliorer le rendement thermique [97, 99, 100] et éviter le risque d'apparition d'une combustion anormale (cliquetis) [101] ;
- Mise en œuvre de plusieurs cycles thermodynamique, cycle de Miller et Atkinson [92, 97] ;
- Aide à éviter le retour de flamme et le préallumage [102],
- Désactivation des cylindres ce qui améliore la consommation spécifique [91, 97].

1.3.3.b Méthode de variation de distribution

Un profil de levée est variable quand, au moins l'un des principaux paramètres des soupapes d'admission et/ou d'échappement peuvent être modifiés d'une manière continue ou

discrète [81], indépendamment de la rotation du vilebrequin [94]. Il peut inclure le calage, la durée d'ouverture et la hauteur maximale de levée [90, 97, 103]. Il est évident que la distribution variable appliquée à la soupape d'échappement, permet d'améliorer davantage les paramètres du moteur [81]. Cependant, elle est généralement appliquée à l'admission car elle offre plus d'avantages sur les paramètres du moteur [81, 97].

De nombreux systèmes d'actionnement variables existent, la majorité est en stade de recherche, prototype. Tandis que d'autres types, avec moins de flexibilité, sont entrés en phase de production [11, 89]. Ils sont généralement divisés en deux principales catégories: (i) avec usage d'arbre à cames (Camshaft) qui utilise des lobes de cames pour actionner la levée de soupape ; (ii) sans usage d'arbre à cames (camless) qui fait varier les paramètres de la loi de levée en utilisant un actionneur hydraulique, électromagnétique ou pneumatique [84, 97].

Les systèmes d'actionnement variables des soupapes avec usage d'arbre à cames sont principalement les plus utilisés [84, 89] en raison de leurs faibles coûts, robustesse et simplicité de mise en œuvre [89, 97] ainsi que leurs grande fiabilité, durabilité et répétabilité [89]. Cependant, la limite de flexibilité et la complexité du système sont ses principaux inconvénients [89, 103]. Par contre, les systèmes sans usage d'arbre à cames offrent une grande flexibilité de varier la levée, la durée, le calage et aussi le profil de levée [84, 97]. Ses autres avantages comprennent la compacité [88, 90] et la possibilité de désactivation des cylindres [84, 88]. Cependant, ces systèmes souffrent de coûts élevés, de système de contrôle complexe, de faible fiabilité, de consommation d'énergie élevée [88, 89] et des profils de soupape presque carrée qui peuvent induire beaucoup de bruit [88]. La distribution variable sans usage d'arbre à cames est considérée en tant que technologie future potentielle, mais elle n'est pas prête à être largement appliquée dans les moteurs [88].

1.4 Etat de l'art

1.4.1 Intérêt et effet de l'utilisation d'hydrogène, gaz naturel et mélange hydrogène-gaz naturel dans le moteur diesel

1.4.1.a Mode dual fuel au gaz naturel (GN-D)

L'utilisation de gaz naturel (GN) dans le moteur diesel en mode dual fuel est très attractive et prometteuse. Il est très approprié comme carburant alternatif à court terme [28, 104] grâce à ses intérêts d'ordre économique, environnemental, et sécuritaire.

a. Carburant économique, disponible et renouvelable

L'utilisation du GN comme carburant alternatif dans le moteur à combustion interne est très attrayante et prometteuse [31, 105, 106]. C'est un carburant économique en raison de ses réseaux de distribution étendus, de sa grande disponibilité et de ses réserves naturelles relativement plus élevées dans le monde par rapport aux autres carburants conventionnels [31, 105-107], en particulier les ressources très importantes prouvées et non exploitées de gaz naturel non conventionnels [31]. Il est aussi bien reparti dans différentes régions du globe [8, 108] et moins vulnérable aux fluctuations des prix [8]. En termes de taille de marché, l'Algérie détient la dixième place au monde en qualité de réserves prouvées de gaz naturel et possède les

troisièmes plus grandes ressources inexploitées de gaz de schiste au monde. Elle est le sixième exportateur mondial de gaz [109]. De plus, le méthane (constituant principal du GN) peut être facilement produit par le biogaz renouvelable [107], il représente près de 45 à 65% dans le biogaz de décharge et de 50 à 60% dans le biogaz de station d'épuration des eaux usées [110].

En outre, le prix du GN par unité d'énergie est faible comparativement aux autres carburants [8, 28, 106], qui est dû aux taxes non appliquées sur ce produit dans la plupart des pays du monde [111, 112]. Cela peut être aussi lié aux faibles coûts de production, car le GN est situé dans les premières couches de gisements d'hydrocarbures conventionnels. C'est vrai qu'un investissement initial est nécessaire pour convertir un véhicule conventionnel en GN, mais avec le prix bas de ce dernier par rapport aux autres carburants, le retour sur l'investissement est garanti au fil du temps [29]. De plus, le moteur DF a un faible coût de maintenance, donc une durée de vie plus longue, en comparaison avec le moteur diesel et le moteur à essence car le GN ne se mélange pas avec l'huile de lubrification et donc ne la dilue pas et n'engendre pas de dépôts de particules de suie dans les chambres de combustion [14, 15].

b. Sécurité

Les aspects de sécurité liés à l'utilisation du GN préoccupent de nombreux utilisateurs de véhicules fonctionnant avec le GN. Cependant, le GN possède quatre grandes caractéristiques de sécurité qui en font de lui un carburant intrinsèquement plus sûr que l'essence, le diesel ou le GPL qui sont (i) : Sa faible densité par rapport à l'air ce qui lui permet de monter et de se dissiper dans l'atmosphère en cas de fuite. (ii) : Sa température d'auto allumage est d'environ 540 °C contre 227 à 500 °C pour l'essence et 257 °C pour le gazole et des limites d'inflammabilité plus élevées donnant au GN un taux de dispersion élevé, ce qui réduit considérablement la probabilité d'incendie en cas de fuite. (iii) Sa petite plage d'inflammabilité de 4 à 14% en volume, où la combustion se produit, ce qui est beaucoup plus étroit que pour l'essence ou le gazole. (iv) : Son conditionnement dans des bouteilles conçues avec des matériaux spéciaux répondant aux spécifications de sécurité les plus sévères, ce qui rend leur stockage beaucoup plus sûr que les réservoirs d'essence ou de diesel [14, 57].

c. Performances énergétiques et environnementales

Le moteur dual fuel au gaz naturel est considéré comme l'un des meilleurs moyens, qui permettent simultanément, de contrôler les émissions de moteur diesel si les conditions appropriées sont satisfaites pour son mélange et sa combustion [5, 57, 113] et de maximiser le taux de remplacement du gazole par le GN moins cher [4, 57] tout en assurant de meilleures performances. L'objectif de R&D dans ces moteurs est d'atteindre ou de dépasser les performances énergétiques (puissance, couple,...etc.) du moteur diesel et d'obtenir des performances environnementales meilleures que celles du moteur à allumage commandé et/ou spontané [5, 31, 106]. Dans la littérature, de nombreuses études ont fait l'objet de conversion du moteur diesel conventionnel pour fonctionner en mode dual fuel alimenté au gaz naturel et au diesel comme carburant pilote [28, 114, 115], elles sont résumées comme suit :

Les moteurs DF au gaz naturel n'émettent pas de rejets toxiques cancérigènes de benzène et de 1-3 butadiène comme le cas de moteurs diesel [14, 26, 106]. Des études réalisées montrent que ce moteur permet une réduction importante de CO₂ en comparant avec celles du moteur

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

diesel à la même richesse et en maintenant presque le même rendement thermique pour toutes les charges moteur [57, 116, 117]. En outre, le GN permet d'obtenir la plus grande réduction des émissions de CO₂ des véhicules à l'exception de l'H₂ et de l'électricité [49]. Pour les émissions des particules de suie, toutes les études montrent que ces émissions sont supérieures en mode diesel conventionnel pour toutes les charges et conditions de fonctionnement, en particulier aux fortes charges, en comparaison avec le mode dual fuel au gaz naturel [116, 118, 119].

Pour les émissions de NO_x, tous les auteurs ont prouvé qu'à faibles charges le niveau des émissions de NO_x est faible en mode dual fuel. Tandis qu'à fortes charges, des études montrent que les émissions sont faibles en mode dual fuel [116, 120, 121] et d'autres montrent le contraire [118]. C. Zhang [119], a constaté qu'à fortes charges, la différence du niveau des émissions de NO_x est négligeable entre les deux modes de fonctionnement diesel et dual fuel.

Le moteur dual fuel (DF) au gaz naturel a tendance à conserver la plupart des caractéristiques positives du moteur diesel conventionnel. Même il surpasse parfois ceux des moteurs diesel, produisant une puissance de sortie, un couple de sortie et un rendement élevés en raison de sa capacité à fonctionner avec un taux de compression élevé grâce à son indice d'octane élevé c.-à-d. une résistance élevée au cliquetis [5, 28, 59, 110]. De plus, sa bonne qualité de mélange avec l'air lorsque des proportions correctes sont choisies, ce qui améliore l'efficacité de la combustion dans le moteur [8, 30, 57]. Un autre avantage est ses pressions cylindre réduites ou bien comparable avec celles de mode diesel assurant un fonctionnement plus silencieux [5].

Plusieurs auteurs ont indiqué qu'à faibles charges, le rendement thermique est plus faible, (la consommation spécifique est plus élevée) en mode DF en comparaison avec le mode diesel [105, 116, 122]. A fortes charges, les résultats diffèrent d'une étude à une autre, c.-à-d. dans quelques-unes on trouve un rendement supérieur [122] (la consommation spécifique est plus faible) ; dans d'autres études on trouve des rendements légèrement inférieurs [116] (la consommation spécifique est légèrement plus élevée [117]) en mode DF en comparaison avec le mode diesel.

Comme mentionné auparavant, l'introduction ou l'injection du gaz dans le collecteur d'admission diminue le rendement volumétrique en raison du remplacement de l'air par le gaz naturel [26, 30]. Néanmoins, ces pertes de remplissage qui provoque une diminution de la puissance maximale et du couple [14, 15] peuvent être compensées par l'amélioration de la qualité de combustion en particulier à fortes charges et la possibilité de faire fonctionner le moteur dual fuel à des richesses supérieures à celles de moteur diesel car les émissions des particules de suie sont inférieures en ce mode.

La puissance maximale à la sortie développée par le moteur dual fuel est équivalente ou même supérieure à celle développée par le moteur diesel conventionnel [39, 123, 124], tandis que le couple maximal est légèrement inférieur [124]. Cheenkachorn *et al.* [125] ont comparé le couple et la puissance maximale produite par un moteur diesel lourd en mode diesel et en mode dual fuel au gaz naturel à pleine charge et à des régimes moteur allant de 1100 à 2000 tr/min. Ils ont constaté que le couple et la puissance du moteur dual fuel sont légèrement inférieurs, d'environ 2,1%, par rapport à ceux du moteur diesel conventionnel.

d. Défis

En plus des défis de la capacité de stockage inférieure en énergie et la mise en place d'infrastructures adéquates (problème d'approvisionnement, disponibilité des stations de remplissage et réseaux de distribution) [14]. Ce mode de combustion souffre d'un faible rendement thermique et d'émissions élevées de monoxyde de carbone (CO), de méthane (CH₄) et d'hydrocarbures imbrûlés (HC) à faibles charges en raison de la mauvaise qualité de combustion du gaz naturel [14, 105, 120, 126]. L'utilisation du GN dans le moteur diesel en mode DF, rencontre d'autres obstacles tels que les émissions ou fuite de méthane (CH₄) qui a un impact plus élevé sur le réchauffement climatique comparativement aux autres gaz à effet de serre [14, 29, 106], environ 30 fois plus élevé que celui du CO₂ sur 100 ans [29]. Même si le GN résiste mieux au cliquetis par rapport aux autres combustibles, le problème de cliquetis à fortes charges est le majeur obstacle du moteur DF GN-D [120, 124, 126, 127]. La stabilité de la molécule de méthane présente également un défi pour le système de post-traitement car il nécessite une température d'allumage élevée [3].

e. Solutions

Diverses solutions ont été testées et examinées pour surmonter ces inconvénients. On cite la double injection, la variation de l'angle d'injection [28, 128, 129], la pression d'injection [130], la quantité de carburant pilote [115, 121], l'angle d'inclinaison de l'injecteur [131], le taux de compression [132], la recirculation des gaz d'échappement (EGR) [122, 133, 134], la richesse [128], la température et la pression de l'air d'admission (préchauffage d'admission) [134, 135] ainsi que l'ajout d'oxygène [136] et d'H₂ dans le conduit d'admission [71, 126, 137, 138].

1.4.1.b Mode dual fuel à l'hydrogène (H₂-D)

Afin de faire de l'H₂ le vecteur énergétique du futur, des experts suggèrent une utilisation plus sophistiquée de l'hydrogène dans les moteurs à combustion internes (MCI) et les piles à combustible [62]. L'enrichissement de moteur diesel par l'hydrogène est une solution à court et à moyen terme. Il a plusieurs avantages sur la transition énergétique et l'amélioration des performances énergétiques et environnementales du moteur diesel conventionnel.

a. Transition énergétique & vecteur énergétique

L'hydrogène est une bonne option en raison de son approvisionnement par diverses méthodes de production en particulier à partir de l'électrolyse de l'eau et l'utilisation de divers type d'énergie : l'énergie nucléaire, l'énergie fossile et l'énergie renouvelable (solaire, photovoltaïque, éolien, biomasse, etc.) [36, 54]. En outre, l'utilisation de l'hydrogène comme vecteur énergétique est très attractive et prometteuse pour la transition énergétique [36]. Il permet de réduire la consommation de gazole et d'augmenter la part des énergies renouvelables [35, 68].

b. Sécurité

L'hydrogène peut être transporté et stocké de manière sûre comme les autres carburants utilisés de nos jours [51, 54]. Comme le cas du gaz naturel, l'utilisation d'hydrogène dans les

moteurs est sécurisée. A noter que pour l'hydrogène, il est recommandé d'éviter son utilisation dans des zones confinées car il a une plage d'inflammabilité très large en comparaison avec le gaz naturel ou les autres combustibles.

c. Performances énergétiques et environnementales

En plus de la sécurité énergétique, l'enrichissement de moteur diesel par l' H_2 est une solution prometteuse qui permet de réduire les émissions polluantes et d'améliorer les performances énergétiques. En outre, le moteur dual fuel à hydrogène combine les avantages du moteur diesel tels que le rendement de combustion élevé, la fiabilité, l'adaptabilité et la rentabilité [31, 62] et les caractéristiques de combustion propre à l'hydrogène [31]. Ces dernières sont : la haute vitesse de propagation de la flamme, la haute diffusivité, la faible épaisseur d'extinction de la flamme, la faible énergie minimale d'allumage, l'indice d'octane élevé et la large plage d'inflammabilité [36, 72, 139]. Son addition au gazole permet d'améliorer la qualité de mélange air-carburant ainsi que la vitesse de propagation de la flamme afin d'assurer une combustion rapide et complète ce qui réduit les émissions polluantes et augmente les performances énergétiques du moteur diesel conventionnel [62, 68, 78] et aussi permet au moteur de fonctionner à très faible richesse [46, 62, 72, 78]. Plusieurs études avaient pour objectif d'analyser l'effet de l'addition d' H_2 dans le moteur diesel sur les émissions polluantes et les performances énergétiques, elles sont résumées ci-dessous :

Les études réalisées montrent que les émissions de CO_2 sont faibles en mode dual fuel en comparaison avec le mode diesel conventionnel [70, 80, 140-142]. La plupart des auteurs ont prouvé que les émissions de particules de suies diminuent avec la substitution d' H_2 dans le moteur diesel standard [72, 76, 141, 143, 144]. Néanmoins, quelques auteurs ont constaté une augmentation des émissions de particules à fortes charges et pour un pourcentage d'hydrogène élevé [75, 145, 146]. Les émissions de CO sont plus faibles en mode dual fuel à hydrogène en comparaison avec le mode diesel pour toutes les charges et conditions opératoires [70, 80, 142, 147]. Pour les émissions des HC, sans compter l'hydrogène imbrulé, elles sont toujours inférieures en mode dual fuel [70, 142, 143, 147]. En général, les émissions des hydrocarbures imbrulés totaux (THC) sont plus faibles en mode DF, mais quelque travaux [70] ont montré le contraire.

Pour les émissions des NO_x , les résultats diffèrent en fonction des conditions opératoires. Des auteurs ont montré des valeurs supérieures en mode dual fuel à fortes charges [140, 147], tandis que d'autres l'ont constaté pour des taux de substitution en hydrogène élevés [70, 101] en comparaison avec le mode diesel standard. En général, les résultats de la littérature confirme que les émissions des NO_x sont inférieures à faibles charges et supérieures à fortes charges [62, 63, 141, 142] en mode dual fuel en comparaison avec le mode diesel conventionnel.

De même pour le rendement thermique, les résultats varient en fonction des caractéristiques du moteur et des conditions opératoires. Des auteurs ont prouvé que le rendement est légèrement inférieur en mode dual fuel en comparaison avec le mode diesel standard [70, 141, 145, 148]. Au moment où d'autres ont trouvé des rendements inférieurs à faibles charges et supérieurs à fortes charge en mode dual fuel en comparaison avec le mode diesel [142, 149-151]. Par contre d'autres auteurs confirment que le rendement thermique augmente avec le taux de substitution en hydrogène en particulier à fortes charges [101, 152].

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

D'une manière générale, les résultats de la littérature suggèrent des rendements supérieurs en mode dual fuel à hydrogène en comparaison avec le moteur diesel conventionnel en particulier à fortes charges [62, 75, 140, 153].

Pour la pression cylindre maximale, quelques auteurs ont prouvé qu'elle est légèrement supérieure en mode dual fuel [80, 150] pour toutes les charges, tandis que d'autres stipulent sur le fait qu'elle est supérieure à fortes charges et inférieure à faibles charges [154].

Même si plusieurs auteurs tablent sur la diminution du rendement volumétrique avec l'addition d'hydrogène [75, 140-142], ce qui affecte le couple maximale et la puissance maximale du moteur [70, 76], mais des travaux de recherches ont prouvé que le couple et la puissance maximale du moteur sont supérieurs en mode dual fuel [72, 153].

d. Défis

La grande difficulté pour la généralisation de l'hydrogène vecteur énergétique est son coût très élevé en raison des exigences technologiques de sa production, son stockage ainsi que son transport. En plus de ces difficultés, le moteur dual fuel à hydrogène souffre de problème d'émissions élevées de NOx en particulier à fortes charges [63, 75, 78, 142] et d'une combustion anormale (phénomènes de préallumage, de retour de flamme et de cliquetis) [63, 75, 78] en raison de la faible énergie d'inflammation, de la large plage d'inflammabilité et de la vitesse de flamme laminaire élevée de l'hydrogène [151]. Par conséquent, le taux de substitution d'H₂ est limité [78, 101, 155]. D'après Chintala et al. [101, 155], le taux maximum de substitution d'H₂ en énergie utilisé dans les bancs d'essais moteur dual fuel à hydrogène ne dépassent pas 20% à pleine charge. En effet, le taux maximum de substitution dépend principalement de la charge moteur, de la méthode d'introduction d'hydrogène et du taux de compression [101]. Une autre difficulté dans l'utilisation de l'hydrogène est le gradient de pression élevé [70]. Par conséquent, la quantité de substitution d'hydrogène est limitée. Pour pallier à ces inconvénients et trouver des solutions, diverses études ont été réalisées.

Saravanan *et al.* [69] ont étudié l'effet de la recirculation des gaz d'échappement (EGR) sur les performances et les émissions du moteur DF (H₂-D). Ils ont constaté que l'utilisation de l'EGR pouvait réduire les émissions de NOx et maintenir de bonnes performances du moteur DF (H₂-D). De même, Bose *et al.* [140] ont prouvé l'amélioration des performances et les émissions polluantes de moteur diesel en utilisant simultanément l'hydrogène et la recirculation des gaz d'échappement. Sarthak *et al.* [142] ont aussi étudié l'effet de l'ajout d'hydrogène et l'EGR ; et ont trouvé une réduction de 38,4%, 27,4%, 33,4%, 32,3% et 20% d'émissions de NOx, CO₂, CO, THC et PM, respectivement, pour un taux de substitution en hydrogène de 30% et 10% d'EGR ; par rapport au moteur diesel standard.

Chintala *et al.* [152] ont étudié expérimentalement la possibilité d'augmenter le taux maximal d'H₂ dans un MCI en utilisant l'injection d'eau et en réduisant le taux de compression volumétrique sans apparition des cliquetis. Ils ont constaté que la combinaison de ces deux techniques à des conditions de fonctionnement spécifiques peut simultanément donner un rendement proche ou comparable à celui d'un moteur diesel et réduire considérablement les émissions par rapport au moteur diesel classique, mais légèrement supérieur au mode DF à H₂ initial. Les mêmes auteurs dans une autre étude [147], ont augmenté le taux de substitution de

l'hydrogène en variant l'instant d'injection de gazole et la quantité d'eau injectée sans apparition des cliquetis et ils ont étudié leurs effets sur les performances et les émissions du moteur. Ils ont constaté qu'à une quantité spécifique d'injection d'eau et un retard à l'injection de gazole, il est possible d'augmenter le taux de substitution d' H_2 avec une amélioration du rendement thermique, une diminution significative des émissions de NO_x et une légère augmentation de CO , d' HC et de fumée.

Khandal *et al.* [156] ont étudié l'effet du débit d'hydrogène, du calage de l'injection des carburants pilotes et de l'EGR sur les performances et les émissions du moteur sans apparition de cliquetis. Tandis que, Dhyani *et al.* [157] ont examiné, l'effet des stratégies EGR refroidies et d'injection d'eau sur la possibilité d'un retour de flamme, les émissions de NO_x et les performances d'un moteur multicylindre à hydrogène. Ils ont constaté une réduction de la probabilité de retour de flamme et des émissions de NO_x en utilisant les deux stratégies sans affecter le rendement thermique effectif. Ils ont également signalé que la stratégie d'injection d'eau est plus efficace que l'EGR refroidi pour contrôler les retours de flamme avec des émissions de NO_x extrêmement faibles (presque nulles). Diverses autres stratégies ont été analysées dans la littérature pour contrôler le moteur contre la combustion anormale (retour de flamme et cliquetis) et améliorer le rendement volumétrique, l'homogénéité du mélange, l'efficacité de combustion et les émissions polluantes (NO_x) de moteur dual fuel à hydrogène.

1.4.1.c Mode dual fuel avec mélange hydrogène-gaz naturel (H_2GN-D)

Compte tenu des avantages et des inconvénients des deux modes DF ($GN-D$ et H_2-D) discutés dans les sections précédentes, le mode dual fuel au gaz naturel enrichi par l'hydrogène (H_2GN-D) semble être une voie prometteuse en combinant les avantages des deux modes et réduisant ou éliminant leurs inconvénients. En raison de la faible vitesse de propagation de la flamme et de l'inflammabilité étroite du GN et des bonnes caractéristiques de combustion de l'hydrogène, l'enrichissement du GN par H_2 peut améliorer les performances énergétiques et environnementales du moteur dual fuel au GN [30, 137]. Autrement dit, l'enrichissement du GN en H_2 augmente la vitesse de propagation de la flamme du GN et la plage de la limite d'inflammation tout en assurant une bonne qualité de combustion du GN ainsi que l'intégration de combustible vert renouvelable.

D'autre part, l'hydrogène coûte très cher et son stockage présente un gros défi par rapport aux autres carburants en particulier le GN, donc l'ajout de ce dernier à l'hydrogène peut rendre le moteur dual fuel H_2-D plus économique et faisable tout en appréciant les excellentes propriétés physico-chimiques de l'hydrogène, et la possibilité de faire fonctionner le moteur avec un carburant renouvelable et vert. L'ajout de gaz naturel est capable de rendre la combustion de l'hydrogène plus douce et plus stable, ce qui empêche les cliquetis du moteur et réduit la quantité de combustible pilote (gazole) à une faible fraction, juste pour assurer l'énergie d'allumage du mélange H_2GN -air comme dans le moteur DF $GN-D$.

En récurrence à l'utilisation de la recirculation des gaz d'échappement, l'injection d'eau et d'autres solutions technologiques pour résoudre les problèmes de moteur dual fuel H_2-D . Plusieurs travaux ont été conduits sur l'effet de l'enrichissement du GN par l'hydrogène dans le moteur dédié au gaz naturel [64, 65, 158] afin de diminuer les émissions de THC , CO et CO_2

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

de ce dernier [8, 65, 159] et éviter le problème de la variation cycle-par-cycle [65, 139, 160] en particulier pour un mélange très pauvre et aussi diminuer la part de l'énergie renouvelable [161], très coûteuse (hydrogène). Au cours des dernières décennies, de nombreuses études ont été menées sur le GN enrichi par l'hydrogène H_2 GN comme carburant pour les moteurs diesel [45, 105, 162].

Pichayapat *et al.* [162] ont étudié l'effet de l'utilisation du H_2 GN comme source secondaire de carburants sur les émissions polluantes d'un moteur diesel à injection directe à rampe commune. Leurs résultats montrent une réduction moyenne d'environ 12,97%, 15,84%, 1,16% et 9,14% des émissions de CO, de HC, de NOx et des particules de suie, respectivement. Tandis que, Zhou *et al.* [151] ont examiné les caractéristiques de combustion et d'émission d'un moteur diesel avec l'addition d' H_2 ou de méthane seuls et de leurs mélanges. Ils ont observé que l'enrichissement du méthane par l'hydrogène dans le moteur dual fuel (CH_4 -D), contribue à une réduction des émissions de CO, CO_2 et HC sans affecter les émissions de NOx. Quant à Lounici *et al.* [105], ils ont expérimentalement examiné les émissions polluantes et les performances du moteur dual fuel H_2 GN-D, à faibles et moyennes charges. Leurs résultats montrent que les émissions de CO, THC et CO_2 diminuent avec l'addition d' H_2 en comparaison au dual fuel GN-D. Ils ont constaté une augmentation de 12% du rendement thermique avec l'addition de 10% d' H_2 par rapport au mode dual fuel au GN.

Liu *et al.* [163] ont numériquement étudié l'effet de l'ajout d'hydrogène au moteur RCCI dual fuel avec diméthyléther DME comme combustible pilote via une simulation 3D couplée à une cinétique chimique sur les caractéristiques de combustion. Ils ont constaté qu'avec l'ajout d' H_2 , le temps d'allumage est avancé et la pression maximale du cylindre est augmentée. L'ajout d' H_2 a un effet plus important au début de la combustion que vers la fin du stade de combustion. Ils ont trouvé que les émissions de CH_4 et de CO sont réduites par contre les émissions de NO ont augmenté avec l'ajout d' H_2 .

Talibi *et al.* [164] ont examiné l'effet de l'ajout du mélange gazeux H_2/CH_4 dans un moteur diesel. Ils ont trouvé que les émissions de CO_2 et de particules de suie diminuent, par contre les émissions de CO et THC augmentent avec l'ajout du mélange H_2CH_4 pour toutes les charges moteur en comparaison avec le moteur diesel conventionnel. L'augmentation du taux d'hydrogène dans le mélange gazeux diminue le délai d'allumage et augmente le pic de pression cylindre à fortes charges. Tandis que, Tutak *et al.* [165] ont analysé l'effet de l'enrichissement du gaz naturel par l'hydrogène sur la combustion, le dégagement de chaleur, la stabilité de la combustion et les émissions polluantes à une charge constante. Leurs résultats montrent que l'enrichissement du GN par H_2 permet d'améliorer la qualité de combustion par rapport au mode DF GN-D par réduction de la durée de combustion de 30% ce qui améliore le rendement du moteur et les émissions de THC. Cependant, une fraction énergétique d' H_2 supérieure à 20% implique une augmentation significative de la pression cylindre, une nette augmentation de la perte de stabilité de la combustion (variation cycle par cycle) et des émissions de NOx.

Toujours dans le même contexte, d'autres auteurs se sont intéressés à l'effet de l'enrichissement du GN avec plusieurs proportions d' H_2 mais avec le biodiesel comme combustible pilote au lieu de gazole [126, 137, 166, 167], tandis que d'autres se sont intéressés à l'effet de l'enrichissement du biogaz avec plusieurs proportions d' H_2 dans le moteur DF en

utilisant le gazole comme combustible pilote [104, 168, 169]. Vu l'intérêt de ce mode de combustion, plusieurs recherches récentes ont fait l'objet de l'étude de l'effet de l'enrichissement d'un combustible gazeux (GN, biogaz, CO,...etc.) par l'hydrogène avec l'utilisation d'un combustible pilote, gazole ou biodiesel, pour initier la combustion [170-172].

1.4.2 Influence de la méthode d'introduction et des paramètres d'injection du combustible gazeux sur les performances du moteur

Une combustion anormale tel que le retour de flamme [76, 80], le préallumage [62, 74] et le phénomène de cliquetis [74, 80] peut se produire lors de l'utilisation d' H_2 dans un MCI ce qui limite le taux maximum de substitution en H_2 [72, 78]. Le retour de flamme ou préallumage diminue la puissance produite [72, 173] et augmente la pression dans le collecteur d'admission. Cette dernière est susceptible d'endommager le système d'admission [1].

Pour éviter le retour de flamme, il est nécessaire d'éliminer la source d'allumage en contact avec le mélange hydrogène-air dans le collecteur d'admission. Dans la littérature, plusieurs solutions ont été proposées pour remédier à ce problème, telles que (i) diminuer la période de chevauchement des soupapes, (ii) retarder le calage de l'ouverture de la soupape d'admission, (iii) utiliser des mélanges plus pauvres, (iv) utiliser d'EGR et (v) appliquer des systèmes de refroidissement de la charge admise [73, 174, 175].

Le préallumage est le résultat de diverses conditions telles qu'une augmentation du régime et de la charge du moteur [1], une augmentation de la pression d'entrée ou de la température d'entrée et une augmentation du taux de compression [40]. Pour les moteurs à hydrogène, le préallumage est plus prononcé lorsque le mélange hydrogène-air est proche de la stœchiométrie [1], ce qui limite le rapport d'équivalence pour ce type de moteurs [40]. Les phénomènes de préallumage produisent une augmentation du taux de dégagement de chaleur qui conduit à une augmentation rapide de la pression, une oscillation acoustique et une température de surface plus élevée. Cette dernière peut encore faire avancer le début de la combustion, ce qui à son tour conduit à un effet d'emballement, et s'il n'est pas contrôlé, conduira à une panne du moteur [40]. La présence de préallumage dans le MCI provoque le phasage symétrique de la pression cylindre, ce qui conduit à une chute de la pression moyenne indiquée (PMI) à une valeur proche de zéro [1].

De nombreuses études ont été menées pour s'affranchir du préallumage dans les MCI et plusieurs stratégies ont été proposées pour atteindre cet objectif [40, 67, 73, 175] parmi lesquelles, une utilisation d'un système de refroidissement de la charge d'admission, une bougie d'allumage à froid, une soupape remplie de sodium [73] et le calage variable des soupapes pour un balayage efficace des résidus d'échappement. Le contrôle de l'avance à l'allumage et la conception d'un système d'introduction de combustible gazeux approprié ont également été utilisés pour surmonter le problème de préallumage [1, 40].

En outre, les méthodes d'introduction d' H_2 (de combustible gazeux) peuvent jouer un rôle critique dans le développement d'un moteur à hydrogène (à gaz) [67]. En fait, avec une conception spécifique, le système d'introduction d' H_2 , peut empêcher une combustion anormale comme le retour de flamme et le préallumage [73] et peut également permettre d'atteindre un régime de combustion ultra-pauvre avec un rendement volumétrique et thermique

élevé, et des émissions de NO_x plus faibles [73]. Pour les moteurs utilisant le système d'injection dans le conduit/collecteur d'admission (TMI), les paramètres d'injection d'hydrogène tels que la pression et le calage d'injection, la position de l'injecteur, la surface ou le diamètre de la buse d'injecteur et l'inclinaison de l'injecteur ont un effet significatif sur les performances de combustion, les émissions et le contrôle de la combustion anormale [152, 176]. A travers la littérature, différentes études ont été menées pour identifier l'effet de ces paramètres sur les performances des moteurs.

Das *et al.* [67] ont conçu un système d'introduction d'H₂ synchronisé dans le collecteur d'admission qui aide à pré-refroidir la charge. Ce qui conduit à éteindre et à diluer les gaz résiduels et par conséquent éviter une combustion anormale (retour de flamme) et un gradient de pression élevé dans la chambre de combustion vers la fin de compression. Sandalci *et al* [70] ont utilisé l'injection d'H₂ dans le conduit d'admission pour augmenter le taux d'addition maximal de l'H₂ dans un moteur DF. Ils ont réussi à augmenter le pourcentage énergétique d'hydrogène à 46%.

Cheng *et al.* [177] ont évalué l'effet du calage de l'injection d'hydrogène sur la formation du mélange, la puissance, le rendement thermique, la variation cycle par cycle et le retour de flamme à différents régimes et charges du moteur. Au moment où, Wang *et al.* [176] ont établi un modèle de simulation 3D pour un MCI à hydrogène à injection dans le conduit d'admission à l'aide du logiciel AVL Fire pour analyser la qualité du mélange hydrogène-air et les caractéristiques de combustion du moteur à différents angles d'injection d'hydrogène, positions et diamètre de buse d'injecteur. Selon leurs résultats, un choix optimal des paramètres d'injection d'hydrogène est nécessaire pour améliorer l'homogénéisation du mélange H₂-air dans le cylindre et les caractéristiques de combustion.

Chintala *et al.* [178] ont utilisé un logiciel CFD pour examiner l'effet de l'angle d'inclinaison et de l'emplacement de l'injecteur gaz sur la qualité de mélange gaz (GN ou H₂)-air, le retour de flamme et le rendement thermique à différents régimes moteur et pressions d'injection gaz. Ils ont observé que la vitesse du mélange et le régime du moteur sont les paramètres clés pour l'optimisation de la distance critique de l'injecteur gaz entre la position de l'injecteur et l'axe de la soupape dans le collecteur d'admission d'un moteur dual fuel. Selon leurs résultats, la distance critique diminue avec l'augmentation du régime moteur à une pression d'injection gaz constante tandis qu'elle augmente avec l'augmentation de la pression d'injection gaz à un régime moteur constant. Ils concluent également que l'injecteur gaz doit être monté sur le collecteur d'admission à la distance critique afin de diminuer l'accumulation de carburant ce qui évite le retour de flamme. De plus, ils ont observé que le taux de mélange du carburant gazeux avec l'air augmente avec l'augmentation de la pression d'injection de gaz.

1.4.3 Effet de la loi de levée de soupape (Levée maximale et temps d'ouverture et fermeture des soupapes) sur les performances de moteur

Comme mentionné précédemment, lors d'utilisation de combustible gazeux en particulier l'hydrogène ; plusieurs paramètres doivent être pris en considération à savoir : le rendement volumétrique, la qualité du mélange (homogénéisation) et les problèmes de combustion anormale (préallumage, cliquetis et retour de flamme).

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

La loi de levée de soupape, le calage de fermeture de soupape d'admission (IVC), le calage d'ouverture de soupape d'admission (IVO) et la levée de soupape maximale, peuvent également avoir une grande importance dans le contrôle de la combustion anormale, du rendement volumétrique, des performances du moteur et des émissions polluantes d'un moteur. Plusieurs chercheurs se sont concentrés sur ces paramètres pour améliorer le rendement du moteur.

Jia *et al.* [179] ont numériquement étudié l'effet du calage de la fermeture d'admission (IVC) et du début d'injection (SOI) sur les performances de combustion et les émissions d'un moteur à allumage par compression à charge prémélangée (PCCI). Ils ont trouvé que le calage IVC et le SOI affectent le moment d'allumage, la température de combustion et le rapport de compression effectif. Ils ont conclu que l'ajustement de l'IVC et du SOI peut optimiser les émissions du moteur, l'économie de carburant, l'intensité de bruit et éviter les cliquetis.

Zhang *et al.* [180] ont expérimentalement évalué l'influence de la fermeture tardive des soupapes d'admission (LIVC) et des stratégies des soupapes d'admission et d'échappement à double ouverture (ou bien *rebreathing*, 2IVO et 2EVO) sur les caractéristiques de combustion et les émissions polluantes d'un moteur diesel lourds à différentes charges. Ils ont suggéré d'utiliser les stratégies de soupape à double ouverture à faibles charges, et la stratégie IVC standard et tardive à des charges plus élevées pour améliorer les caractéristiques de combustion et les émissions.

Xu *et al.* [181] ont utilisé une distribution électromagnétique (EMIV) pour varier les paramètres de commande des soupapes d'admission afin d'améliorer les performances d'un moteur à essence. Ils ont analysé l'influence du profil de levée sur la charge admise, la consommation spécifique du système de distribution et la perte par pompage. Leurs résultats montrent qu'une augmentation de la charge admise de 18,3% est possible en particulier à bas régime et une réduction de la consommation spécifique du mécanisme de distribution avec la loi de soupape optimisée. Ils concluent que l'application d'EMIV est un moyen efficace pour améliorer les performances du moteur.

Çinar *et al.* [182] ont expérimentalement étudié l'impact de la levée des soupapes sur la pression dans le cylindre, le taux de dégagement de chaleur, les performances du moteur et les émissions polluantes d'un moteur à allumage par compression à charge homogène (HCCI). Ils ont observé une amélioration des performances du moteur, une réduction des émissions polluantes avec une plage de fonctionnement étendue du moteur sans risque de cliquetis et avec un mélange pauvre lors de l'utilisation d'une faible levée de soupape.

1.5 Conclusion

Malgré les grands progrès enregistrés dans les moteurs électriques et les piles à combustible, la dépendance vis-à-vis du moteur à combustion interne en particulier le moteur diesel continuera sans doute dans le futur proche grâce à sa fiabilité, son économie, sa simplicité, sa maîtrise, etc. L'amélioration des performances énergétiques et environnementales du moteur diesel avec l'utilisation des combustibles alternatifs et/ou renouvelables favorise la pérennité de ces moteurs.

Chapitre 1. Revue bibliographique et état de l'art

Il ressort de notre recherche bibliographique, que la généralisation de l'utilisation de combustible gazeux (à savoir le gaz naturel, l'hydrogène et en particulier le mélange hydrogène-gaz naturel (H₂GN)) dans le moteur diesel en mode dual fuel est une priorité de grande importance afin de surmonter les contraintes et exigences environnementales et l'approvisionnement en énergies alternatives, renouvelables et économiques.

Vu les grands progrès qu'a connu l'automatique pour le contrôle et la commande des paramètres de fonctionnement du moteur et le développement des matériaux pour le stockage du mélange H₂GN, la conversion des moteurs diesel existant et/ou la transition vers les moteurs dual fuel (H₂GN-D) est très recommandé en particulier à l'échelle local en raison des réserves énormes en gaz naturel dont dispose notre pays.

De plus, en ce qui concerne le développement à l'avenir du moteur dual fuel, on peut dire que le système de distribution variable des soupapes sera de plus en plus présent. La distribution variable, déjà bien entrée en production de série pour plusieurs technologies dans les moteurs à allumage commandé, permet d'améliorer davantage les performances du moteur DF et élargir la plage de fonctionnement du moteur en particulier aux bas régimes et contrôler la combustion anormale.

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

CHAPITRE 2. EQUATIONS GOUVERNANT LES ECOULEMENTS DIPHASIQUES REACTIFS TURBULENTS

2.1 Introduction

Les concepts principaux de la dynamique des fluides ont été considérablement établis dans les années 1800, par l'ingénieur français Claude Navier (1827) et le mathématicien irlandais George Stokes (1845). Le système d'équations dites de Navier-Stokes, complété par des équations d'état et des relations constitutives, décrivant globalement le comportement des écoulements turbulents plus complexes ont été intensivement vérifiés dans les années 1900. Avec la complexité croissante des problèmes étudiés, les approches numériques sont souvent nécessaires auprès lieu de l'analytique. Ceci a conduit à l'apparition d'une nouvelle branche qui est la dynamique des fluides numériques (CFD pour Computational Fluid Dynamics) [183]. En particulier, dans ces dernières années et avec le progrès important des calculateurs modernes, cette approche a trouvé plusieurs applications dans le développement industriel (aéronautique, turbomachine, moteur à combustion interne, médical...etc.) ou dans la recherche scientifique académique (compréhension des phénomènes physiques complexes, turbulence, combustion turbulente, etc.).

L'écoulement dans le moteur à combustion interne est de type turbulent, réactif et diphasique. Même avec l'apparition des super calculateurs, la simulation numérique rigoureuse, ou de haute précision, (turbulence avec DNS, combustion avec la cinétique chimique détaillée et le spray avec DNS) de ce type d'écoulement en spécifiant la géométrie complexe du moteur en 3D, reste inaccessible. Afin de palier à ce problème, des modèles plus simples et performants (turbulence avec RANS où LES, combustion avec cinétique chimique réduite et spray avec des approches simplifiées de ses sous modèles) qui peuvent capturer les phénomènes complexes essentiels ou les plus importants sont utilisés.

La simulation d'un cycle thermodynamique via un code CFD (ANSYS Fluent dans notre cas) reste une tâche complexe combinant trois phénomènes liés les uns avec les autres, à savoir la turbulence, le spray et la combustion (Figure 2.1). La compréhension fondamentale de chaque phénomène individuellement permet d'identifier et de modéliser les différentes interactions. A cet effet, ce chapitre a pour but de présenter les modèles essentiels existant et qui sont communément utilisés pour la simulation numérique de cycle thermodynamique des moteurs à combustion interne.

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

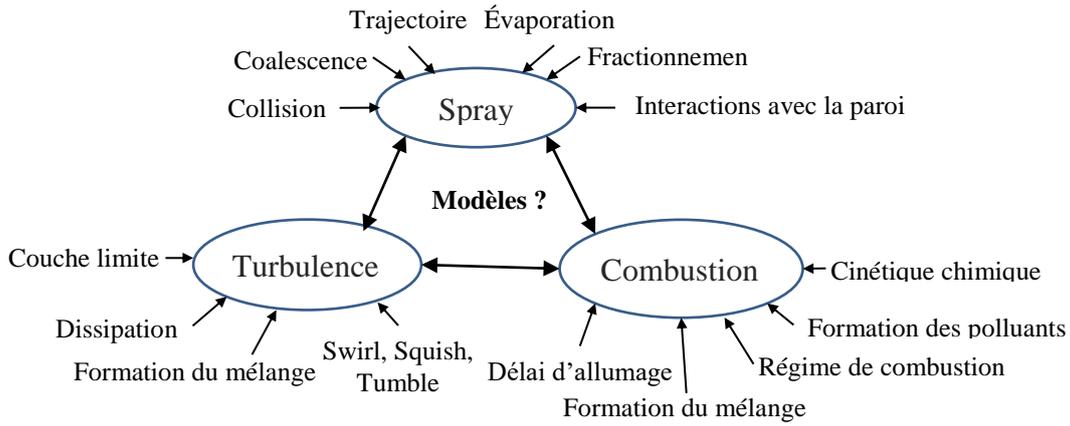


Figure 2.1. Résumé de différentes interactions : Turbulence, Combustion, Spray.

2.2 Equation de la phase gazeuse

A l'égard d'une équation d'état, la phase gazeuse, est régit par les équations de conservation, qui forment un système composé de $N + 4$ équations de conservation (approche 3D) : $N - 1$ pour les espèces, une (1) pour la masse totale, trois (3) pour la conservation de la quantité de mouvement, et une (1) pour l'énergie totale (N est le nombre totale des espèces présentes dans le mélange). Nous considérons alors comme variables indépendantes, la masse volumique de l'espèce k ($\rho_k = \rho Y_k$) avec $k \in [1, N - 1]$, la masse volumique du mélange gazeux global ($\rho = \sum_{k=1}^{N-1} \rho_k$), la quantité de mouvement $\rho \vec{u}$, et l'énergie totale E diminuée de l'enthalpie de formation des espèces.

L'équation de bilan pour une variable ϕ peut s'écrire sous une forme générale contenant des termes dus à la convection, à la diffusion, et les termes sources :

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{accumulation}} + \underbrace{\nabla \cdot \rho \vec{u} \phi}_{\text{convection}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi)}_{\text{diffusion}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{source}} \quad (2.1)$$

\vec{u} : Est le vecteur vitesse, Γ_ϕ : est le coefficient de diffusion.

2.2.1 Equation de continuité

Pour $\phi = 1$, l'équation de transport représente la conservation de la masse totale [20, 184].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = \dot{\rho}^s \quad (2.2)$$

ρ : est la masse volumique totale en phase gazeuse, u_j la vitesse locale du flux gazeux, $\dot{\rho}^s$ le terme source qui décrit l'échange de masse dû à l'évaporation des gouttelettes du liquide.

2.2.2 Equation de transport des espèces

Pour $\phi = Y_k$, l'équation de transport représente l'équation de conservation des espèces [20, 184, 185].

$$\frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_k + J_{k_j}) = \dot{\rho}_k^s + \dot{\rho}_k^c \quad (2.3)$$

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

Avec : Y_k , $\dot{\rho}_k^s$ et $\dot{\rho}_k^c$ sont la fraction massique, les contributions résultantes d'évaporation de la phase liquide à la phase gazeuse et de réactions chimiques de l'espèce k , respectivement.

$u_j = \sum_{k=1}^N Y_k u_{kj}$ Est la vitesse moyenne de mélange.

u_{kj} Est la vitesse de l'espèce k suivant la direction j .

$J_{kj} = \rho Y_k V_{kj}$ Est le flux de diffusion de l'espèce k suivant la direction j .

$V_{kj} = u_{kj} - u_j$ Est la vitesse de diffusion de l'espèce k suivant la direction j ,

La somme des flux massique de diffusion ($\sum_{k=1}^N J_{kj} = 0$) est par définition nulle, comme on peut le vérifier en changeant J_{kj} dans les expressions précédentes.

En utilisant la loi de Fick, le flux de diffusion massique est :

$$J_{kj} = -\rho D_{k,j} \nabla Y_k - \rho D_{T,k} \frac{\nabla T}{T} \quad (2.4)$$

D_k et $\rho D_{T,k}$ sont les coefficients de diffusion massique et thermique de l'espèce k dans le mélange, respectivement.

2.3 Equation de la quantité de mouvement

Pour $\phi = u_j$ l'équation de transport représente l'équation de conservation de la quantité de mouvement [20, 184-187].

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j + \sigma_{ij})}{\partial x_j} = \rho g_j + f_i^s \quad (2.5)$$

g_j , f_i^s et σ_{ij} sont les forces gravitationnelles, forces externes (qui résultent de l'interaction avec la phase liquide) et la composante générale du tenseur des contraintes (symétrique) généralement exprimée en fonction de la loi de Newton ;

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - \delta_{ij} P \quad (2.6)$$

P , δ_{ij} et τ_{ij} sont la pression statique, fonction delta de Kronecker et le tenseur des contraintes visqueuses newtoniennes respectivement.

$$\tau_{ij} = \mu_l \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_l \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (2.7)$$

μ_l Est la viscosité dynamique du mélange.

2.3.1 Equation de l'énergie

L'équation de conservation d'énergie est donnée par [20, 184-188]:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho H u_i - u_i \tau_{i,j} + J_{H,j})}{\partial x_j} = \dot{q}^r + \dot{q}^c + \dot{q}^s \quad (2.8)$$

E est l'énergie interne totale spécifique, $J_{H,j}$ un terme source dû à la chaleur de conduction.

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

$$E = e + \frac{u_i^2}{2} = \sum_{k=1}^N Y_k e_k + \frac{u_i^2}{2} \quad (2.9)$$

\dot{q}^r , \dot{q}^c et \dot{q}^s sont le taux de chaleur dû aux rayonnements, le taux de consommation de chaleur dû à l'évaporation des gouttelettes et le taux de dégagement de chaleur dû à la combustion, respectivement.

Pour un mélange de gaz parfait, l'enthalpie totale sensible H est donnée par :

$$H = E + P/\rho = h + \frac{u_i^2}{2} = \sum_{k=1}^{N_s} Y_k h_k + \frac{u_i^2}{2} \quad (2.10)$$

$$h_k = \int_{T_{ref,k}}^T C p_k dT$$

h_k : Est la chaleur de formation de l'espèce k à 0 absolue, T_{ref} est la température de référence.

Le vecteur du flux thermique J_{Hj} est la somme des contributions dues à la conduction thermique J_{Hj}^c et à la diffusion de l'enthalpie J_{Hj}^d , il peut inclure un troisième terme dû au rayonnement (Dufour) J_{Hj}^D .

$$J_{Hj} = J_{Hj}^c + J_{Hj}^d + J_{Hj}^D = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \sum_{k=1}^N h_k J_{kj} \quad (2.11)$$

Avec λ la conductivité thermique du mélange.

Le système d'équations décrit précédemment est fermé par l'équation d'état des gaz parfait :

$$\rho = \frac{P}{R_{mél} T}, \quad R_{mél} = R_g \sum_{k=1}^{N_s} \frac{Y_k}{M_k} \quad 2.12$$

2.3.2 Propriétés physiques

Pour un gaz parfait, la formule de Wilke, largement utilisée dans les écoulements réactifs [189], est utilisée pour calculer la viscosité du mélange et celle de Wassiljewa pour calculer la conductivité thermique du mélange, qui sont données comme suit [185, 189]:

$$\mu_l = \sum_{i=1}^N \frac{\chi_i \mu_i}{\sum_{j=1}^N \chi_j \phi_{\mu_l, ij}}, \quad \phi_{\mu_l, ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{1/2}} \quad (2.13)$$

$$\lambda = \sum_{i=1}^N \frac{\chi_i \lambda_i}{\sum_{j=1}^N \chi_j \phi_{\lambda, ij}}, \quad \phi_{\lambda, ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\lambda_i}{\lambda_j} \right)^{1/2} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{1/2}} \quad (2.14)$$

μ_i , λ_i sont respectivement la viscosité et la conductivité thermique de chaque espèce i dans le mélange donnés à partir de la théorie cinétique.

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

2.4 Modélisation de la turbulence

2.4.1 Introduction

L'écoulement d'air dans un moteur à combustion interne est pleinement turbulent. Le large spectre d'échelles spatiales et temporelles est complexe et difficile à analyser en raison de la géométrie du moteur et des conditions d'écoulement induisant différentes régions de cisaillement de l'écoulement tel que l'accélération-décélération du piston, la portée de soupape variée, la géométrie du bol et de la culasse ainsi que le caractère instable du débit de mélange d'admission [190]. L'écoulement du fluide au niveau de la portée de la soupape d'admission est la source principale de la création de turbulence à l'intérieur de la chambre de combustion. Cet écoulement a le caractère de jet, dans lequel existent de grandes variations du vecteur vitesse, tant en direction qu'en module [81].

La turbulence est une caractéristique de l'écoulement. Le paramètre qui quantifie un tel écoulement est le nombre adimensionnel de Reynolds ; qui est défini comme un rapport des forces d'inerties sur les forces visqueuses [190]. Lorsque le nombre de Reynolds augmente au-dessus d'une certaine valeur où les forces d'inertie sont plus importantes devant les forces de viscosité, l'écoulement laminaire devient instable et les perturbations en amont transportées et amplifiées ne sont pas supprimées par les forces visqueuses. Cette instabilité qui génère la turbulence est un problème mathématique complexe. Elle est le plus grand défi de la mécanique des fluides, et l'un des six problèmes de la physique non résolus.

Ces écoulements sont irréguliers, instables, très diffusifs, et semblent de plus en plus aléatoires, chaotiques et présentent un large spectre d'échelles spatiales et temporelles. La première théorie pour l'analyse dimensionnelle de la turbulence a été postulée par Osborn Reynolds (1898) [190]. Une description largement acceptable concernant la turbulence est celle de la théorie de Kolmogorov (cascade d'énergie de Kolmogorov 1991) [191]. D'après sa théorie, des tourbillons de grande échelle sont générés par l'écoulement moyen à cause des contraintes de Reynolds, ces grands tourbillons se divisent en petits tourbillons qui se divisent à leurs tours en plus petits tourbillons. Ce procédé continue jusqu'à la petite échelle (échelle de Kolmogorov qui est proportionnel à $Re^{-3/4}$) là où l'énergie cinétique se dissipe en chaleur par le frottement visqueux [185, 191].

Pour simuler avec précision l'écoulement réel, il est très important de pouvoir modéliser avec précision la turbulence. Cela est particulièrement nécessaire, car la turbulence détermine non seulement les détails de l'écoulement de fluide lui-même, mais également influe fortement sur les processus de pulvérisation de carburant liquide et la formation du mélange ainsi que sa combustion [19].

Puisque l'étude de l'écoulement des fluides en particulier turbulent est un domaine difficile à aborder expérimentalement, certains chercheurs préfèrent l'approche numérique, par l'intermédiaire de la technique CFD. Même dans ces conditions, il faut noter qu'on a besoin de ressources importantes de calcul, en coûts et en temps [81]. Plusieurs modèles existent pour modéliser la turbulence, chaque modèle a ses applications. Ils ont leurs points forts et leurs

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

limitations, le choix de modèle repose sur le type de problème traité, les objectifs envisagés, les moyens de calcul et le temps alloué.

2.4.2 Approche RANS

Comme mentionné précédemment, afin d'obtenir le champ exact de la pression et la vitesse d'écoulement turbulent, il faut résoudre les équations de Navier Stokes sur tout le spectre d'énergie en appliquant la méthode DNS. Cependant, en raison du large spectre d'échelles spatiale et temporelle dans les écoulements turbulents, cette approche nécessite un maillage extrêmement fin et des pas de temps très faibles. Dans les limites des performances informatiques actuelles, il est difficile ou même impossible de résoudre directement les équations impliquées dans un écoulement réactif turbulent de moteur [192]. Par conséquent, des modèles et des hypothèses spécifiques pour les équations gouvernantes turbulentes sont élaborés. Une approche a été introduite par Osborn Reynolds connue sous le nom de concept de décomposition de Reynolds. Ce concept, consiste à diviser la vitesse instantanée (variable scalaire) en une valeur moyenne et une autre fluctuante.

2.4.2.a Décomposition statistique

Dans l'approche RANS, la vitesse instantanée est décomposée en une valeur moyenne et une autre fluctuante.

$$u(x_i, t) = \bar{u}(x_i, t) + u'(x_i, t) \text{ Avec } \bar{u}'(x_i, t) = 0 \quad (2.15)$$

De façon générale, la variable scalaire instantanée ($\phi(x_i, t)$) est divisée en deux composantes : une quantité moyenne $\bar{\phi}(x_i, t)$ et une composante fluctuante $\phi'(x_i, t)$, définie par les relations suivantes :

$$\begin{cases} \phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i, t) + \phi'(x_i, t) \\ \bar{\phi}(x_i, t) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi(x_i, t) dt \\ \bar{\phi}'(x_i, t) = 0 \end{cases} \quad (2.16)$$

L'opérateur mathématique centré qui est utilisé ici est la *moyenne de Reynolds* d'où le nom de l'approche. Sous l'hypothèse d'*ergodicité* (convergence des moyennes temporelles sur une période T et des moyennes d'ensemble sur N valeurs), cette moyenne est égale à la moyenne d'ensemble sur N réalisations $\phi(x_i, t)$ capturées en un point x [192, 193].

La composante de fluctuation est définie par sa valeur quadratique moyenne (RMS) comme suit :

$$\phi'(x_i, t) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \left[\int_t^{t+\Delta t} \phi^2(x_i, t) dt \right]^{1/2} \quad (2.17)$$

Les caractéristiques de décomposition sont [186]:

$$\bar{f}' = 0, \quad \bar{\bar{f}} = \bar{f}, \quad \overline{f\bar{g}} = \bar{f}\bar{g}, \quad \overline{f'g'} = 0, \quad \overline{f+g} = \bar{f} + \bar{g}, \quad \frac{\partial \bar{f}}{\partial s} = \frac{\partial \bar{f}}{\partial s}, \quad \overline{f\bar{g}} = \bar{f}\bar{g} + \overline{f'g'} \quad (2.18)$$

Il existe plusieurs inconvénients de la moyenne de Reynolds appliquée aux flux à densité variable (écoulement compressible), comme le cas de l'écoulement dans un moteur. Parmi ceux-ci, l'apparition des termes supplémentaires corrélant les fluctuations de densité, tels que

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

le terme $\frac{\partial(\overline{\rho u})}{\partial x}$ dans l'équation de continuité. Cela nécessite une modélisation en plus et, qui signifie (physiquement) un échange de masse à travers la ligne de courant moyenne. Ceci est contradictoire avec le concept de base et entraîne parfois des erreurs de modélisation [192]. Par conséquent, une approche alternative appelée moyenne de Favre est adoptée où la moyenne pondérée par la masse est utilisée. Les relations de la moyenne de Favre peuvent être spécifiées comme suit [184, 192, 194]:

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad (2.19)$$

$$\text{Avec : } \phi = \tilde{\phi} + \phi'', \quad \overline{\rho\phi''} = 0 \text{ et } \overline{\rho\phi} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \rho\phi dt$$

Le symbole ($\tilde{}$) indique les quantités moyennes de Favre, tandis que la double citation (" ") représente les composantes turbulentes fluctuantes de Favre. Il est à noter que la moyenne de Favre conduit à la relation $\overline{\rho\phi''} = 0$ mais $\overline{\phi''} \neq 0$ [192].

La moyenne de Favre présente plusieurs avantages, contrairement à la moyenne de Reynolds. Elle supprime les fluctuations de densité conduisant à une simplification significative des équations moyennées. De plus, elle réduit le nombre de corrélations turbulentes par rapport à la moyenne de Reynolds [184, 192]. Pour les écoulements incompressibles, les deux méthodes de décomposition donnent le même système d'équations [192, 194].

Toutes les variables d'écoulement instantané sont décomposées en utilisant la moyenne de Favre à l'exception de la pression et de la densité qui sont traitées en utilisant la décomposition de Reynolds [192, 195].

$$P = \bar{P} + P', \quad u_i = \tilde{u}_i + u''_i, \quad \rho = \bar{\rho} + \rho', \quad T = \tilde{T} + T'', \quad Y_m = \tilde{Y}_m + Y''_m \quad (2.20)$$

En substituant les décompositions 2.20 aux équations (2.2, 5 et 8), la forme moyennée de l'ensemble des équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de conservation des espèces est donnée par [184, 194, 195]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_m)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_m \tilde{u}_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \bar{D} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{\rho} \overline{u''_i Y''_m} \right) + \bar{w}_{m,source} \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_i} &= -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{\rho} \overline{u''_i u''_j} \right) \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{e}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{e}}{\partial x_i} &= \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} + \tilde{\sigma}_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} D \sum_m \tilde{h}_m \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{\rho} \overline{u''_i e''} \right) \\ \bar{P} &= \bar{\rho} r \tilde{T} \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

Dans l'équation de quantité de mouvement, un terme non linéaire de premier ordre apparaît, connu sous le nom de tenseur de contrainte de Reynolds ($\tau_{ij,t} = -\bar{\rho} \overline{u''_i u''_j}$). Si on procède à la fermeture de cette équation en utilisant une équation de transport de ce terme cela engendre des termes convectifs d'ordre supérieur, et il devient de plus en plus délicat pour fermer ces corrélations (sens physique de plus en plus limité) [193, 194].

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

De même, l'ensemble des équations de transport des espèces et d'énergie ont un terme de transport turbulent supplémentaire qui sont respectivement [194]:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{m,t} &= -\bar{\rho} \widetilde{u''_i Y''_m} \\ q_t &= -\bar{\rho} \widetilde{u''_i e''}\end{aligned}$$

$\dot{q}_{m,t}$: Représente le flux de masse supplémentaire dans l'équation de transport des espèces pour le composant m et q_t le flux de chaleur supplémentaire dans l'équation de transport d'énergie.

Un terme source chimique moyen $\overline{\dot{\omega}_\phi}$ apparait aussi.

En plus des équations gouvernantes, un terme supplémentaire doit être ajouté pour la fermeture système d'équation. Ensuite, la solution est déterminée pour le transport des contraintes turbulentes, le flux d'énergie ainsi que la masse en utilisant un modèle de turbulence adapté.

2.4.3 Modèles de fermeture

Les méthodes les plus utilisés pour la fermeture de systèmes d'équations peuvent être divisées en deux catégories principales : premier et second ordre. Elles consistent à exprimer les corrélations à partir des termes moyens.

2.4.3.a Modèles de premier ordre

Ce type de modèle suit implicitement l'hypothèse de turbulence homogène isotrope [193] et basé sur le principe de la viscosité turbulente de *Boussinesq*, aussi appelé modèle à viscosité turbulente. Il suppose la même relation linéaire entre les contraintes et les déformations que celle utilisée dans la modélisation des contraintes visqueuses laminaires, mais utilise une constante de proportionnalité différente appelée viscosité turbulente (μ_t). La composante de tenseur de contrainte de Reynolds est exprimée comme suit [192] :

$$-\bar{\rho} \widetilde{u''_i u''_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \bar{u}_K}{\partial x_K} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \delta_{ij} \quad (2.22)$$

Avec $\tilde{k} = \frac{1}{2} \widetilde{u''_i u''_i} = \frac{1}{2} (\widetilde{u''_1 u''_1} + \widetilde{u''_2 u''_2} + \widetilde{u''_3 u''_3})$ est l'énergie cinétique turbulente [186].

De façon générale on peut écrire:

$$-\bar{\rho} \widetilde{u''_i \phi''_j} = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_i} \quad (2.23)$$

Les termes de transport turbulent, flux de chaleur ($\phi = e$), et de masse ($\phi = Y_m$) sont modélisés en utilisant l'hypothèse de diffusivité turbulente, la loi de Fick et de Fourier étendues au cas turbulent.

$$\begin{cases} -\bar{\rho} \widetilde{u''_i e''} = \bar{\rho} \alpha_t \frac{\partial \bar{e}}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{e}}{\partial x_i} \\ -\bar{\rho} \widetilde{u''_i Y''_m} = \bar{\rho} D_{tm} \frac{\partial \bar{Y}_m}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Sc_{tm}} \frac{\partial \bar{Y}_m}{\partial x_i} \end{cases} \quad (2.24)$$

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

Où α_t et $Pr_t = \frac{\mu_t}{\bar{\rho}\alpha_t}$ sont la diffusivité thermique turbulente et le nombre de Prandtl turbulent, respectivement. D_{tm} et $Sc_{tm} = \frac{\mu_t}{\bar{\rho}D_{tm}}$ sont la diffusivité turbulente et le nombre turbulent de Schmidt d'espèce m , respectivement.

On constate l'apparition du terme de viscosité turbulente (μ_t) dans les équations précédentes, expressions de tenseur de contrainte de Reynolds. En effet, les variantes de ce modèle ont comme objectif de modéliser ce terme (viscosité turbulente) afin de calculer les différents flux turbulents et ensuite résoudre le système d'équation décrivant l'écoulement turbulent. Ces variantes sont divisées en fonction du nombre d'équations nécessaires pour calculer la viscosité.

- **Les modèles à 0 équation**

Dans ce modèle proposé par Prandtl en 1920, la viscosité turbulente est déterminée par l'intermédiaire de la longueur de mélange (Longueur de Prandtl) et le gradient de vitesse moyenne [193, 196].

$$\mu_t = \bar{\rho}l_m^2 \left| \frac{\partial \tilde{u}}{\partial y} \right| \quad (2.25)$$

Avec l_m est la longueur de mélange.

Ces modèles ne requièrent pas une équation de plus à résoudre donc plus simples et rapides à mettre en œuvre. Ils imposent de calculer à chaque fois la longueur de mélange pour chaque configuration par une relation empirique. De ce fait, ils nécessitent une connaissance a priori de l'écoulement d'étude. Ces modèles couvrent une large gamme d'écoulements turbulents. Ils ont été et restent encore employés avec succès dans des configurations classiques de l'aérodynamique de profils simples en l'absence de décollement [193].

- **Les modèles à 1 équation (Modèle de Prandtl-Kolmogorov) ou Spallart allmaras**

Dans ces modèles, une équation en plus est résolue pour l'énergie cinétique turbulente k afin de déterminer la viscosité turbulente μ_t [193].

$$\mu_t = \bar{\rho}l_m \tilde{k}^{1/2} \quad (2.26)$$

$$\text{Avec } l_m = C_D \frac{\tilde{k}^{3/2}}{\tilde{\epsilon}}$$

Ces modèles, connus aussi par modèle de Spallart Allmaras, présentent l'avantage d'être assez simples mais la détermination de la constante empirique C_D et du taux de dissipation $\tilde{\epsilon}$ ou bien la longueur de mélange l_m est empirique ; de plus, l'extension au cas tridimensionnel est difficile.

Ils ne peuvent pas s'adapter rapidement aux changements dans les échelles de longueur. C'est le cas lorsqu'un écoulement passe brusquement d'un écoulement délimité par une paroi à un écoulement de cisaillement. C'est le cas, lors de passage de la charge à travers l'ouverture

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

étroite entre la soupape et le siège de soupape dans la chambre de combustion [197]. Ces modèles qui ont été développés surtout pour les applications de l'industrie aérospatiale où apparaissent fréquemment des écoulements au niveau des parois, donnent aussi de bons résultats pour les couches limites soumises aux grands gradients de pression.

- **Les modèles à 2 équations**

- **Modèles $k - \varepsilon$**

De leur nom, ces modèles résolvent deux équations de transport supplémentaires afin de calculer la valeur de la viscosité turbulente, qui sont l'équation de l'énergie cinétique turbulente (k) et celle de dissipation turbulente (ε). La viscosité dynamique turbulente est exprimée comme suit [194, 195]:

$$\mu_t = \bar{\rho} c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.27)$$

Où c_μ est une constante du modèle.

En principe, ces relations s'appliquent lorsque le nombre de Reynolds est grand et lorsque la turbulence est établie et en équilibre [198]. Pour la simulation numérique de moteur à combustion interne, les modèles RANS à deux équations sont les plus performants [186, 191]. Parmi les modèles à deux équations, le modèle $k - \varepsilon$ et ses variantes, sont les plus utilisés de nos jours [183, 198].

- **Modèles $k - \omega$**

Ces modèles de turbulence RANS à deux équations remplacent le taux de dissipation turbulent (ε) dans le modèle $k - \varepsilon$ par la fréquence de turbulence ou taux de dissipation spécifique ($\omega = \varepsilon / k$) [199].

Dans ces modèles, la viscosité dynamique turbulente, est calculée à partir de deux paramètres k et ω est donnée par :

$$\mu_t = \bar{\rho} \frac{k}{\omega} \quad (2.28)$$

2.4.3.b Modèles du second ordre

Ces modèles permettent de bien représenter l'anisotropie aux grandes échelles. Ils sont plus précis que les modèles de premier ordre à deux équations qui suit implicitement l'hypothèse de turbulence homogène isotrope [193]. Ils sont basés sur la résolution directe d'équations de transport pour les moments du second ordre connu aussi sous le nom de modèle d'équation de contrainte de Reynolds (RSM pour Reynolds Stress Model) car dans la plupart des cas, les équations de transport pour les contraintes de Reynolds sont résolues [192, 196, 200]. Ces modèles sont l'approche la plus complexe et potentiellement la plus générale. Six équations de transport pour chacun des composants de contrainte de Reynolds $\tau_{ij,t} = -\bar{\rho} \overline{u_i'' u_j''}$ (tenseur symétrique), ainsi qu'une équation de transport supplémentaire pour le taux de dissipation scalaire doivent être résolues dans cette approche [192] (sept équations de plus pour le cas 3D et cinq pour le cas 2D).

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

Ils sont très appropriés aux écoulements dans les cyclones, à un écoulement hautement tourbillonnaire et rotatif [190, 200], et aux flux secondaires induits par les contraintes dans les conduits. Ils permettent également d'éviter une surestimation de l'énergie cinétique dans le cas de forts taux de cisaillements (écoulements avec séparation). De plus, le terme de production de turbulence est un terme exact et par conséquent ne nécessite pas de modèle de fermeture [196]. Mais leur utilisation est limitée en raison du coût de calcul considérable [192, 200]. En outre, ils ne donnent pas toujours des résultats meilleurs que les plus simples modèle de turbulence tel que les modèles de premier ordre à deux équations [190].

Une alternative simplificatrice de ce modèle est l'ASM (modèle de contrainte algébrique ou Algebraic Stress Models) où les composants pour le calcul des contraintes de Reynolds sont basés sur une relation algébrique. Ces modèles reposent sur le fait que les contraintes turbulentes par rapport à l'énergie turbulente à travers une fine couche de cisaillement restent presque constantes [200].

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équations de transport d'ordre égal ou supérieur à trois, sont, en revanche, difficilement envisageables d'une part par manque de données expérimentales pour ce type de corrélations, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée ainsi que le coût de calcul en temps et en mémoire très élevé.

2.4.4 Modèles $k-\varepsilon$

2.4.4.a Modèle $k-\varepsilon$ Standard

Le modèle $k - \varepsilon$ développé par Launder et Spalding est un modèle semi-expérimental avec deux équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente (k) et son taux de dissipation (ε) [190, 197]. L'équation pour l'énergie cinétique est obtenue mathématiquement, tandis que l'équation pour la dissipation visqueuse est dérivée en utilisant un raisonnement physique d'une équation de transport [197]. La résolution de deux équations de transport pour k et ε permet de fournir une échelle caractéristique pour la vitesse turbulente et la longueur, ces échelles représentent la viscosité turbulente [20, 197]. Ces équations (énergie cinétique et le taux de dissipation turbulents) sont données comme suit [190]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{k})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{k})}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \bar{\rho} \bar{\varepsilon} - Y_m + S_k \\ \frac{\partial \bar{\rho} \bar{\varepsilon}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{\varepsilon})}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \bar{\rho} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}} + S_\varepsilon \end{aligned} \right\} \quad (2.29)$$

Où : G_k et G_b représentent la production d'énergie cinétique turbulente due au contrainte de cisaillement et des effets de flottabilité imposés par les mécanismes des gradients de vitesse et de température dans l'écoulement moyen, respectivement [190]. Le terme Y_m représente l'effet de la compression sur la turbulence pour le cas d'un écoulement compressible, avec un nombre de Mach élevé, par le phénomène de dilatation-dissipation. Les termes sources S_k et S_ε représentent la variation de l'énergie cinétique et du taux de dissipation turbulents due à l'injection de carburant, respectivement.

Le premier terme à droite dans les deux équations est le transport dû à la viscosité moléculaire et turbulente. Le deuxième terme à droite dans l'équation de dissipation représente

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

la vitesse à laquelle les grandes échelles fournissent de l'énergie aux petites échelles. Le dernier terme dans l'équation de dissipation représente la dissipation aux petites échelles [197].

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ et $C_{3\varepsilon}$ sont des constantes qui sont obtenues expérimentalement pour un écoulement turbulent particulier, σ_k et σ_ε sont le nombre de Prandtl pour k et ε , respectivement. Ils sont données comme suit [190].

$C_{1\varepsilon} = 1,44$	$C_{2\varepsilon} = 1,92$	$C_\mu = 0.09$	$\sigma_k = 1$	$\sigma_\varepsilon = 1,3$
---------------------------	---------------------------	----------------	----------------	----------------------------

Le modèle k - ε standard est encore fréquemment le plus utilisé des modèles de turbulence, en particulier dans le domaine énergétique. La simplicité dans sa mise en œuvre, sa robustesse, l'économie et sa précision raisonnable pour une large gamme d'écoulements turbulents expliquent sa popularité [81, 197]. Dans l'élaboration du modèle standard k - ε , on suppose que l'écoulement est entièrement turbulent et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables. C'est pourquoi, ce modèle est à appliquer seulement pour les sous domaines de l'écoulement du fluide complètement turbulents. Par conséquent, en général, il n'est pas utilisé, pour la simulation des moteurs à combustion interne [81, 197].

Cependant, ce modèle souffre principalement de deux lacunes [20]:

- Son inaptitude à prendre en compte les courbures des lignes de courant et les étirements rotationnels
- Son incapacité à traduire les effets de mémoire spatio-temporelle puisque la relation de turbulence exprime une dépendance purement locale, c.-à-d. entre grandeurs prises au même point et au même instant.

Pour combler ces lacunes et ainsi améliorer les performances du modèle k - ε standard, des modifications ont été apportées, à savoir le modèle RNG (Re Normalization Group) et le modèle réalisable.

2.4.4.b Modèle RNG k - ε

Ce modèle appelé RNG k - ε , de Yakhov et Orszag 1986, utilise une théorie différente des techniques statistiques classiques. La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leurs énergies sont modélisées tandis que les grandes échelles sont résolues numériquement. Cette modélisation aboutit à des équations très proches de celles du modèle k - ε Standard. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement [183, 188, 191, 194]. Par conséquent, les constantes de ce modèle ont des significations physiques plus rigoureuses [183]. Donc, les deux modèles ont des formes similaires, et les principales différences dans les modèles sont [199]:

- Un terme supplémentaire est introduit dans l'équation de dissipation pour améliorer la précision des écoulements à fort taux de déformation et recirculation,
- La précision de l'écoulement tourbillonnaire est améliorée,
- La viscosité effective, μ_{eff} , est calculée analytiquement pour gérer le cas à faible nombre de Reynolds,

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

- Une formule analytique pour les nombres de Prandtl turbulents est ajoutée tandis que le modèle k- ϵ standard utilise des constantes ajustables par l'utilisateur.

Depuis son apparition, le modèle RNG k- ϵ a été utilisé pour simuler des écoulements turbulents, à nombre de Reynolds faible et élevé, avec grand succès [183]. Ce modèle s'est avéré très prometteur pour la prédiction d'écoulements turbulents dans des configurations géométriques complexes et d'écoulements avec recirculation et tourbillonnaires [20, 199]. Plusieurs auteurs suggèrent que ce modèle est plus précis et donne des résultats comparables à ceux obtenus expérimentalement [183, 188, 191], en particulier pour le jet [186]. Pour son utilisation dans le cas des moteurs, plusieurs études existent dans la littérature dont les résultats numériques du modèle RNG k- ϵ ont été validés avec les données expérimentales [85, 179, 201]. Ce modèle requiert un effort de calcul plus de 10 à 15% que le modèle k- ϵ Standard [188].

2.4.4.c Modèle k- ϵ Realizable

Pour le modèle k- ϵ Realizable, le terme "réalisable" signifie que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques sur les contraintes de Reynolds, cohérentes avec la physique des écoulements turbulents. Il diffère du modèle k- ϵ standard par deux aspects principaux. Le premier est la formulation de la viscosité turbulente dans laquelle le terme C_μ n'est plus une constante mais varie en fonction de la vitesse moyenne de déformation et de rotation ainsi que de paramètres de turbulence (k et ϵ). Le second, est la nouvelle équation de transport pour le taux de dissipation ϵ , qui est obtenue de l'équation exacte de transport de la moyenne carrée des fluctuations tourbillonnaires, ce terme est indépendant de la production de k . De plus, le terme de destruction dans l'équation de ϵ ne contient pas des singularités [197].

Les modèles k- ϵ realizable et RNG ont montré des améliorations substantielles par rapport au modèle standard pour les écoulements avec lignes de courant courbées, séparation et recirculation. Toutefois, il n'a pas encore été clairement établi dans quelles configurations le modèle k- ϵ realizable est significativement meilleur par rapport au modèle RNG k- ϵ .

D'après la documentation ANSYS fluent, une limitation du modèle realizable consiste en le fait qu'il produit des viscosités turbulentes non physiques dans des situations où le domaine de calcul contient à la fois des zones fluides rotatives et stationnaires. Cela est dû au fait que le modèle realizable inclut les effets de la rotation moyenne dans la définition de la viscosité turbulente. Cet effet de rotation supplémentaire a été testé sur des systèmes à maillage mobile et a montré un comportement supérieur par rapport au modèle standard. Donc son choix pour la simulation des moteurs reste jusqu'à présent sans justification. De plus, ce modèle n'est pas largement adopté pour les simulations de moteurs en comparaison avec le modèle RNG ou standard.

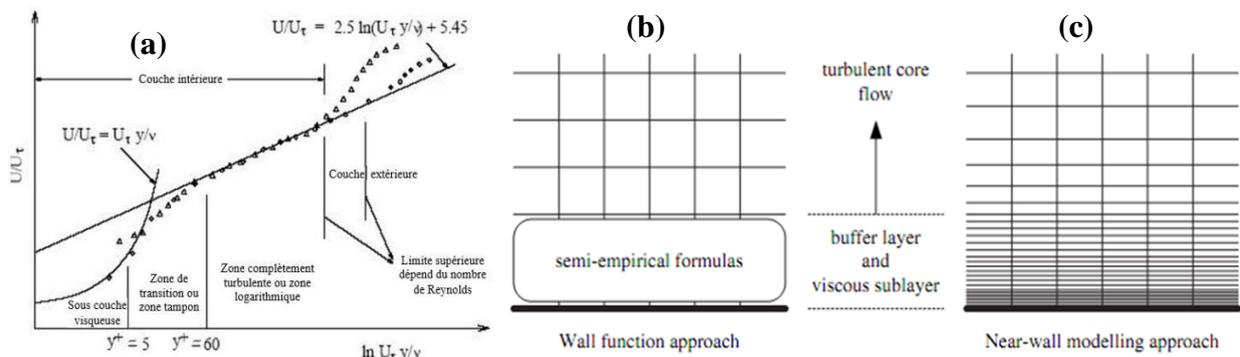
2.4.5 Traitement de l'écoulement proche paroi

L'écoulement turbulent au voisinage de la paroi requiert un traitement spécial, car la présence de cette dernière affecte l'écoulement turbulent, et en premier lieu la vitesse moyenne qui est affectée par la condition de non glissement de la paroi (vitesse nulle à la paroi). De plus, proche de la paroi l'amortissement visqueux réduit les fluctuations tangentielles de vitesse, alors que le ralentissement cinématique réduit les fluctuations normales. Cependant, dans la partie

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

extérieure de la région proche-paroi, la turbulence augmente rapidement par la production de l'énergie cinétique turbulente qui est due au gradient de la vitesse moyenne élevé. Par conséquent, les modèles de turbulence à deux équations de transport, tels que les modèles $k-\varepsilon$, développés pour un écoulement isotrope à nombre de Reynolds élevé, ne sont applicables que pour la région extérieure de la couche limite. Cette dernière est subdivisée en trois sous couches (Figure 2.2- a)

- *Sous-couche laminaire ou visqueuse* : l'écoulement est presque laminaire et la viscosité moléculaire joue un rôle dominant dans le transfert de la quantité de mouvement, de chaleur ou de masse,
- *Zone intermédiaire ou tampon* : la viscosité moléculaire et la turbulence sont également importantes.
- *Sous-couche turbulente ou logarithmique* : la turbulence joue un rôle majeur,



La modélisation près de la paroi a un impact significatif sur la qualité des résultats numériques. En pratique, l'écoulement dans la région proche paroi (couche limite) est traité par l'une des deux approches : les lois de parois turbulentes ou la modélisation à bas nombre de Reynolds (Figure 2.2- b et c).

- **Modélisation à bas nombre de Reynolds**

Cette approche consiste à résoudre les équations de l'énergie cinétique turbulente (k) et de sa dissipation (ε) en ajoutant des termes supplémentaires qui prennent en compte le caractère non-isotrope des processus de dissipation à la paroi, ainsi que les effets de la viscosité moléculaire. Cette méthode nécessite la mise en place d'un maillage très fin jusqu'à la paroi, y compris la sous-couche visqueuse, ce qui conduit en particulier dans les calculs tridimensionnels, à une augmentation excessive de maillage et par conséquent un temps de calcul très élevé (Figure 2.2- c) [202].

- **Lois de parois turbulentes**

La région intérieure affectée par la viscosité (sous-couche visqueuse et couche tampon) n'est pas résolue. Des formules semi-empiriques appelées "lois de paroi" sont utilisées pour calculer les échanges paroi/écoulement (frottement τ_p , et flux de chaleur q_p si la paroi est

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

supposée isotherme ou température T_p si la paroi est adiabatique). L'utilisation de la loi de paroi évite la nécessité de modifier les modèles de turbulence pour tenir compte de la présence des parois. De plus, cette approche ne nécessite pas un maillage très fin donc moins d'effort de calcul par rapport à la précédente avec des résultats satisfaisants.

2.4.5.a Lois de paroi de type standard "standard wall function"

Les lois de paroi de type standard "*standard wall function*" sont basées sur les travaux de Launder et Spalding [203], et ont été les plus largement utilisées dans les écoulements industriels. Elles permettent de calculer la contrainte pariétale locale ($\tau_p = \rho u_\tau^2$) en fonction de :

- La distance perpendiculaire du centre de la 1^{ère} cellule à la paroi (y_p) du point p ,
- La vitesse moyenne (u_p) parallèle à la paroi du point p ,
- La viscosité cinématique μ_p et de la densité ρ_p du point p .

$$\left. \begin{aligned} u^* &= K^{-1} \ln(Ey^*), & y^* > 11,445 \\ u^* &= y^*, & y^* < 11,445 \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

$$\text{Avec } u^* \equiv \frac{c_\mu^{1/4} K_p^{1/2} u_p}{\tau_p / \rho}, \quad y^* \equiv \frac{\rho c_\mu^{1/4} K_p^{1/2} y_p}{\mu_p},$$

Où $K = 0,4187$ est la constante de Von-Kármán, $E = 9,793$ et $c_\mu = 0,09$ des constantes empiriques.

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{c_\mu}}, \quad \varepsilon = \frac{u_\tau^3}{k y_p}$$

La vitesse de frottement u_τ (ou bien les contraintes $\tau_p = \rho u_\tau^2$) est alors calculée en fonction de y^* soit par une loi linéaire, si le premier nœud dans la couche limite se situe dans la sous-couche visqueuse ou de transition. Sinon par la loi logarithmique, si le premier nœud dans la couche limite se situe dans la sous-couche turbulente [186].

Cette loi de parois est élaborée pour des couches limites développées en l'absence de gradient de pression. Elle donne des résultats corrects en présence de gradients de pression si y^* est suffisamment petit. En revanche, en présence de points de stagnation, elle présente des problèmes. Néanmoins l'application de cette loi doit respecter certains points [204]:

- La valeur de y^* calculée ne doit être inférieure à 30,
- La valeur de y^* ne doit pas non plus excéder une certaine limite supérieure. Cette limite est plus élevée pour les écoulements turbulents pleinement développés où le nombre de Reynolds est élevé,
- La présence d'un gradient de pression (favorable ou adverse) rend cette relation invalide. Idéalement, il faut donc faire en sorte que y^* soit le plus proche possible de 30,
- Utiliser des maillages suffisamment fins pour assurer la convergence des résultats.

Les lois de parois standards sont admises pour des valeurs de y^+ comprises entre 30 et 300, et donc la zone logarithmique s'étend jusqu'à $y^+ = 300$ [204].

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

2.4.5.b Lois de paroi de type évolutif "Scalable Wall Functions"

Cette appellation est cependant trompeuse puisqu'il ne s'agit pas vraiment d'une loi adaptative mais plutôt d'une limitation sur la vitesse permettant d'éviter les écueils liés à l'utilisation d'un maillage excessivement raffiné [205].

Le but de cette loi est d'empêcher le modèle de tomber dans la zone logarithmique, en renvoyant toujours une vitesse de frottement correspondant à la borne inférieure de la zone logarithmique. Ceci est réalisé en introduisant un limiteur dans les calculs y^* tel que les lois standard.

$$\widetilde{y}^* = \max(y^*, y_{lim}^*) \quad (2.31)$$

Où $y_{lim}^* = 11,225$ est la valeur pour laquelle se croisent les lois linéaire et logarithmique

Cette approche, très utilisée, permet de diminuer la sensibilité au maillage lors de l'utilisation de maillage non adapté au modèle et d'éviter la divergence du calcul. Toutefois, elle doit être utilisée avec précaution : c'est un artefact permettant d'utiliser un modèle sur un maillage très raffinées mais en aucun cas cette approche ne convergera vers une approche Bas-Reynolds [205].

2.4.5.c Loi de paroi de type Non-equilibrium "Non-equilibrium wall functions"

Dans cette approche, l'effet du gradient de pression est introduit lors du calcul de la vitesse u^* dans la loi logarithmique ($y^* > 11$). Ce modèle a la même forme que le modèle standard. La principale différence est dans la vitesse u_p qui est remplacée par :

$$\tilde{u} = u - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho k \sqrt{k}} \ln\left(\frac{y}{y_v}\right) + \frac{y - y_v}{\rho k \sqrt{k}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right] \quad (2.32)$$

$$y_v = \frac{\mu y_v^*}{\rho c_\mu^{1/4} K_p^{1/2}}, \quad y_v^* = 11,225$$

En raison de la capacité à prendre en compte en partie les effets des gradients de pression, cette loi est recommandée pour une utilisation dans des écoulements complexes impliquant une séparation et un réattachement où le débit moyen et la turbulence sont soumis à des gradients de pression sévères et rapides [197].

2.5 Equations de la phase liquide

2.5.1 Introduction

L'atomisation de spray est la transformation de l'écoulement liquide continu dans la buse de l'injecteur en un brouillard de gouttelettes dans la chambre de combustion. Il représente plusieurs processus à savoir : l'écoulement à l'intérieur des buses d'injecteur (cavitation, turbulence), l'atomisation du liquide continu à la sortie de nez d'injecteur (modèle de fractionnement primaire), la désintégration des gouttes formées (modèle de fractionnement secondaire), l'échange de la quantité de mouvement entre les phases liquide et gazeuse, la collision entre les gouttelettes (modèle de collision et Coalescence), l'interaction jet-paroi et l'évaporation du combustible liquide (modèle d'évaporation) (Figure 2.3). La compréhension

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

et la maîtrise du spray est un souci de grande importance pour le développement et l'amélioration des moteurs à combustion interne. Il influence directement sur la qualité de mélange, l'auto inflammation et le déroulement de la combustion et par conséquent sur les émissions polluantes, les caractéristiques de combustion et les performances énergétiques.

La préparation du mélange n'est pas un processus automatique et une assistance ou une intervention est requise. Il s'agit de l'énergie nécessaire à la préparation du mélange, qui est définie comme la somme de l'énergie d'injection (pression d'injection, temps d'injection, etc.) et de l'énergie d'air (Swirl, Tumble, Squish, turbulence, etc.) [13].

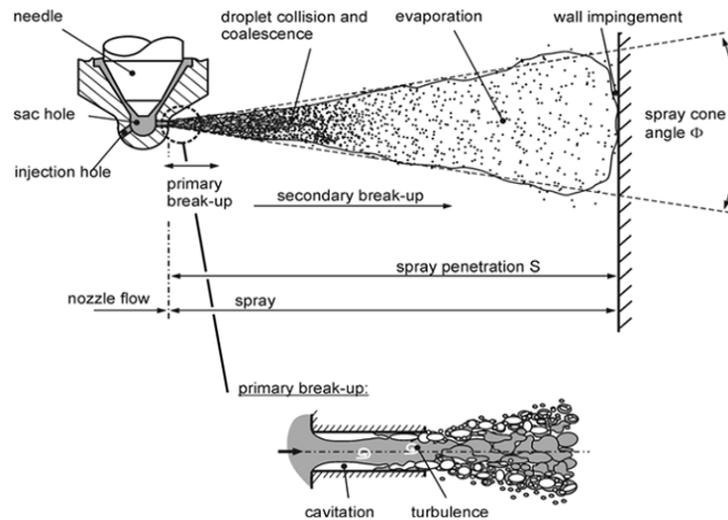


Figure 2.3. Phénomènes présents dans le spray [186].

2.5.2 Approche Eulérienne-Lagrangienne

Il y a pratiquement deux approches pour la modélisation de l'écoulement diphasique gaz-liquide (spray), l'approche Eulérienne-Eulérienne et l'approche Eulérienne-Lagrangienne. L'approche Eulérienne-Eulérienne considère les particules liquides comme une phase liquide continue et le gaz entourant (air + combustible vapeur) comme une phase gazeuse continue. L'approche Eulérienne-Lagrangienne considère les particules comme une phase discrète et le mélange gazeux entourant comme une phase continue. L'approche Eulérienne-Lagrangienne, est la plus utilisée pour la simulation de spray. Voire le nombre important de gouttelettes présentes dans le spray, il serait illusoire de vouloir suivre chacune d'entre elles dans le calcul. En conséquent, le suivi s'applique à des particules (ensemble de gouttelettes possédant toutes les mêmes caractéristiques, par exemple : position, vitesse, taille, température).

Les caractéristiques propres de chaque particule sont déduites de modèles physiques en prenant en compte l'action locale de la phase gazeuse, comme la traînée dynamique, la turbulence, les transferts de chaleur et de masse. Cette approche reste valable pour les faibles fractions volumiques de la phase liquide dans le mélange, donc au voisinage de l'injecteur cette hypothèse peut ne pas être satisfaite. A cet effet un des modèles hybrides Eulérienne Lagrangienne Spray Atomisation (ELSA) a été développés. Dans ce modèle la phase liquide est considérée continue au voisinage de l'injecteur et discontinue ailleurs [206].

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

Les paramètres de la phase gazeuse (température, pression, vitesse, densité) à chaque position et à l'instant "t" sont déterminés à partir de la résolution des équations de conservation en conjonction avec la turbulence et avec la prise en compte de divers termes sources dans les équations de transport.

2.5.3 Trajectoire de la particule

2.5.3.a Equation de Mouvement d'une particule [185, 207]

L'existence d'une différence de vitesse entre la phase gazeuse et la particule résulte en une décélération de cette dernière et l'accélération de la phase gazeuse, qui est due à l'échange de quantité de mouvement entre les deux. Cette variation de vitesse (la nouvelle position de la particule) est déterminée par l'application de la seconde loi de Newton dans la référence lagrangienne :

$$\frac{du_p}{dt} = F_d(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} - F_x \text{ (Dans la direction } x) \quad (2.33)$$

- u_p est la vitesse de translation du centre de gravité de la particule ;

$$u_p = \frac{dx_p}{dt} \quad (2.34)$$

- F_x est la force par unité de masse requise pour accélérer le fluide entourant la particule ;

$$F_x = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{d(u - u_p)}{dt} \quad (2.35)$$

- $F_d(u - u_p)$ est la force de trainé des particules par unité de masse ;
- F_d est la fonction de trainé défini comme suit :

$$F_d = \frac{18 \mu}{\rho_p d_p^2} f = \frac{18 \mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_d Re}{24} \quad (2.36)$$

Avec f est le facteur de trainé qui est défini par le rapport entre le coefficient de trainé C_d et le coefficient de trainé de Stocks $\frac{24}{Re}$ ($f \rightarrow 1$ écoulement de Stocks), avec :

- u : vitesse du fluide ;
- u_p : vitesse de la particule ;
- μ : viscosité du fluide ;
- ρ : densité du fluide ;
- ρ_p : densité de la particule ;
- d_p : diamètre de la particule ;
- Re : nombre de Reynolds relatif, défini par

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (2.37)$$

2.5.4 Modèles de fractionnement de jet

Le carburant est injecté via une buse dans la chambre de combustion à une pression d'injection. Les forces de l'air comprimé dans la chambre de combustion, à l'intérieure et en aval de la sortie de la buse agissent sur le jet de carburant, provoquant sa déformation et finalement sa désintégration. Deux catégories de modèle d'atomisation existent pour modéliser le jet liquide, le modèle d'atomisation primaire et secondaire. Le premier modèle décrit le fractionnement de la colonne liquide (ligament) issue du nez de l'injecteur en ligaments liquides plus faibles (goutte). Le second modèle prédit le fractionnement (désintégration) des gouttes

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

produites en des gouttes plus fines sous l'action des forces aérodynamiques externes [185, 186, 206, 208, 209].

2.5.4.a Le fractionnement Primaire

Dans l'approche Eulérienne-Lagrangienne (nommé *DPM pour discrete phase model*), la colonne liquide (ligament) issue du nez de l'injecteur est modélisée par le modèle de fractionnement primaire. Ce modèle a pour but de fournir les différentes données initiales (distribution de diamètre initiale, vitesse, angle de spray...etc.), afin de décrire les différents processus existant à la sortie et loin du nez de l'injecteur. Ces données sont déterminées à partir des paramètres physiques de l'injecteur (diamètre de l'orifice de l'injecteur, rayon de courbure, longueur de houle, la rugosité...etc.) ainsi que les propriétés physiques de fluide (la viscosité, la densité, la tension de vapeur...etc.). Plusieurs facteurs influent sur le fractionnement primaire, Nicolas Dumont [208] a identifié les plus importants qui sont: la turbulence, la cavitation ainsi que la dissymétrie de l'écoulement.

2.5.4.b Le fractionnement secondaire

Le fractionnement secondaire est la désintégration des gouttes en des gouttes plus petites sous l'effet de la vitesse relative, la turbulence et les ondes de choc [185]. L'existence d'une différence de vitesse entre la goutte et la phase gazeuse provoque la distribution non uniforme de la pression ainsi que les contraintes de cisaillement à la surface de la goutte. Lorsque la force extérieure produite est supérieure à la tension superficielle, la goutte se déforme puis se désintègre [209].

Plusieurs régimes de fractionnement secondaire existent, afin de bien représenter ces régimes des nombres adimensionnels sont utilisés. Faeth et al. (1995) ont rapporté les différents régimes en fonction du nombre de Weber gaz (rapport de la force aérodynamique par la force de la tension superficielle) et de Ohnesorge (rapport de la force de viscosité par la force de la tension superficielle) [209]. La connaissance de ces deux nombres nous permet de déterminer les paramètres de fractionnement, à savoir : la limite de fractionnement, le nombre des gouttes filles produites, la distribution de la taille et la vitesse des gouttes produites.

$$\left. \begin{aligned} \text{We}_g &= \frac{\rho_g u_{rel}^2 d}{\sigma} \\ \text{Oh} &= \frac{\mu_l}{\sqrt{\rho_l d \sigma}} \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

Avec ρ_g la densité de la phase gazeuse autour de la goutte, u_{rel} vitesse relative de la goutte, μ_l la viscosité du liquide et σ la tension superficielle.

b. 1. Modèle Taylor-Analogy Breakup (TAB)

Le modèle TAB a été proposé par O'Rourke et Amsden. Il est basé sur une analogie suggérée par Taylor entre l'oscillation d'un système (Masse + Ressort) de masse m et l'oscillation d'une goutte de masse m pénétrant une phase gazeuse avec une vitesse relative u_{rel} . La force externe F appliquée à la masse m correspond aux forces aérodynamiques, la force de rappel du ressort (raideur k) est analogue à la tension superficielle et la force d'amortissement due au frottement est analogue à la force de viscosité du liquide [186, 208,

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

210]. Ce modèle est recommandé pour les faibles nombre de Weber et convient aux pulvérisations à faible vitesse d'injection (pression d'injection) [19, 199, 211].

b. 2. Modèle de Reitz (WAVE)

Une alternative au modèle TAB qui convient aux écoulements à nombre de Weber élevé est le modèle de fractionnement de Reitz. Ce modèle est proposé par Reitz (1987), il est basé sur la théorie linéaire des instabilités de type *Kelvin Helmholtz* (KH) développées à la sortie de l'injecteur, cette instabilité est représentée par une onde de pression infinitésimale à la surface de la colonne liquide de longueur Λ et d'une amplitude η (Figure 2.4- a). La génération de cette onde est causée par la turbulence produite à l'intérieur de la houle de l'injecteur. En s'appuyant sur la théorie linéaire des instabilités, Reitz obtient la longueur d'onde (Λ) et son taux d'accroissement (Ω) qui croît le plus rapidement. En fonction des nombres adimensionnels du problème [186, 206, 208, 209]:

$$\left. \begin{aligned} \Lambda &= 9,02r_0 \frac{(1+0,45\sqrt{Oh})(1+0,4Ta^{0,7})}{(1+0,865We_g^{1,67})^{0,6}} \\ \Omega &= \frac{0,34+0,38We_g^{1,5}}{(1+Oh)(1+1,4Ta^{0,6})} \sqrt{\frac{\sigma_l}{\rho_l r_0^3}} \end{aligned} \right\} \quad (2.39)$$

Avec : Ta est le nombre de Taylor ($Ta = Oh\sqrt{We_g}$), Oh est le nombre d'Ohnesorge, r_0 est le rayon de la goutte mère, We_g est le nombre de weber du gaz et ρ_l la densité du liquide.

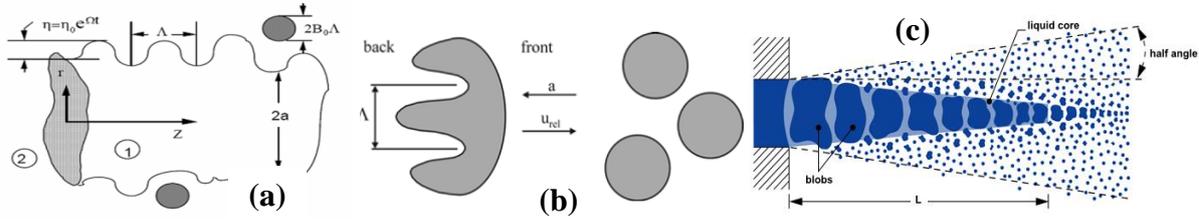


Figure 2.4. a- Mécanisme de fractionnement de KH, b- de RT, c- colonne liquide.

Les paramètres de fractionnement de ce modèle sont donnés comme suit :

- **Temps de fractionnement (breakup)**

$$t_{bu} = 3,788 B_1 \frac{r_0}{\Omega \Lambda} \quad (2.40)$$

B_1 Constante (1,73-60), pour le régime de fractionnement bag et stripping $B_1 = 11$ [209]

- **Angle de spray**

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = A_1 \Lambda \frac{\Omega}{u_0} \quad (2.41)$$

Où $A_1 = 0,188$

- **Rayon des gouttes filles**

$$r = \begin{cases} B_0 \Lambda, & B_0 \Lambda < r_0 \\ \min \left[\frac{(3\pi r_{inj}^2 u_l)^{1/3}}{2\Omega}, \left(\frac{3\pi r_{inj}^2 \Lambda}{4} \right)^{1/3} \right], & B_0 \Lambda > r_0 \end{cases} \quad (2.42)$$

Avec $B_0 = 0,61$

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

- **Décroissance de la taille de goutte mère**

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{r_0-r}{t_{bu}} \quad (2.43)$$

b. 3. Modèle KH-RT (pour Kelvin Helmholtz – Rayleigh-Taylor)

Le modèle de fractionnement de Reitz (WAVE ou KH) n'est pas très puissant pour prédire le fractionnement secondaire du jet liquide [212]. Afin d'améliorer ce dernier, il a été combiné avec le modèle de fractionnement RT basé sur l'instabilité de Rayleigh-Taylor [212, 213]. Le modèle hybride combinant ces deux phénomènes d'instabilités est appelé modèle KH – RT. Il combine les effets des instabilités de Kelvin-Helmholtz et de Rayleigh-Taylor (Figure 2.4- a et Figure 2.4-b). En fonction des conditions locales, le fractionnement se produira selon l'instabilité la prédominante des deux [212-215]. Le modèle KH-RT convient aux nombres de Weber élevés et suppose la présence d'une colonne liquide (Figure 2.4- c) dans la région proche de la buse [215].

Le modèle KH-RT utilise le concept d'une longueur de colonne liquide de Levich. À l'intérieur de la colonne liquide (voir Figure 2.4- c), seul le fractionnement dû à l'instabilité de Kelvin-Helmholtz est pris en compte [213-215]. Cette stratégie est souvent désignée dans la littérature comme KH-RT avec une longueur de fractionnement [213]. Elle est utilisée pour éviter une surestimation du taux de fractionnement dans la colonne liquide. Les vitesses relatives élevées entre le gaz et la phase liquide entraînent de fortes forces de traînée et donc de fortes décélérations. Cela donne une valeur élevée pour la fréquence de l'onde (Ω_{RT}) et une petite valeur pour la longueur d'onde (Λ_{RT}) de Rayleigh-Taylor, ce qui entraîne un fractionnement rapide [213].

La fréquence (Ω_{RT}) et la longueur d'onde (Λ_{RT}) sont données comme suit [213]:

$$\left. \begin{aligned} \Omega_{RT} &= \sqrt{\frac{2(-g_t(\rho_l - \rho_g))^{3/2}}{3\sqrt{3}\sigma(\rho_l + \rho_g)}} \\ \Lambda_{RT} &= 2\pi \frac{C_{RT}}{K_{RT}} \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

$$\text{Avec } K_{RT} = \sqrt{\frac{-g_t(\rho_l - \rho_g)}{3\sigma}}$$

$$\text{Où : } g_t = g \cdot n_j + a_{cc} \cdot n_j$$

g : Accélération de gravitation

a_{cc} : Accélération de la gouttelette

n_j : Vecteur unitaire tangentielle à la gouttelette

Le temps de fractionnement des instabilités Rayleigh-Taylor est :

$$\tau_{RT} = \frac{C_\tau}{\Omega_{RT}} \quad (2.45)$$

Avec $C_\tau = 0,5$

Le rayon de la gouttelette fils r_c est calculé de la même manière que pour le modèle KH :

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

$$r_c = \frac{1}{2} C_{RT} \Lambda_{RT} \quad (2.46)$$

La gouttelette se désintègre lorsque la longueur d'onde prédite $C_{RT} \Lambda_{RT}$ est inférieure au diamètre de la gouttelette.

Avec C_{RT} est une constante ajustable pour prendre en compte l'effet de cavitation et de turbulence à l'intérieur de l'injecteur (= 0,1 par défaut).

La longueur de la colonne liquide ou de Levich L , est prédite en utilisant la théorie de Levich, comme suit[215].

$$L = C_L d_0 \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_g}} \quad (2.47)$$

Avec : $C_L = 5,7$ est une constante de Levich et d_0 est le diamètre de référence de l'injecteur.

2.6 Combustion

2.6.1 Introduction

Dans une simulation numérique du cycle moteur, le modèle de combustion est primordial car il influe directement sur la distribution de la pression, la température, les émissions polluantes, le travail ainsi que le rendement thermique [58]. Les termes sources dans l'équation de conservation des espèces (pour $\phi = Y_i$) et l'équation de l'énergie ($\phi = E$) due à la combustion sont calculés à partir d'un modèle de combustion.

Les réactions chimiques ayant lieu au cœur de l'écoulement sont symbolisées par :



Avec : ν_{ir}' et ν_{ir}'' représentant les coefficients stoechiométriques de l'espèce i dans la réaction r . ils satisfont l'hypothèse de la conservation de la masse dans la réaction r :

$$\sum_i (\nu_{ir}' - \nu_{ir}'') W_i = 0 \quad (2.49)$$

Les termes sources d'origine chimique (dû à la combustion) sont exprimés par :

$$\left. \begin{aligned} \overline{\dot{\omega}_{Y_i}} &= \dot{\rho}_i^c = W_i \sum_r (\nu_{ir}' - \nu_{ir}'') \dot{\omega}_r \\ \overline{\dot{\omega}_E} &= \dot{Q}^c = \sum_j Q_r \dot{\omega}_r \end{aligned} \right\} \quad (2.50)$$

Avec : $\dot{\omega}_r$ est le taux de la réaction r , W_i est la masse molaire de l'espèce i , Q_r est la chaleur produite par la réaction r au zéro absolu. Celle-ci s'exprime par :

$$Q_j = \sum_i (\nu_{ir}' - \nu_{ir}'') (\Delta h_f^0)_i \quad (2.51)$$

$(\Delta h_f^0)_i$ Étant l'enthalpie de formation de l'espèce i au zéro absolu.

La variable qu'il reste à modéliser est donc le taux de réaction $\dot{\omega}_r$.

2.6.2 Modèle Eddy-Dissipation de Magnussen et Hjertager

Le modèle de combustion de Magnussen et Hjertager (1976), part du même principe que le modèle EBU (Eddy Break Up) appliqué à la combustion prémélangée. Il est basé sur le

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

concept de la combustion infiniment rapide avec nombre de R_e et Damköhler $Da \left(\frac{\text{échelle de temps de mélange}}{\text{échelle de temps cinétique}} \right)$ très élevés. Ce modèle peut s'appliquer à la combustion prémélangée ou non [185]. Dans ce modèle, le carburant et l'oxydant sont supposés être à l'intérieur de différents tourbillons. Le taux de réaction est contrôlé par le temps caractéristique du mélange des tourbillons de grandes échelles $\left(\tau_t = \frac{k}{\varepsilon} \right)$. Comme le modèle EBU, le modèle de Magnussen et Hjertager est un modèle adapté à un écoulement pleinement turbulent qui ne tient pas compte de la cinétique chimique [13, 216].

Le taux de réaction moyen de consommation de carburant est calculé par,

$$\bar{\omega}_r = A \tilde{Y}_F \frac{\varepsilon}{k} \quad (2.52)$$

Où A est une constante qui dépend de la structure de la flamme, \tilde{Y}_F est la concentration moyenne de carburant.

Le taux de réaction moyen de consommation d'oxydant, qui est contrôlé par la concentration moyenne de l'oxydant \tilde{Y}_{O_2} , est calculé comme suit :

$$\bar{\omega}_r = A \frac{\tilde{Y}_{O_2} \varepsilon}{r} \quad (2.53)$$

Avec $r = \frac{\nu_o M_o}{\nu_f M_f}$ est le coefficient stœchiométrique massique, où ν_o et ν_f sont les coefficients stœchiométriques de l'oxygène et du combustible respectivement, M_o et M_f sont les masses molaires de l'oxygène et du combustible, respectivement.

Si le carburant et l'oxydant se retrouvent partiellement ou complètement mélangés, le taux de réaction est alors contrôlé par le taux de dissipation des tourbillons qui contiennent les produits,

$$\bar{\omega}_r = A B \frac{\tilde{Y}_P \varepsilon}{1+r} \quad (2.54)$$

Où B est une deuxième constante du modèle.

L'introduction de la concentration de gaz brûlés dans l'expression du taux de réaction apporte une information supplémentaire et indispensable au modèle, celle de la température. En effet, une flamme ne peut exister que si la température est suffisamment élevée. Or, la simple évaluation du taux de réaction en fonction des concentrations de carburant et d'oxydant implique que sa valeur sera supérieure à zéro lorsqu'ils seront mis ensemble. Comme l'existence de produits est liée à une température élevée, cette dernière condition doit alors être remplie pour que la réaction puisse avoir lieu. Rappelons que l'on se place dans un régime de flamme-lette, où la turbulence ne doit pas interagir avec la structure interne du front de flamme. Il ne faut donc pas appliquer ce modèle pendant l'auto-inflammation, ce qui est d'une certaine façon impose l'introduction du terme Y_P .

A chaque pas de temps de calcul, les trois termes sont calculés. Le plus petit sera considéré comme le taux de réaction effectif,

$$\bar{\omega}_r = \bar{\rho} A \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\tilde{Y}_F, \frac{\tilde{Y}_O}{r}, B \frac{\tilde{Y}_P}{1+r} \right) \quad (2.55)$$

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

A et B sont des constantes empiriques égales à 4 et 0,5 respectivement [188].

2.6.3 La cinétique chimique (Laminar Finite-Rate pour LFR)

Ce modèle vise à décrire la combustion turbulente en prenant en compte les effets de cinétique chimique. Dans cette approche, à l'opposé de ce qui est supposé dans les modèles à chimie infiniment rapide, l'hypothèse est que la combustion est complètement contrôlée par la cinétique chimique, et non par les effets turbulents sur le mélange. L'approche *Arrhenius* utilise des schémas réactionnels complets ou simplifiés. Elle est écrite sous la forme [188, 202]:

$$\bar{\omega}_r = k_{fr} \prod_{i=1}^N \left(\frac{\rho_i}{W_i} \right)^{v'_{ir}} - k_{br} \prod_{i=1}^N \left(\frac{\rho_i}{W_i} \right)^{v''_{ir}} \quad (2.56)$$

Où k_{fr} est la constante de vitesse pour le sens direct (*forward*) exprimé par :

$$k_{fr} = A_{fr} \exp(-E_{fr}/RT) \quad (2.57)$$

Pour la réaction réversible, la constante de la vitesse pour le sens inverse ou *backward* (k_{br}) de la réaction r , est déterminée à partir des constantes de la vitesse directe et d'équilibre ($k_{\text{éq}}$) comme suit :

$$k_{br} = \frac{k_{fr}}{k_{\text{éq}}} \quad (2.58)$$

Avec : E_{fr} et E_{br} sont les énergies d'activation pour les sens directe et inverse respectivement ; A_{fr} et A_{br} sont les constantes du facteur pré-exponentiel pour le sens directe et inverse.

Dans l'équation (2.56), v'_{ir} et v''_{ir} ne sont pas forcément égaux aux coefficients stœchiométriques, de façon à pouvoir prendre en compte des ordres de réactions empiriques.

L'étape essentielle pour la simulation de la combustion est le choix des constantes empiriques tels que le facteur pré-exponentiel A , l'énergie d'activation E_a (Température d'activation $T_a = \frac{E_a}{R}$) et les constantes empiriques v'_{ir} et v''_{ir} .

Dans l'approche d'Arrhenius, le taux de réaction est le produit de l'efficacité de la collision et de la probabilité de collision (facteur de Boltzmann). Plusieurs modifications sont introduites afin d'améliorer l'accessibilité de cette approche. Parmi eux, l'introduction de l'effet de la température, l'effet de la pression, l'effet de la turbulence...etc.

M. Javadi et al. [217] et Ghodrati Ghassabi et al. [218] ont introduit l'effet de la turbulence. L'utilité de ces améliorations réside de prise en compte de la turbulence et la possibilité d'utiliser un modèle chimique de combustion détaillé ou réduit. Sachant que le modèle EDM (Eddy Dissipation Model) est conçu en premier lieu pour la simulation des moteurs diesel et prend une ou deux réactions chimiques, et le modèle PDF (Probability density function) ne tient pas en compte le délai d'auto allumage. *Ces améliorations donc peuvent servir à la simulation de la combustion dans un moteur fonctionnant en mode dual fuel dans lequel on utilise un schéma réactionnel global, réduit ou détaillé.*

Dans les deux modèles proposés, l'idée est d'utiliser la température turbulente au lieu de la température moyenne. M. Javadi et al. [217] ont modifié la température dans le terme de

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

l'efficacité de collision par contre Ghodrat Ghassabi et al. [218] ont modifié la température dans la probabilité de collision.

2.6.4 Modèle Laminar finite rate / Eddy dissipation model (LFR/EDM)

ANSYS Fluent propose également le modèle LFR/EDM qui calcule le taux de réaction par les deux modèles précédents et utilise le plus petit de ces deux taux.

2.7 Transfert de chaleur

2.7.1 Introduction

Plus souvent dans la simulation numérique 3D, toute l'attention est concentrée sur la modélisation de la combustion et la formation de mélange, au lieu d'assurer un compromis dans la résolution de tous les processus intervenants. En outre, si les conditions aux limites thermiques (transfert de chaleur) ne sont pas bien prises en considération, les simulations numériques 3D ne fourniront jamais des résultats fiables. Car le taux de la quantité de chaleur perdue par le transfert de chaleur à la paroi représente environ 20 à 30 % de la chaleur totale de combustible [184].

Les échanges de chaleur gaz-parois dans les moteurs à combustion interne sont de nature convective et radiative. Le transfert radiatif représente un taux inférieur à 10% de transfert total [26]. Donc pour la modélisation du transfert de chaleur dans le moteur on ne prend en considération que le transfert par la convection forcée [12, 25, 219].

2.7.2 Les différentes approches

Plusieurs voies existent pour la modélisation de transfert de chaleur, le modèle à bas nombre de Reynolds (LRN Lower Reynolds Number), la fonction de paroi et l'approche analytique.

2.7.2.a La fonction de paroi

Dans cette approche, le coefficient de transfert de chaleur $h(\vec{x}, \theta)$ est obtenu par une relation algébrique en fonction de la distribution de la vitesse, de la température et des paramètres de la turbulence. L'objectif de cette approche est de prédire une solution entre l'équation de transport de l'écoulement interne où la turbulence est totalement développée et la condition non glissement imposée à la paroi solide sous certaines hypothèses (écoulement stationnaire autour d'une plaque plate) [184].

L'implémentation de la fonction de paroi requiert une seule cellule, dont le point p est supposé placé à l'extérieure de la couche limite (Figure 2.5- a), un nombre adimensionnel y^+ est introduit afin de déterminer la longueur y dans laquelle la turbulence est isotrope, qui décrit le rapport entre la vitesse de frottement et la dissipation visqueuse.

$$y^+ = \frac{\rho u_{\tau} y}{\mu} \quad (2.59)$$

La valeur optimale de y^+ est de 30 à 100, si le point P est très proche de la paroi, la fonction de la paroi dans ce cas est inutile et pratiquement invalide.

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

Le degré de précision de cette approche dépend de la capacité d'accomplir la condition de "y⁺" ainsi que l'hypothèse d'écoulement stationnaire autour d'une plaque (vitesse, température...etc. varient dans une seule direction, le gradient de la pression et les forces extérieures est négligés, la contrainte de cisaillement et la vitesse sont parallèles à la couche limite et la variation de l'échelle de longueur de la turbulence est linéaire). L'écoulement dans le moteur à combustion interne ne peut pas être assimilé à celui de la plaque plane. En outre, l'optimisation du maillage dynamique est très complexe, en particulier au point mort haut (PMH), donc la satisfaction de la condition y⁺ dans tout le domaine n'est pas possible. En effet, l'approche basée sur la fonction de la paroi sous-estime les pertes de transfert de chaleur à la paroi [184].

2.7.2.b La modélisation à bas nombre de Reynolds LRN (Lower Reynolds Number)

Dans cette approche, l'équation de conservation dans la couche limite est résolue en utilisant un modèle complexe pour la turbulence non-isotrope, avec la condition de non glissement de la cellule à la paroi. A l'opposé de la fonction de paroi, l'implémentation de cette approche requiert un maillage affiné au moins pour les 15 premières cellules (Figure 2.5- b). Cependant, la taille de la couche limite n'est pas connue, donc plusieurs essais d'ajustement concernant l'affinement de maillage sont nécessaires. En effet, l'implémentation de cette approche pour la simulation de moteur requiert un coût de calcul prohibitif (3 à 4 fois plus en temps CPU pour un même maillage en comparant avec la fonction de paroi) sans donner une amélioration considérable dans les résultats de simulation [184].

2.7.2.c L'approche analytique

Le grand avantage de l'utilisation l'analyse adimensionnelle est de développer une relation efficace qui gouverne un mécanisme spécial. Par conséquent, même dans un phénomène très complexe comme le transfert de chaleur dans le moteur, il est possible d'identifier un nombre limité de variables critiques, qui sont prédominantes [184].

Le flux de chaleur échangé entre la paroi et la chambre de combustion ($\frac{dQ_p}{d\theta}$) est donné par l'intermédiaire du coefficient moyen de transfert de chaleur par convection forcée $h(\theta)$,

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = h(\theta)A_w(\theta)[T_g(\theta) - T_w] \frac{dt}{d\theta} \quad (2.60)$$

Avec : $A_w(\theta)$ est la surface d'échange de chaleur à l'angle vilebrequin θ ,

$T_g(\theta)$, T_w sont la température instantanée des gaz et moyenne de la paroi, respectivement.

L'approche est basée sur la corrélation de Re-Nu, sachant que les nombres de Reynolds, Nuselt et Prandtl sont déterminés à partir de l'écoulement turbulent dans une conduite [19, 184]:

$$Nu = \frac{h(\theta)l}{\lambda} = aRe^m Pr^n \quad (2.61)$$

Pour le transfert dans un moteur, la constante $m = 0,78$ et $n = 0,33$.

La variation du nombre de Prandtl (Pr) est faible, donc peut être assimilé comme constant ($Pr = 0,7$) [99, 184]. La valeur de Pr^n est alors introduite dans la constante a . Le coefficient devient :

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

$$h(\theta) = a l^{-0,22} \lambda(\bar{T}) \left[\frac{U(\theta) \rho(\bar{T}, p)}{\mu(\bar{T})} \right]^{0,78} \quad (2.62)$$

L'utilisation de ce modèle exige la détermination de la :

- ✓ Longueur caractéristique de la géométrie de la chambre de combustion l ,
- ✓ La vitesse caractéristique du fluide $U(\theta)$,
- ✓ La température moyenne du gaz \bar{T} .

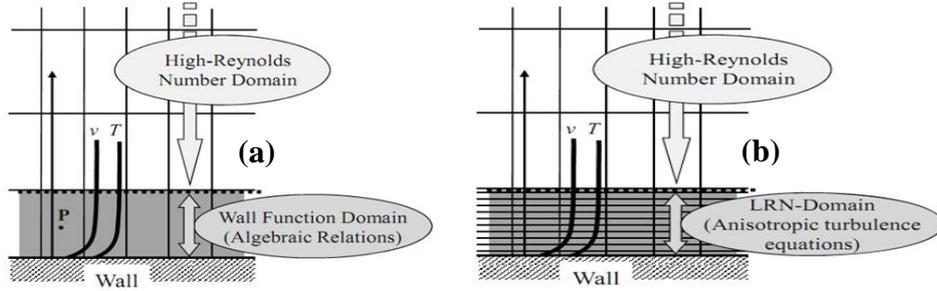


Figure 2.5. a- L'approche fonction de paroi, b- L'approche couche limite.

2.7.3 Corrélations du coefficient d'échange

Plusieurs corrélations existent pour le calcul du coefficient d'échange, les plus populaires dans la simulation de moteurs à injection directe sont celles de Woschni et Hohenberg [220, 221].

2.7.3.a Corrélation de Woschni -1967 [222]

Elle est basée sur l'hypothèse de la convection turbulente forcée. Cette corrélation en premier lieu a été développée pour le moteur diesel, mais elle donne aussi des bons résultats pour le cas de moteur à essence [184]. Dans cette corrélation, la longueur caractéristique B est exprimée par l'alésage (diamètre) du cylindre D et la température de gaz par la température moyenne de mélange. L'expression de ce coefficient $h(\theta)$ est donné par :

$$h(\theta) = 130 B^{-0,2} P^{0,8} T_G^{-0,53} (w)^{0,8} \quad (2.63)$$

Où : w est la vitesse moyenne des gaz $w = \left[C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_D T_{G,IVC}}{P_{IVC} V_{IVC}} (P - P_m) \right]$.

$T_{G,IVC}$, P_{IVC} , V_{IVC} Sont respectivement la température, la pression et le volume lorsque la soupape d'admission est fermée (Inlet Valve Closed), C_1 et C_2 des constantes empiriques dépendent de la période de cycle moteur, le terme $P - P_m$ représente l'effet de processus de combustion, P est la pression de mélange gaz, P_m est la pression de moteur entraîné et \bar{S}_p est la vitesse moyenne du piston $\left[\frac{m}{s} \right]$.

Cette corrélation sous-estime le coefficient de transfert thermique pendant la compression et le surestime durant la combustion. La nécessité de connaître la pression du moteur entraîné (motoring) rend son usage difficile. Elle a besoin également de plus de temps de calcul comparativement aux autres corrélations [223]. De plus, la représentation de ce coefficient montre l'existence d'une discontinuité ou un changement brusque, lors du passage de la phase

Chapitre 2. Équations gouvernant les écoulements diphasiques réactifs turbulents

compression à la phase combustion, ce changement brusque n'as pas de sens physique et de plus peut contribuer à des vorticité (divergence) numérique.

2.7.3.b Corrélation de Hohenberg -1979 [224]

La corrélation de Hohenberg est récente, est une simplification de la loi empirique de Woschni. Elle donne de bons résultats à les faibles charges [184]. Dans cette corrélation, la longueur caractéristique C est donnée à partir du volume du cylindre comme suit :

$$D^{-0,2} = C (V^{0,33})^{-0,2} \Rightarrow h(\theta) = 130 V^{-0,06} P^{0,8} T_G^{-0,53} (w)^{0,8} \quad (2. 64)$$

Avec $w = T_G^{0,1625} (\bar{S}_p + 1,4)$ est la vitesse de fluide. T_G , \bar{S}_p sont la température des gaz et la vitesse moyenne du piston. Le coefficient d'échange de Hohenberg est donc exprimé par :

$$h(\theta) = 130 V^{-0,06} P^{0,8} T_G^{-0,4} (\bar{S}_p + 1,4)^{0,8} \quad (2. 65)$$

2.8 Conclusion

Dans ce chapitre on a exposé les principales équations qui ont servi à la résolution numérique de l'écoulement diphasique turbulent et réactif. Afin de simplifier le problème on a commencé par les équations régissant la phase gazeuse puis les équations de la turbulence, ensuite l'évolution de jet liquide, la modélisation des termes d  à la combustion et enfin le transfert de la chaleur à la paroi. Chaque partie est exposée individuellement pour comprendre les principes fondamentaux et ensuite les interactions existantes entre eux.

CHAPITRE 3. SIMULATIONS NUMERIQUES DE MOTEURS DUAL FUEL

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différents modèles utilisés et les principaux résultats obtenus suivis par des interprétations ou des éclaircissements. Dans la première partie, on définit les démarches suivies pour effectuer les simulations numériques puis on optimise la loi de levée de la soupape d'admission (la levée maximale " L_{v_max} " et l'instant de fermeture de la soupape d'admission "FSA") en utilisant une approche 2D. Les résultats de la loi de levée optimale des soupapes d'admission sont ensuite confirmés par une simulation 3D. Par ailleurs, les paramètres de l'injecteur d'hydrogène (début d'injection "HSOI", pression d'injection et angle d'inclinaison de l'injecteur) sont optimisés à l'aide de la simulation 3D. Les performances du moteur en modes diesel et dual fuel sont analysées, et enfin le début de l'injection diesel (DSOI) est optimisé pour le mode dual fuel. La méthode étape par étape est adoptée pour optimiser chaque paramètre considéré. Lorsque l'effet d'un paramètre sur le mode de fonctionnement du moteur dual fuel est étudié, les autres paramètres ont été maintenus à une valeur fixe, puis la valeur fixe est remplacée par la valeur optimale pour chaque paramètre étudié successivement.

3.2 Modélisation Numérique

La démarche à suivre pour effectuer une simulation numérique (2D ou 3D) afin d'étudier un phénomène physique à l'aide d'un code CFD (FLUENT, KIVA, START CD ...) est représentée dans l'organigramme ci-après.

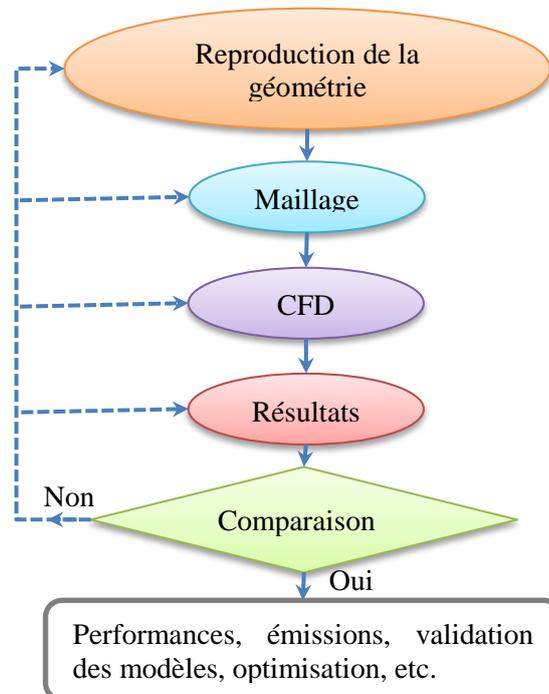


Figure 3.1. Organigramme de la démarche à suivre pour effectuer une simulation numérique.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

3.2.1 Configuration géométrique et génération de maillage

3.2.1.a Description du moteur

Le moteur étudié dans cette simulation est un moteur diesel de type LISTER PETTER (TS1) d'IMT Atlantique (Nantes, France). Ce moteur a été convenablement converti pour fonctionner en mode dual fuel [26], avec possibilité d'utiliser différents combustibles gazeux (gaz naturel, H_2 , mélange GN- H_2 , biogaz, etc.) comme carburant primaire et le gazole ou biodiesel comme carburant secondaire (pilote) (Figure 3.2). Les principales caractéristiques techniques de ce moteur sont données dans le Tableau 3.1.

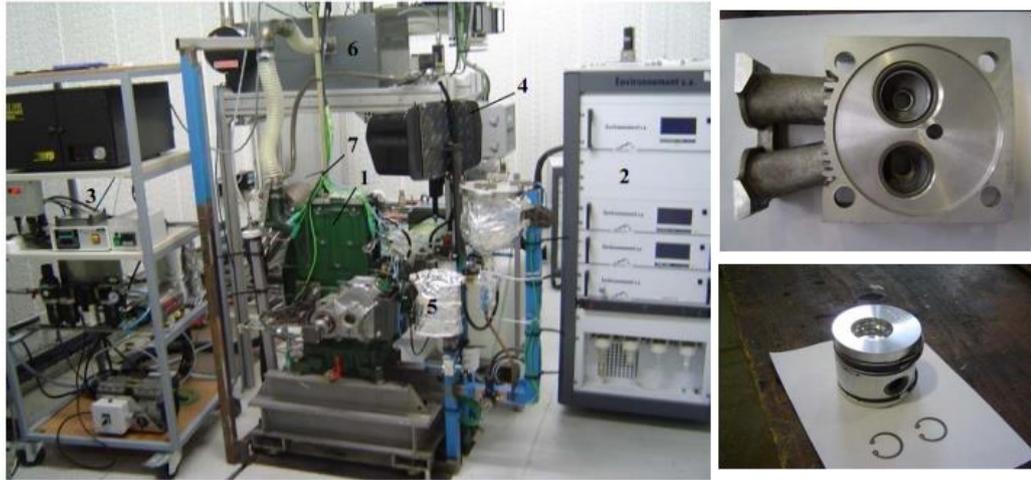


Figure 3.2 . Configuration du banc d'essai d'IMT Atlantique (France) et la forme géométrique du piston et de la culasse.

Tableau 3.1. Caractéristiques techniques du moteur utilisé

Modèle	LISTER-PETTER (TS1)
Type de moteur	4 temps, allumage par compression Injection Directe Diesel
Nombre de cylindres	Monocylindre
Alésage \times Course	95,3 \times 88,9 (mm)
Bielle	165,3 (mm)
Cylindrée	630 (cm ³)
Taux de Compression	18 :1
Injection	13 °V avant le PMH
Pression d'injection	250 (bar)
Puissance nominale	4,5 (kW) à 1500 (tr/min)
AOA	36 °V
RFA	69 °V
AOE	76 °V
RFE	32 °V

La distance entre l'injecteur d'hydrogène et la soupape d'admission (P_0 et P_1) est fixée à 150 (mm), le prototype d'injecteur d'hydrogène choisi pour cette étude est DYMCO Corp/ GISM-i1000, les caractéristiques de l'injecteur sont résumées dans le Tableau 3.2.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

Tableau 3.2. Caractéristiques techniques de l'injecteur utilisé

Modèle	DYMCO Corp/GISM-i1000
Plage de température de fonctionnement (°C)	-40 ~ +120
Plage de tension de fonctionnement (V)	DC 6~ DC 18
Plage de pression de fonctionnement, relative, (bar)	0,2 to 4,2
Pression maximale de service, relative, (bar)	4,5
Temps d'ouverture (ms)	3,00
Temps de fermeture (ms)	1,00
Diamètre du trou d'injecteur (mm)	1,8

3.2.1.b Maillage de la géométrie

La conception de la géométrie incluant la chambre de combustion et le collecteur d'admission et d'échappement a été réalisée dans le préprocesseur GAMBIT. Dans ce maillage, deux types de maillage sont disponibles à savoir structuré ou non structuré (triangulaire, hexaédrique, hybride, etc.). Le choix de maillage est un compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul (coût de simulation). Un maillage très grossier implique un court temps de calcul et des résultats moins précis par contre un maillage très raffiné implique des résultats meilleurs mais un long temps de calcul. Le maillage doit prendre en considération ces deux notions.

Le nombre de cas à étudier étant important, la simulation 3D nécessite un temps de calcul excessif. Pour cette raison, l'approche 2D a été d'abord adoptée pour le choix de la loi des soupapes d'admission (L_{v_max} et FSA). Ensuite, les résultats de cette approche ont été comparés à ceux en 3D et validés à l'aide de données expérimentales [225]. Par la suite, une approche de simulation 3D a été utilisée pour sélectionner les paramètres de l'injecteur d'hydrogène (début d'injection, pression d'injection et inclinaison de l'injecteur). Enfin, ces résultats ont été utilisés pour la simulation du cycle thermodynamique dans son ensemble.

Pour la géométrie 2D et 3D, le domaine de calcul a été divisé en sous-volume (méthodes multi-blocs). En géométrie 2D, le maillage structuré est utilisé avec une forme de cellule quadrilatère pour tous les sous-volumes. En géométrie 3D, le maillage structuré est utilisé avec une forme de cellule hexaédrique pour tous les sous-volumes, à l'exception du conduit d'admission, du conduit d'échappement et de la région de contact entre l'injecteur et le collecteur d'admission qui ont un maillage non structuré avec une forme de cellule tétraédrique comme le montre la Figure 3.4.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

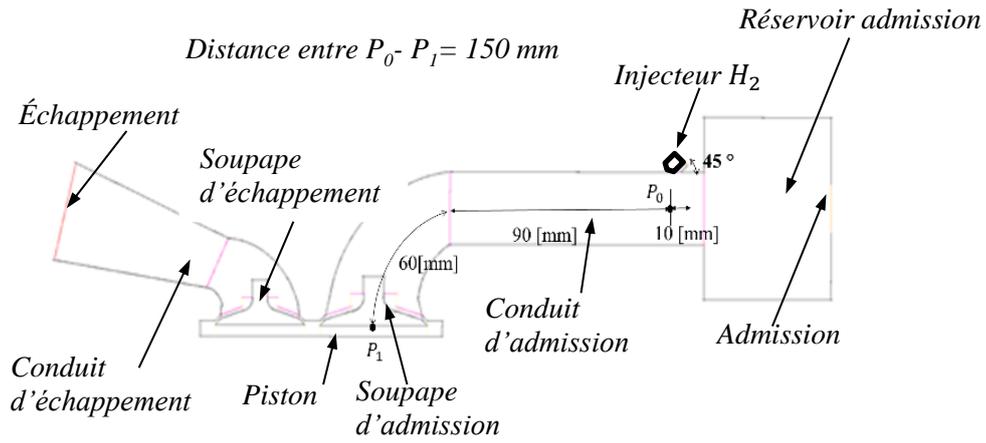


Figure 3.3. Géométrie des conduits d'admission et d'échappement avec position de l'injecteur de gaz.

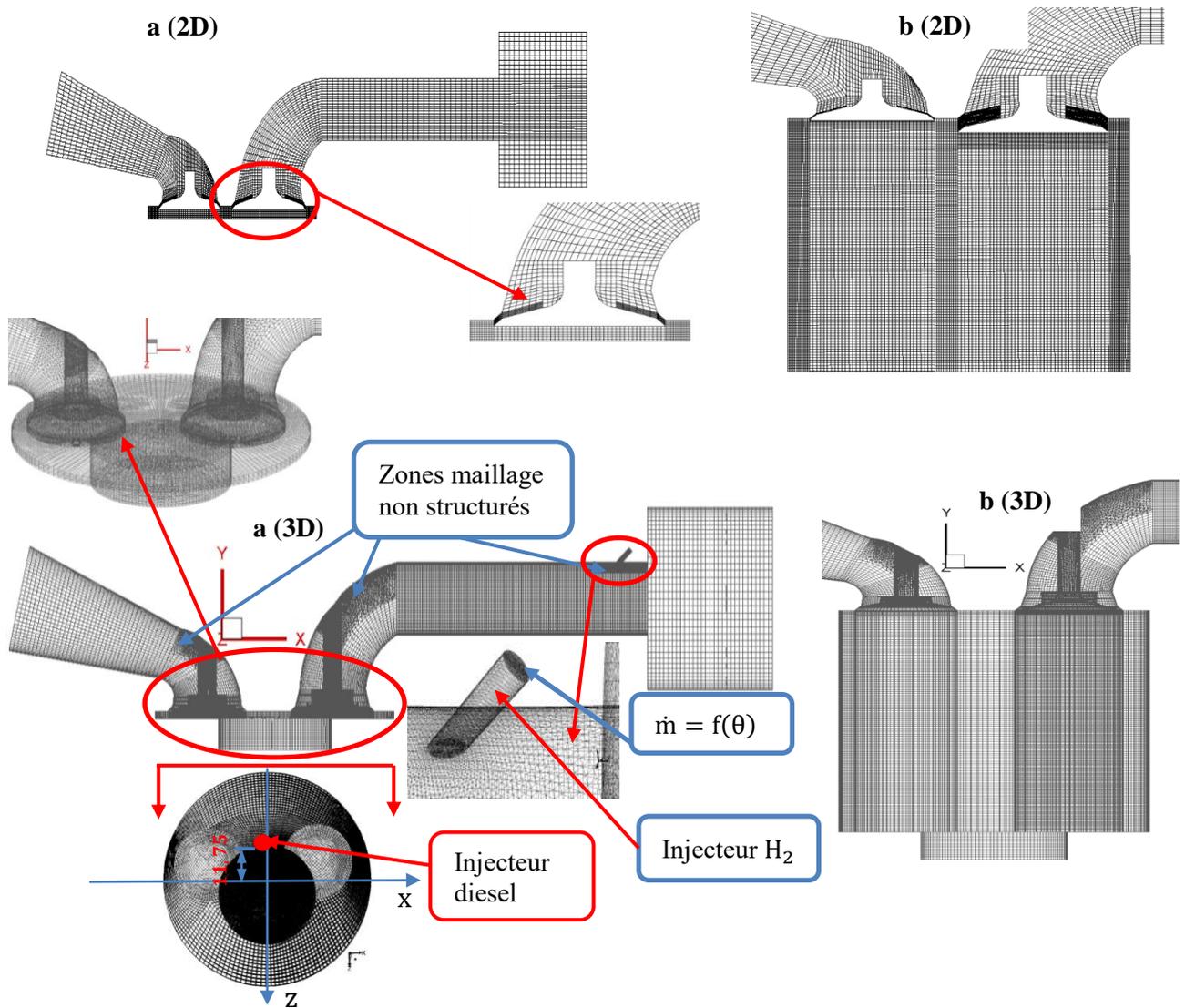


Figure 3.4. Maillage 2D et 3D avec décomposition géométrique au : (a) PMH, (b) PMB.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

Le principal défi pour simuler l'écoulement turbulent, diphasique et réactif dans un moteur à combustion interne est le maillage dynamique dû aux parois mobiles telles que le cylindre, les soupapes et le piston [226]. Trois méthodes existent pour mettre à jour le maillage des parois mobiles: le lissage, le remaillage et la superposition (*smoothing, re-meshing and layering*) [227]. Dans notre cas, et afin d'optimiser le maillage dynamique, la géométrie a été bien conçu pour s'adapter au maillage dynamique de type *Layering* tout en évitant les deux autres types de maillage dynamique *remeshing* et *smoothing*. Ce type de maillage dynamique permet de déterminer les nouvelles positions ainsi que le nombre de nœuds à chaque nouveau pas de temps. Il repose sur la fraction de la couche *i* ou la fusion des deux couches *i* et *j*, comme schématisé dans la Figure 3.5. Si la hauteur de la couche adjacente *j* dépasse la hauteur maximale $h_{max} = (1 + \alpha_s) h_{idéal}$ la cellule sera fractionnée (avec une taille constante ou un rapport constant), par contre si elle est inférieure à la hauteur minimale $h_{min} = \alpha_c h_{idéal}$, la cellule *j* sera fusionnée avec la cellule *i* [228].

α_s, α_c sont les facteurs de fractionnement et de fusionnement des couches respectivement, et $h_{idéal}$ est la hauteur idéal de la couche *j*.

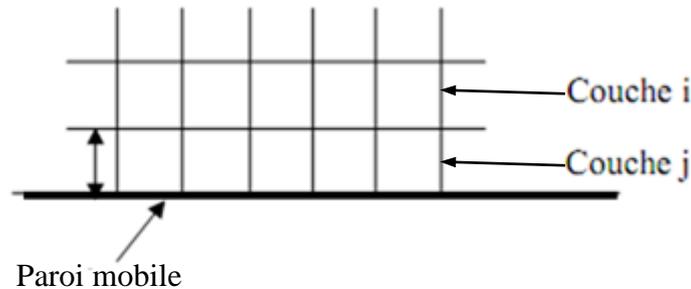


Figure 3.5. Schéma illustratif du maillage dynamique de type layering.

La Figure 3.4 montre le maillage du moteur au PMH et au PMB. Le maillage dynamique des soupapes d'admission et d'échappement est assuré par une loi de levée des soupapes utilisant une fonction définie par l'utilisateur (UDF pour *User defined function*). La Figure 3.6 montre les profils de levées de soupapes pour diverses valeurs de FSA et L_{v_max} . La loi de la levée des soupapes est donnée par l'équation suivante [225]:

$$L_v(\theta) = \frac{L_{v_max}}{2} \left[1 - \cos \left(2\pi \left(\frac{\theta + C + AO}{AO + RF + 180} \right) \right) \right]$$

L_{v_max} : Levée maximale (mm)

θ : Angle vilebrequin ($^{\circ}V$)

AO : Avance à l'Ouverture ($^{\circ}V$)

RF : Retard à la Fermeture ($^{\circ}V$)

C : Constante (= -180 ($^{\circ}V$) pour l'échappement et -360 ($^{\circ}V$) pour l'admission).

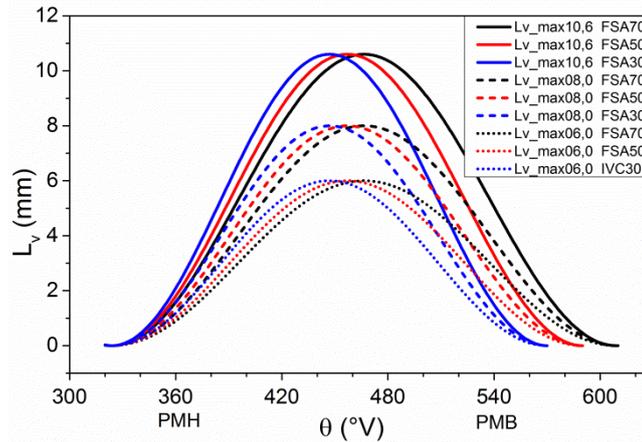


Figure 3.6. Profile de différentes levées d'admission.

3.2.2 Modèles physiques et modélisation numérique

3.2.3 Procédure de modélisation numérique et validation

Les simulations ont été réalisées à l'aide du code CFD ANSYS FLUENT (version 16). Ce dernier permet de simuler un écoulement turbulent, diphasique et réactif dans une géométrie complexe. Le code CFD FLUENT, écrit dans le langage de programmation C, adopte la méthode des volumes finis pour la discrétisation du domaine de calcul.

Plusieurs modèles physiques et numériques sont disponibles dans ANSYS FLUENT. Le test de tous les modèles est impossible vu le nombre important des modèles disponibles. Donc le choix du modèle repose sur la nature du phénomène à examiner, les travaux antérieurs et les moyens de calcul. La prise en compte de ces considérations, nous permet d'avoir des résultats de bonne qualité avec un temps de calcul raisonnable.

Un solveur, basé sur la pression et un schéma *coupled* pour le couplage pression-vitesse, a été utilisé. L'équation de l'énergie est résolue dans tous les cas (simulation à froid ou avec combustion) pour calculer l'évolution de la température. Afin de relier la pression à la température et à la densité, l'équation d'état des gaz parfait est également utilisée. En effet, la charge (air, mélange gazeux) est supposée comme un gaz parfait [19, 229]. Le Tableau 3.3 résume les modèles utilisés pour le calcul des propriétés physiques des espèces et du mélange gazeux.

Tableau 3.3. Propriétés du fluide (espèces) et du mélange

Propriétés	fluide	Mélange
Masse volumique (Kg/m^3)	Gaz parfait	Gaz parfait
Chaleur spécifique C_p ($\text{J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$)	Loi polynomiale	Loi de mélange
Viscosité ($\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)	Théorie cinétique	Loi de mélange pondéré à la masse
Conductivité thermique ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)	Théorie cinétique	Loi de mélange pondéré à la masse
Diffusion massique (m^2/s)	—	Théorie cinétique

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

L'écoulement turbulent a été modélisé à l'aide du modèle $k - \epsilon$ RNG [79, 85, 146, 230]. Par ailleurs, le modèle "*discrete phase*" disponible dans ANSYS Fluent permet de simuler l'atomisation du jet liquide, spray, dans la chambre de combustion. Il utilise plusieurs sous-modèles qui peuvent définir ; la taille des gouttelettes, la distribution de la vitesse, l'angle de pulvérisation, la trajectoire des particules, le fractionnement de jet, la collision, la coalescence et l'évaporation des particules. Pour le fractionnement du jet, le modèle WAVE de Reitz a été utilisé. Ce modèle considère que le fractionnement du jet de liquide est dû à la différence de vitesse relative entre la phase liquide et la phase gazeuse. Le modèle WAVE est le plus utilisé pour une pression d'injection élevée [19, 231], ce qui est le cas de moteur diesel.

Le modèle de combustion choisi pour cette étude est *laminar finite rate/eddy dissipation* [230-232], avec une seule réaction pour le gazole et une réaction pour l'hydrogène. Le taux de réaction est égal au minimum de deux modèles à savoir *laminar finite rate* et *eddy dissipation*. Pour le délai d'allumage, la corrélation de Hardenberg & Hase (H&H) est choisie [230, 233]. L'allumage est assuré par le carburant diesel en mode dual fuel. Par conséquent, la corrélation du délai d'allumage est appliquée au carburant diesel. Les émissions des NOx considérées dans cette étude sont thermiques et précoce [183, 233]. Le mécanisme de Zeldovich étendu est utilisé pour la formation de NOx thermiques et le mécanisme de Fenimore pour les NOx précoce [183].

Le schéma implicite du second ordre a été choisi pour la discrétisation temporelle. Pour la discrétisation spatiale, le schéma du second ordre a été choisi pour la pression et le second ordre amont pour la densité, le moment et l'énergie cinétique turbulente.

Les critères de convergence nous permettent d'optimiser le coût de calcul en gardant toujours la qualité des résultats par l'utilisation de résidu et le nombre d'itération par étape. Dans ce travail, le résidu (continuité, mouvement, énergie...) est fixé à 10^{-6} et le nombre d'itérations par étape de calcul est fixé à 30.

3.2.4 Conditions initiales et aux limites

Sachant que le moteur utilisé est à aspiration naturelle ; le type de condition adoptée à l'entrée est la pression (*pressure inlet*) avec une valeur correspondant à la pression atmosphérique ($P_{adm} = 0 Pa$) et une température constante issue des mesures expérimentales.

Comme pour l'admission, l'échappement est effectué à l'air libre. La condition adoptée à l'échappement est la pression à la sortie (*pressure outlet*). Pour un écoulement subsonique, ce type de condition requiert la spécification de la pression statique. Dans le cas d'écoulement localement supersonique, la pression est extrapolée de l'intérieur de la géométrie. Les autres quantités d'écoulement sont extrapolées de l'intérieur sauf dans le cas de difficulté de convergence où le solveur utilise les valeurs spécifiées par l'utilisateur.

La condition aux limites de type débit massique est appliquée au niveau de l'injecteur pour l'admission d'hydrogène dans le cas d'utilisation de ce dernier (Figure 3.4). Pour cela, une fonction définie par l'utilisateur (UDF pour *User-Defined Function*) est développée pour introduire le débit massique en fonction de l'angle du vilebrequin pour chaque pression d'injection d'hydrogène correspondant à une part d'énergie et un régime moteur fixes, en tenant compte du temps d'ouverture et de fermeture et de la durée d'injection.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

Les pertes de chaleur aux parois sont estimées par corrélation de Hohenberg. Pour introduire la corrélation empirique de transfert de chaleur, une UDF est développée et mise en œuvre. Le modèle de Hohenberg est le plus performant en comparaison avec les autres corrélations [234].

Deux cycles complets ont été réalisés en une seule simulation. Chaque simulation a été lancée au point mort haut (PMH) pendant la course d'admission. Pour le premier cycle, l'initialisation hybride fournie par ANSYS Fluent est utilisée. Dans le deuxième cycle, les valeurs initiales (initiation) des paramètres sont obtenues à partir des résultats du premier cycle. Les résultats du deuxième cycle sont ceux considérées dans toutes nos investigations.

3.2.5 Etude de la sensibilité au maillage

La génération de maillage est une étape critique pour construire un modèle CFD multidimensionnel de moteur car la qualité du maillage a un impact significatif sur la stabilité numérique du solveur CFD et la densité du maillage qui peut affecter les résultats de la simulation [183]. Plusieurs grilles de maillages ont été créées et examinées. Dans tous les maillages générés, et afin de prendre en considération l'écoulement complexe au niveau des soupapes, des chambres de combustion et de l'injecteur ; le maillage dans ces zones est plus dense que d'autre. Le Tableau 3.4 montre le nombre de cellules au PMH et au PMB.

Tableau 3.4. Nombre de cellule pour les maillages testés

	Cas1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6	Cas 7	
3D	PMH	305.331	315.831	337.848	380.978	444.665	457.265	474.065
	PMB	810.771	1.057.271	1.072.888	1.114.578	1.180.745	1.421.805	1.908.305
2D	PMH	4.636	5.028	6.146	6.709	12.258	12.694	17.472
	PMB	15.667	18.646	23.946	32.929	38.490	47.602	82.880

La Figure 3.7 présente les évolutions de la masse et de la pression dans le cylindre pour différents raffinements de maillage. On constate qu'aucune différence significative n'a été observée avec le raffinement du maillage. L'écart maximal est inférieur à 0,25% pour la masse et 0,24% pour la pression pour l'approche 2D. Cet écart est inférieur à 0,06% pour la masse et 0,34% pour la pression dans les simulations 3D. Il est à noter qu'un raffinement trop grossier induit des divergences de calcul et un raffinement plus fin nécessiterait un temps de calcul excessif ou même une capacité de calcul insuffisante (RAM). Compte tenu à la fois du temps de calcul et de la qualité des résultats, le cas 7 est choisi pour le maillage 2D et le cas 5 pour la simulation 3D (Tableau 3.4).

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

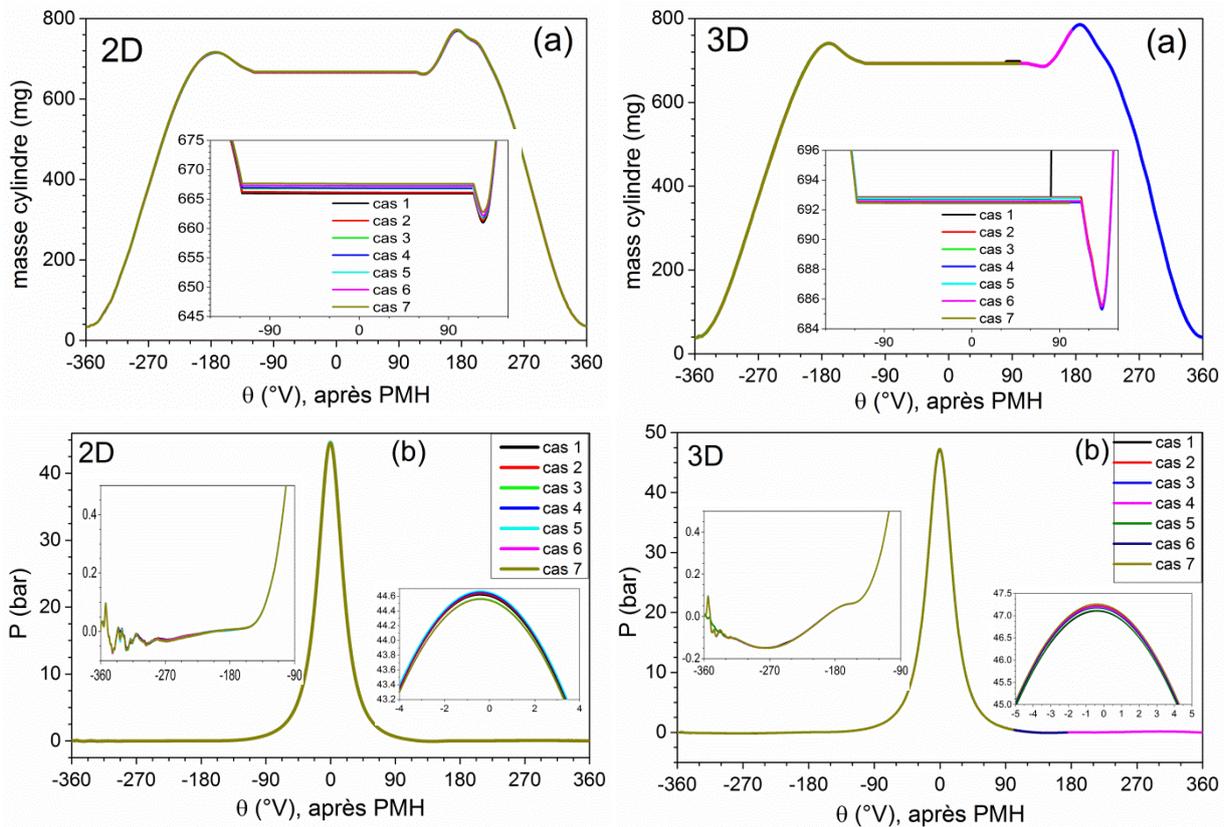


Figure 3.7. Sensibilité au maillage pour les approches 2D et 3D : (a) Evolution de la masse dans le cylindre. (b) Evolution de la pression.

3.2.6 Etude de la sensibilité au pas de temps

Pour l'étude de la sensibilité au pas de temps, l'évolution de la masse à l'intérieur de la chambre de combustion (cylindre) est utilisée. Le choix de la masse dans le cylindre est justifié par le fait que lorsque les deux soupapes sont fermées, la masse dans la chambre de combustion demeure constante. La Figure 3.8 montre l'évolution de la masse dans le cylindre pour différents pas de temps (angle vilebrequin) dans les cas de simulations 2D et 3D. Pour les simulations 2D, 0,1 et 0,05 °V ont vérifié la conservation de la masse à l'inverse de 0,2 °V, par conséquent, le pas de temps choisi est 0,05 °V. Pour les simulations 3D, le pas de temps choisi est 0,1 °V. Ces choix tiennent compte du temps de simulation.

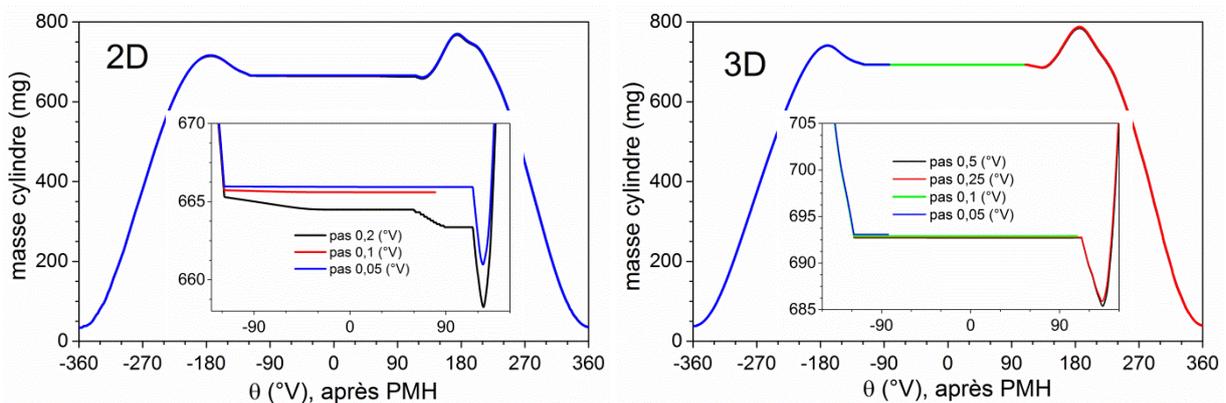


Figure 3.8. Sensibilité au pas de temps pour le maillage 2D et 3D.

3.2.7 Comparaison entre les simulations 2D et 3D

Pour l'approche 2D, la géométrie a été modifiée afin de vérifier le taux de compression volumétrique, une profondeur constante a été introduite, le bol a été retiré et la distance entre la tête du piston et la culasse (distance Squish) a été ajustée en conséquence afin de vérifier le taux compression volumétrique (voir Figure 3.4).

La Figure 3.9 présente le profil du volume de la chambre de combustion et de la masse dans le cylindre avec les simulations 2D et 3D. Pour les profils de volume, les deux courbes sont presque superposées. Cependant, il y a une légère différence pendant la phase d'admission qui peut être causée essentiellement par la valeur de la profondeur des soupapes constante dans les simulations 2D. Pour le profil de masse, un faible écart a été constaté entre les simulations 2D et 3D. Cet écart est probablement dû à la section de passage de référence de la soupape d'admission et au coefficient de décharge. L'erreur dans la masse cylindre est inférieure à 4,0%. Par conséquent, on peut conclure que l'approche 2D reproduit des résultats comparables à ceux en simulations 3D.

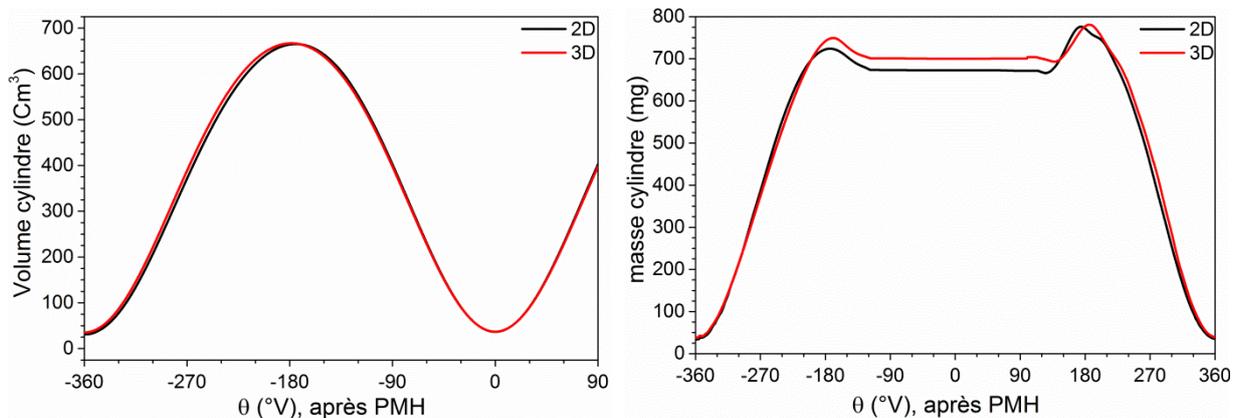


Figure 3.9. Évolution du volume et de la masse dans le cylindre selon les approches 2D et 3D.

3.2.8 Validation des simulations 2D - 3D

La Figure 3.10 montre la comparaison des profils de pression cylindre du cycle à froid (sans combustion ni injection de combustible) entre les résultats expérimentaux [225] et les résultats numériques 2D et 3D. Les résultats numériques et expérimentaux sont en bon concordance. Cependant, une légère différence a été constatée, et l'erreur sur la pression cylindre maximale est de 0,88 bar (1,68%) en simulation 3D et de 1,75 bar (3,6%) en simulation 2D. Les simulations 2D et 3D sont donc validées.

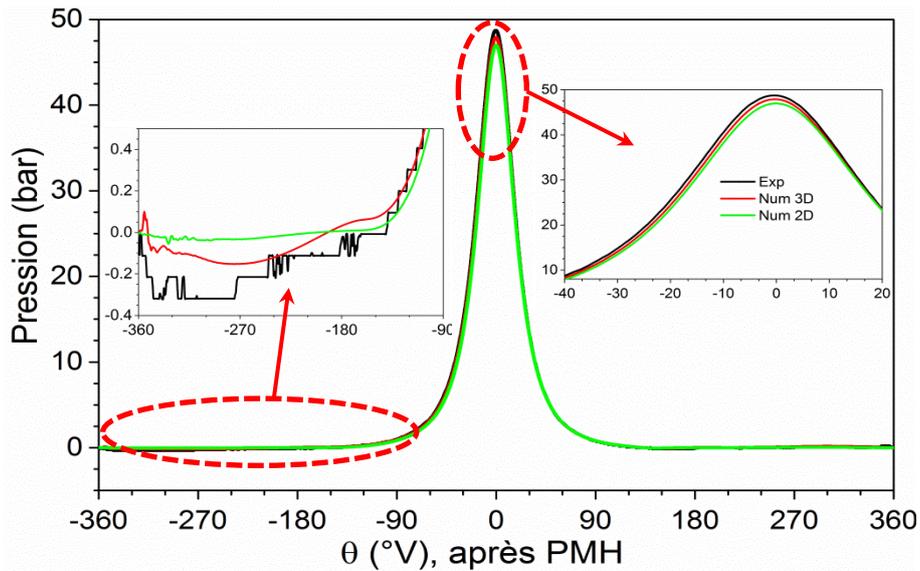


Figure 3.10. Validation des simulations 2D et 3D.

3.3 Choix de la loi de levée de la soupape d'admission

La sélection de la loi de levée de soupape a été effectuée en analysant la masse dans le cylindre, la masse refoulée, la pression cylindre maximale et le travail d'aspiration en utilisant une approche 2D pour le cas de cycle thermodynamique à froid (sans combustion ni injection combustible liquide). Pour atteindre cet objectif, trois hauteurs de levée maximales de la soupape d'admission (L_{v_max} 10,6, L_{v_max} 8,0 et L_{v_max} 6,0) combinées à trois moments de fermetures de la soupape d'admission (FSA70, FSA50 et FSA30 °V après PMB) pour sept régimes moteur (de 1000 à 2500 tr/min), ont été examinés. Cela représente 63 cas au total.

3.3.1 Masse admise

La masse cylindre est la valeur de l'évolution de la masse à l'intérieur du cylindre après la fermeture de la soupape d'admission. La Figure 3.11 montre l'effet de la levée maximale et l'angle à la fermeture de la soupape d'admission sur la masse dans le cylindre pour différents régimes moteur. Pour la fermeture précoce (FSA30), la masse cylindre diminue avec la vitesse dans tous les cas. Alors qu'à FSA50, la variation de la masse cylindre diminue encore légèrement avec la vitesse pour L_{v_max} 6,00. Cependant, elle est presque négligeable pour les autres levées. Pour la fermeture tardive (FSA70), la masse cylindre augmente légèrement avec la vitesse pour toutes les levées étudiées. Ces résultats peuvent s'expliquer par le fait que le temps alloué à l'écoulement d'air est plus important pour la fermeture tardive de la soupape à haut régime. Xu *et al* [181] ont indiqué que le rendement volumétrique augmente pour une fermeture précoce à bas régime et diminue à haut régime moteur. Par conséquent, pour les fermetures tardives, le rendement volumétrique diminue à bas régime et augmente à haut régime. Nos résultats concordent avec ces constatations.

Pour une fermeture précoce, la charge admise augmente avec l'augmentation de la levée maximale, en particulier aux hauts régimes. En revanche, pour une fermeture tardive, la charge d'admission diminue lors de l'augmentation de la levée maximale. Ces résultats sont en accord

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

avec ceux rapportés par Xu *et al.* [181] pour le cas de fermeture précoce, et Clenci *et al.* [235] pour le cas de fermeture tardive.

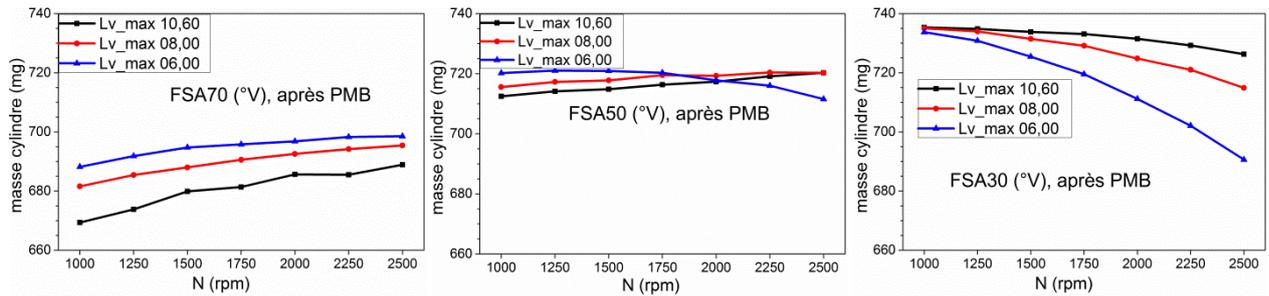


Figure 3.11. Évolution de la masse dans le cylindre pour différentes vitesses de rotation du moteur.

3.3.2 Masse refoulée

La masse refoulée est la différence entre la masse maximale cylindre atteinte pendant la course d'admission et la masse dans le cylindre après la fermeture de la soupape d'admission. Selon la Figure 3.12, la masse refoulée diminue presque dans tous les cas avec l'augmentation de la vitesse du moteur pour toutes les lois de levée de soupape, et elle diminue avec la diminution de la levée maximale. Cela peut être attribué au fait que l'inertie de l'écoulement d'air augmente avec l'augmentation du régime moteur, ce qui peut justifier la diminution de la masse refoulée avec le régime moteur. L'effet de l'angle de fermeture de la soupape sur la masse refoulée est plus significatif que celui de la levée maximale. On peut noter que la masse refoulée est plus élevée pour la fermeture à 70 °V (FSA70), et très faible (insignifiante) pour la fermeture à 30 °V (FSA30). En effet, le retard à la fermeture de la soupape pourrait aider à expulser une partie de la charge cylindre admise dans le conduit d'admission.

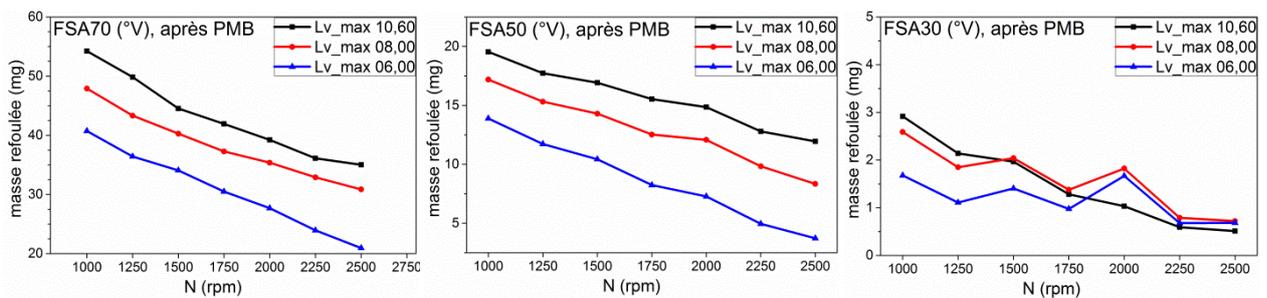


Figure 3.12. Évolution de la masse refoulée pour différentes vitesses de rotation.

3.3.3 Travail d'aspiration

Le travail d'aspiration représente les pertes par pompage ; il a été calculé par l'intégration de la pression cylindre de l'ouverture de la soupape d'admission à sa fermeture. La Figure 3.13 montre l'effet de la levée maximale et l'instant de fermeture de la soupape sur le travail d'aspiration pour différents régimes. Comme le montre la figure, quelle que soit l'angle à la fermeture, la diminution de la levée augmente le travail d'aspiration. Cela peut s'expliquer par le fait que l'abaissement de la levée diminue la surface effective d'écoulement. De plus, l'augmentation du régime moteur augmente également les pertes par pompage. Des résultats similaires ont été trouvés par Xu *et al.* [181].

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

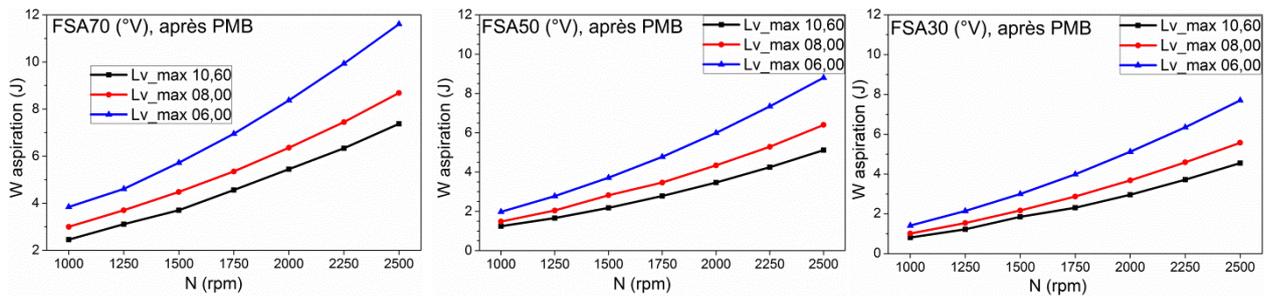


Figure 3.13. Travail d'aspiration à différentes vitesses de rotation.

3.3.4 Pression cylindre maximale

La Figure 3.14 montre l'effet de l'angle à la fermeture de la soupape d'admission et la hauteur maximale de levée sur la pression maximale cylindre (au PMH en cas d'écoulement d'air froid) pour différents régimes moteur. Dans presque tous les cas, la fermeture précoce de la soupape (FSA30), la pression maximale cylindre diminue avec la vitesse de rotation, sauf pour L_{v_max} 10,6. Cependant, pour toutes les hauteurs de levées maximales, la pression maximale cylindre augmente légèrement avec la vitesse de rotation à FSA50, alors qu'elle augmente considérablement à la fermeture tardive (FSA70). Par conséquent, nous pouvons considérer que, dans la plupart des cas, la fermeture précoce de la soupape d'admission augmente la pression maximale cylindre et la fermeture tardive diminue la pression maximale cylindre. Ceci est en concordance avec les résultats de Jia *et al* [179] et Zhang *et al* [180]. De plus, pour la fermeture précoce, la pression maximale augmente avec l'augmentation de la levée maximale, en particulier à des vitesses élevées, ce qui est en accord avec les conclusions de Clenci *et al* [235].

Nos résultats montrent que l'ajustement de l'instant de fermeture de la soupape et la variation de la levée maximale de la soupape d'admission peuvent être un moyen de contrôler le taux de compression effectif. Par conséquent, au fur et à mesure que la loi de levée des soupapes change, il est recommandé d'ajuster l'angle de début de l'injection gazole, pour obtenir un meilleur rendement thermique et donc une consommation de carburant plus faible, un gradient de pression cylindre plus faible et des émissions polluantes réduites [179]. En effet, selon Jia *et al* [179], le calage de l'allumage est contrôlé par le calage à la fermeture de la soupape d'admission, la diminution du délai d'allumage a pour effet d'avancer le début de la combustion, ce qui augmente le gradient pression cylindre et les émissions de NOx.

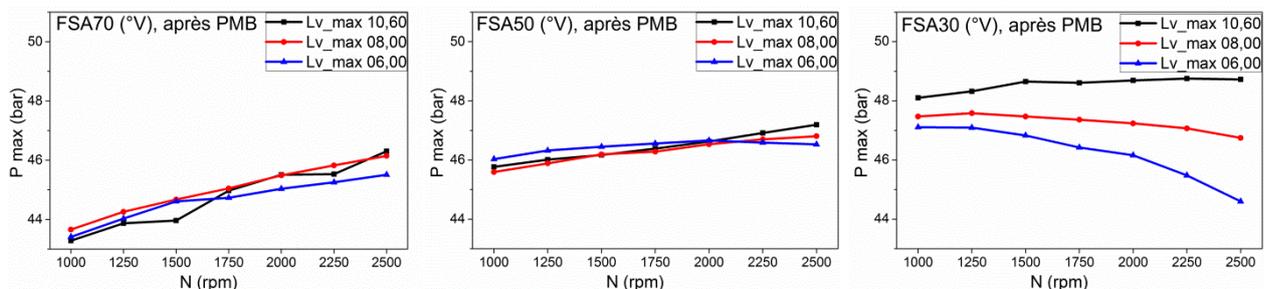


Figure 3.14. Pression cylindre maximale à différentes vitesses de rotation.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

Sur la base des résultats précédents, la loi de levée de soupape L_{v_max} 10,00 FSA30 ($L_{v_max} = 10,60$ mm et $FSA = 30$ °V après PMB) empêche la charge admise de revenir au conduit d'admission (masse refoulée très faible). Ces réglages permettent également d'obtenir un rendement volumétrique élevé, une pression maximale élevée et de faibles pertes de pompage. Par conséquent, pour la suite de l'étude, la loi de levée de soupape L_{v_max} 10,00 FSA30 est choisie.

3.3.5 Confirmation des résultats de l'approches 2D par l'approche 3D

Pour confirmer si la loi de levée de soupape L_{v_max} 10,00 FSA30, choisie à partir des simulations 2D en cas d'écoulement d'air froid, était valable pour les simulations 3D aux conditions de fonctionnement du moteur choisies pour cette étude (90% de charge, 1500 tr/min et 42,5% du taux d'énergie hydrogène), des simulations 3D sont menées. La loi de levée de soupape existante et recommandée (FSA70 et FSA30) avec levée maximale de soupape ($L_{v_max} = 10,60$ mm) a été utilisée pour simuler la masse cylindre et la masse refoulée avec une approche 3D pour différents régimes moteur, puis les résultats ont été comparés à ceux des simulations 2D. La Figure 3.15 montre le profil de la masse dans le cylindre et de la masse refoulée pour la loi de levée de soupape L_{v_max} 10,00 FSA70 et L_{v_max} 10,00 FSA30 à 90% de la charge et 42,5% du taux en énergie de l'hydrogène en utilisant la simulation 3D.

Selon la Figure 3.15, les résultats 3D confirment ceux en 2D, sauf pour un régime moteur supérieur à 2000 tr/min. En effet, contrairement aux simulations 2D, la masse dans le cylindre est plus importante dans le cas FSA70 par rapport au FSA30 pour le régime moteur supérieur à 2000 tr/min. Cependant, la masse refoulée est très faible dans le cas de la fermeture FSA30 pour toute la plage de régime moteur. Cela n'a aucun effet sur le choix de la levée de soupape pour cette étude. En effet, sauf pour un régime moteur supérieur à 2000 tr/min, le cas de fermeture FSA30 assure une charge d'admission plus importante et une masse refoulée négligeable, ce qui empêche le phénomène de retour de flamme. Par conséquent, on peut conclure que les simulations 3D confirment l'approche 2D à des vitesses inférieures à 2000 tr/min. En fait, comme Xu et al [181] ont noté que le rendement volumétrique augmente avec la fermeture tardif à haut régime moteur. En revanche, il augmente avec la fermeture précoce à bas régime. Nos résultats pour la simulation 3D sont en bon accord avec ces résultats.

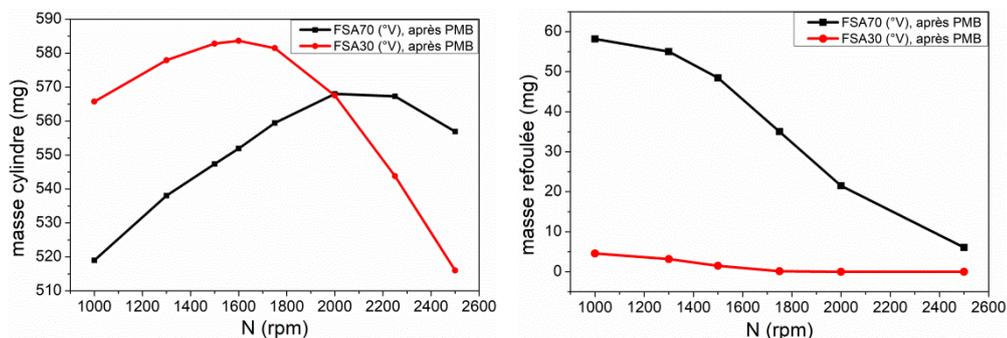


Figure 3.15. Évolution de la masse admise et refoulée du cylindre à différentes vitesses de rotation du moteur.

3.4 Effet des paramètres de l'injecteur d'hydrogène

Le but de cette section est d'optimiser les paramètres d'injection hydrogène tels que la pression d'injection, l'inclinaison de l'injecteur et le début de l'injection. Les conditions de fonctionnement du moteur ont été fixées à 90% de charge, 1500 tr/min avec une part d'énergie hydrogène de 42,5%.

3.4.1 Pression d'injection d'hydrogène

Pour sélectionner la pression d'injection d'hydrogène, six pressions d'injection d'hydrogène (1,2 ; 1,7 ; 2,2 ; 2,7 ; 3,7 et 4,5 bar) ont été examinées pour la loi de levée de soupape existante et recommandée (FSA70 et FSA30) et deux angles de début d'injection hydrogène (HSOI60 et HSOI43). Par conséquent, les cas FSA70-HSOI60, FSA30-HSOI60 et FSA30-HSOI43 ont été pris en compte. Pour atteindre cet objectif, la distribution de la fraction massique d'hydrogène dans l'air avant la fermeture de la soupape d'admission a été quantifiée pour identifier le risque d'inflammabilité de l'hydrogène dans l'air, et donc le risque de retour de flamme pour chaque cas.

La courbe des caractéristiques de l'injecteur représentée sur la Figure 3.16 est utilisée pour déterminer le débit massique d'hydrogène et la durée d'injection correspondant à la pression d'injection d'hydrogène.

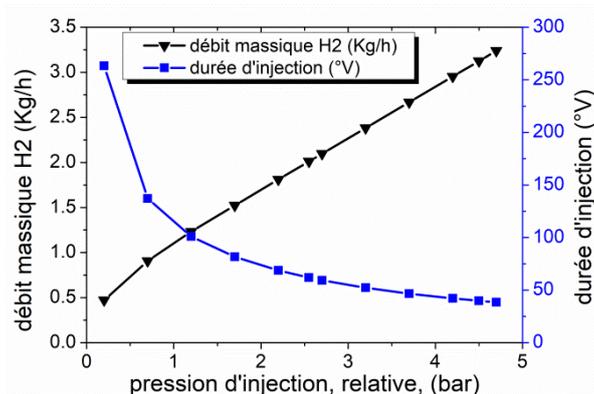


Figure 3.16. Courbe caractéristique de l'injecteur hydrogène.

La Figure 3.17 montre les profils de la fraction massique moyenne d'hydrogène dans le conduit d'admission pour la loi de levée de soupape FSA70-HSOI60, FSA30-HSOI43 et FSA30-HSOI60 à différentes pressions d'injection hydrogène. Dans le cas FSA70-HSOI60, le mélange hydrogène-air est refoulé vers le conduit d'admission pour toutes les pressions d'injection d'hydrogène avant la fermeture de la soupape d'admission comme le montre la Figure 3.17 (a). Cela signifie que la fraction massique d'hydrogène après la fermeture de la soupape d'admission est importante et donc, le risque de retour de flamme est élevé.

Pour la fermeture FSA30, on peut voir sur la Figure 3.17 (b) et (c) que pour une pression d'injection hydrogène de 1,2 bar aux deux angles d'injection hydrogène (HSOI43 et HSOI60) et une pression d'injection hydrogène de 1,7 bar à la fermeture HSOI60, des fractions d'hydrogène élevées se sont accumulées dans le conduit d'admission après la fermeture de la soupape d'admission. Cela peut être attribué à la durée d'injection élevée et au faible débit

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

massique (voir Figure 3.16). Cela signifie qu'après la fin de l'injection hydrogène, le temps disponible pour que l'hydrogène atteigne la chambre de combustion est inférieure au temps requis [178]. En conséquence, une pression d'injection hydrogène de 1,7 bar pour HSOI43 et 1,2 bar pour HSOI43 et HSOI60 ne peut pas être utilisée en raison du risque élevé de retour de flamme.

Dans le cas FSA30-HSOI43, la fraction massique d'hydrogène est presque nulle dans le conduit d'admission après la fermeture de la soupape d'admission pour une pression d'injection hydrogène de 2,2 ; 2,7 ; 3,7 et 4,5 bar, sauf pour une pression d'injection hydrogène de 1,7 bar, ce qui signifie que l'hydrogène n'atteint pas complètement la chambre de combustion. Dans le cas FSA30-HSOI60, la fraction massique d'hydrogène après la fermeture de la soupape d'admission est également quasi nulle dans le conduit d'admission pour la pression d'injection hydrogène de 2,7 ; 3,7 et 4,5 bar, mais ce n'est pas le cas pour une pression d'injection hydrogène de 2,2 bar. Pour ces deux cas, la fraction d'hydrogène après la fermeture de la soupape d'admission dans le conduit d'admission est faible ; par conséquent, l'occurrence d'un pré-allumage ne peut pas être vérifiée. Par conséquent, divers régimes moteur ont été examinés pour vérifier le risque de retour de flamme dans ces cas.

La Figure 3.18 montre les distributions de la fraction massique d'hydrogène pour différents régimes moteur à une pression d'injection hydrogène de 1,7 bar dans le cas FSA30-HSOI43 et une pression d'injection hydrogène de 2,2 bar dans le cas FSA30-HSOI60 à l'angle de fermeture de la soupape d'admission (30 °V, après PMB). La limite inférieure d'inflammabilité est $\varphi = 0,1$ (rapport d'équivalence air-carburant) [1], ce qui correspond à une fraction massique de 0,3% dans le mélange hydrogène-air. Selon la Figure 3.18, dans le cas HSOI43 avec $P = 1,7$ bar, il y a une faible accumulation d'hydrogène dans le conduit d'admission et la fraction n'atteint la limite d'inflammabilité que dans des zones spécifiques à 1000, 1500 et 2500 tr/min. Dans le cas HSOI60 avec $P = 2,2$ bar, l'accumulation d'hydrogène dans le conduit d'admission est importante et la fraction atteint la limite d'inflammabilité donc le risque de retour de flamme est plus grand.

En conséquence, pour une position d'injection fixe et une masse d'hydrogène induite par cycle, les pressions d'injection d'hydrogène possibles à utiliser sans avoir l'accumulation d'hydrogène dans le conduit d'admission après la fermeture de la soupape d'admission et donc le risque de retour de flamme sont:

- ✓ 2,2 ; 2,7 ; 3,7 et 4,5 bar pour la fermeture FSA30 et début d'injection hydrogène HSOI43 °V, après PMB (FSA30-HSOI43),
- ✓ 2,7 ; 3,7 et 4,5 bar pour la fermeture FSA30 et début d'injection hydrogène HSOI60 °V, après PMB (FSA30- HSOI60).

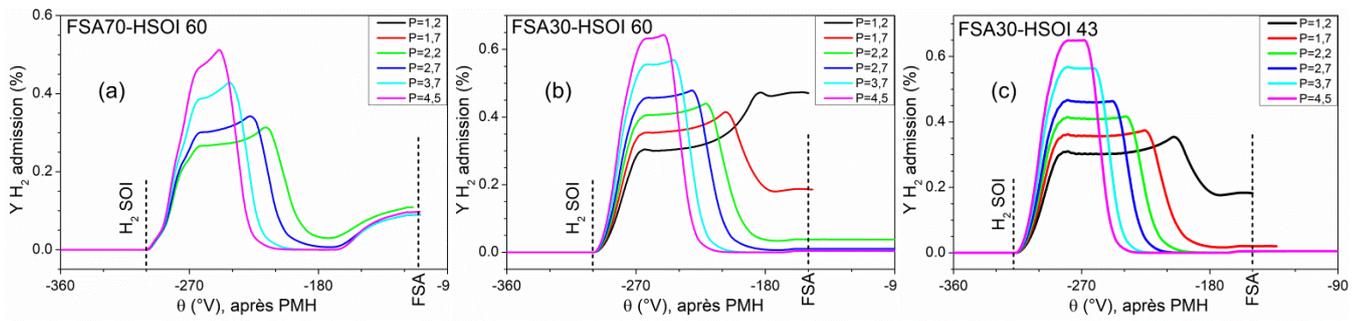


Figure 3.17. Évolution de la fraction massique d'hydrogène dans le conduit d'admission à différentes lois de levée et pression d'injection hydrogène.

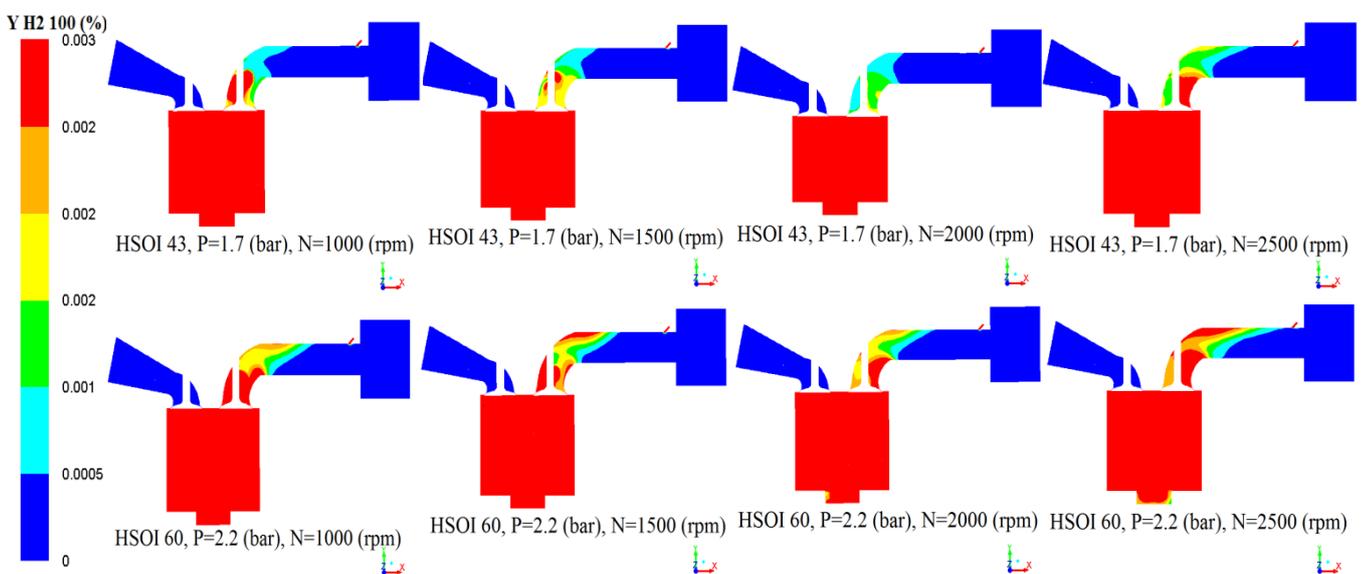


Figure 3.18. Distribution de la fraction massique dans le cas HSOI43 P=1,7 et HSOI60 P=2,2 à différentes vitesses de rotation.

3.4.2 Début de l'injection d'hydrogène (HSOI)

La Figure 3.19 montre la courbe de la température moyenne cylindre en fonction de la pression d'injection hydrogène à 90% de charge et 1500 tr/min pour deux angles de débuts d'injection hydrogène (HSOI43 et HSOI60 °V, après PMB) et une masse d'hydrogène injectée totale fixe (42,5 % du taux d'énergie introduit). Deux fractions massiques d'hydrogène ont été considérées pour cette étude. La première valeur est de 0,001% représentée sur la Figure 3.19 (a) qui indique que l'hydrogène commence à atteindre la chambre de combustion. La deuxième valeur est de 0,3% (Figure 3.19 (b)), ce qui correspond à la limite inférieure d'inflammabilité du mélange hydrogène-air. La Figure 3.19 (c) est un exemple (HSOI43 et pression d'injection hydrogène de 2,7 bar) qui explique comment déterminée la température cylindre correspondant à une fraction massique d'hydrogène à l'intérieur de la chambre de combustion donnée pendant la course d'admission. Chaque point de la Figure 3.19 (a) et (b) est obtenu en se basant sur une figure similaire à la Figure 3.19 (c). Selon les Figure 3.19 (a) et (b), la température cylindre augmente avec l'augmentation de la pression d'injection hydrogène. En effet, la vitesse de l'hydrogène augmente proportionnellement avec la pression d'injection, ce qui réduit le temps

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

nécessaire pour atteindre la chambre de combustion. De plus, la température moyenne cylindre pour une fraction massique d'hydrogène constante est plus élevée à HSOI43 par rapport à HSOI60. Par conséquent, HSOI60 est plus favorable pour assurer l'effet de pré-refroidissement et donc de réduire le risque de présence de sources de pré-allumage et aide à éteindre les produits de combustion résiduels chauds. Cela conduit à éviter le retour de flamme du moteur et le risque de pré-allumage [173, 174, 236]. Par conséquent, pour la suite de l'étude, le HSOI60 a été choisi.

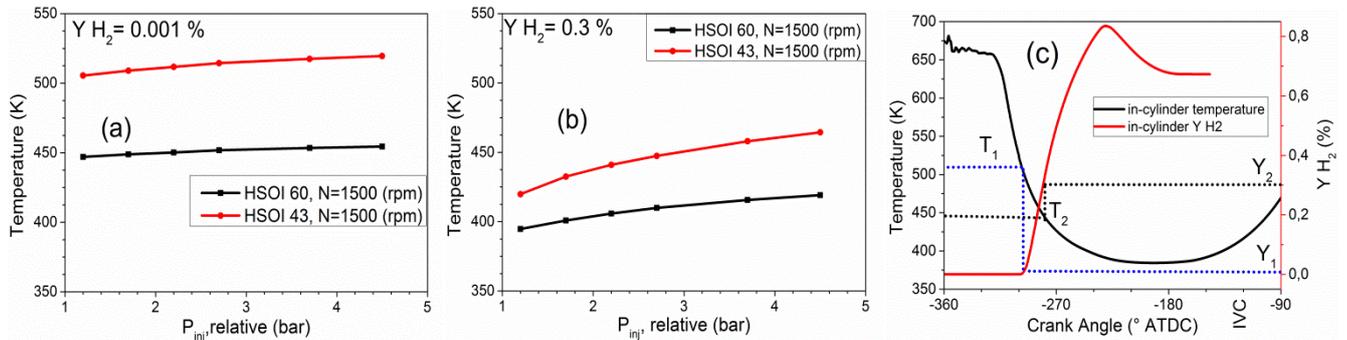


Figure 3.19. Température cylindre du mélange hydrogène-air correspond à une fraction massique spécifique d'hydrogène.

3.4.3 Effet de la pression d'injection d'hydrogène et de l'inclinaison de l'injecteur hydrogène sur la qualité du mélange

Un mélange hétérogène peut contribuer à détériorer les performances du moteur [73, 178] et à augmenter les émissions polluantes. Cela peut également augmenter le risque de pré-allumage et de cliquetis. Dans cette section, la qualité du mélange est examinée lors de la variation de la pression d'injection d'hydrogène et de l'inclinaison de l'injecteur d'hydrogène. La Figure 3.20 montre la distribution de la fraction massique d'hydrogène pour deux inclinaisons d'injecteur d'hydrogène (45° et 60°) combinées à trois pressions d'injection d'hydrogène (2,7 ; 3,7 et 4,5 bar), à un régime moteur constant de 1500 tr/min et différentes positions d'angle vilebrequin.

Comme déjà vu sur la Figure 3.17 (b), l'injection d'hydrogène se termine à 175,6 ; 152,7 et 143,2 $^{\circ}$ V, après PMH pour une pression d'injection d'hydrogène de 2,7 ; 3,7 et 4,5 bar, respectivement. L'injection d'hydrogène s'est terminée tôt avant la fermeture de la soupape d'admission pour une pression d'injection d'hydrogène de 3,7 et 4,5. Cela signifie qu'une quantité considérable d'air a été introduite dans le collecteur d'admission sans se mélanger avec l'hydrogène (voir Figure 3.20 (a)). Ceci s'explique par le fait que l'augmentation de la pression d'injection d'hydrogène, augmente le débit massique et donc diminue la durée d'injection, comme déjà vu sur la Figure 3.16.

Lorsque la pression d'injection est supérieure à 2,7 bar (3,7 et 4,5 bar), le temps disponible pour que l'hydrogène atteigne la chambre de combustion est plus important par rapport au temps pris après la fin de l'injection d'hydrogène (temps nécessaire).

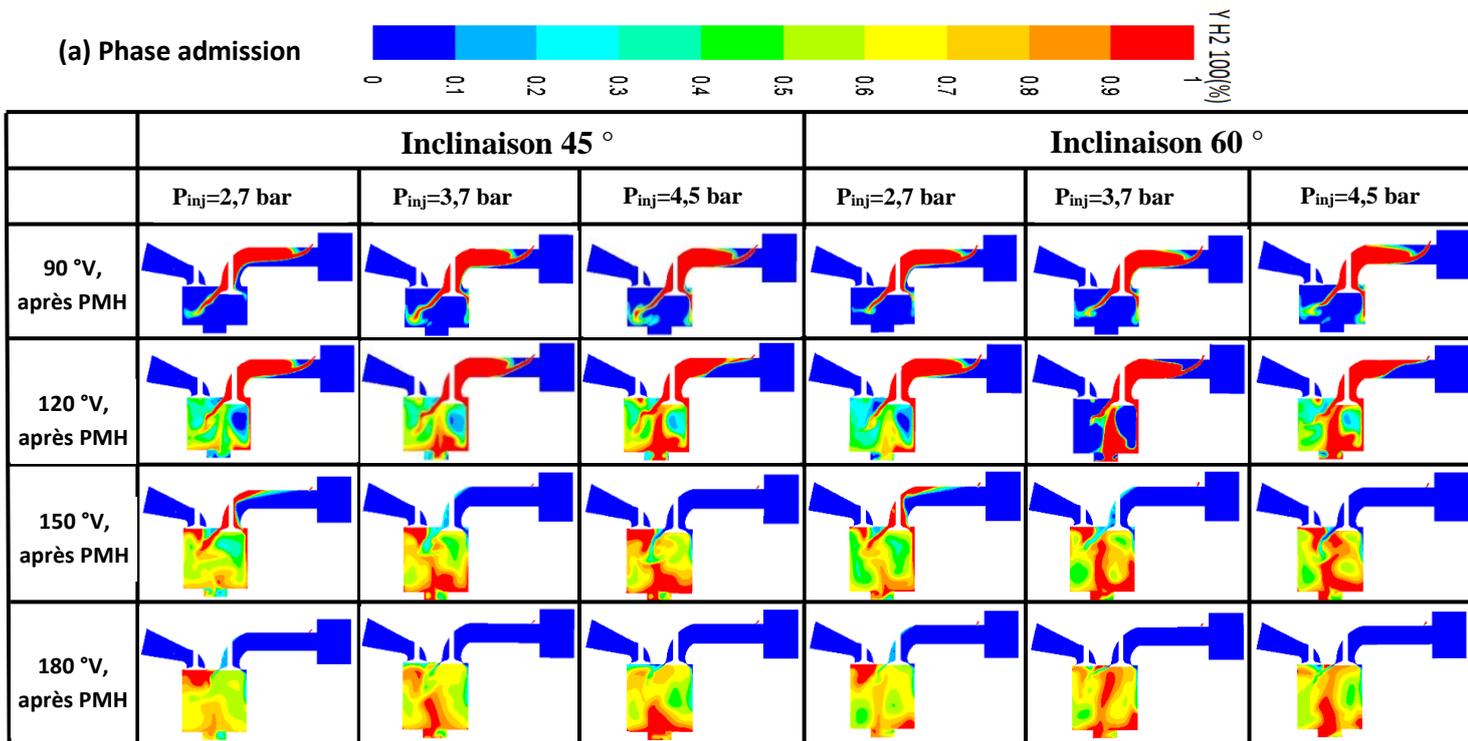
D'autre part, selon la Figure 3.20 (b), pendant la fin de la course de compression, 150 et 165 $^{\circ}$ V après PMB, la concentration d'hydrogène est élevée sur le côté de la soupape

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

d'échappement et faibles sur le côté de la soupape d'admission pour les pressions d'injection 3,7 et 4,5 bar. De plus, la pression d'injection d'hydrogène de 2,7 bar a permis d'améliorer la qualité du mélange hydrogène-air par rapport aux autres pressions testées. Ceci est clairement visible à 150 et 165 °V après PMB comme le montre la Figure 3.20 (b).

L'inclinaison de 60° donne une meilleure qualité de mélange du mélange hydrogène-air par rapport à celle de 45°. Ceci a été observé à la course de compression (Figure 3.20 (b)), où la concentration d'hydrogène est plus élevée sur le côté de la soupape d'échappement et plus basse sur côté de la soupape d'admission pour une inclinaison de l'injecteur d'hydrogène de 45°.

En conséquence, la pression d'injection d'hydrogène de 2,7 bar et l'inclinaison de l'injecteur de 60° permettent une bonne homogénéité du mélange hydrogène-air. En effet, ces valeurs sont prises comme des valeurs optimums pour la suite de l'étude.



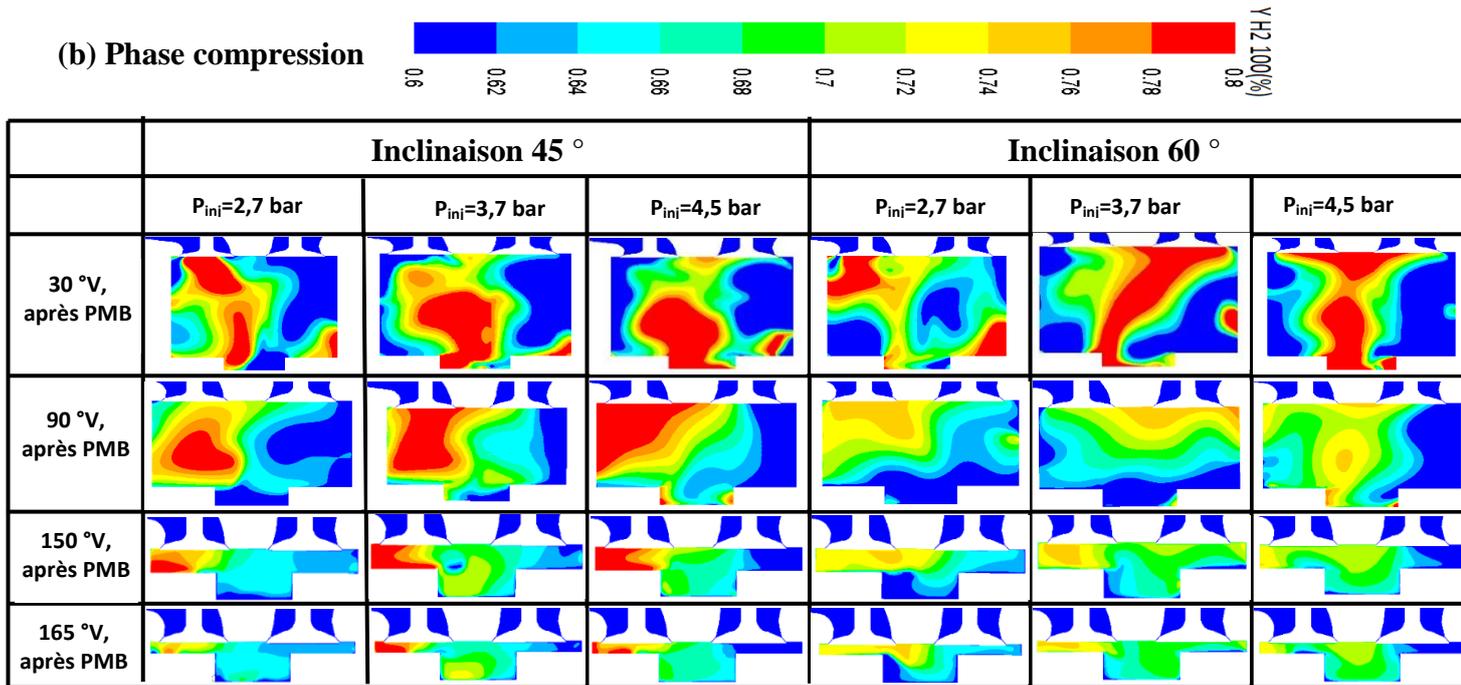


Figure 3.20. Distribution de la fraction massique d'hydrogène à différentes pression d'injection et inclinaison de l'injecteur pour $N = 1500$ tr/min, HSOI60 et FSA30.

3.5 Performance du moteur diesel et dual fuel

La Figure 3.21 montre les performances de combustion du moteur, telles que la pression et la température cylindre, le taux de dégagement de chaleur, le gradient de pression cylindre et les émissions polluantes de NO_x et de CO₂ du mode diesel standard (D FSA70) et de mode dual fuel hydrogène-diesel optimisé (DF FSA30) pour une pression d'injection d'hydrogène $P = 2,7$ bar, à une vitesse de rotation de $N = 1500$ tr/min.

Une augmentation de la pression maximale cylindre, gradient de la pression cylindre, de la température cylindre et du taux de dégagement de chaleur en mode dual fuel. Cela est dû à la vitesse de combustion et à la diffusivité plus élevées de l'hydrogène [70, 76] qui accélère le début de la combustion prémélangée et aide à réaliser la combustion complète et quasi instantanée du mélange air-carburant.

De plus, la concentration des émissions de CO₂ est plus faible dans le moteur dual fuel hydrogène-diesel que dans le moteur diesel conventionnel. Cela est dû à l'utilisation d'hydrogène qui est un combustible sans carbone et à l'amélioration de l'efficacité de la combustion avec l'ajout d'hydrogène.

Cependant, les émissions spécifiques de NO_x étaient plus élevées en mode dual fuel hydrogène-diesel par rapport au mode diesel classique dans ces conditions de fonctionnement. L'augmentation de ces émissions est principalement due à l'augmentation de la température cylindre [76, 152] et au temps de séjour élevé des gaz à haute température cylindre [237].

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

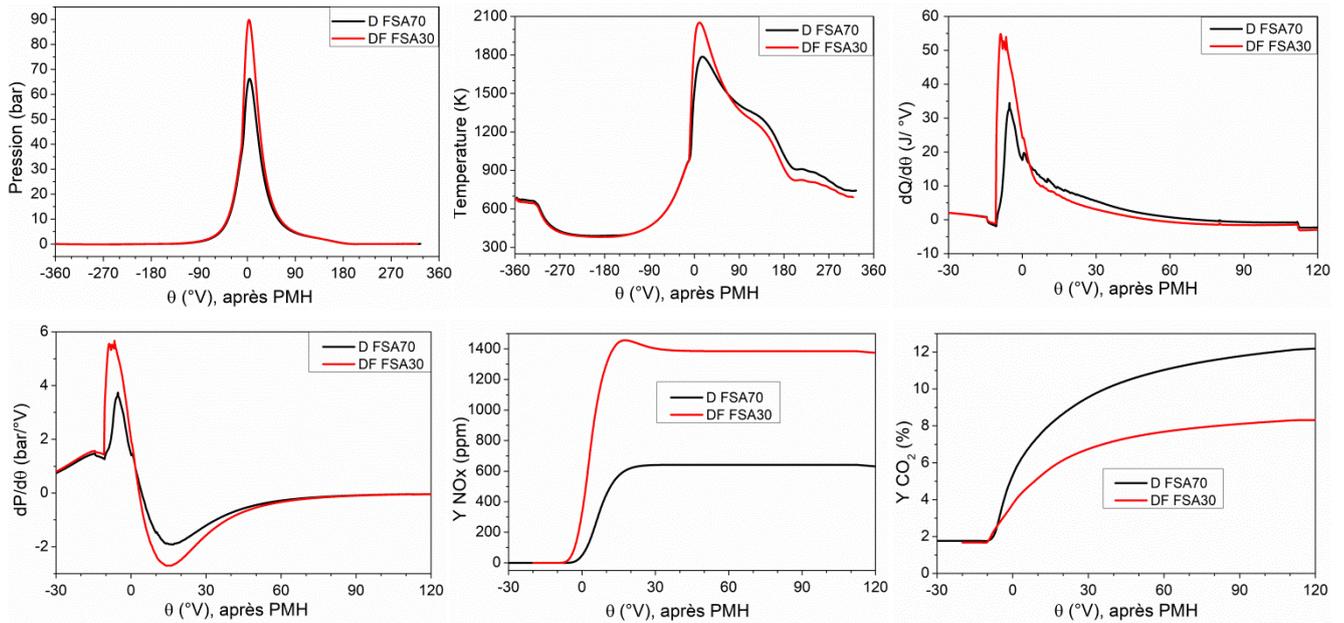


Figure 3.21. Caractéristique de la combustion et les émissions polluantes pour le mode diesel (D FSA70) et dual fuel (DF FSA30).

3.6 Effet de début de l'injection diesel

Lors de l'étude des caractéristiques de combustion du moteur dual fuel hydrogène-diesel, il est essentiel d'étudier le moment du début de l'injection diesel (DSOI). Par conséquent, la Figure 3.22 montre l'effet du retard à l'injection de diesel (DSOI) de 0 ; 3 ; 5 ; 8 ; 10 et 12 °V par rapport à l'angle d'injection du cas de référence (13 °V avant PMH), sur les caractéristiques de combustion et les émissions polluantes de NOx et de CO₂. On peut observer à partir de la figure que le fait de retarder l'injection de diesel (DSOI) à des valeurs supérieures à 8 °V, la pression maximale cylindre, la température cylindre et le gradient de la pression cylindre diminuent. Cependant, cela n'a pas un grand effet sur le taux de dégagement de chaleur (HRR). Une diminution des émissions de CO₂ avec l'augmentation du retard à l'injection a également été observée. En outre, selon la Figure 3.22, les émissions polluantes de NOx ont diminué tout en retardant le DSOI à des valeurs supérieures à 8 °V. En effet, la diminution de la température dans le cylindre contribue à réduire la formation de NOx thermiques.

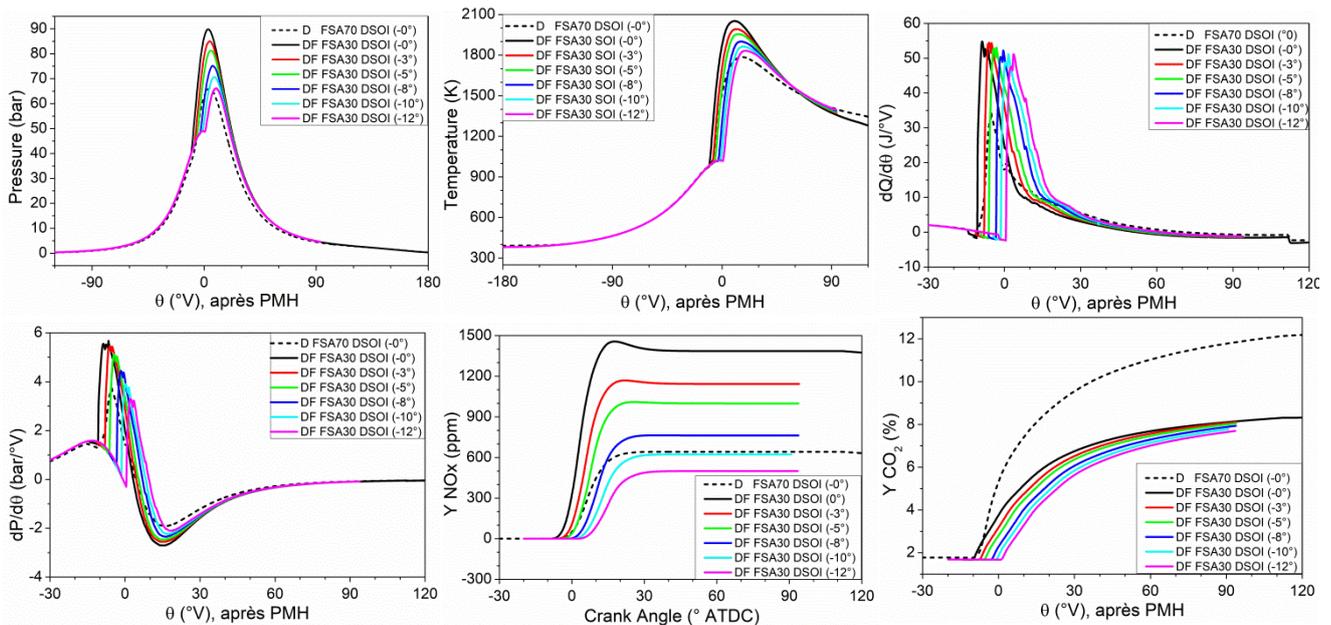


Figure 3.22. Effet du retard à l'injection du gazole sur les caractéristiques de combustion et les émissions polluantes.

3.7 Simulation avec système d'alimentation en gaz par mélangeur

Cette partie a pour but d'étudier l'effet d'utilisation de système d'alimentation en gaz continue via un tube (de type mélangeur) sur les paramètres de l'écoulement interne. À cet effet, le système mélangeur a été intégré dans la géométrie globale. Cette dernière correspond plus au moins à la géométrie réelle dans lequel les dimensions du bol, du conduit d'admission et d'échappement sont bien prises en considération.

3.7.1 Configuration géométrique et génération de maillage

Le moteur simulé est toujours LISTER PETTER (TS1), mais pour la validation, les résultats expérimentaux utilisés sont différents de ceux de la partie précédente. Les résultats de validation correspondent à ceux des essais expérimentaux à froid effectués dans le même banc d'essai avec des conditions différentes. Le mélangeur utilisé est sous forme de coude cylindrique 90° avec un diamètre de 10 mm placé dans le sens inverse de l'écoulement de l'air. Cette position opposée de deux écoulements (gaz et air) permet une meilleure homogénéisation du mélange gazeux.

Pour la génération du maillage, la méthode multi-blocs a été adoptée. Le maillage structuré est utilisé avec une forme de cellule hexaédrique pour tous les sous-volumes, à l'exception d'une partie du conduit d'admission, du conduit d'échappement et de la région de contact entre le tube du mélangeur et le collecteur d'admission qui ont un maillage non structuré avec une forme de cellule tétraédrique comme le montre la Figure 3.23. Il est à noter que le conduit d'admission en amont du mélangeur n'est pas pris en compte dans sa totalité dans la géométrie car son intégration augmenterait la taille du maillage et rend les simulations irréalisables. La distance entre la sortie de tube et la chambre de tranquillisation est ajustée de telle sorte que les gaz introduits dans le tube n'atteignent pas la chambre de tranquillisation afin d'éviter le piège des gaz dans la chambre de tranquillisation ce qui influencerait l'évolution instantanée ou moyenne de

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

la masse de combustible gazeux par conséquent les résultats de simulation. Il est clair que l'intégration de tout le système d'admission avec une cinétique chimique requiert des moyens de calcul très importants. Par exemple dans la littérature, des auteurs [79, 178, 179, 231, 235, 238-240] ont intégré tout ou une partie du système d'admission dans la géométrie globale. D'autres auteurs ont étudié l'écoulement uniquement dans la chambre de combustion ou bien une partie [146, 233, 241-244]. Généralement les auteurs qui ont intégré tout ou une partie du système d'admission s'intéressent à l'étude de l'aérodynamique interne dans le moteur ou bien le système de combustion globale par contre les auteurs qui prennent uniquement la chambre de combustion ou une partie de la chambre (sans intégration du système d'admission) généralement s'intéressent à l'étude des phénomènes liés à la combustion et à l'injection.

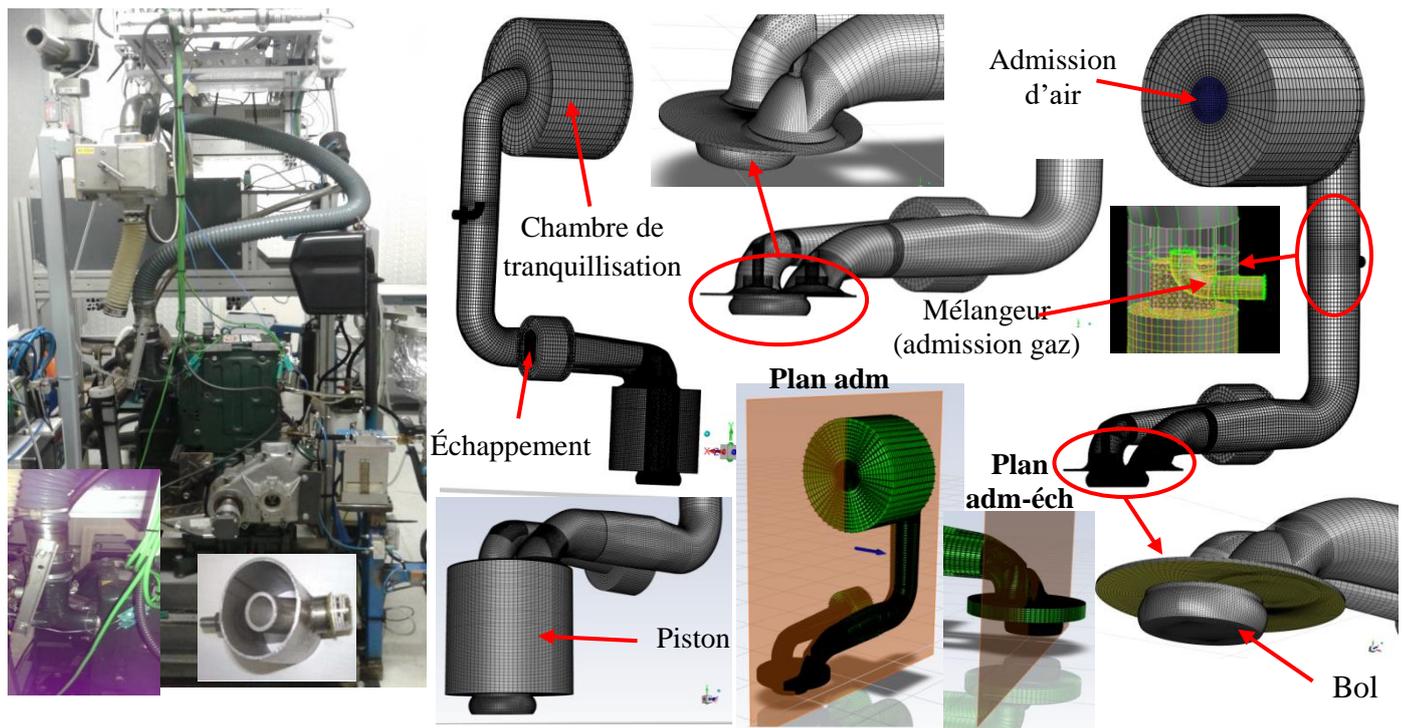


Figure 3.23. Vue globale de la géométrie 3D avec le système d'alimentation avec mélangeur.

3.7.2 Étude de sensibilité au maillage et au pas de temps

Comme dans la géométrie de la partie précédente, pour l'étude de la sensibilité du maillage ; la discrétisation est variée selon la périphérie R et la longueur H comme le montre la Figure 3.24. Le Tableau 3.5 montre le nombre de cellule de différents maillages générés au PMH et au PMB. Il est à rappeler qu'un raffinement trop grossier induit des divergences de calcul et un raffinement plus fin résulte en un maillage trop dense et par conséquent un temps de calcul excessif. En effet, les maillages générés prennent en considération ceux de la partie précédente et ont pour objet de vérifier la sensibilité de maillage de la partie admission en particulier les phénomènes transitoire ou acoustiques.

Le code CFD ANSYS FLUENT version 20 est utilisé dans cette partie tout en gardant les mêmes modèles physiques et numériques que ceux utilisés dans les simulations précédentes pour le cas d'écoulement à froid.

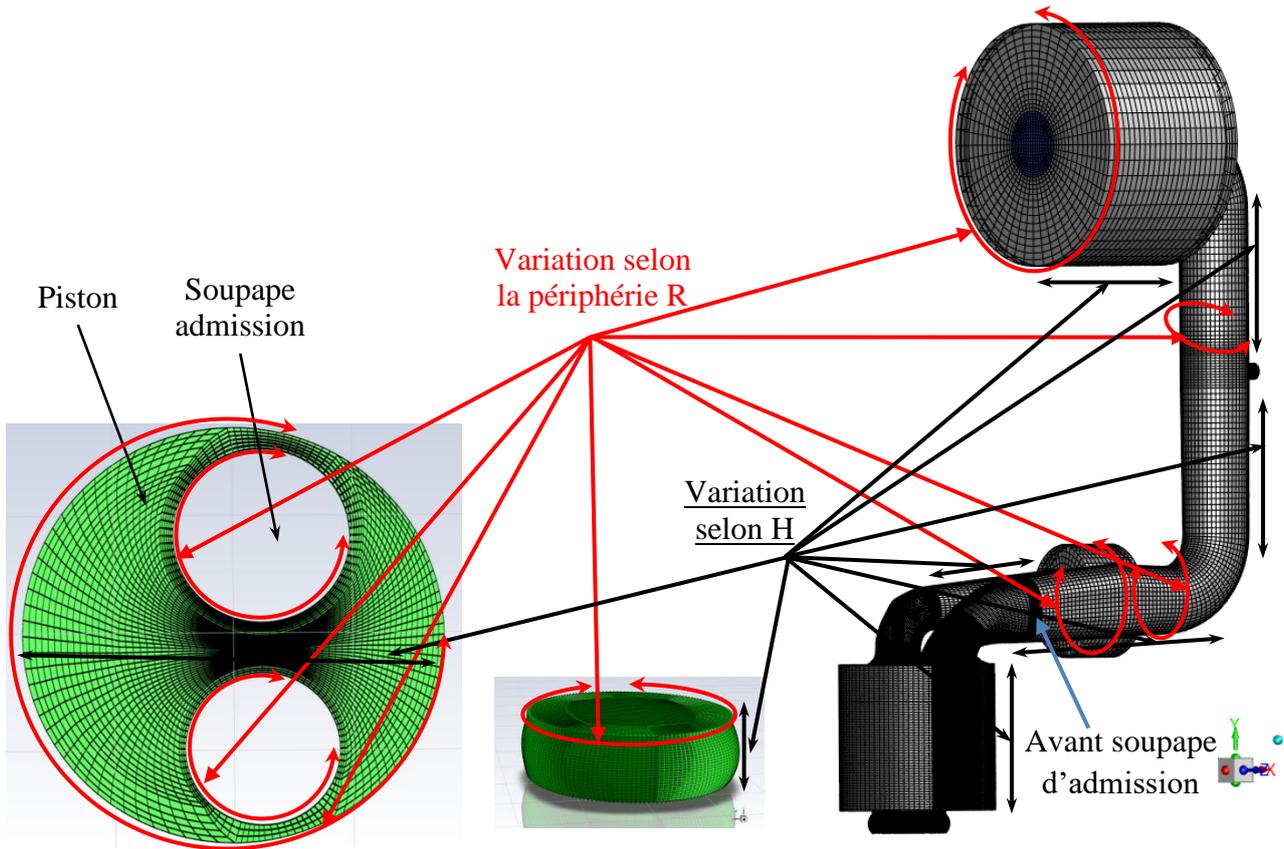


Figure 3.24. Méthodologie de discrétisation de la géométrie.

Tableau 3.5. Nombre de cellules pour les maillages testés

	Cas1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6	Cas 7
PMH	300.540	347.193	416.464	433.014	502.950	617.359	590.084
PMB	520.860	681.033	798.344	913.206	1.028.838	1.182.991	1.407.348

La Figure 3.25 montre les courbes de l'évolution de la pression cylindre, la masse cylindre, le débit massique avant la soupape d'admission et la température paroi et du cylindre. Ces résultats confirment ceux obtenus dans la partie précédente c.-à-d. la différence dans les résultats de la pression cylindre, la masse cylindre et le débit à l'admission ne sont pas sensible à la variation de la densité de maillage. L'écart maximal est inférieur à 0,43% pour la masse cylindre, 0,84% pour la pression maximale et 2,38% pour le débit avant la soupape d'admission. Des travaux similaires montrent que le maillage n'a pas un grand effet sur les résultats [201, 242, 244, 245] en particulier lorsque la taille de base des mailles est inférieure à certaines valeurs [201]. Pour les courbes de la température cylindre, on remarque une légère différence. Cette différence peut être justifiée par la valeur de la distance de première cellule de maillage à la paroi ; car cette dernière influe directement sur le transfert de chaleur à la paroi ou bien le calcul de la température paroi [246]. On remarque bien que tous les maillages reproduisent les phénomènes transitoires de même manière à savoir la dépression durant la phase d'admission, l'écoulement inverse vers la fin d'admission, la diminution de la température durant l'admission et l'écoulement transitoire (phénomène acoustique) durant toute

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

la phase d'admission et après la fermeture de la soupape. Le maillage du "Cas 4" a été choisi pour la suite de travail.

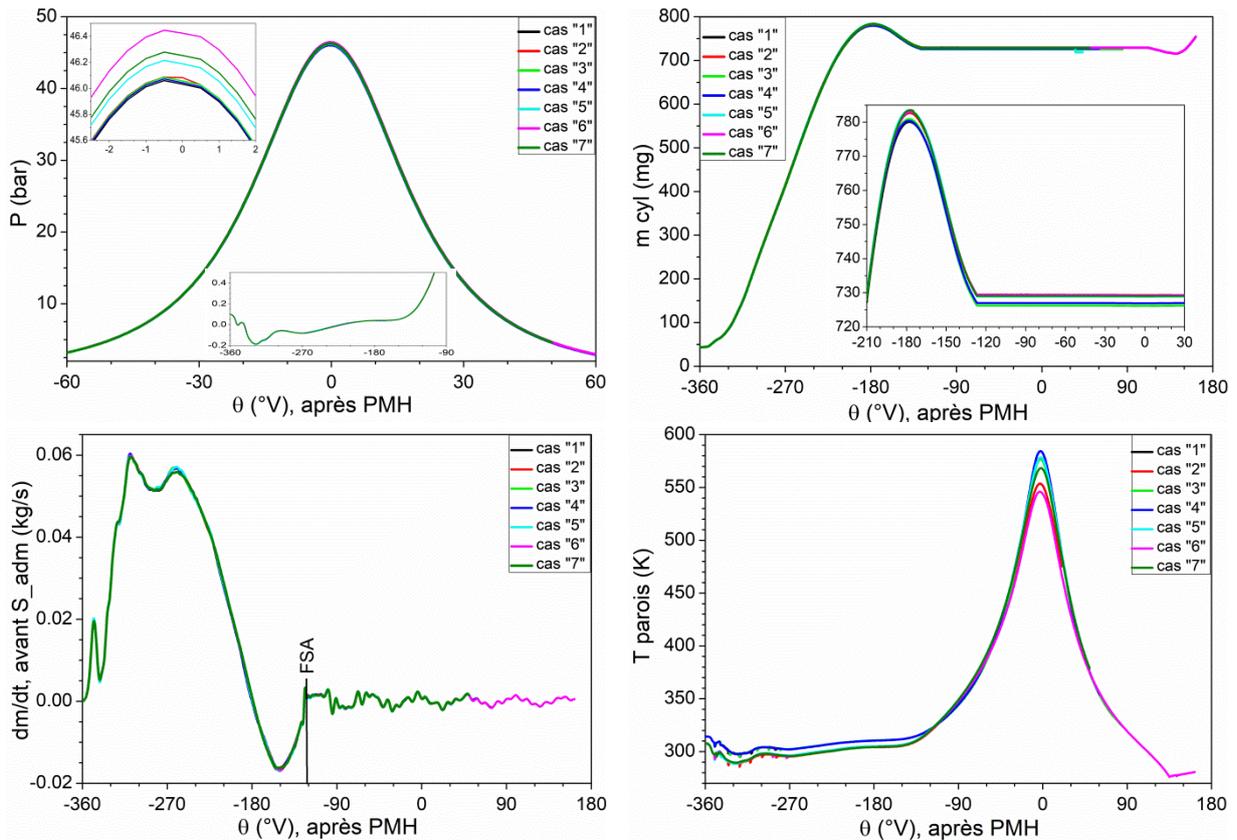


Figure 3.25. Sensibilité au maillage.

En plus de la courbe de masse cylindre qui montre que le bilan de masse est satisfait après la fermeture des soupapes. Afin de bien vérifier la bonne convergence, la Figure 3.26 montre l'évolution des résidus de différents paramètres pour le Cas 4 durant la phase d'admission (135°V , après PMH) et à la fin de compression (PMH, comp.). On remarque que les résidus de toutes les équations discrètes de conservation atteignent des valeurs très faibles vers la fin de chaque pas de temps (la 30^{ème} itération). Donc les bilans globaux de masse, de quantité de mouvement, d'énergie sont satisfaits.

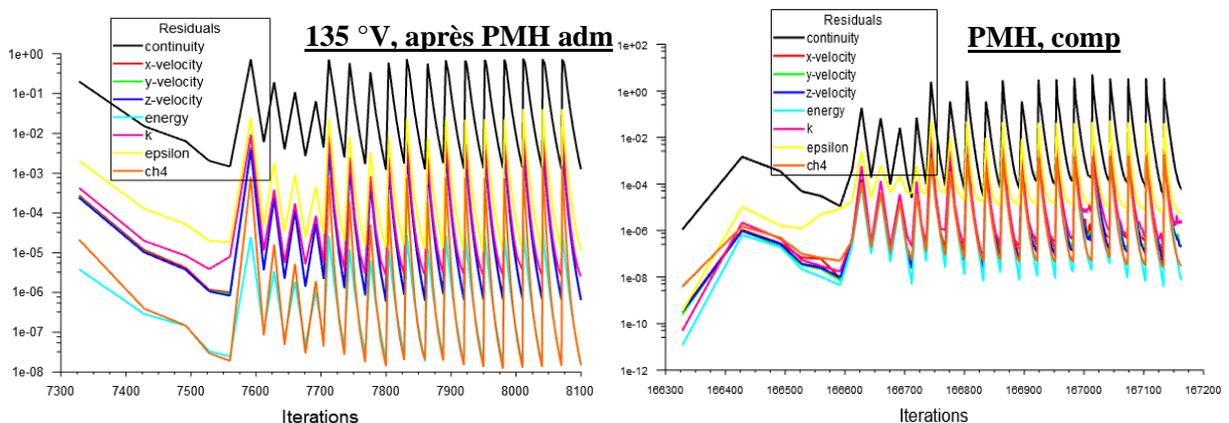


Figure 3.26. Évolutions des résidus relatifs aux différents paramètres.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

Pour l'étude de la sensibilité du pas de temps, deux pas de temps, correspondant à 0,25 et 0,5 °V, sont testés, sachant que durant l'ouverture et la fermeture des soupapes le pas de temps est de 0,1 °V. La Figure 3.27 montre que les courbes de pression cylindre, la masse cylindre, le débit avant la soupape d'admission et la température paroi sont presque confondues pour les deux pas de temps. On remarque bien que la masse cylindre est constante après la fermeture de la soupape d'admission pour les deux pas de temps, ce qui implique que la conservation de la masse cylindre est satisfait. Ainsi, pour la suite de l'étude, le pas de temps 0,5 °V est adopté.

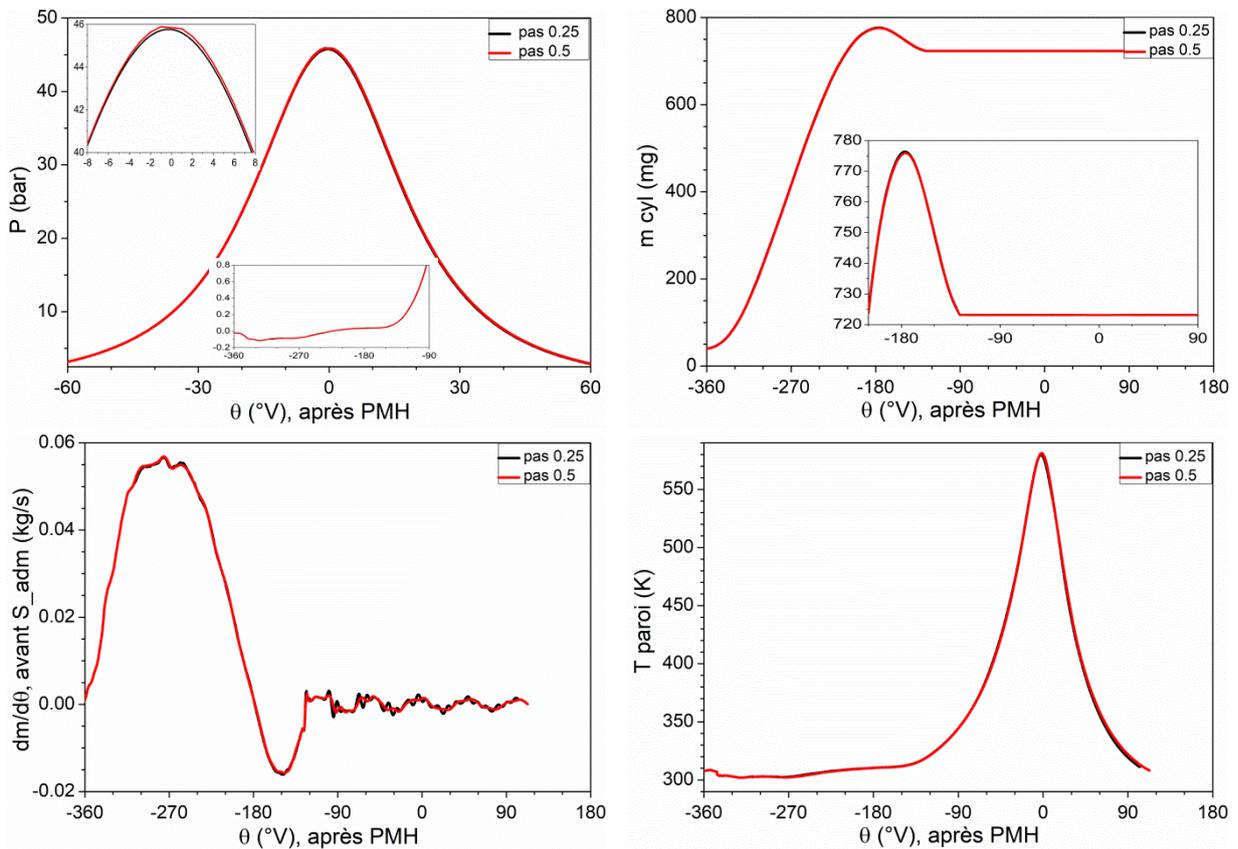


Figure 3.27. Sensibilité au pas de temps.

3.7.3 Validation des résultats numérique

La Figure 3.28 montre la comparaison des courbes de la pression cylindre expérimentale et numérique pour une vitesse de rotation de 1500 et 2000 tr/min pour le cas du cycle moteur entraîné (cycle à froid). On remarque bien que les résultats numériques et expérimentaux sont en bonne concordance. L'écart maximal dans la pression cylindre à la fin de compression est de 2,00 bar (4,20 %) à 1500 tr/min et de 0,05 bar (0,1%) à 2000 tr/min. En plus des erreurs probables prévenant du capteur de pression, le taux de compression exacte et le volume de crevasses pourrait contribuer à ces écarts [146]. On remarque une différence de pression durant la phase d'admission. L'écart absolu est de 0,17 bar à 1500 tr/min et 0,38 bar à 2000 tr/min qui est inférieure à l'erreur du capteur de mesure (± 2 bar). En analysant, les valeurs de pression expérimentales actuels durant la phase d'admission ; on constate que ces valeurs enregistré sont très faibles ou bien un pompage accentué ($-0,35$ bar à 1500 tr/min

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

et $-0,60$ bar à 2000 tr/min) en comparaison avec les résultats de Bari [81] pour le cas de moteur avec papillon à une ouverture de $21,6^\circ$ (environ $-0,5$ à $-0,63$ bar).

Bien qu'il existe un léger écart entre les résultats expérimentaux et numériques durant la période d'admission, les résultats numériques concordent qualitativement avec les données expérimentales pour les deux régimes (1500 et 200 tr/min). En outre, comme dans l'expérimentation, la courbe de pression durant l'admission est inférieure (forte dépression) et supérieure à la fin de compression de compression pour la vitesse de rotation 2000 tr/min par rapport à 1500 tr/min.

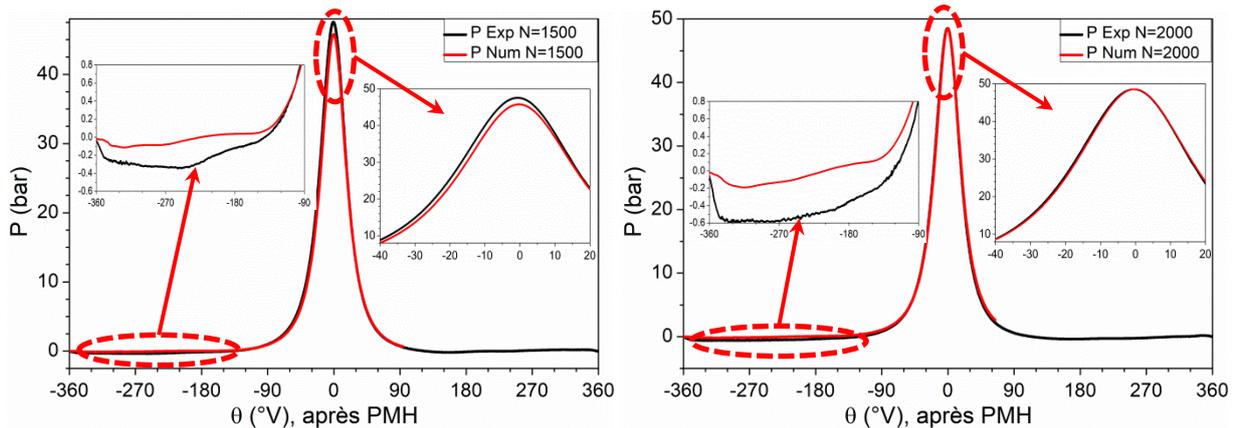


Figure 3.28. Validation des simulations numériques.

3.7.4 Résultats des paramètres de l'écoulement interne frais pour plusieurs cycles consécutifs

La simulation de plusieurs cycles moteur incluant les opérations de transvasement (de vidange et de remplissage) est nécessaire pour atteindre la convergence numérique vers le régime périodique [231]. La Figure 3.29 montre l'évolution de la pression cylindre et de la masse cylindre pour quatre cycles consécutifs. On remarque bien que le premier cycle, est légèrement différent par rapport aux autres cycles (cycles 2, 3 et 4 sont quasiment superposés) en particulier au début d'admission et vers la fin de compression.

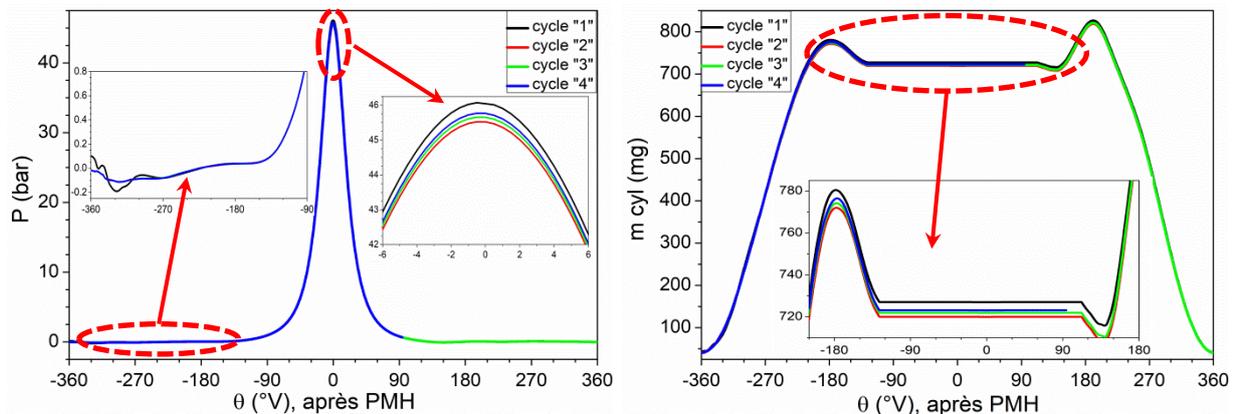


Figure 3.29. Évolution de la pression et de la masse dans le cylindre pour plusieurs cycles.

La Figure 3.30 montre que les courbes du débit à l'entrée d'admission, du débit avant la soupape d'admission ainsi que de la pression avant la soupape sont superposées après le second

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

cycle et les phénomènes aléatoires et acoustiques (après fermeture de soupape) sont reproductibles.

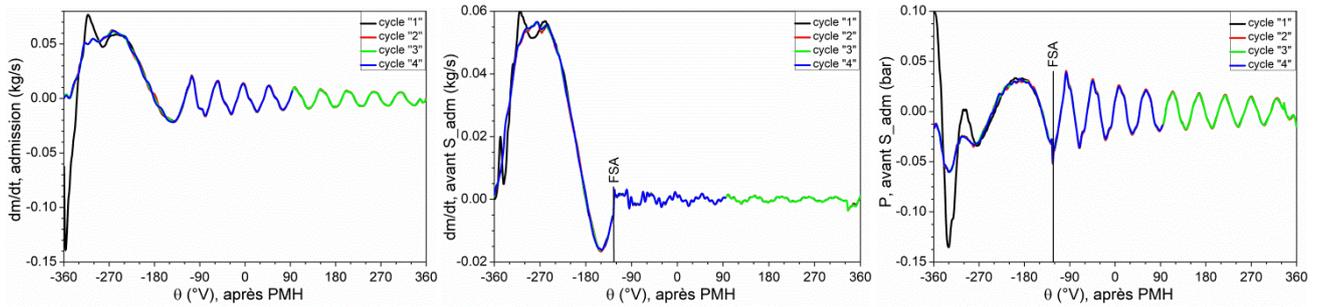


Figure 3.30. Débit massique à l'admission et avant la soupape d'admission pour plusieurs cycles moteurs.

De même, pour la courbe de la température cylindre, la température de la paroi et la valeur adimensionnel y^+ ; après le second cycle, ces paramètres, sont quasiment superposés et donc reproductible comme le montre la Figure 3.31.

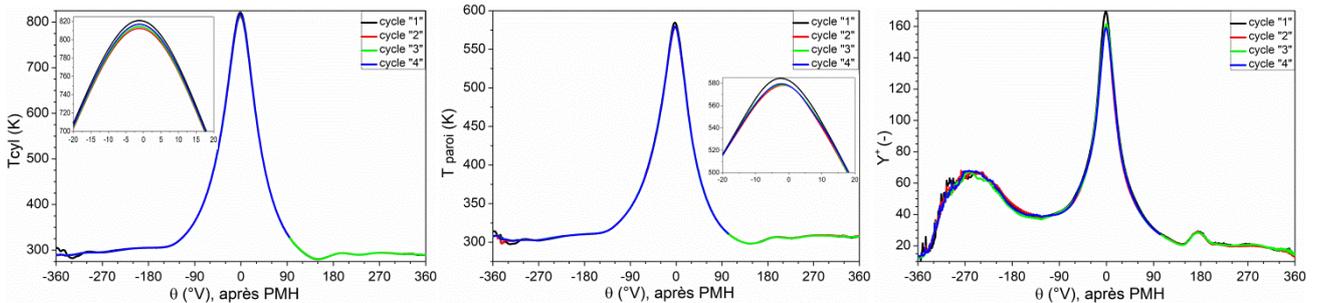


Figure 3.31. Température cylindre, température paroi et la valeur adimensionnel y^+ pour plusieurs cycles moteurs.

On remarque que y^+ subit des changements significatifs au cours du cycle moteur. Pendant la période d'admission, la valeur de y^+ augmente. Cette augmentation peut être expliquée par l'augmentation de l'énergie cinétique turbulente (Figure 3.32). Pendant la course de compression, étant donné que le gaz près de la paroi est chauffé en continu et que l'énergie cinétique de turbulence est augmentée en raison de la température élevée de la paroi et du mouvement du piston, y^+ augmente rapidement [246].

Pour un maillage donné, la distance du centre de la 1^{ère} cellule à la paroi (y_p) du point P, a un impact significatif sur l'évolution de y^+ et la diminution de y_p est bénéfique pour réduire la valeur de y^+ . De plus, la plage de y^+ doit être vérifiée pendant tout le cycle moteur [246]. Pour être précis afin de limiter les sources d'incertitude, la limite inférieure de y^+ doit être évitée de tomber dans la sous-couche visqueuse pure, et la limite supérieure de y^+ doit fournir une résolution suffisante de la région proche de la paroi (intérieure de la zone logarithmique). Plusieurs auteurs ont suggéré que la limite inférieure de y^+ devrait être comprise entre 20 à 30 et la limite supérieure entre 200 à 300 [186, 204, 247]. Berni et al. [248] ont indiqué que si y^+ est plus grand que la limite supérieure (environ 300), cela augmentera l'erreur dans la prédiction du flux de chaleur pour le modèle turbulent à haut nombre de Reynolds. Comme illustré sur la Figure 3.31, la valeur de y^+ est généralement satisfait le traitement de la couche limite or le

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

maillage près de la paroi est acceptable, $20 < y^+ < 300$ durant tous les processus de cycle moteur.

La Figure 3.32 résume l'évolution moyenne des paramètres de la turbulence (k et ϵ) pour plusieurs cycles thermodynamique. La figure confirme que, à l'inverse de premier cycle, les paramètres de turbulence sont quasiment superposés après le deuxième cycle.

La Figure 3.32 montre qu'au début de la phase d'admission les paramètres de la turbulence augmente, cette augmentation est provoquée par la forte dépression (pompage accentué) créée au niveau de la chambre qui va aspirer les gaz contenus dans la partie supérieure du cylindre ainsi que l'écoulement à travers la section de passage de soupape, qui joue le rôle d'un jet. Leurs niveaux atteint le maximum à environ 90°V après l'admission (-270°V) qui correspond à une ouverture maximale de la levée de soupape. A la fin de la phase d'admission, le niveau de turbulence diminue, cette diminution est la conséquence de la fermeture de la soupape et les interactions du fluide avec les parois solides. Après le PMB l'intensité de turbulence diminue sensiblement à cause de la compression (interaction du fluide avec les parois) et l'effet visqueux. Juste quelque degré avant le PMH le niveau de la turbulence augmente. Cela est due à la désintégration de Tumble en turbulence [19, 58], qui a une grande importance sur la formation du mélange et la propagation de la flamme. L'évolution moyenne des paramètres de turbulence obtenu sont similaire à ceux existant dans la littérature (Gharehghani [58], Sridhar [249]) donc la confrontation qualitative des résultats obtenu confirme la robustesse du code ou bien du modèle de turbulence choisie.

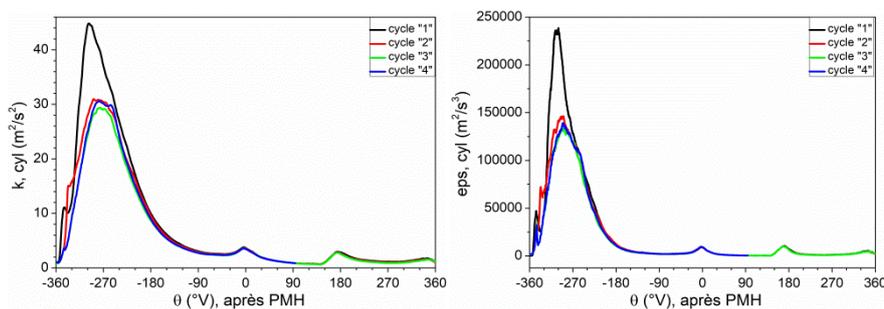


Figure 3.32. Énergie cinétique turbulente et taux de dissipation visqueux à l'intérieure de la chambre de combustion pour plusieurs cycles moteurs.

On peut conclure que, après le premier cycle, les cycles 2,3 et 4 n'ont pas une influence sur les valeurs de la pression cylindre, la température cylindre, la masse admise, le débit à l'admission, la température paroi et les paramètres de turbulence (k et ϵ). À partir du second cycle, les courbes sont quasiment superposées. La différence dans le premier cycle peut être expliquée par les valeurs d'initiation. En outre, ces valeurs d'initiation sont pas tous connus ou bien pas fournis par l'expérimentation (vitesse, turbulence, ...etc.) et lors d'initiation sont imposées comme constantes dans tout le domaine alors que sont différentes (chambre de combustion, conduit d'admission et d'échappement, etc.). En effet à partir du deuxième cycle, les résultats sont reproductibles et donc permettent de tirer des conclusions sur les phénomènes existants. Cette condition permet de s'affranchir d'effets aléatoires venant fausser les résultats et vérifier la stabilité des résultats ainsi que le régime périodique.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

La Figure 3.33 présente l'évolution de la fraction massique de combustible gazeux (CH_4), introduit par mélangeur, à l'intérieure de la chambre de combustion et avant la soupape d'admission en fonction de l'angle vilebrequin. On remarque bien que pour le premier cycle, le combustible gazeux (CH_4), n'est pas arrivé ni à la chambre de combustion ni au port d'admission (avant la soupape, Figure 3.24) et sa valeur correspond à la valeur d'initiation (Y_{CH_4} à 3%).

Après le premier cycle, le pique de la concentration avant la soupape d'admission et la valeur de la concentration finale à l'intérieure de la chambre de combustion diminuent et la valeur minimale à l'intérieure de la chambre durant l'admission augmente au fur et à mesure (avec le nombre de cycle). Cette variation avec le nombre de cycle peut être justifiée par l'accumulation de la quantité de combustible gazeux dans le conduit d'admission, loin de la soupape d'admission ou bien près de tube, en raison de la distance importante entre le point d'induction et la chambre de combustion ainsi que l'induction continue de combustible gazeux. En outre, la période où il y'a l'écoulement de mélange présente environ un quart ($1/4$) de cycle total, c.à.d. durant environ les trois quart ($3/4$) du cycle restant, la vitesse d'air est presque nul (juste les phénomènes acoustique) mais l'induction de combustible gazeux continue. Par conséquent, environ d'un quart de la quantité de combustible gazeux est mélangé en continue avec l'écoulement principale par contre la grand partie est introduit sans être mélangé avec l'air admit et forme une zone très riche proche du tube (accumulation) et donc forme des colonnes ou bouchons très riche en gaz, voir Figure 3.35.

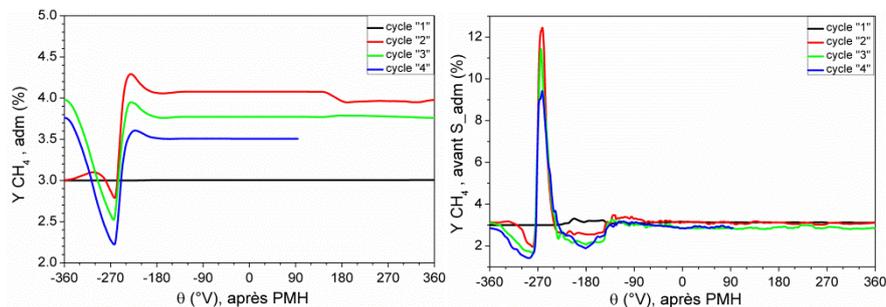


Figure 3.33. Fraction massique du combustible gazeux (CH_4) dans le cylindre et au conduit d'admission pour plusieurs cycles moteurs.

Lors de la fermeture de soupape d'admission (débit d'air à l'admission nul dans la limite des fluctuations à cause des ondes de pression), l'induction de combustible gazeux continu et provoque une accumulation de ce dernier provoquant la formation des poches ou bien bouchons très riches en carburant près du tube. Au début de l'ouverture de la soupape d'admission, le mélange air-gaz existe près de la soupape d'admission avec une faible fraction massique pénètre dans la chambre de combustion et donc la fraction moyenne à l'intérieure de la chambre de combustion (cylindre) et avant la soupape d'admission diminue. Après environ 90°V après PMH phase d'admission (-270°V), autour de la levée maximale, le débit admission augmente en raison de la forte dépression ou bien l'augmentation du volume cylindre (Figure 3.34). L'augmentation de débit implique l'arrivé d'une colonne (bouchon) très riche en combustible gazeux déjà accumulé près de tube ce qui augmente brusquement la concentration de méthane avant la soupape et dans la chambre de combustion. Après l'arrivé de ce bouchon riche en carburant, l'écoulement de mélange air-gaz continue mais avec une faible fraction par rapport

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

à celle avant la soupape d'admission et à l'intérieure de la chambre de combustion et donc la concentration de CH_4 diminue jusqu'à atteint une valeur constante à l'intérieure de de la chambre de combustion et avant la soupape d'admission à la fermeture de soupapes (Figure 3.33 et Figure 3.34). Vers la fin d'admission, après la fermeture d'admission et durant la phase d'échappement on remarque bien le processus d'accumulation de combustible gazeux près du tube. La Figure 3.35 illustre bien le processus d'induction de combustible gazeux durant tout le cycle moteur (4^{ème} cycle) et la formation du mélange or la formation de colonne riche en combustible gazeux (poche ou bouchon). Elle montre, la distribution de la fraction massique de CH_4 sur la plan qui passe par le centre de la soupape d'admission (plan adm) et le plan qui passe par le centre du bol (plan adm-éch), Figure 3.23.

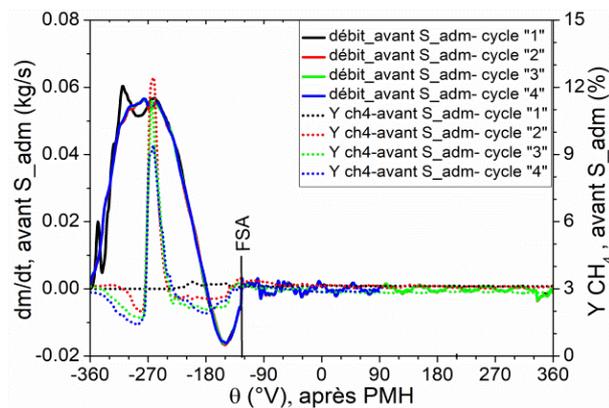


Figure 3.34. Fraction massique du combustible gazeux (CH_4) et le débit massique avant soupape d'admission pour plusieurs cycles moteurs.

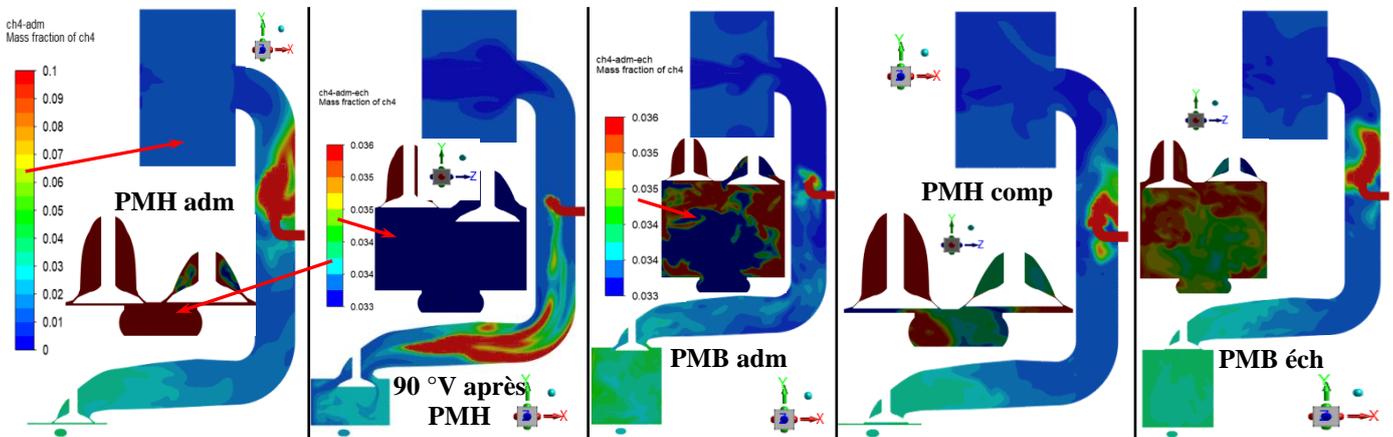


Figure 3.35. Distribution de la fraction massique du combustible gazeux (CH_4) à différents angles vilebrequin.

On constate que jusqu'au cycle 4, la courbe de la fraction de CH_4 n'est pas stabilisée. Sachant que la valeur moyenne du débit d'air à l'admission et du combustible gazeux sont constantes, mais la valeur moyenne de la fraction massique du combustible induit (consigne) par rapport à l'air admit est toujours inférieur à la valeur moyenne du quatrième cycle à l'intérieure de la chambre de combustion. En effet, il faut continuer à simuler plusieurs autres cycle afin d'arriver à la stabilisation de la concentration de CH_4 si elle existe. Par conséquent, l'étude numérique de moteur avec l'induction de combustible gazeux dans le conduit d'admission via un tube, requiert la simulation de plusieurs cycles thermodynamiques (plus de

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

cinq cycles) afin d'assurer la quantité de combustible nécessaire à introduire (charge moteur) et prendre en considération la qualité (homogénéisation) du mélange air-gaz. Ceci n'est pas évident en particulier avec la combustion (plusieurs sous modèles et espèces supplémentaires) en raison de temps de simulation exorbitant et la capacité de mémoire (RAM).

Au contraire à l'injection du combustible gazeux par un injecteur gaz dans le collecteur d'admission (résultats de travail précédent pour le cas d'hydrogène), dont le combustible gazeux est injecté durant la phase d'admission là où le débit d'air est maximal et donc le combustible gazeux se mélange bien avec l'écoulement principale et la fraction de combustible gazeux (H_2) se stabilise dès le premier cycle et la simulation de deux cycle est suffisante (Figure 3.36).

En plus du temps de simulation très important nécessaire pour le cas du mélangeur à cause de la densité du maillage importante et le nombre de cycles à simuler. Dans la littérature indique que l'induction de combustible gazeux continue par carburation ou bien continue (venturi ou mélangeur) favorise la bonne homogénéisation du mélange air-carburant [74, 250]. D'après nos résultats, et comme le montre les Figure 3.35 et Figure 3.37, on peut constater que l'induction de combustible gazeux continue par un mélangeur affecte la qualité de l'homogénéisation de mélange air-carburant. De plus, en fonction de la distance du point d'induction par rapport à la chambre de combustion et les conditions opératoires (régime, le débit et la pression de combustible gazeux, etc.), le nombre de poches (bouchons) introduit peut varier de cycle à l'autres en créant des bruits ou anomalie de fonctionnement à cause de variation de la charge introduite de cycle à cycle, en cas de présence.

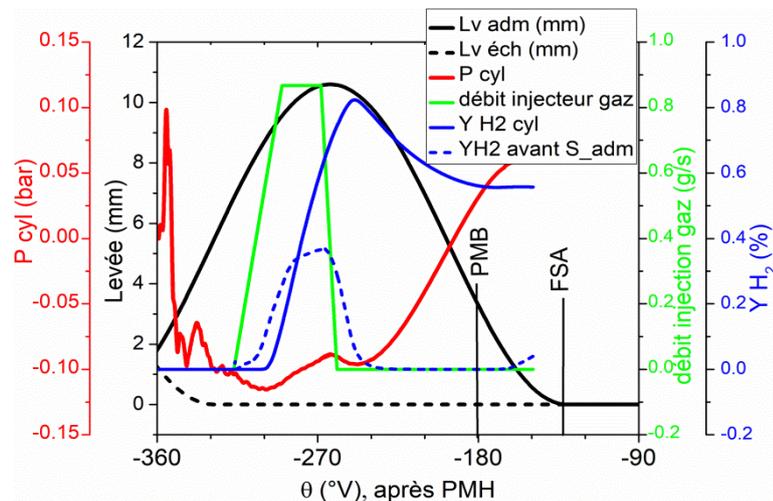


Figure 3.36. Évolution de différents paramètres à l'intérieur de la chambre de combustion et au conduit d'admission pour le cas d'injecteur.

On conclut, à l'inverse de l'injection synchronisée dans le conduit (port) d'admission, dans le cas d'induction dans le conduit d'admission via un mélangeur, le contrôle du risque de préallumage et retour de la flamme est très délicat. De même, pour la qualité de mélange. En effet, nos résultats confirment que l'injection synchronisé de combustible gazeux dans le conduit d'admission en utilisant un injecteur est le meilleur choix par rapport aux autres techniques existantes [62, 72].

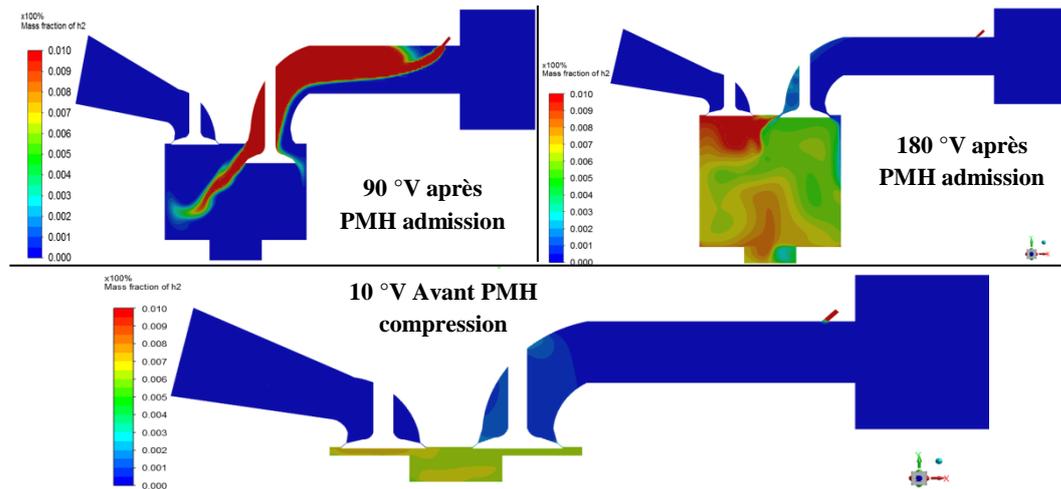


Figure 3.37. Distribution de la fraction massique d'hydrogène pour différents angle vilebrequin pour le cas d'injecteur synchronisé.

Cette dernière partie, avait pour objet de valider les résultats des tests réalisés sur le banc d'essai (système d'alimentation en gaz par mélangeur) qui seront présenté dans le chapitre qui suit pour plusieurs charge et différentes proportions du mélange gazeux CH_4 , H_2 et H_2GN afin d'étudier numériquement l'effet de plusieurs combinaison du taux de substitution de combustible gazeux introduit, de l'angle d'injection du combustible diesel ainsi que de la loi de levée tout en tenant compte de la qualité de mélange. Voir le nombre de cycle nécessaire à simuler, la densité de maillage de la géométrie global ainsi que l'affectation de la qualité du mélange lors d'induction de carburant par un mélangeur, cette étude est abandonnée.

3.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats des simulations numériques du moteur monocylindre LISTER PETTER (TS1). Dans la première partie, des simulations numériques 2D et 3D utilisant le code CFD ANSYS Fluent ont été réalisées pour un moteur monocylindre dual fuel hydrogène-diesel. Une tentative d'optimisation du système d'injection d'hydrogène synchronisé (TMI pour Timed Manifold Injection) par la loi de levée de soupape (levée maximale de soupape et angle FSA) et les paramètres d'injection d'hydrogène (pression, inclinaison d'injecteur et calage d'injection) a été réalisée. Cette optimisation a pour objectif d'éviter les phénomènes de retour de flamme, d'améliorer le rendement volumétrique et la qualité de formation du mélange (homogénéisation) en mode dual fuel hydrogène-diesel. Cette partie est complétée par l'étude des performances de moteur dual fuel et l'effet de l'instant d'injection de combustible diesel.

Les résultats ont montré que la loi de levée de soupape L_{v_max} 10,6 FSA30 (L_{v_max} =10,60 (mm) et FSA=30 (°V, après PMB)) est le choix optimal car elle réduit les risques de retour de flamme et de pré-allumage tout en assurant un rendement volumétrique élevé. De plus, l'instant d'injection d'hydrogène de 60 °V, après PMH (HSOI60) est capable de fournir un effet de pré-refroidissement et ainsi, pourrait réduire les sources de pré-allumage et aide à éteindre tout produit de combustion résiduel chaud. Aussi, la pression d'injection d'hydrogène de 2,7 bar et une inclinaison de 60° contribuent à améliorer la qualité du mélange hydrogène-air.

Chapitre 3. Simulations numériques de moteurs dual fuel

Par ailleurs, Le mode dual fuel hydrogène-diesel optimisé montre une augmentation de la pression maximale cylindre, de la température cylindre, du taux de dégagement de chaleur, du gradient de la pression cylindre et des émissions polluantes de NO_x par rapport au moteur diesel. Cependant, une diminution de la concentration des émissions de CO₂ a été observée pour le mode dual fuel. Pour des valeurs de retard d'injection diesel (DSOI) supérieures à 8 (°V), la pression maximale cylindre, la température cylindre, le gradient de la pression cylindre et les émissions de NO_x sont similaires ou inférieurs pour le moteur dual fuel hydrogène-diesel par rapport au moteur diesel.

Dans la seconde partie, des simulations numériques 3D en utilisant le code CFD ANSYS Fluent ont été réalisées pour un moteur diesel entraîné (à froid). Le but de cette partie a été pour d'étudier l'effet d'utilisation de système d'alimentation en gaz de type mélangeur sur les paramètres de l'écoulement interne. Les résultats obtenus ont montré qu'à partir du second cycle thermodynamique, les courbes des différents paramètres à l'intérieure de la chambre de combustion et avant la soupape d'admission ou bien à l'entrée d'admission sont reproductibles. Par conséquent, la stabilité des résultats ainsi que le régime périodique sont atteint et ceci permet de s'affranchir d'effets aléatoires venant fausser les résultats. À l'inverse de tous les paramètres d'écoulement, la fraction massique du combustible gazeux dans le cylindre et dans le conduit d'admission ne se stabilise pas et requiert la simulation de plusieurs cycles supplémentaires (au minimum cinq cycles). En plus du risque élevé d'apparition de combustion anormale (retour de flamme et préallumage), l'utilisation du mélangeur n'assure pas une bonne qualité de formation du mélange air-carburant (mauvaise homogénéisation).

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

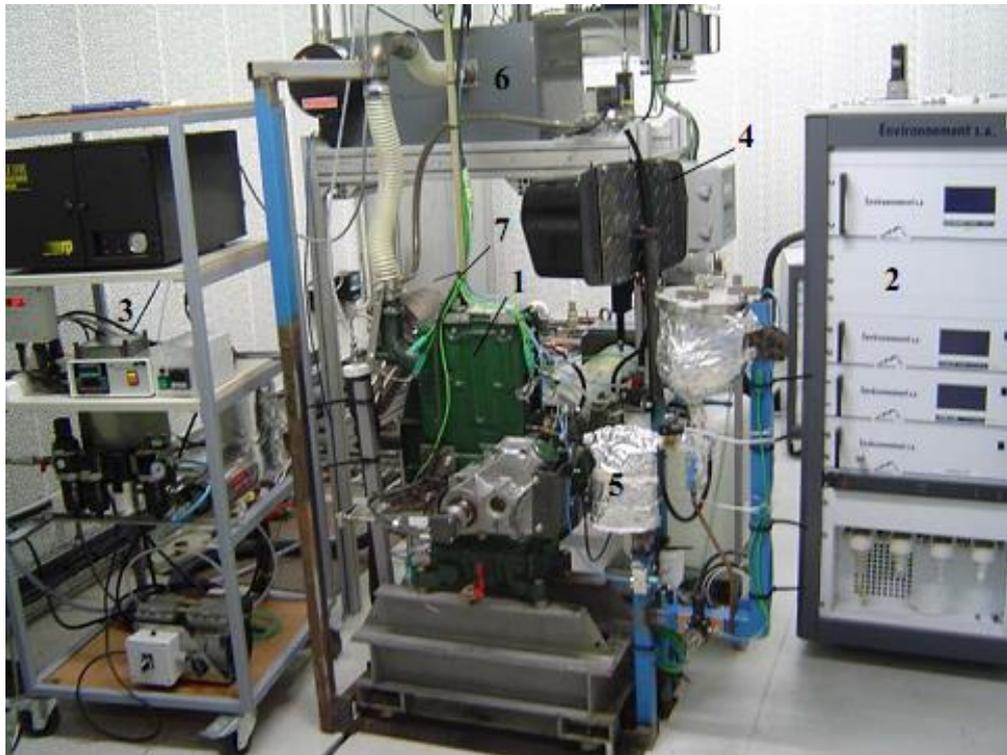
CHAPITRE 4. INVESTIGATION EXPERIMENTALE DE L'EFFET DE L'ADDITION D'HYDROGENE SUR LES PERFORMANCES DE MOTEURS A ALLUMAGE PAR COMPRESSION

4.1 Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats expérimentaux montrant l'effet de l'addition d'hydrogène sur les caractéristiques de la combustion, les performances et les émissions polluantes du moteur diesel fonctionnant en mode conventionnel et dual fuel avec du gaz naturel pour différentes charges (20, 40, 60, 80 et 100% de la charge maximale) et une vitesse de rotation constante (1500 tr/min).

4.2 Description du banc d'essai

Les essais expérimentaux ont été effectués dans un banc d'essai moteur du laboratoire Systèmes Energétiques et Environnement de l'IMT Atlantique (Ex. école des Mines de Nantes), en France. Ce banc d'essai est composé principalement d'un moteur diesel, d'un frein dynamométrique, d'une baie d'analyse des gaz d'échappement, d'un analyseur de particules et d'un système d'alimentation en gaz afin d'alimenter le moteur lors du fonctionnement en mode dual fuel (Figure 4.1).



- 1) Moteur Diesel
- 2) Baie d'analyse
- 3) Analyseur des particules
- 4) Réservoir du gazole
- 5) Débitmètre (carburant)
- 6) réservoir tampon
- 7) Faisceau de différents capteur

Figure 4.1. Vue d'ensemble du banc d'essai.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

4.2.1 Caractéristiques du moteur

Le moteur utilisé est un monocylindre diesel LISTER-PETTER à injection direct, refroidi à l'air, ayant une cylindrée de 630 cm³ et un taux de compression de 18 : 1. Les principales caractéristiques techniques du moteur sont résumées dans le Tableau 4.1).

Tableau 4.1. Caractéristiques principales du moteur.

Modèle	Lister-Petter TS1
Détails techniques	Monocylindre, 4temps, injection directe, refroidi à air
Alésage x Course	95,3 X 88,9 mm
Longueur de la bielle	165,3 mm
Cylindrée	630 cm ³
Taux de compression	18
Puissance nominale	4,5 kW à 1500 tr/min
Diamètres des soupapes admission et échappement	42 mm X 35 mm
Levée maximale	10,60 mm
Distribution	
AOSA	36° V avant le PMH
RFSA	69° V après le PMB
AOSE	76° V avant le PMB
RFSE	32° V après le PMH

4.2.2 Systèmes d'acquisition

Un banc d'essai moteur est un dispositif composé de plusieurs parties à savoir : les instruments de mesure, les moyens d'acquisition, de commande et le système de traitement des données Figure 4.2. Le Tableau 4.2 résume les principaux instruments de mesure, leurs gammes et la précision de mesure. Généralement l'acquisition des données est classée selon la fréquence en acquisition lente et rapide.

4.2.2.a Système d'acquisition rapide

L'acquisition rapide est réservée à la mesure des paramètres liés au cycle moteur, telle que la pression cylindre, la pression d'injection et l'angle vilebrequin. La gestion de cette acquisition et l'enregistrement des paramètres mesurés est assurée par le logiciel Indwin d'AVL à une fréquence de 90 kHz permet l'acquisition des données de cycles moteur dans le cylindre sur 100 cycles consécutifs avec un pas angulaire qui peut atteindre 0,1 °V.

La mesure de pression dans la chambre de combustion a été effectuée à l'aide d'un capteur de pression piézoélectrique refroidi à l'eau, de type AVL QH32D, monté sur la culasse.

La pression d'injection, est mesurée par un capteur de pression piézoélectrique, de type AVL QH33D refroidi à l'eau. Ce capteur est placé à la durite entre la pompe d'injection et l'injecteur. Il est également utilisé pour la mesure de la température du carburant, à basse fréquence.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

Un capteur optique de l'angle vilebrequin de type AVL 365C ainsi que le régime du moteur est mis en place sur l'arbre vilebrequin, permettant d'atteindre une résolution de 0,1°V.

Le déclenchement de l'ensemble du système d'acquisition se fait à l'aide du capteur de PMH.

4.2.2.b Système d'acquisition lente

L'acquisition lente est utilisée aux paramètres stationnaire, ou quasi-stationnaire, à une fréquence 125 Hz. La gestion de cette acquisition et le contrôle des paramètres de fonctionnement du moteur (régime, charge, débit du carburant, débit combustible gazeux et autres paramètres des équipements annexe par exemple pompe à l'huile) sont assurés par le logiciel LabView. Les paramètres concernés par cette acquisition sont :

- **Mesure des différents Débit**

- Le débit de carburant liquide a été mesuré à l'aide d'un débitmètre massique à effet Coriolis de type RHM015 couplé à un transmetteur de type RHE08.

- Pour le débit de gaz naturel est mesuré par un débitmètre massique thermique Brooks 5851S qui tient compte de la composition du gaz mesuré.

- Le débit d'hydrogène est mesuré par un débitmètre massique thermique de type Bronkhorst F-112AC.

- Le débit d'air est mesurée par un transmetteur de pression différentielle de type LPX 5841, associé à un diaphragme. Il est placé en amont du réservoir tampon, qui sert à éliminer les pulsations. Ces pulsations sont causées par l'ouverture & fermeture des soupapes et aussi son accélération & décélération.

- **Mesure de température :**

- La mesure de température de parois est réalisée à l'aide de thermocouples de type K implanté à environ 2 mm de sa surface externe. Deux prises de température sont effectuées sur le moteur, au niveau de la culasse et sur la partie supérieure de la chambre de combustion.

- La température ambiante est mesurée par un transmetteur actif d'humidité et de température, de type HD 2012 TC/150.

- La température des gaz d'échappement est mesurée à l'aide de thermocouple de type Chromel-Allumel (type K).

- **Mesure de pression :**

- La pression d'admission, P_{adm} , est mesurée par un transmetteur de pression absolue positionné dans le conduit d'admission, de type PMP 4070.

- La pression ambiante, P_{amb} , elle est donnée par le capteur de pression PTX 7517.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

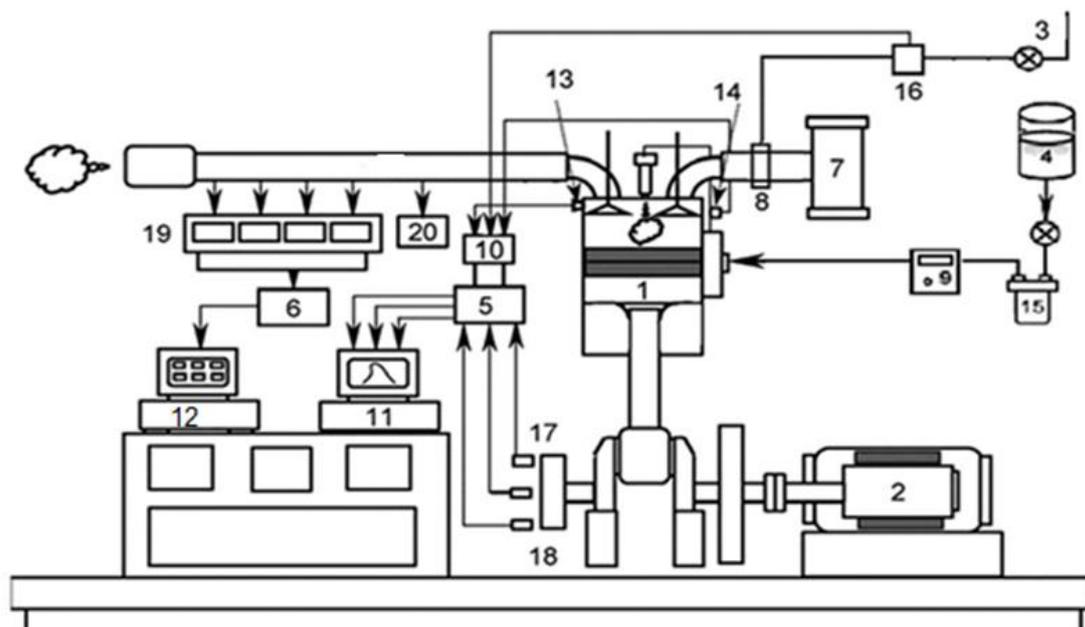


Figure 4.2. Représentation détaillée de l'installation expérimentale.

1 Moteur d'essai	11 Système d'acquisition rapide
2 Frein dynamométrique	12 Système d'acquisition lente
3 Line de combustible gazeux	13 Capteur de pression cylindre
4 Réservoir du gazole	14 Capteur de pression d'injection
5 Amplificateur de charge	15 Filtre du gazole
6 Carte de l'analyseur fumée	16 Débitmètre de gaz
7 Caisson de tranquillisation de l'air	17 Détecteur du PMH
8 Mélangeur air-gaz	18 Capteur de vitesse de rotation
9 Débitmètre de carburant	19 Analyseur de gaz de d'échappement
10 Carte de capteur de pression	20 Analyseur de particules

Tableau 4.2. Les incertitudes de mesures.

Mesures	Instrument & techniques de mesures	Gamme	Précision
Couple	couplemètre à bride HBM-T40	0-500 N.m	± 0,05%
Vitesse	Optique AVL 365C	0-20000 tr/min	±3 tr/min
T carburant	K type	- 270-1260 °C	± 1,6°C
T gaz échappement	K type	- 270-1260 °C	±1,6°C
T ambiante	HD 2012 TC/150	—	± 0,2°C
Pression cylindre	Piézo-électrique (AVL QH32D)	0-200 bars	±2 bars
Pression d'injection	Piézo-électrique (AVL QH33D)	—	±2 bars
Angle vilebrequin	optique (AVL 365C)	0-20000 tr/min	±3 tr/min
Débit mass. gazole	Coriolis type (RHM015)	4-600 g/min	±0,5%
Débit massique air	Differential pressure transmitter (LPX5841)	—	±1,0%

Le Tableau 4.3 résume l'incertitude totale des paramètres déterminé calculée par la méthode de la moyenne quadratique, sur la base de la précision des instruments de mesure, comme déclaré par leurs fabricants, comme suit [62, 118, 251]:

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

$$e_R = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} e_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} e_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} e_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.1)$$

e_R est l'incertitude du paramètre calculé R , f est la fonction définissant le paramètre R . x_1, x_2, \dots, x_n et e_1, e_2, \dots, e_n sont les variables indépendantes mesurées ($R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$) et leurs incertitudes.

Tableau 4.3. Erreurs relatives sur les paramètres calculés.

Grandeurs calculées	Marge d'erreur (%)
Puissance effective	0,4 – 1,9
Consommation spécifique	0,6 – 2,0
Rendement thermique	0,7 – 2,0
Richesse	1,1

4.2.3 Frein dynamométrique

Le frein moteur est un dispositif principal du banc d'essai, il est constitué d'une machine électromécanique à courant continu. Il est utilisé pour entrainer le moteur aussi fixé le régime ou bien la charge moteur. Lors du démarrage, ou en fonctionnement entrainé (motoring), il est utilisé comme machine motrice. En fonctionnement normal du moteur, il devient une génératrice transformant l'énergie mécanique en électricité envoyée sur le réseau via un convertisseur. Afin de mesurer le couple un couplemètre à bride HBM-T40 a été installé.

4.2.4 Mesure des gaz à l'échappement

Afin de mesurer les émissions polluantes, une baie d'analyse est installée sur la ligne de sortie des gaz d'échappement permettant d'analyser les principaux rejets de moteur (CO , CH_4 , HC totaux, CO_2 , NO , NO_x et O_2). Cependant, avant chaque analyse, la baie d'analyse est déshydratée. Les Analyseurs utilisés et leurs principes de mesure sont résumés dans le Tableau 4.4. Avant chaque utilisation, cette baie d'analyse est étalonnée pour l'ensemble des composés mesurés à l'aide de bouteilles de gaz de composition connue et contrôlée.

L'analyseur de particules de type PEGASOR, PPS pour Pegasor Particle Sensor, en temps réel est dédié pour la mesure des particules fines. Le principe de mesure consiste à charger les particules passant par le capteur dans le but de mesurer et peser en continue la concentration massique des particules des gaz d'échappement. La concentration en masse et en nombre est mesurée jusqu'à 100 Hz avec une incertitude de 10 ng/s, Tableau 4.4.

Tableau 4.4. Analyseurs utilisées pour mesurer les rejets de moteur.

Mesures	Analyseur & techniques de mesures utilisées	Gamme	Précision
HC	Détecteur à ionisation de flamme ou fire ionisation detector, FID (Graphite 52M)	0 – 20000 ppm	± 10 ppm
CH_4			
CO	Détecteur par absorption de rayonnement infrarouge ou multi-gas infra-red analyzer (MIR 2M)	0 – 5000 ppm	± 50 ppm
CO_2		0 – 20%	$\pm 0,2\%$
O_2		0-25 %	$\pm 0,25\%$
NO_x	chimiluminescence (TOPAZE32M)	0 – 10000 ppm	± 100 ppm
Particules	Électrique (Pegasor Particle Sensor)	1 – 300 mg/m^3	$\pm 1\mu\text{g/m}^3$

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

4.2.5 Adaptation du banc d'essai au fonctionnement en mode dual fuel et alimentation en carburant gazeux

La principale modification du moteur diesel standard pour fonctionner en mode dual fuel est l'intégration d'un système d'alimentation en combustible gazeux dans le conduit d'admission et son mélange avec l'air frais. Le circuit de gaz, est équipé de débitmètres et de vannes de contrôle qui permettent la mesure et la régulation du débit de différents combustibles (gaz naturel, CH_4 , H_2 , CO , CO_2). Pour notre cas, le gaz naturel (GN), l'hydrogène et mélange hydrogène-gaz naturel (H_2GN) sont utilisés. La fraction de chaque constituant pour le cas du mélange gazeux (H_2GN) est contrôlée par les différents débitmètres massiques installés. L'hydrogène est stocké à l'extérieure dans une bouteille de gaz comprimé, le gaz naturel est alimenté par le réseau de distribution. D'autres équipements, notamment de sécurité, sont installés dans le circuit gaz. Il s'agit de vanne anti-retour, filtre gaz, vanne manuelle ainsi que le piège de flamme (flame trap) et le pare flamme (flame arrestar) pour la prévention contre le retour de la flamme (Figure 4.3). De plus, vu la haute réactivité de l'hydrogène (faible énergie d'allumage, haute plage d'inflammabilité, etc.), le débit d'hydrogène est limité à 9,5 NI/min afin d'éviter le phénomène de pré-allumage et le retour de la flamme.

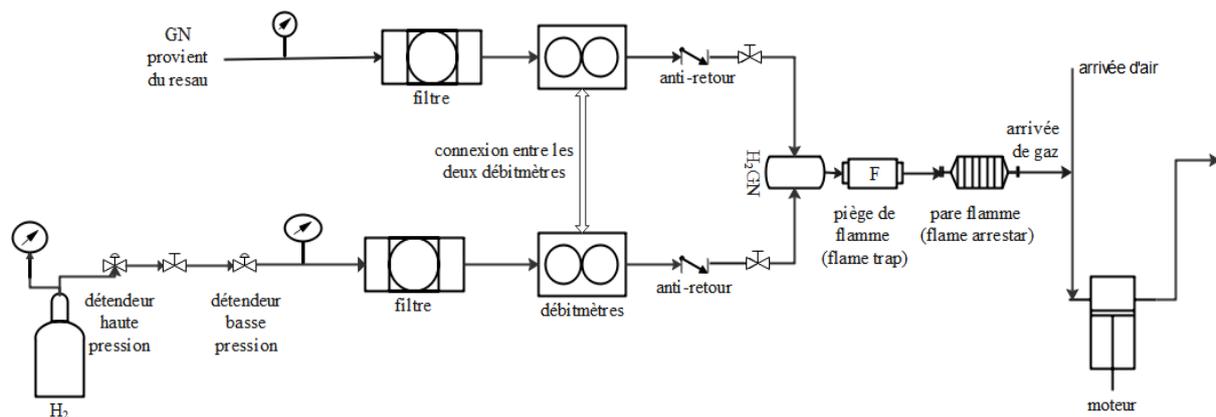


Figure 4.3. Schéma du circuit d'alimentation en combustible gazeux.

Le combustible gazeux est introduit dans le conduit d'admission, loin de la soupape d'admission via un tube qui a une forme de coude cylindrique 90° , installé dans le sens inverse de l'écoulement d'air afin d'améliorer l'homogénéité du mélange air-combustible gazeux Figure 4.4.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

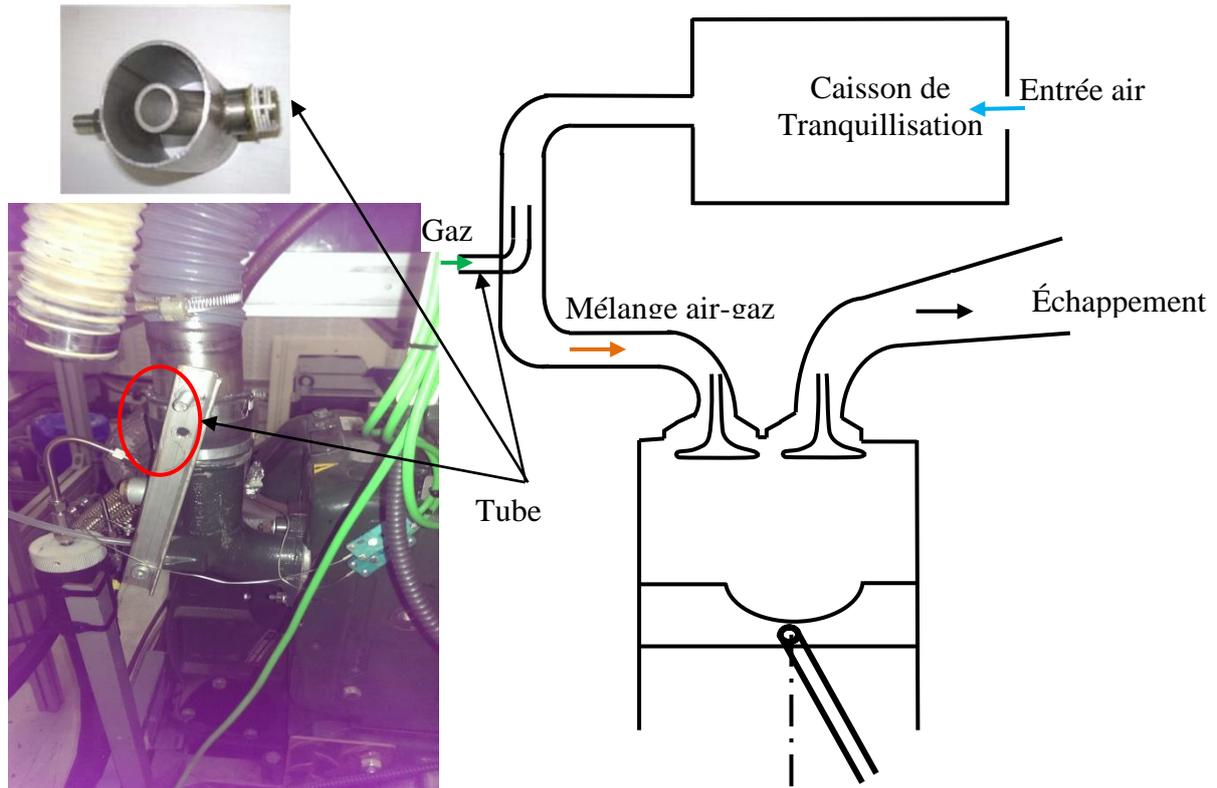


Figure 4.4. Systèmes d'alimentation en gaz de type à tube.

Le gaz naturel utilisé est celui du réseau de distribution. La composition de ce dernier est mesurée à l'aide d'un chromatographe en phase gazeuse MTI 200. Cet instrument est piloté par le logiciel EZChrom 200 qui permet de définir les différents paramètres de mesures, d'effectuer l'étalonnage du chromatographe et de recueillir la composition du gaz carburant. Le Tableau 4.5 résume le pourcentage volumique des principaux constituants du gaz naturel.

Tableau 4.5. Composition du gaz naturel.

Composant	Fraction volumique %
CH ₄	92
C ₂ H ₆	4
C ₃ H ₈	1
N ₂	2
CO ₂	1

4.2.6 Mesure de sécurité

La cellule moteur est équipée d'un système de sécurité permanent, afin d'empêcher tout incendie possible. Il est composé principalement d'un détecteur d'incendie et de fumée, et d'un détecteur de fuite de gaz, et d'un système anti-incendie.

D'autres mesures de sécurité du fonctionnement du moteur sont vérifiées en permanence, afin de protéger le moteur et tous les instruments et équipements utilisés. À cet effet, le fonctionnement du moteur est surveillé en affichant différents paramètres à savoir la pression cylindre, la pression maximale, le taux de dégagement de chaleur, les valeurs moyennes et le

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

coefficient de variation (COV) de la pression maximale et de la pression moyenne indiquée (PMI) ainsi la vérification de la température des gaz d'échappement.

4.3 Procédure et démarche expérimentales

Avant de commencer les essais, des opérations préparatoires doivent être effectuées afin de fournir les conditions optimales d'essai. Les principales étapes sont :

- Contrôle des conditions ambiantes.
- Etalonnage du chromatographe et analyse du gaz naturel.
- Etalonnage de l'analyseur des gaz d'échappement.
- Préparation de l'appareil de mesure de suie.
- Mise en chauffe du moteur, à une charge donnée.

Après la mise en chauffe du moteur et la vérification des différents instruments de mesure, la prochaine étape est le passage aux essais. Chaque essai est réalisé en effectuant les tâches suivantes :

- ✓ Fixer le régime moteur via le dynamomètre,
- ✓ Réglage de la charge moteur, cela est assuré par le réglage du débit de combustible liquide et du combustible gazeux,
- ✓ Stabilisation du régime,
- ✓ Enregistrement des paramètres de fonctionnement moyens et instantanés pour le point de mesure. Il est à noter que 100 cycles consécutifs avec un pas de $0,2^\circ\text{V}$ sont enregistrés pour les paramètres instantanés à chaque essai.

4.4 Les essais réalisés

Les essais réalisés peuvent être classés en deux catégories :

1- Essais en mode dual fuel à l'hydrogène : pour ce fonctionnement, on parle de mode dual fuel même si la quantité de combustible gazeux est faible devant la quantité de combustible pilote liquide (gazole). Le fonctionnement dual fuel à l'hydrogène a été comparé au diesel conventionnel. Le moteur fonctionne d'abord en mode diesel à différentes charges. Celle-ci est dans ce cas, contrôlée par le débit de gazole. En fonctionnement dual fuel, les fractions de gazole et d'hydrogène sont estimées (calculées) avant d'effectuer les essais en se basant sur les résultats de moteur diesel. Lors d'expérimentation, ces fractions estimées, sont ajustées pour fournir les valeurs recherchées.

2- Essais en mode dual fuel au gaz naturel enrichi en hydrogène : le fonctionnement dual fuel au gaz naturel a été comparé au diesel conventionnel. Ensuite, l'effet de l'ajout de l'hydrogène au gaz naturel a été examiné par rapport au diesel conventionnel et au mode dual fuel au gaz naturel. En fonctionnement dual fuel, la fraction de gazole est maintenue la plus faible possible dans tous les essais dual fuel, de telle sorte à assurer environ 10% de la puissance nominale du moteur en diesel, et la charge est ajusté par le débit de combustible gazeux (gaz naturel pure ou mélange hydrogène – gaz naturel). La quantité d'hydrogène dans le mélange

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

gazeux est contrôlée par les régulateurs de débit (H_2 et GN) "ou FIC pour flow indicator controller".

Le Tableau 4.6 et Tableau 4.7 présentent les données expérimentales pour le cas hydrogène-diesel (H_2 -D) et mélange hydrogène et gaz naturel-diesel (H_2 GN-D), respectivement.

Tableau 4.6. Cas moteur dual fuel (H_2 - D).

% H_2 en énergie	% H_2 en masse	Charge %	Puissance (kW)	Charge réelle %	% H_2 réel en énergie	\dot{m}_{H_2} (g/min)	\dot{m}_D (g/min)	\dot{Q}_{H_2} (NI/min)
0	0,00	20	0,96	21,3	0,00	0,000	8,57	0,00
		40	1,87	41,7	0,00	0,000	11,39	0,00
		60	2,70	60,0	0,00	0,000	14,25	0,00
		80	3,63	80,6	0,00	0,000	17,53	0,00
		100	4,44	98,7	0,00	0,000	22,53	0,00
3	1,08	20	0,95	21,0	2,89	0,080	7,58	0,90
		40	1,80	40,1	3,06	0,116	10,35	1,30
		60	2,73	60,6	3,83	0,187	13,24	2,10
		80	3,63	80,7	3,06	0,187	16,73	2,10
		100	4,53	100,6	3,08	0,240	21,36	2,70
5	1,83	20	0,90	20,0	4,25	0,116	7,35	1,30
		40	1,80	40,0	5,59	0,205	9,75	2,30
		60	2,59	57,6	5,13	0,240	12,52	2,70
		80	3,68	81,7	5,13	0,311	16,26	3,50
		100	4,50	100,0	5,20	0,401	20,61	4,50
10	3,79	20	0,86	19,0	10,21	0,311	7,72	3,50
		40	1,79	39,7	10,06	0,400	10,10	4,50
		60	2,80	62,2	9,81	0,507	13,16	5,70
		80	3,62	80,4	9,77	0,623	16,23	7,00
		100	4,50	100,0	10,23	0,801	19,84	9,00
15	5,89	20	0,88	19,5	15,12	0,435	6,89	4,89
		40	1,83	40,6	15,44	0,605	9,35	6,80
		60	2,73	60,6	14,95	0,756	12,14	8,50
		80	3,61	80,1	13,98	0,845	14,68	9,50
		100	4,45	98,9	10,92	0,845	19,45	9,50

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

Tableau 4.7. Cas moteur dual fuel (H₂GN-D).

% H ₂ volume (H ₂ -GN)	% H ₂ énergie (H ₂ -GN)	% H ₂ Totale énergie	Charge %	Puissance réelle (kW)	Charge réelle (%)	débit D (g/min)	débit GN (NL/min)	Débit H ₂ (NL/min)	% GN Totale Energie	% D Totale Energie
0	0,00	0,00	20	0,926	20,58	8,34	0,00	0,00	0,00	100,00
			40	1,791	39,80	10,63	0,00	0,00	0,00	100,00
			60	2,777	61,71	14,12	0,00	0,00	0,00	100,00
			80	3,626	80,57	17,54	0,00	0,00	0,00	100,00
			100	4,541	100,91	22,54	0,00	0,00	0,00	100,00
0	0,00	0,00	20	0,918	20,40	5,37	5,27	0,00	47,77	52,23
			40	1,737	38,60	5,48	8,92	0,00	60,28	39,72
			60	2,788	61,95	5,13	12,42	0,00	69,27	30,73
			80	3,557	79,05	4,85	14,68	0,00	73,84	26,16
			100	4,530	100,67	4,44	17,12	0,00	78,24	21,76
5	1,33	0,76	20	0,931	20,70	3,84	5,40	0,27	56,28	42,96
	1,36	0,87	40	1,870	41,55	5,05	9,36	0,48	62,80	36,33
	1,39	0,97	60	2,808	62,40	5,02	12,28	0,64	68,84	30,19
	1,42	1,04	80	3,567	79,27	4,85	14,43	0,77	72,71	26,25
	1,43	1,08	100	3,964	88,08	4,61	15,20	0,82	74,61	24,31
10	2,77	1,44	20	0,878	19,50	4,85	5,48	0,58	50,56	48,00
	2,84	1,83	40	1,835	40,78	4,88	9,22	1,00	62,60	35,57
	2,47	1,86	60	2,821	62,69	4,55	14,34	1,35	73,22	24,92
	2,94	2,19	80	3,663	81,41	4,68	14,34	1,61	72,45	25,36
	2,97	2,26	100	4,048	89,95	4,62	15,24	1,73	73,74	24,01
15	4,34	2,32	20	0,923	20,51	4,66	5,53	0,93	51,27	46,40
	4,45	2,92	40	1,785	39,66	4,59	9,03	1,56	62,79	34,29
	4,54	3,26	60	2,845	63,23	4,60	11,99	2,11	68,51	28,23
	4,59	3,44	80	3,630	80,66	4,60	14,02	2,51	71,41	25,16
	4,63	3,53	100	4,088	90,84	4,56	15,00	2,70	72,73	23,74
20	4,31	2,26	20	0,886	19,69	4,91	5,57	0,93	50,20	47,54
	4,46	2,92	40	1,866	41,46	4,70	9,18	1,59	62,65	34,43
	4,51	3,24	60	2,816	62,58	4,62	12,15	2,13	68,71	28,05
	4,58	3,46	80	3,586	79,69	4,44	14,06	2,50	72,10	24,44
	4,63	3,56	100	4,065	90,34	4,37	15,00	2,70	73,45	22,98

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

La Figure 4.5 montre le pourcentage de participation du gazole en termes d'énergie par rapport à l'énergie primaire totale fournie au moteur, en fonctionnement dual fuel. On remarque que la participation du combustible pilote est élevée à faibles charges et diminue avec la charge jusqu'à avoir des valeurs environ de 20% à pleine charge. Afin de ne pas confondre entre le pourcentage en énergie du combustible pilote (environ 20% à pleine charge) par rapport à l'énergie primaire totale, et la puissance assurée par ce combustible par rapport à la puissance nominale du moteur (souhaité le plus faible, environ 10%). Il est à noter que la quantité de gazole qui assure 10% de la puissance nominale du moteur peut présenter plus de 20% de l'énergie totale introduite. Par exemple, un débit de 8,34 g/min assure 20,58% de la puissance nominale "cas Diesel conventionnel à 20% de charge", alors que 4,44 g/min présente 21,76% de l'énergie totale introduite "cas H₂GN-D à 100% de charge" (Tableau 4.7). En outre, on remarque qu'à faibles charges (20%), la quantité de gazole présente environ 50% de l'énergie totale donc assure environ 10% de la puissance nominale.

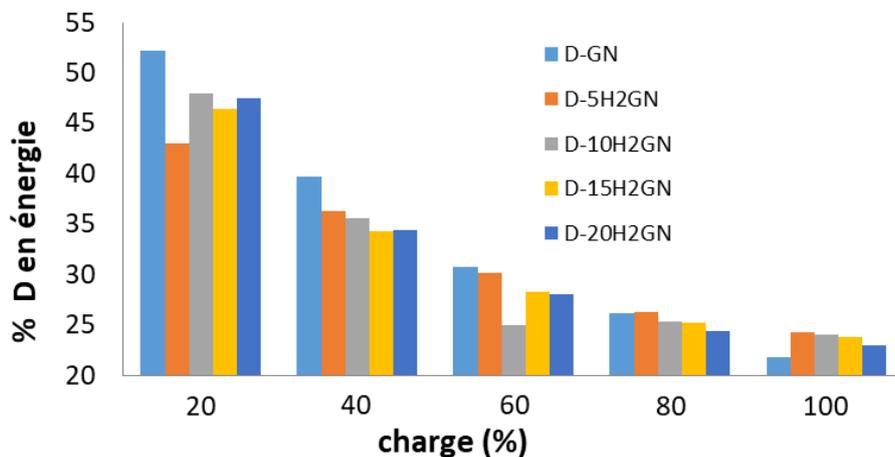


Figure 4.5. Participation du gazole en énergie primaire en mode dual fuel (D-H₂GN)

4.5 Effet de l'ajout d'hydrogène sur les caractéristiques de la combustion

4.5.1 Calcul du dégagement de chaleur

Il existe deux méthodes pour caractériser la combustion dans un moteur à combustion interne, le taux de dégagement de chaleur et la vitesse de consommation de combustible [16]. Dans notre cas, le taux de dégagement de chaleur est utilisé. Pour cela, le modèle thermodynamique une zone d'analyse est adoptée.

Pendant les deux phases de compression et de détente, la chambre de combustion est considérée comme un système thermodynamique fermé. Le taux de dégagement de chaleur net ; est égale à la différence du taux de dégagement de chaleur brut, due à la combustion, moins le flux de chaleur avec les parois. Le calcul est basée sur l'application du premier principe de la thermodynamique (équation 4.2), et l'équation d'état des gaz parfait dans laquelle on néglige les petites variations successives de la masse de carburant due à la combustion et l'injection de combustible liquide [105, 252].

$$dQ_{\text{net}} = dQ_c - dQ_p = PdV + dU = P dV + m C_v dT \quad (4.2)$$

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (4.3)$$

$$dQ_{\text{net}} = \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} P dV + \frac{1}{\gamma-1} V dP \right] \quad (4.4.a)$$

$$\text{Ou bien : } \frac{dQ_{\text{net}}}{d\theta} = \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (4.4.b)$$

γ : Le rapport des chaleurs spécifiques (C_p/C_v)

P : La pression dans le cylindre (Pa)

V : Le volume de la chambre de combustion (m^3)

θ : Angle du vilebrequin ($^\circ V$)

Le rapport de la chaleur spécifique γ est fonction de la température du mélange gazeux [122]. De plus, la valeur de γ dépend de la composition chimique du mélange [253]. Dans les simulations numériques, la valeur de la chaleur spécifique est calculée à chaque instant prenant en considération la température et la composition chimique. Dans l'expérimentation, les valeurs appropriées pour la combustion qui donneront les informations les plus précises sur le dégagement de chaleur ne sont pas bien définies [16, 105, 126, 254]. Heywood [16] estime que la valeur de γ vers la fin de la phase de compression est environ 1,35 et varie de 1,26 à 1,3 durant la phase de combustion. D'autres auteurs [105, 126, 254] estiment que la valeur de γ est comprise entre [1,3 – 1,35] et considérée indépendante de la température car son influence sur le taux de dégagement de chaleur est négligeable. D'où une valeur moyenne constante ($\gamma = 1,3$) du rapport de la chaleur spécifique est utilisée dans tous les calculs.

Le volume de la chambre de combustion évolue avec le déplacement du piston et son expression est déterminée par rapport à l'angle vilebrequin (θ) et aux paramètres géométriques du moteur :

$$V(\theta) = V_m + \frac{C_u}{2} \left[1 + \lambda_v - \cos \theta - \sqrt{\lambda_v^2 - \sin^2(\theta)} \right] \quad (4.5)$$

V_m : Volume mort de la chambre

C_u : Cylindrée unitaire

λ_v : Rapport de la longueur de la bielle sur le rayon de manivelle du vilebrequin :

$$\lambda_v = \frac{l_b}{r} \quad (4.6)$$

4.5.2 Technique de lissage

Afin de calculer le dégagement de chaleur en utilisant l'équation 4.4.b, nous devons déterminer les deux termes des dérivées $\left(\frac{dV}{dt} \text{ et } \frac{dP}{dt}\right)$ ou $\left(\frac{dV}{d\theta} \text{ et } \frac{dP}{d\theta}\right)$. La dérivée du volume est facilement réalisable analytiquement ou numériquement. Cependant, la pression (en spécifiant celle fournie de l'expérimentation) contient plus souvent des oscillations d'amplitude relativement élevées. Dans les calculs, ces oscillations ont un effet significatif sur la dérivée de la pression. Les petites oscillations dans les valeurs de pression mènent à des erreurs significatives dans le calcul du dégagement de chaleur [255]. Austen et al [256], ont noté que,

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

durant la phase de combustion, une erreur de 1% dans la mesure de la pression cylindre peut entraîner une erreur d'environ 50% dans le taux de dégagement de chaleur. Il est donc important de prendre un soin extrême lors de la mise à l'échelle de l'enregistrement de la pression cylindre. Par conséquent, pour l'analyse du dégagement de chaleur, il est non seulement nécessaire d'avoir des valeurs de pression très précises, mais également une technique très efficace pour le moyennement et la filtration afin de procéder à la différentiation numérique.

Pour notre cas, un lissage a été établi pour la pression instantanée et sa dérivée en utilisant l'algorithme de Savitzky-Golay. Cet algorithme est une régression polynomiale définie par un polynôme de degré (d) pour un nombre de points (n) d'un intervalle (taille de la fenêtre) avec $d \leq n$. Pour chaque intervalle n , on effectue une régression pour déterminer le polynôme qui passe par la majorité des points " n " minimisant l'erreur au sens des moindres carrés. Dans cet algorithme le nuage de point doit avoir un pas constant, qui est $0,2^\circ V$ pour notre cas.

Le choix de la valeur adéquate du paramètre n représentant la taille de la fenêtre résulte d'un compromis. Plus la fenêtre est large, plus la courbe est lissée, mais plus on atténue les variations de petites longueurs d'onde (perte d'informations) [223]. De plus, le choix du degré (ordre) de polynôme est important. Un polynôme de degré 2 permet de prendre en compte la courbure ; un polynôme de degré 3 permet de prendre en compte des points d'inflexion ; il est rarement nécessaire d'aller au-delà de degré 3.

Les valeurs de la pression lissée et sa dérivée pour le cas de polynôme d'ordre trois (3) avec neuf (9) points sont données par les équations 4.7 et 4.8. Dans l'expression de la dérivée, les valeurs de la pression sont exprimées soit par celles mesurées (bruitées) ou bien après le lissage ($_liss$).

$$P_{liss} = \frac{1}{231} [-21P_{(i-4)} + 14P_{(i-3)} + 39P_{(i-2)} + 54P_{(i-1)} + 59P_{(i)} + 54P_{(i+1)} + 39P_{(i+2)} + 14P_{(i+3)} - 21P_{(i+4)}] \quad (4.7)$$

Avec :

i : La position de la valeur de P à l'angle $\theta(i)$

P_i : La pression correspondant à l'angle $\theta(i)$

La dérivée de l'équation (4.7) "gradient de pression lissée" avec lissage est donnée comme suit :

$$\frac{dP_{liss}}{d\theta} = \frac{1}{60 \Delta\theta} [-4P_{(i-4)} - 3P_{(i-3)} - 2P_{(i-2)} - 1P_{(i-1)} + 1P_{(i+1)} + 2P_{(i+2)} + 3P_{(i+3)} + 4P_{(i+4)}] \quad (4.8)$$

P : La pression soit mesurée directement ou bien après lissage ($_liss$)

$\Delta\theta$: L'incrément ou le pas de temps en degré vilebrequin (= $0,2^\circ V$ pour notre cas).

La Figure 4.6 représente le gradient de pression et le taux de dégagement de chaleur pour le mode diesel et dual fuel (H_2 -D) à un taux de substitution de 15% en H_2 aux charges 20 et 100%, pour le calcul direct, par un polynôme d'ordre 3 avec 9 points et un polynôme d'ordre 3 avec 20 points avec et sans glissement de la pression cylindre.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

On remarque que le bruit dans le calcul du taux de dégagement de chaleur est amplifié par rapport au calcul du gradient de la pression cylindre. Lors du calcul du gradient ou du taux de dégagement de chaleur avec lissage de la pression cylindre, les fluctuations (bruit) sont légèrement réduites. Il est clair que le lissage en utilisant le polynôme d'ordre 3 avec une fenêtre de 20 points diminue la fluctuation des bruits en particulier par rapport au calcul direct. De plus, avec le lissage on peut bien distinguer les différentes phases de combustion (la charge 100% en mode DF (H₂-D)).

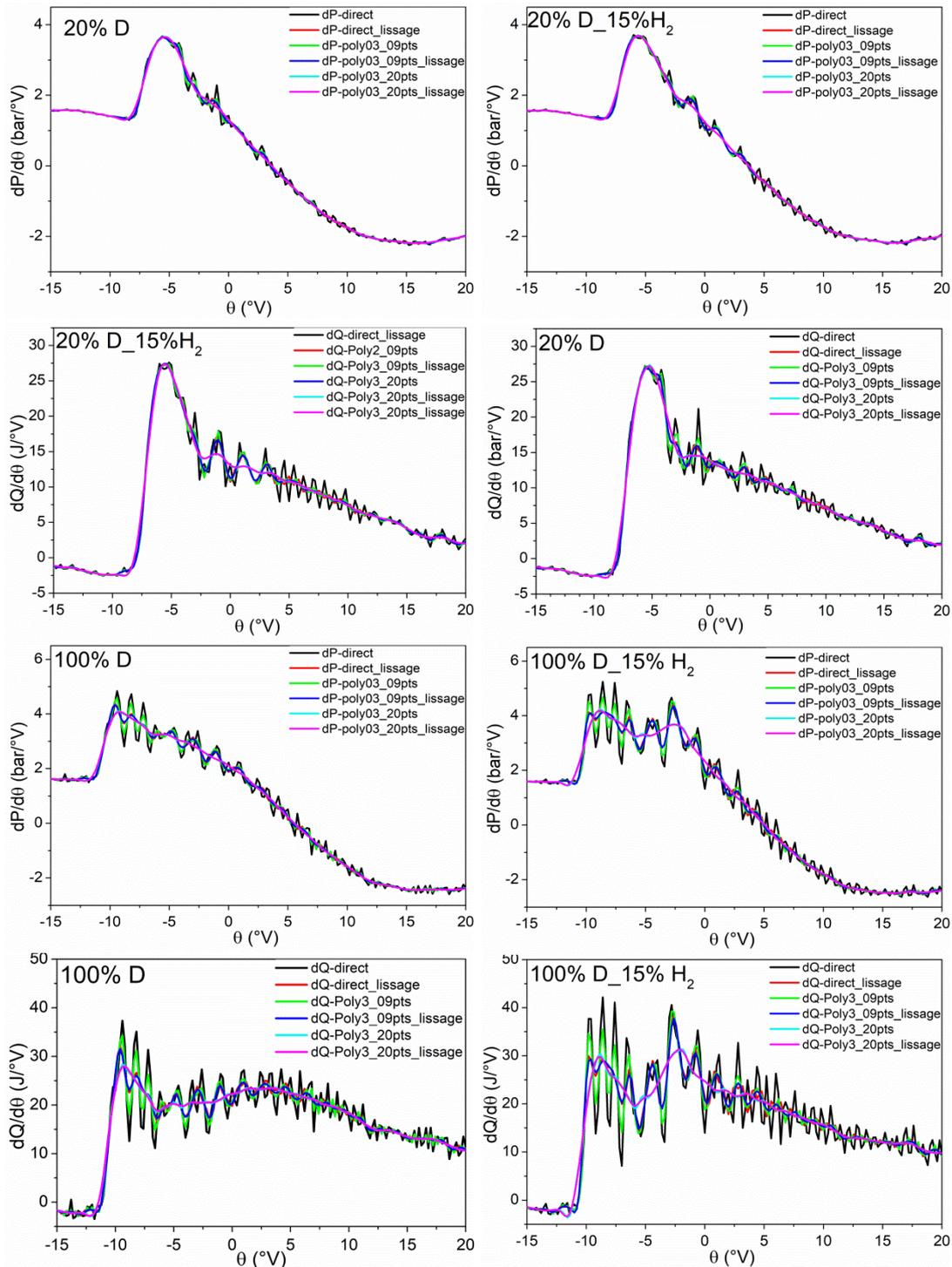


Figure 4.6. Lissage de la courbe du gradient de pression et du dégagement de chaleur.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

4.5.3 Effet de l'ajout d'hydrogène sur la pression cylindre et le taux de dégagement de chaleur

La Figure 4.7 représente l'effet de l'ajout d'hydrogène sur l'évolution de la pression cylindre et le taux de dégagement de chaleur pour différentes charges dans le moteur diesel conventionnel (a) et celui dual fuel au gaz naturel (b). Il est à noter qu'en mode DF (H_2 GN-D), la charge est limitée à environ 90% de la charge maximale lors de la substitution du gaz naturel par l'hydrogène, et ce afin d'éviter l'apparition du cliquetis et des pics de pressions pouvant être nuisible au moteur. Ainsi, les courbes de pression et du dégagement de chaleur correspondant à la charge 100% du mode DF (H_2 GN-D) sont réellement d'environ 90% de la charge maximale au lieu de 100% (Tableau 4.7).

Ces figures montrent que pour toutes les charges, pendant la phase de compression, les courbes de pression en mode diesel sont supérieures à celles correspondant au mode DF (H_2 -D) et (H_2 GN-D). Cette réduction de pression en mode DF est expliquée par la chaleur spécifique plus élevée du mélange air-combustible gazeux par rapport à l'air pur [41, 118, 137]. Pour le cas du moteur DF (H_2 GN-D), la différence de pression pendant la compression est plus importante en particulier à fortes charges. Cela peut être justifié par la quantité de combustible gazeux plus importante dans le cas (H_2 GN-D) par rapport au cas (H_2 -D) (Tableau 4.6 et (Tableau 4.7).

Quant à la pression maximale cylindre, elle est supérieure en mode diesel conventionnel par rapport au mode DF (H_2 -D) à faibles charges. La différence de pression entre ces deux modes diminue avec l'augmentation de la charge et du pourcentage d'hydrogène jusqu'à devenir légèrement supérieure en mode DF en particulier aux pourcentages d'hydrogène élevés (15% H_2). La faible pression en mode DF (H_2 -D), à faibles charges, peut être expliquée par la faible pression cylindre vers la fin de compression et la faible quantité d'hydrogène utilisée. De plus, la quantité de gazole diminue en fonction de l'augmentation de la quantité d'hydrogène pour la même puissance. Ceci pourrait avoir un impact négatif à faibles charges qu'à moyennes et fortes charges [257]. Cependant, à charges élevées ou moyennes, la quantité d'hydrogène introduite est plus importante. Une vitesse de flamme élevée d'hydrogène favorise l'oxydation rapide et complète du mélange et par conséquent l'augmentation de la pression cylindre [257].

L'ajout d'hydrogène a donc principalement deux effets inverses, à savoir d'une part l'augmentation de la chaleur spécifique du mélange air-combustible gazeux qui diminuera ainsi la pression cylindre et d'autre part l'amélioration de l'efficacité de combustion qui augmentera la pression cylindre. A faibles charges, c'est la chaleur spécifique qui est la plus dominante par contre à fortes charges, c'est plutôt l'efficacité de combustion qui l'emporte. La pression cylindre en mode DF (H_2 -D) pour toutes les charges et les différents taux d'hydrogène considérés est dans le même ordre de grandeur que le mode diesel standard. Cela signifie que la conversion de ce dernier pour fonctionner en mode DF (H_2 -D) ne nécessite pas des mesures de sécurité sur la tenue mécanique du moteur.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

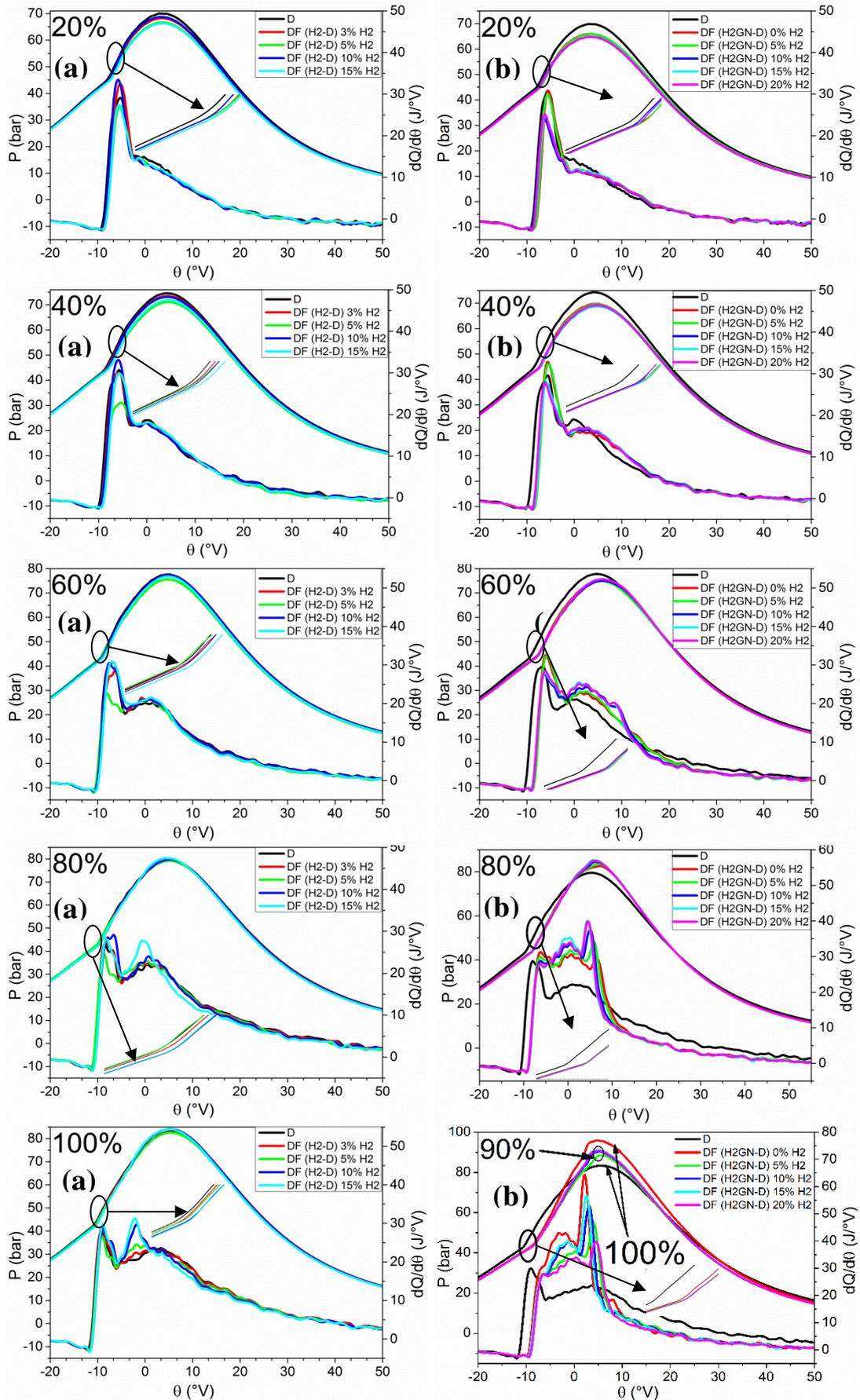


Figure 4.7. Courbes de pression et de dégagement de chaleur : a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN-D).

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

Le dégagement de chaleur est similaire dans les deux modes pour les faibles et moyennes charges. Par contre à fortes charges, un second pic de dégagement de chaleur en mode DF (H_2 -D) est clairement observé. Ce pic augmente avec le taux d'hydrogène. En général, le taux maximum de dégagement de chaleur est de même niveau dans les deux modes D et DF (H_2 -D) pour toutes les charges considérées. Le premier pic de dégagement de chaleur est dû à la combustion rapide du gazole cumulé durant le délai d'auto inflammation, connu aussi sous le nom de la combustion prémélangée. Tandis que, le second pic représente la combustion prémélangée du combustible gazeux.

La pression cylindre en mode DF (H_2 GN-D) est inférieure par rapport au mode D conventionnel à faibles et moyennes charges. La différence de pression diminue avec l'augmentation de la charge jusqu'à devenir supérieure en mode DF (H_2 GN-D) et ce à des charges élevées.

La diminution de la pression cylindre de moteur DF à faibles charges, est la conséquence d'une combustion lente et incomplète du gaz naturel [117, 118]. De plus, cette différence peut être justifiée par la faible pression vers la fin de compression en mode DF (H_2 GN-D) qui affecte aussi l'efficacité de la combustion à ces charges. Lorsque la charge augmente, la richesse du mélange gazeux augmente et la température cylindre augmente aussi. Cette augmentation améliore considérablement la qualité de combustion du gaz naturel et mène à une meilleure qualité de combustion qui est traduite par un meilleur dégagement de chaleur et des pressions cylindre élevées [118].

Pour l'effet de l'hydrogène sur la pression cylindre, à faibles charges, les courbes de pression sont presque similaires (dans les limites de l'erreur de mesure) pour les différents taux de substitution. Par contre, à moyennes et fortes charges (60 et 80%), on remarque que la pression augmente avec l'augmentation du pourcentage d'hydrogène. Pour la dernière courbe, malgré que la charge est d'environ 90% pour les taux d'hydrogène de 5, 10, 15 et 20% H_2 dans le mélange H_2 GN et d'environ 100% pour le gaz naturel pur (0% H_2), la pression cylindre de moteur DF avec mélange hydrogène-gaz naturel est très proche de celle avec du gaz naturel pur. L'augmentation de la pression avec l'ajout de l'hydrogène est la conséquence des caractéristiques de combustion excellente de l'hydrogène (vitesse de flamme élevée, grande diffusivité) qui augmentent la vitesse de combustion du mélange gazeux et lui permettent une meilleure combustion [105, 166].

Pour le dégagement de chaleur dans le cas (H_2 GN-D), on remarque que la combustion est retardée dans le moteur DF par rapport au moteur diesel conventionnel. De plus, cette différence augmente avec la charge. Ceci est dû à la différence dans les délais d'auto inflammation, qui est explicité par la suite (4.5.5). Par ailleurs, ces courbes montrent en général que le premier pic du dégagement de chaleur (la combustion rapide du combustible pilote) est plus élevé en mode dual fuel avec le gaz naturel. Cette augmentation peut être justifiée par la grande quantité du combustible pilote cumulée à cause du retard de l'auto inflammation du diesel ; qui libère une quantité de chaleur élevée lors de son allumage.

A faibles charges, la courbe de dégagement de chaleur durant la phase de diffusion est supérieure dans le mode DF (H_2 GN-D). Cela est la conséquence d'une faible efficacité de

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

combustion du GN à cause de la faible température cylindre traduite par une combustion diffusive lente du GN [31, 122]. De plus, la faible richesse peut contribuer à la dégradation de la qualité de combustion à ces charges [122].

A charges moyennes et élevées, un second pic du dégagement de chaleur qui représente la combustion rapide de combustible gazeux (primaire) est bien remarquable. Ce pic est très supérieur au premier pic de combustion rapide du combustible pilote (diesel) à fortes charges (80 et 100% de la charge maximale). Le dégagement de chaleur de la phase diffusive diminue jusqu'à devenir inférieur en mode DF avec gaz naturel par rapport au mode diesel conventionnel et ce à moyennes et fortes charges. L'augmentation du second pic de dégagement de chaleur et la réduction du dégagement de chaleur diffusive avec la charge est la conséquence de l'augmentation de la vitesse de flamme et l'oxydation plus complète (voir Figure 4.19 et Figure 4.20) du mélange (air-GN).

Pour l'effet d'enrichissement du gaz naturel en hydrogène, on remarque que le premier pic de dégagement de chaleur en général diminue avec l'augmentation du taux d'hydrogène. Cette diminution peut être justifiée par la haute diffusivité de l'hydrogène qui augmente l'homogénéité du mélange. Par contre le second pic augmente et le dégagement de chaleur diffusive diminue avec l'augmentation du taux de substitution en hydrogène. Autrement, la vitesse de combustion durant la phase de combustion prémélangée du gaz naturel augmente et la durée de combustion diminue avec la substitution en hydrogène. Cela est dû à la haute vitesse de flamme et la diffusivité élevée de l'hydrogène qui augmente la vitesse de combustion et améliore la qualité de combustion du mélange (H_2 GN-D) et par conséquent l'amélioration de l'efficacité de combustion [105, 126, 138, 166].

4.5.4 Gradient maximum de pression

Le gradient de pression est une caractéristique très importante afin de quantifier le bruit généré par la combustion dans le moteur à combustion interne [138, 258]. Le gradient maximum de pression est en général similaire entre le mode diesel conventionnel et le mode DF (H_2 -D) sauf pour des taux de participation énergétique en hydrogène de 5%. Ce résultat peut être justifié par le retard à l'injection du diesel qui diminue le délai d'allumage et diminue ainsi le gradient de pression, comme illustré plus loin dans la Figure 4.10- a.

Le gradient maximum de pression est presque similaire entre le mode diesel standard et DF avec le gaz naturel à faibles et moyennes charges. Cependant, le gradient maximum est très élevé en mode DF avec le gaz naturel en comparaison avec le moteur diesel standard à charges élevées (Figure 4.8- b). L'augmentation de ce gradient à fortes charges est due à l'amélioration de la combustion du mélange air-gaz naturel qui se traduit par un dégagement de chaleur et une pression cylindre élevée (Figure 4.7- b).

Pour l'effet de l'ajout d'hydrogène, on remarque que par l'addition de 5% d'hydrogène dans le mélange (H_2 GN), le gradient maximum est similaire à faibles et moyennes charges. Alors qu'à fortes charges (+ 80%) ce gradient est plus faible en mode DF (H_2 GN-D). Pour les autres fractions (10, 15 et 20% H_2), le gradient maximum de pression est faible en mode DF (H_2 GN-D) par rapport au mode diesel standard ou DF avec gaz naturel à faibles et moyennes

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

charges. A fortes charges, le gradient maximum de pression est supérieur en mode DF (H_2GN-D) pour les fractions de 10, 15 et 20% H_2 par rapport au mode diesel conventionnel.

La diminution du gradient de pression à faibles et moyennes charges pour les fractions 10, 15 et 20% d'hydrogène dans le mélange H_2GN peut être expliquée par la diminution de la durée d'auto allumage (Figure 4.11). La diminution du délai d'allumage, diminue la quantité de diesel cumulée avant l'inflammation et par conséquent diminue la quantité de chaleur dégagée pendant la combustion prémélangée du combustible pilote [255]. De même, la quantité de gazole diminue avec l'addition d'hydrogène, ce qui diminuera la quantité de chaleur dégagée. De plus, la haute diffusivité d'hydrogène peut contribuer à la diminution du gradient maximale de pression. A fortes charges, la vitesse élevée de la flamme d'hydrogène, la haute diffusivité et la quantité d'hydrogène importante favorise une combustion rapide et complète et par conséquent l'augmentation du dégagement de chaleur, de ce fait le gradient maximum de pression augmente.

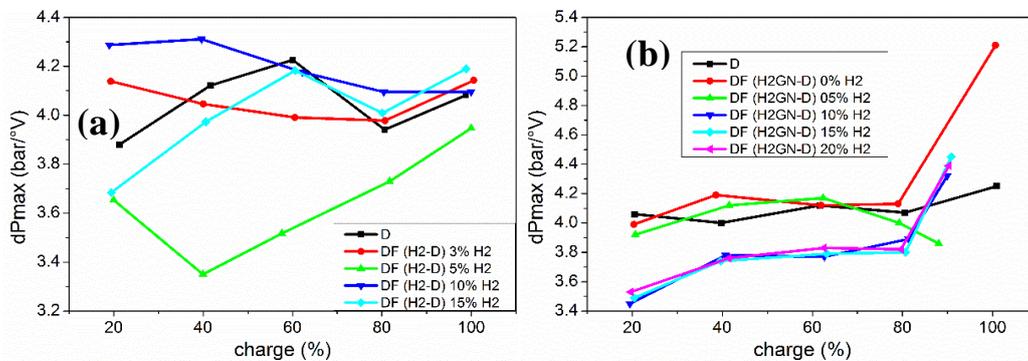


Figure 4.8. Courbes de gradient maximum de pression : a- DF (H_2-D), b- (H_2GN-D).

4.5.5 Le délai d'allumage

Le délai d'allumage est la durée entre le début d'injection et l'instant du début de combustion du combustible liquide [16, 259]. Le début d'injection du combustible liquide dans la chambre de combustion est défini par l'instant où la pression d'injection diminue (Figure 4.9-a) et qui correspond au premier maximum local. Lorsque la pression d'injection est supérieure à la pression de tarage de l'injecteur, l'aiguille se soulève et par conséquent la pression d'injection diminue. Il existe plusieurs méthodes pour identifier l'instant de début de combustion. Pour la présente étude, la dérivée du signal de pression est utilisée. L'instant de début de combustion est défini par le premier point minimum local de dérivé de la pression cylindre (Figure 4.9-b).

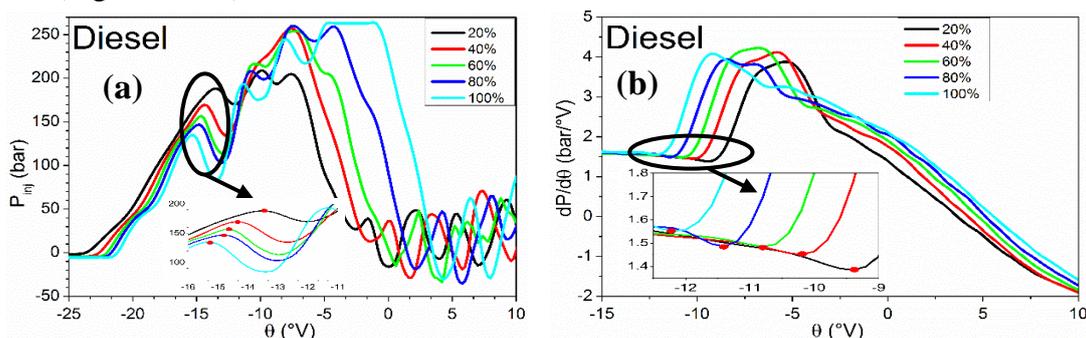


Figure 4.9. Courbes de : a- la pression d'injection, b- gradient de pression cylindre.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

La Figure 4.10 montre l'angle vilebrequin de début d'injection pour les deux cas H₂-D (a) et H₂GN-D (b) à différentes charges et différentes substitutions en hydrogène.

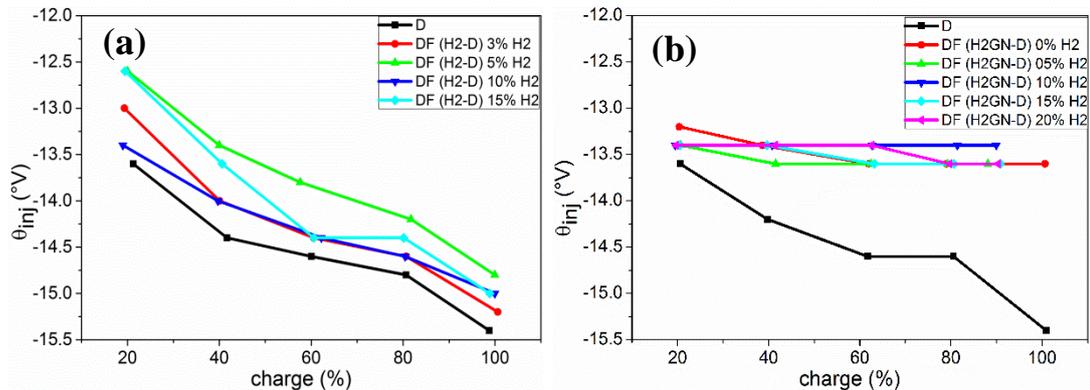


Figure 4.10. Courbes de début d'injection : a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN-D).

Le délai d'inflammation dépend de plusieurs paramètres (physiques et chimiques). Dans le moteur DF, les plus importants sont : la nature de combustible et sa concentration, la température et la pression cylindre ainsi que la concentration en oxygène à l'intérieure de la chambre de combustion [153]. La Figure 4.11 montre que le délai d'inflammation diminue avec l'augmentation de la charge pour tous les cas traités. Cela est justifié par l'augmentation de la température cylindre avec la charge [260].

L'addition d'hydrogène dans le moteur diesel (H₂-D) n'a pas d'effet remarquable (Figure 4.11- a) sur le délai d'allumage, à l'exception de 5% H₂. Dans la littérature, des études indiquent que le délai d'allumage augmente avec le taux d'hydrogène [153, 257] et d'autres trouvent que le délai d'allumage diminue avec l'addition d'hydrogène [151, 168, 261, 262]. Lors de l'ajout de l'hydrogène, plusieurs facteurs interviennent en même temps, quelques-uns ont la capacité d'augmenter le délai d'inflammation, d'autres à le diminuer. Le retard à l'injection, qui est notable dans le cas de 5% H₂, et la haute réactivité de l'hydrogène réduit le délai d'auto allumage. Par contre, la faible température cylindre vers la fin de compression ainsi que la faible concentration en oxygène augmentent le délai d'allumage.

La Figure 4.11- b montre que le délai d'inflammation dans le mode DF avec gaz naturel pur (GN-D) est plus élevé en comparaison avec le moteur diesel de base pour toutes les charges considérées. Cette augmentation en mode DF (GN-D) est la conséquence de la diminution de la pression et de la température cylindre et la concentration d'oxygène à l'intérieur de la chambre de combustion vers la fin de compression [138, 254, 263]. Le faible indice de cétane aussi peut diminuer la réactivité du carburant, ce qui augmentera le délai d'inflammation [255, 263, 264].

Le délai d'inflammation diminue avec l'enrichissement du gaz naturel en hydrogène, cela peut être expliqué par la haute réactivité de l'hydrogène et l'indice de cétane élevé [262]. En outre, la diffusivité élevée d'hydrogène peut contribuer dans cette diminution.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

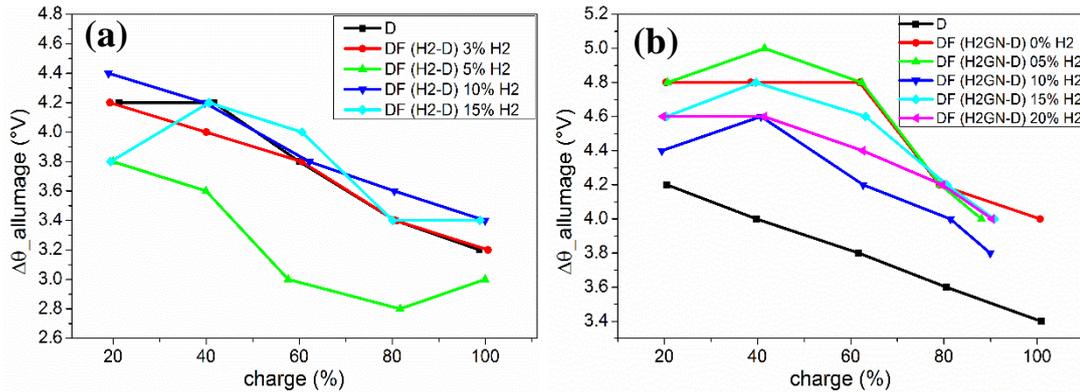


Figure 4.11. Courbes de délai d'allumage : a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN-D).

4.5.6 La durée de combustion

La durée de combustion est définie comme la durée entre le début de combustion et la fin de combustion qui correspond à 90% du pic de dégagement de chaleur cumulée [166]. La Figure 4.12 illustre la méthode de calcul de la durée de combustion.

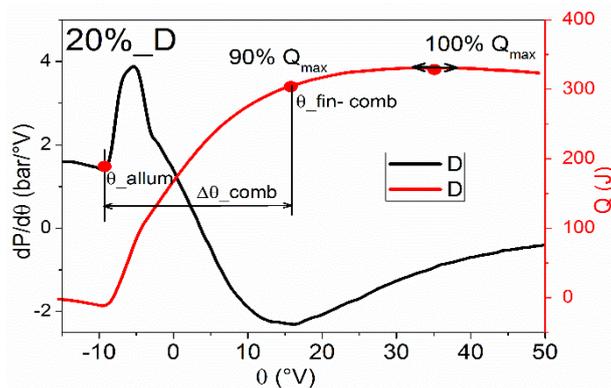


Figure 4.12. Méthode de calcul de la durée de combustion.

La durée de combustion est inversement proportionnelle au rendement thermique [101, 265]. Une durée de combustion longue est accompagnée par un taux de transfert de chaleur aux parois plus important pendant la combustion à haute température, ce qui diminue le rendement thermique [136]. De plus, une courte durée de combustion aide le moteur à fonctionner avec un cycle thermodynamique réel proche du cycle théorique (à volume constant), par conséquent donne un meilleur rendement.

La durée de combustion diminue avec l'augmentation du taux d'hydrogène dans le moteur diesel conventionnel pour toutes les charges considérées (Figure 4.13- a). Cette diminution est la conséquence de la haute vitesse de combustion d'hydrogène qui augmente la vitesse de combustion du mélange [76, 101]. En plus, la haute diffusivité augmente l'homogénéité du mélange air-hydrogène qui se traduit par une combustion complète et rapide.

La Figure 4.13- b, présente l'effet d'enrichissement du gaz naturel en hydrogène pour plusieurs charges. A faible charge (20%), on remarque une durée de combustion légèrement inférieure en mode diesel par rapport au mode DF (H₂GN-D), par contre elle est très élevée à moyennes et fortes charges dans le moteur diesel conventionnel.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

A 20% de la charge, la légère augmentation de la durée de combustion en mode DF est expliquée par une mauvaise qualité de combustion du gaz naturel à cette charge [136]. La faible différence entre les deux modes peut être aussi justifiée par la faible quantité de combustible pilote à ces charges.

Pour les moyennes charges (40 et 60%), on remarque une diminution de la durée de combustion avec un faible rendement thermique (Figure 4.13- b et Figure 4.14- b) en mode DF par rapport au mode diesel. Ce résultat peut être expliqué par le non prise en compte de toute la durée de combustion tardive du gaz naturel ou par l'extinction de la flamme durant la phase de détente. En outre, le retard à l'injection du diesel et la durée d'auto allumage importante mènent au déroulement de la combustion "tardive" durant la phase de détente (Figure 4.7- b) avec faible température cylindre et relativement faible richesse du mélange air-GN provoquent l'extinction de la flamme. Cette extinction ou bien la combustion incomplète, est bien observée dans les Figure 4.19- b et Figure 4.20- b, qui montrent un niveau d'émission très élevé en CO et THC aux moyennes charges en particulier.

La diminution de la durée de combustion en mode DF avec le gaz naturel à fortes charges est la conséquence de l'augmentation de la richesse et de la température cylindre, ce qui améliore la qualité de combustion du gaz naturel [116, 122]. Cette amélioration est bien observée dans la Figure 4.7- b, ou elle montre un dégagement de chaleur très important de la combustion prémélangée de combustible primaire (GN), à charges élevées (80 et 100%).

En générale l'enrichissement du gaz naturel en hydrogène Figure 4.13- b, diminue la durée de combustion pour les moyennes et fortes charges. Cette diminution est la conséquence de l'augmentation de la vitesse de flamme du mélange et l'amélioration de l'homogénéité du mélange H₂GN-air avec la présence d'hydrogène [168, 266].

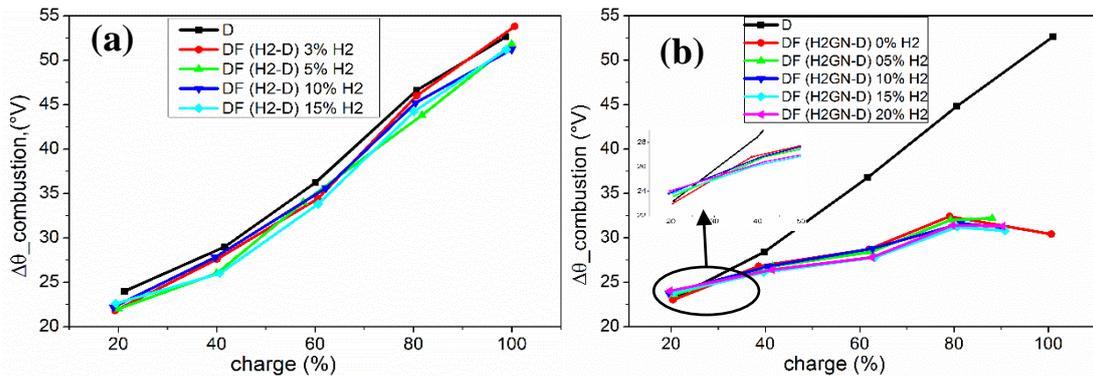


Figure 4.13. Courbes de durée de combustion : a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN-D).

4.6 Performances énergétiques

4.6.1 Le rendement thermique

Le rendement thermique est un des paramètres de performance les plus importants pour tout développement de moteur. La Figure 4.14 représente le rendement thermique en fonction de la charge pour différents taux de substitution en hydrogène dans les deux modes, diesel conventionnel (Figure 4.14- a) et dual fuel (Figure 4.14- b). Le rendement thermique d'un

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

moteur dépend de l'efficacité de la combustion [1, 101], du rendement volumétrique [1, 72] et du transfert de chaleur aux parois [1].

De la Figure 4.14-a), on constate que le rendement thermique du moteur est supérieur en mode DF (H_2 -D) par rapport au mode diesel conventionnel et ce avec l'addition d'hydrogène à 3, 5 et 15% pour toutes les charges, au moment où l'addition de 10% de H_2 donne un rendement similaire ou légèrement inférieur. À la pleine charge, le rendement est plus élevé en mode DF (H_2 -D) pour tous les pourcentages d'hydrogène.

On remarque que le taux de substitution énergétique de 5% d' H_2 dans le moteur diesel conventionnel donne les meilleurs rendements par rapport aux autres taux de substitution. Un rendement thermique de 30,3% est atteint à la charge 80%. Une amélioration maximale d'environ 6% du rendement de moteur diesel à la charge 40% et une amélioration moyenne du rendement d'environ 5% sont réalisées.

L'augmentation du rendement avec l'addition d'hydrogène est due aux propriétés de combustion excellentes de ce carburant (vitesse de propagation de flamme élevée, haute diffusivité, large plage d'inflammabilité, pouvoir calorifique massique élevé), ce qui résulte en une combustion plus complète et rapide [70, 72, 251].

La diminution du rendement thermique pour le cas 10% H_2 peut être expliquée par la diminution du taux d'oxygène causé par la diminution du rendement volumétrique ou par le remplacement de l'oxygène par l'hydrogène [72]. De plus, la faible distance d'extinction de la flamme d'hydrogène augmente le transfert de chaleur à la paroi (pertes thermiques) ce qui diminue le rendement thermique [45, 70, 141]. Par contre, pour le cas 15% d'hydrogène, l'augmentation du rendement thermique peut être expliquée par une amélioration plus importante de l'efficacité de combustion par rapport à la diminution du rendement volumétrique et le transfert de chaleur aux parois.

La diminution du rendement du moteur diesel à pleine charge (100%) peut être expliquée par la grande quantité de gazole injecté et le faible temps de séjour de la combustion ce qui donne une combustion incomplète (Figure 4.19 et Figure 4.20).

La Figure 4.14-b confirme que le rendement thermique est plus faible en mode DF (H_2 GN-D) en comparaison avec le mode diesel conventionnel à faibles et moyennes charges comme indiqué dans plusieurs études antérieures [105, 116, 122]. La différence diminue à partir de 60% de charge jusqu'à devenir supérieure en mode DF (H_2 GN-D) à fortes charges (+90%).

La diminution du rendement thermique à faibles et moyennes charges en mode DF reflète une mauvaise utilisation du combustible gazeux en raison de la faible température cylindre et du rapport air/carburant plus bas, ce qui entraîne une combustion plus lente et incomplète [39, 122, 138]. De plus, la diminution du pourcentage d'oxygène [39, 66, 139] à cause de la quantité d'air remplacée par le gaz naturel à l'admission et la faible quantité de gazole [39, 116] affectent le rendement thermique du moteur en mode DF.

L'augmentation du rendement thermique à fortes charges en mode DF est justifié par l'augmentation de la richesse avec la charge et la température cylindre plus importante [31, 119] ce qui améliore considérablement l'efficacité de combustion du gaz naturel. De plus, la

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

diffusivité élevée du GN par rapport au diesel vapeur améliore le degré d'homogénéité du mélange air-carburant, ce qui augmente le taux de dégagement de chaleur durant la phase prémélangée du combustible primaire (Figure 4.9- b) et le degré de combustion à volume constant (cycle théorique) ; et par conséquent entraîne l'amélioration du rendement thermique [39].

Le rendement thermique est généralement augmenté avec l'enrichissement du gaz naturel en hydrogène pour le mode DF (H_2GN-D) à charges moyennes et élevées. Cette augmentation est due aux caractéristiques de combustion excellentes d'hydrogène [137, 266, 267]. En outre, l'ajout d'hydrogène augmente la concentration des radicaux H et OH et améliore ainsi la propagation de la flamme et le processus de combustion [30]. De plus, la diminution de la durée de combustion avec l'addition d'hydrogène diminue les pertes de chaleur à la paroi et par conséquent entraîne une augmentation du rendement [9].

Le faible rendement de moteur DF (H_2GN-D) devant le moteur diesel de base à faibles et moyennes charges peut être justifié par le faible taux de substitution du GN en hydrogène. Le Tableau 4.7 montre que le taux de substitution du GN en hydrogène de 20% à 100% de charge est de 4,63% en énergie dans le mélange (H_2GN) et de 3,56 % en énergie dans le combustible total ($H_2GN+diesel$). Un taux de substitution plus élevé est recommandé à faibles et moyennes charges afin de bénéficier des caractéristiques de combustion de l'hydrogène.

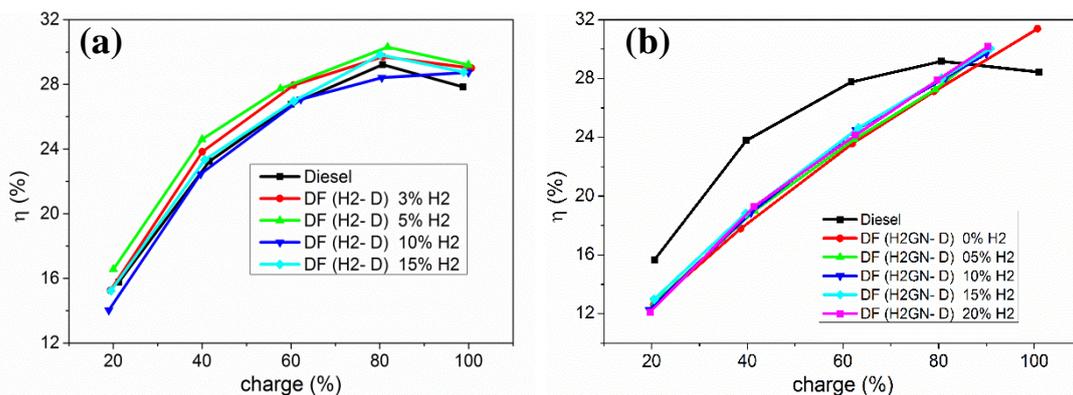


Figure 4.14. Courbes de rendement thermique : a- DF (H_2-D), b- DF (H_2GN-D).

4.6.2 La consommation spécifique

La Figure 4.15 présente la consommation spécifique en masse (I) et en énergie (II) pour différents pourcentages d'hydrogène pour le moteur diesel (a) et DF fonctionnant au gaz naturel (b).

La consommation spécifique en masse (CS) est directement calculée à partir du rapport entre la somme des débits massiques des combustibles utilisés par la puissance effective. En effet, la différence du pouvoir calorifique inférieur (PCI) entre les différents combustibles utilisés n'est pas prise en compte [266]. Cependant, la consommation spécifique en énergie " $CS_{én}$ " tient en compte de cette différence du PCI [138]. La $CS_{én}$ est une autre indication de l'efficacité de conversion d'énergie [268] ; elle représente l'inverse du rendement thermique [5]. Donc une faible consommation spécifique en énergie correspond à un rendement élevé.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

On remarque que la consommation spécifique en masse est toujours supérieure en mode diesel par rapport au mode DF (H_2 -D) et (H_2GN -D) pour toutes les charges. La différence est plus importante dans le cas (H_2GN -D) et avec la présence d'hydrogène. Cela est justifié par le pouvoir calorifique massique élevé du gaz naturel et de l'hydrogène.

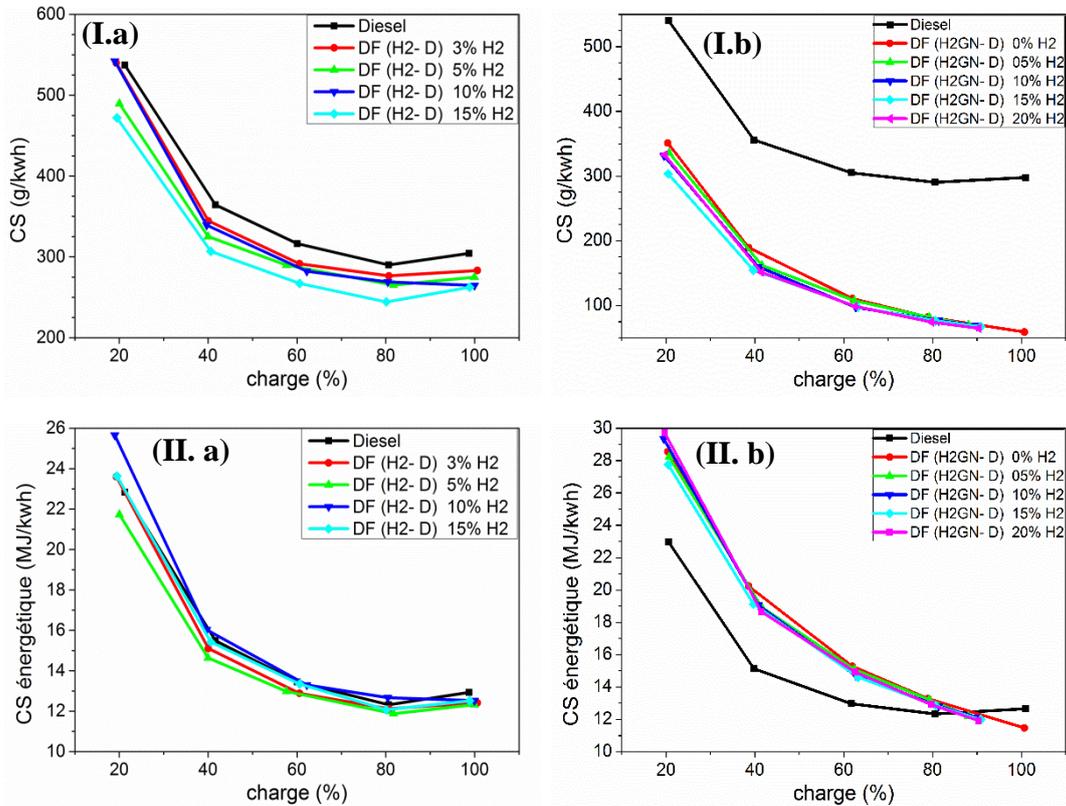


Figure 4.15. Courbes de la consommation spécifique : I- en masse, II- en énergie a- DF (H_2 -D), b- DF (H_2GN -D).

4.7 Les performances environnementales

Les polluants primaires sont directement issus des sources de pollution et sont émis directement vers l'atmosphère, alors que les polluants secondaires résultent des phénomènes de dispersion et de transformations photochimiques des polluants primaires dans l'environnement. En hiver, la pollution atmosphérique est essentiellement due aux polluants primaires. Tandis qu'en été, elle est beaucoup plus intense avec un mélange de polluants différents de ceux d'hiver. Les polluants secondaires dits photo-oxydants se forment par action du rayonnement solaire sur les polluants précurseurs qui sont principalement le dioxyde d'azote NO_2 et les composés organiques volatils COV [20]

4.7.1 Les émissions des NO_x

Les oxydes d'azotes (NO_x) sont l'une des émissions les plus nuisibles de moteur diesel [31, 62, 269], ils sont générés lorsque l'azote de l'air réagit avec l'oxygène à une température et une pression élevée à l'intérieur de la chambre de combustion du moteur. Les oxydes d'azote est un mélange composé principalement de monoxyde d'azote (NO) et du dioxyde d'azote (NO_2) [20, 62, 72].

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

La formation des oxydes d'azote dépend fortement de la température du mélange gazeux à l'intérieur du cylindre, de la concentration en oxygène et de la durée de combustion (le temps de séjour de la combustion) [62, 119, 270]. La température cylindre est le facteur le plus important pour la formation des NO_x en comparaison avec la concentration en oxygène [62, 136].

La Figure 4.16 montre l'évolution de la concentration des NO_x en fonction de la charge pour différents taux d'addition de l'hydrogène dans le moteur diesel conventionnel (a) et dual fuel à gaz naturel (b). En général, les émissions des NO_x augmentent avec la charge pour tous les cas examinés, cela est expliqué par l'augmentation de la température cylindre avec la charge [62, 148].

Pour l'influence de l'addition d'H₂ sur les émissions de NO_x dans le moteur diesel, la Figure 4.16- a montre que ces dernières sont inférieures en mode DF (H₂-D) à faibles charges mais devient plus élevées à charges modérées et élevées. Nos résultats sont en bonne concordance avec ceux existant dans la littérature [63, 141, 142, 148] et d'autres travaux spécifiquement aux fortes charges [70, 101]. Pour le cas du taux 5% H₂, on remarque que les émissions de NO_x sont inférieures à faibles charges puis augmentent pour devenir supérieures à moyennes charges en comparaison avec tous les cas traités et enfin diminuent légèrement à la charge maximale jusqu'à des valeurs similaires aux autres pourcentages de substitution en hydrogène.

L'augmentation des émissions aux charges élevées avec l'augmentation du taux d'hydrogène peut être expliquée par l'augmentation de la température cylindre, qui est une conséquence d'une part, d'une augmentation de la pression de ce dernier résultant d'une amélioration de la qualité de combustion grâce à la haute vitesse de la flamme de l'hydrogène. D'autre part du pouvoir calorifique massique élevé de l'hydrogène, favorisant cette augmentation de température.[70].

Pour ce qui est de la diminution des émissions de NO_x aux faibles charges, une même tendance a été constatée dans d'autres travaux [141, 142, 251]. Plusieurs facteurs peuvent contribuer à cette diminution à savoir :

- La faible quantité d'hydrogène (fonctionnement de moteur à des richesses pauvres) ce qui entraîne une réduction de la température cylindre maximale [251] ;
- La diminution de la concentration d'oxygène avec l'addition d'hydrogène ;
- La basse température cylindre, pression cylindre, vers la fin de compression (Figure 4.9- a) ;
- La quantité de combustible diesel [271], qui peut former des zones localement riche en diesel et par conséquent des températures cylindre locales très élevées durant la combustion ;
- La haute diffusivité d'hydrogène qui améliore l'homogénéité du mélange air-combustible gazeux entraînant ainsi une distribution de température plus uniforme et l'élimination des zones de température élevée autour de la flamme diesel [271] ;
- L'augmentation de la concentration de H₂O avec l'ajout d'hydrogène, ce qui diminue la température maximale "pression"(Figure 4.9- a) [257].

La Figure 4.16- b montre qu'à faibles et moyennes charges, les émissions de NO_x sont supérieures en mode diesel par rapport au mode dual fuel (H₂GN-D), par contre à fortes charges

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

ces émissions augmentent rapidement pour devenir supérieures en mode dual fuel (H₂GN-D). L'augmentation des NO_x aux fortes charges (90 ou 100%) est très significative. Les résultats trouvés à charges faibles sont en bon concordance avec ceux existant dans la littérature [116, 118, 120, 151]. Cependant à fortes charges, des études montrent des résultats similaires [118, 151] et d'autres le contraire i.e. le niveau des NO_x est toujours supérieur en mode diesel [120-122].

Le faible niveau des NO_x à faible charge est la conséquence d'une faible température causée par la mauvaise qualité de combustion du gaz naturel durant la phase prémélangée [116]. De plus, la diminution du pourcentage d'oxygène, la faible température de combustion causée par faible température à la fin de compression (Figure 4.9- b) et la longue durée d'allumage (Figure 4.11- b) diminuent les émissions des NO_x.

L'augmentation des émissions à forte charge peut être justifiée par l'augmentation de la température cylindre résultant de l'amélioration de la qualité de combustion du mélange gazeux. Autrement dit à charge élevée, la quantité du gaz naturel augmente (augmentation de la richesse) ce qui augmentera ainsi la température à l'intérieure de la chambre combustion. Comme montré sur la Figure 4.9- b, l'apparition d'un deuxième pic de dégagement de chaleur (combustion prémélangée du GN) et la pression cylindre élevée justifie l'augmentation significative de la température cylindre et par conséquent l'augmentation des NO_x.

L'effet de l'enrichissement du gaz naturel en hydrogène n'est pas significatif sur les émissions de NO_x en mode dual fuel au gaz naturel.

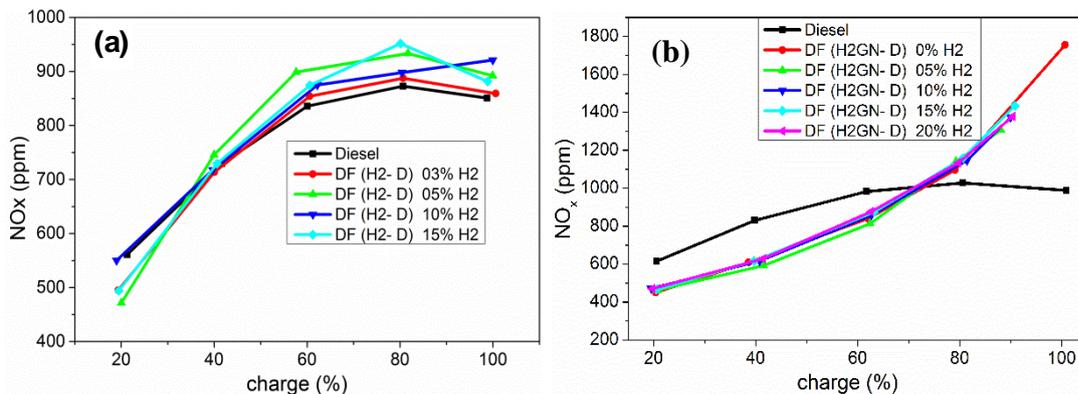


Figure 4.16. Les émissions polluantes de NO_x : a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN-D).

La formation de NO dans la zone de combustion est un processus chimique complexe dans lequel interviennent deux mécanismes typiques : le mécanisme thermique (mécanisme de Zeldovich) et le mécanisme précoce (mécanisme de Fenimore 1979) [31, 122, 136, 272].

Ce phénomène se produit lorsque la température cylindre est supérieure à environ de 1800 K [31] (1400 K [122]) et le taux de formation augmente de façon exponentielle avec l'augmentation de la température cylindre et d'une façon linéaire avec l'augmentation de la concentration en oxygène [31, 136, 272]. Dans le moteur diesel, le processus thermique de Zeldovich est le prédominant dans la formation des NO_x [31]. La formation de NO via le mécanisme précoce est favorisée par la forte richesse où une quantité des radicaux

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

hydrocarbures est plus importante pour réagir avec l'azote (N_2) ainsi que la faible température cylindre [31, 122, 136].

La Figure 4.17- a montre que le niveau de NO diminue avec l'augmentation du taux de substitution en hydrogène et ce à faibles charges, cette diminution entraîne une réduction des émissions de NOx globales (Figure 4.16- a). La concentration de NO est plus élevée en mode diesel à faible et moyenne charge par rapport au mode dual fuel (H_2 -D). A charge élevée, la concentration de NO est similaire dans les deux modes ou légèrement supérieure pour les forts taux d'hydrogène.

Dans la Figure 4.17- b, on remarque que les émissions de NO en mode diesel sont supérieures par rapport au mode DF (H_2 GN-D) et cela pour tous les taux de substitution et à faibles et moyennes charges.

A partir de la charge moyenne (60%), la concentration de NO augmente légèrement avec la charge puis diminue légèrement à pleine charge en mode diesel standard. Par contre, elle continue d'augmenter en mode DF ($D-H_2$ GN) jusque devenir égale à celle de moteur diesel à 80% de charge, pour le dépasser à fortes charges (90% et 100%). L'enrichissement du gaz naturel en hydrogène, n'as pas d'effet évident sur les émissions de NO.

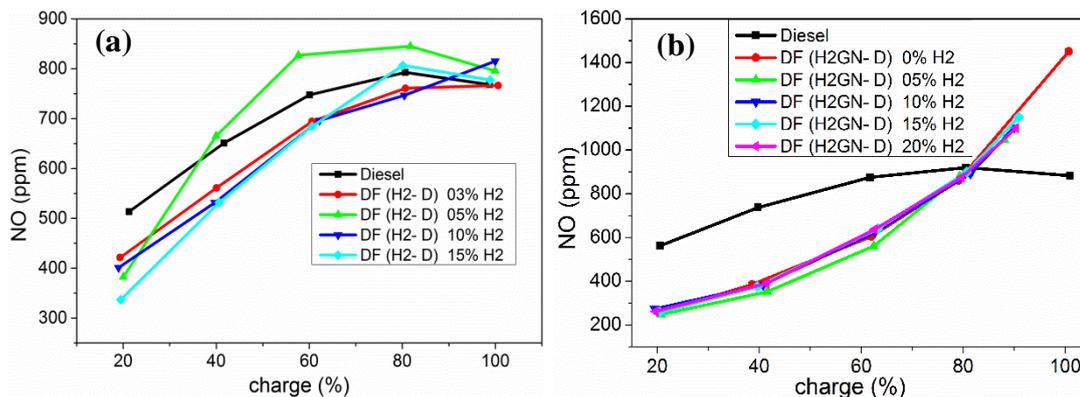


Figure 4.17. Les émissions polluantes de NO : a- DF (H_2 -D), b- DF (H_2 GN-D).

Le taux de NO_2/NO_x diffère du moteur à allumage par compression en comparaison au moteur à allumage commandé. En général le taux de NO_2/NO_x est faible dans le moteur à combustion interne [20, 62, 141, 273]. Pour le moteur à allumage commandé, ce taux est plus important par contre dans le moteur à allumage par compression le taux est faible [20]. La concentration de NO_2 dans les oxydes d'azote peut atteindre les 30% [20, 62].

Les émissions de NO_2 sont plus toxiques que celles de NO et peuvent engendrer des problèmes plus graves pour la santé et l'environnement. Mais avec l'utilisation des dispositifs de post-traitement, les émissions de NO_2 jouent le rôle d'un élément oxydant efficace pour les particules [151].

Le dioxyde d'azote est formé à partir de la réaction de NO en présence de HO_2 et de OH au front de la flamme et vice versa. Une forte concentration en HO_2 , une faible température cylindre, une faible richesse ainsi qu'une faible vitesse de la flamme (longue durée de combustion) augmentent le taux de formation de NO_2 [19, 141, 154].

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

La Figure 4.18 montre l'évolution du taux NO_2/NO_x en fonction de la charge pour différents taux de substitution en hydrogène dans les deux moteurs, diesel conventionnel (Figure 4.18- a) et dual fuel ($\text{H}_2\text{GN-D}$), Figure 4.18- b.

Dans la Figure 4.18- a on remarque que la concentration de NO_2 est plus important aux faibles et moyennes charges et augmente avec l'augmentation du taux d'hydrogène. Cette augmentation est justifiée par l'augmentation de la concentration de HO_2 qui favorise la formation de NO_2 à partir de NO , de la faible température cylindre en particulier aux faibles charges, de la faible richesse et faible vitesse de la flamme (durée de combustion longue) qui a un effet négatif sur la destruction de NO_2 en NO . Le taux de NO_2 dans les NO_x total diminue à fortes charges jusqu'à devenir proche ou légèrement supérieur à celui de diesel standard. L'effet de l'hydrogène à charges élevées n'est pas significatif. Nos résultats sont en bon concordance avec ceux de Liu et al [154] et Sharma et al [141].

La Figure 4.18- b présente l'effet de la charge sur le taux de NO_2 dans les NO_x total pour plusieurs fractions d'hydrogène dans le moteur dual fuel ($\text{H}_2\text{GN-D}$). Le taux de NO_2 est très élevé en particulier à faibles charges dans le mode dual fuel ($\text{H}_2\text{GN-D}$) en comparaison avec le mode diesel ; il a atteint 46% pour une charge 20% et un taux d'hydrogène de 5%. Le taux de NO_2 diminue avec l'augmentation de la charge tout en restant supérieur par rapport au mode diesel. Nos résultats sont similaires avec ceux trouvés par Zhou et al [151] et Li [274]. L'enrichissement du gaz naturel en hydrogène n'a pas d'effet significatif sur le taux de NO_2 pour toutes charges considérées. L'augmentation du taux de NO_2 (conversion de NO en NO_2) dans le moteur dual fuel à gaz naturel peut être justifiée par l'augmentation de la concentration de HO_2 produit à partir de CH_4 [274]. La diminution de NO_2 avec la charge est la conséquence de l'amélioration de la qualité de la combustion augmentant ainsi la consommation de H_2GN , cela se traduit par une diminution de la concentration de HO_2 , en plus de l'augmentation de la température cylindre, ce qui favorise la conversion de NO_2 en NO .

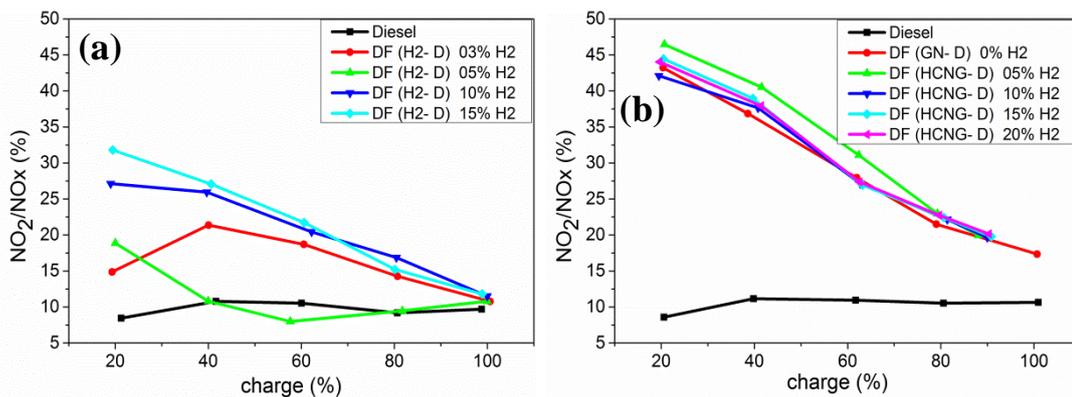


Figure 4.18. Le taux de NO_2/NO_x en fonction de la charge : a- DF ($\text{H}_2\text{-D}$), b- DF ($\text{H}_2\text{GN-D}$).

4.7.2 Les émissions de THC à différentes fractions d'hydrogène

Le niveau d'émission des hydrocarbures imbrulés caractérise l'efficacité de la combustion. Les hydrocarbures imbrulés sont des composés organiques qui sont produits lors d'une combustion incomplète [76, 120, 275], causée par une faible température dans le cylindre [31, 275]. Le niveau d'hydrocarbures imbrulés (HC) dans les gaz d'échappement est généralement

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

désigné par le nom hydrocarbures totaux (THC) [70, 76, 77]. Les rejets des combustibles imbrulés (CH_4 , H_2 ...etc.) sont inclus dans les THC contrairement au HC.

Les émissions de THC et CH_4 sont présentées dans la Figure 4.19 en fonction de la charge pour différentes fractions d'hydrogène dans les deux moteurs, diesel standard (Figure 4.19- a) et dual fuel ($\text{H}_2\text{GN-D}$) (Figure 4.19- b). Le niveau de THC est très faible en mode diesel pour toutes les charges, une légère augmentation est observée aux fortes charges.

Globalement, les émissions de THC sont légèrement supérieures en mode dual fuel ($\text{H}_2\text{-D}$) par rapport au mode diesel et cela à faibles et moyennes charges, ceci peut être expliqué par le fait que THC inclus la quantité d'hydrogène imbrulé. Tandis qu'à fortes charges les émissions de THC diminuent avec le taux d'hydrogène. Cela est expliqué par l'amélioration significative de la qualité de combustion du diesel en présence d'hydrogène car ce dernier a une haute vitesse de flamme [72, 276].

Les émissions de THC sont très élevées en mode DF ($\text{H}_2\text{GN-D}$) par rapport au mode diesel pour toutes les charges. La grande partie des THC est représentée par le méthane imbrulé (Figure 4.19.II). Ce niveau élevé d'émission est dû à la présence du mélange air-combustible gazeux dans des zones de faible température et relativement stagnés dans la crevasse et proche de la paroi du cylindre [31, 277, 278]. De plus, le croisement des soupapes peut contribuer dans les émissions des THC dont une partie de combustible gazeux échappe vers l'extérieur sans participer à la combustion [31, 122, 126].

De la Figure 4.19- b, on remarque que les émissions de THC et du CH_4 sont très élevées à faible charge et ont la tendance d'augmenter puis de diminuer avec l'augmentation de la charge. Le niveau élevé des THC et du CH_4 aux faibles charges est justifié par une richesse faible du mélange (air-GN) et une faible température cylindre qui se traduit par une combustion incomplète et lente du gaz naturel, composé principalement de CH_4 [31, 62, 122]. La diminution des THC et du CH_4 avec la charge est la conséquence de l'augmentation de la température cylindre et de la richesse, ce qui améliore la qualité de la combustion du GN [117, 118, 121]. Le niveau élevé des émissions de THC et du CH_4 à moyennes charges (40 et 60%) peut être expliqué par le mélange air-GN qui reste toujours pauvre même avec l'augmentation de la quantité du GN, ainsi que l'amélioration de la combustion du GN est insuffisante à ces charges pour pouvoir diminuer les THC et CH_4 .

A faible charge, l'ajout de l'hydrogène ne présente aucun effet significatif Pour l'effet sur les émissions THC et CH_4 dans le mode DF ($\text{H}_2\text{GN-D}$). Tandis qu'à moyenne et forte charges, ces émissions diminuent avec l'augmentation du taux d'hydrogène. Cette diminution est le résultat des propriétés excellentes d'hydrogène (haute vitesse de flamme, large plage d'inflammabilité et haut coefficient de diffusion) qui augmente la vitesse de la flamme du mélange air-combustible et mène à une combustion complète [65]. De plus, il peut être expliqué par la diminution de la distance d'extinction de la flamme avec l'addition d'hydrogène [65]. Un autre facteur qui favorise la diminution des THC avec l'addition d'hydrogène est l'absence du carbone dans l'hydrogène [69, 267]. La non-participation d'hydrogène à l'amélioration de combustion aux faibles charges peut être expliquée par la faible quantité d'hydrogène substituée (Tableau 4.7) et le taux de diesel élevé à ces charges (Figure 4.5).

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

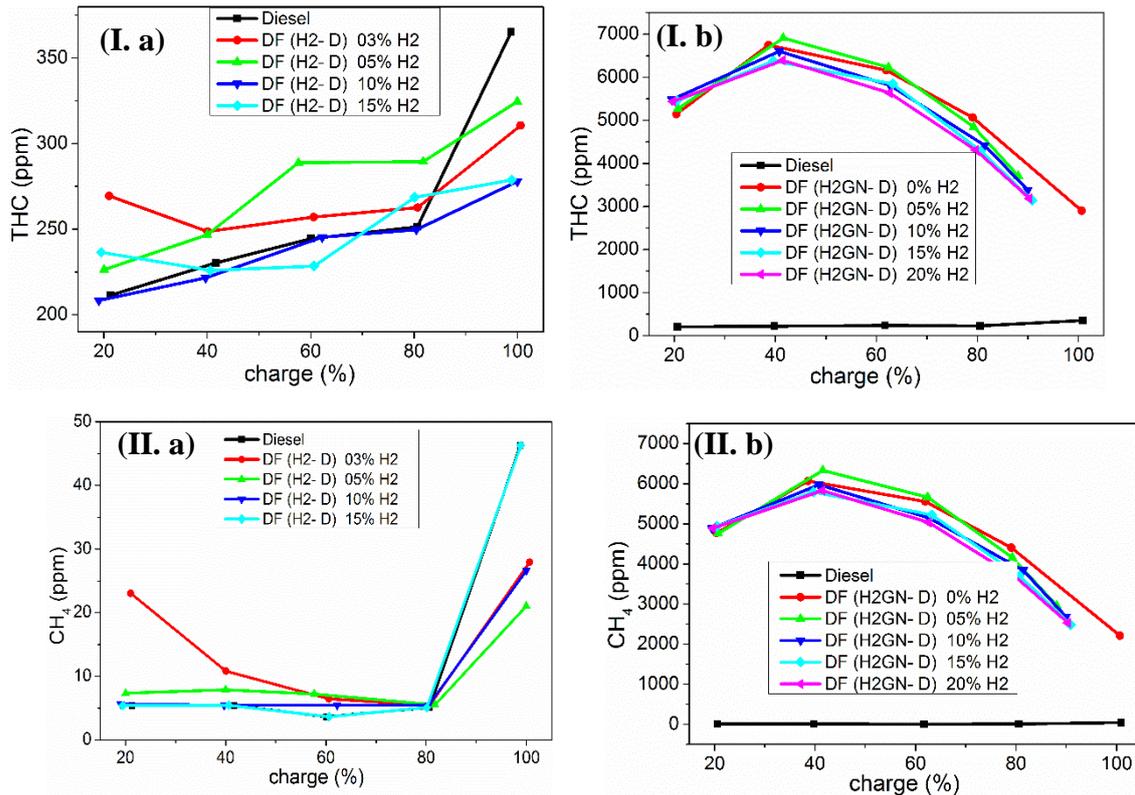


Figure 4.19. Les émissions de : I. Hydrocarbures imbrulés totaux (THC), II. CH₄
a- DF (H₂-D), b- DF (H₂GN-D).

4.7.3 Les émissions de CO à différentes fractions d'hydrogène

Le monoxyde de carbone (CO) est un produit intermédiaire d'une combustion incomplète. La grande partie de CO est formée à cause du manque d'oxydant, et des faibles températures [119, 120, 266] qui contrôlent le taux de décomposition et l'oxydation de combustible ainsi que le court temps de séjour de la combustion [119]. Les émissions de CO pour le fonctionnement diesel, lorsqu'elles sont présentées en pourcentage (%) elles augmentent avec la charge, mais lorsqu'elles sont représentées en (g/KWh) elles diminuent avec la charge [119].

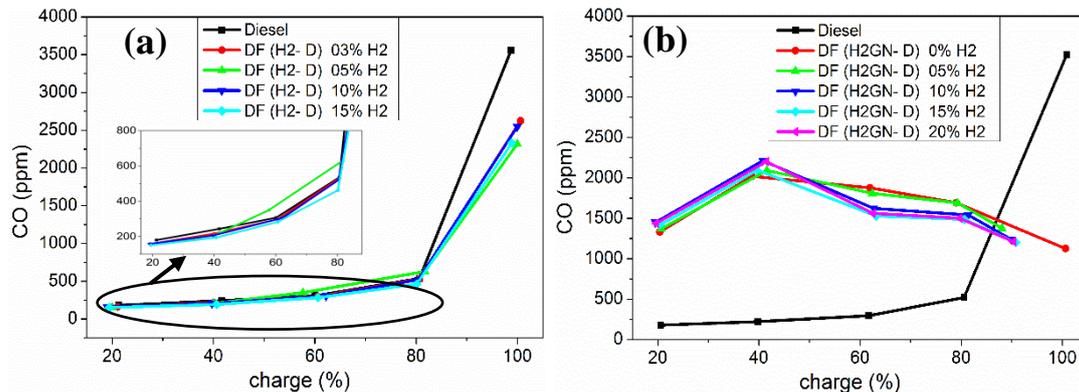
La Figure 4.20 montre la concentration du CO en fonction de la charge pour différents taux de substitution en hydrogène pour les deux modes, diesel conventionnel (Figure 4.20-a) et dual fuel au gaz naturel (Figure 4.20- b).

D'après la Figure 4.20- a, on remarque qu'à faibles et moyennes charges la concentration de CO est similaire ou légèrement inférieure en mode DF (H₂-D) par rapport au mode diesel. Une diminution des émissions de CO est très remarquable aux fortes charges en mode dual fuel (H₂-D) en comparaison avec le mode diesel. Cette augmentation de la concentration de CO en mode diesel est la conséquence du manque d'oxygène. La diminution de CO avec l'ajout d'hydrogène est due à l'amélioration de la vitesse de flamme et à l'homogénéité du mélange air-carburant qui entraîne une oxydation rapide et complète de la charge, en plus de l'absence de carbone dans l'hydrogène. Un autre facteur peut contribuer à la diminution de CO en mode DF (H₂-D) est la large limite d'extinction de la flamme d'hydrogène.

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

La Figure 4.20- b montre que la concentration de CO est plus élevée aux faibles et moyennes charges en mode dual fuel avec gaz naturel par rapport au mode diesel et ce pour tous les taux de substitution en hydrogène. La concentration de CO diminue avec la charge en mode DF (H₂GN-D) par contre elle augmente avec la charge en mode diesel conventionnel jusqu'à devenir supérieure en mode diesel. L'augmentation brusque de CO aux fortes charges en mode diesel peut être expliquée par le manque d'oxygène.

La concentration élevée de CO à faibles charges en mode DF (H₂GN-D) est due à la mauvaise qualité de combustion du GN à cause de la faible température de combustion qui engendre une réaction incomplète ou oxydation partielle. Les émissions de CO augmentent légèrement aux faibles charges puis diminuent avec la charge en mode DF (H₂GN-D). La diminution de CO avec la charge est la conséquence de l'amélioration de la qualité de combustion du gaz naturel avec l'augmentation de la température cylindre. La concentration de CO diminue avec l'augmentation du taux de substitution en hydrogène aux moyennes et fortes charges, cette diminution est la conséquence de la haute vitesse de flamme et du coefficient de diffusion élevé qui résulte une combustion rapide et complète et donc une diminution de CO.



4.7.4 Les émissions de particules de suie (PM) à différentes fractions d'hydrogène

Les particules de suie sont des particules constituées de noyaux de suie (carbone) comportant les inorganiques, les hydrocarbures absorbés, le SO₃, l'acide sulfurique et l'eau [62]. Les particules (PM), ont des effets très nocifs sur la santé humaine et l'environnement. L'exposition à des pourcentages élevés et pour une longue durée aux particules provoque des maladies respiratoires et cardiovasculaires ainsi que des troubles neurodégénératifs [119]. Les particules résultent d'une combustion incomplète des hydrocarbures et du lubrifiant [62]. Elles se forment dans les zones riches en carburant, en particulier dans la zone de pulvérisation de carburant (phase liquide) à la sortie de la buse de l'injecteur [62]. De plus, la température, la pression et le temps de séjour jouent un rôle important dans la formation des particules.

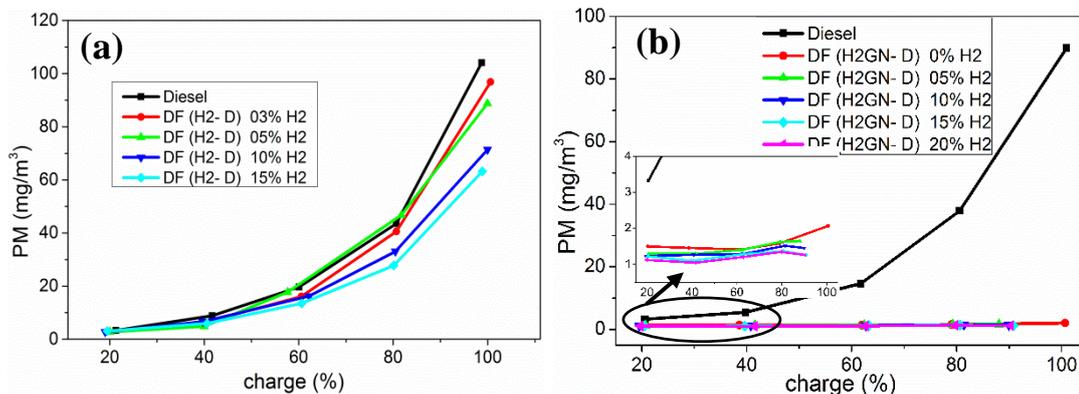
La Figure 4.21 montre les émissions des particules de suie (PM) en fonction de la charge pour différents taux de substitution en hydrogène dans le moteur diesel conventionnel (a) et dual fuel à gaz naturel (b). On remarque que le niveau des PM augmente avec la charge dans le moteur diesel. Cela est dû à l'augmentation de la quantité de combustible liquide avec la charge

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

qui est la source même des particules. D'autre part, la richesse augmente avec la charge et la quantité d'oxygène devient insuffisante en particulier autour du jet liquide.

De la Figure 4.21- a on remarque que les particules de suie diminuent avec le taux de substitution en hydrogène pour toutes les charges. Une diminution très importante est remarquable à forte charge en particulier pour les forts taux d'enrichissement en hydrogène (15% H₂ en énergie). Cette diminution de PM en mode DF (H₂-D) avec la substitution en hydrogène est justifiée par l'absence du carbone dans l'hydrogène [62, 80, 140]. En outre, l'addition d'hydrogène augmente la vitesse de la flamme et l'homogénéité de mélange air-carburant ce qui améliore la qualité de combustion et réduit ainsi les particules de suie [62, 146]. De plus, la présence d'hydrogène dans le processus de combustion, consomme les radicaux OH, ce qui inhibe la formation d'hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), réduisant ainsi la taille et le nombre des particules [62, 141].

La Figure 4.21- b montre que la concentration des particules de suie est très faible en mode DF (H₂GN-D) par rapport au mode diesel standard en particulier à fortes charges. Le niveau des particules de suie est très faible pour toutes les charges considérées en mode DF (H₂GN). Cela est expliqué par le fait que le combustible gazeux ne contribue pas à la formation des particules [116]. De plus, la présence du gaz naturel dans le mélange active l'oxydation des PM formées par la combustion du diesel [117]. En effet, la quantité de GN augmente avec la charge et la quantité de diesel est maintenue quasiment constante pour toutes les charges (Tableau 4.7). Pour l'effet d'ajout d'hydrogène, on remarque que les émissions des particules de suie diminuent beaucoup avec l'augmentation du taux d'hydrogène. On conclut que les émissions des particules de suie peuvent être diminués jusqu'à des niveaux proche de zéro (ou éliminé) dans le moteur à combustion interne lors de fonctionnement en le mode DF (H₂GN-D).



4.7.5 Les émissions de dioxyde de carbone à différentes fractions d'hydrogène

La Figure 4.22 représente l'effet d'hydrogène sur la concentration de CO₂ pour différentes charges dans le moteur diesel conventionnel (a) et dual fuel à gaz naturel (b).

La Figure 4.22-a montre que les émissions de CO₂ diminuent avec le taux de substitution en H₂, cela est dû à l'absence de carbone dans l'hydrogène ou bien le faible rapport H/C.

La concentration de CO₂ est très faible dans le moteur dual fuel avec gaz naturel par rapport au moteur diesel standard pour toutes les charges considérées (Figure 4.22- b). La réduction

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

importante de CO_2 en mode DF ($\text{H}_2\text{GN-D}$) est due au faible ratio H/C du gaz naturel par rapport au diesel et aussi de la quantité importante du gaz naturel introduite. Pour l'effet d'enrichissement du gaz naturel en hydrogène sur la concentration de CO_2 . Les émissions de CO_2 sont similaires ou légèrement inférieures lors de l'addition d'hydrogène dans le gaz naturel. Le faible ou l'absence d'effet d'ajout d'hydrogène dans le moteur DF avec gaz naturel sur les émissions de CO_2 est peut-être expliqué d'une part par la faible quantité d'hydrogène, d'autre part l'ajout d'hydrogène améliore l'efficacité de combustion du mélange (GN-D) ce qui augmente la concentration de CO_2 produit par la combustion de ce dernier.

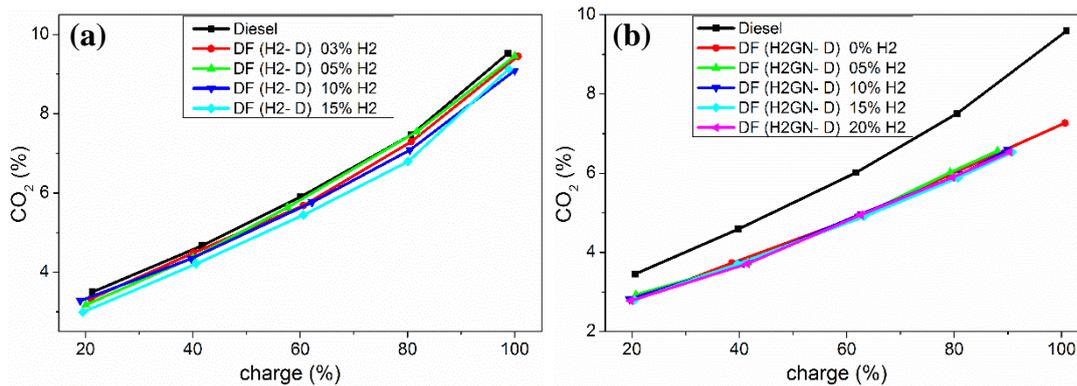


Figure 4.22. Les émissions polluantes de CO_2 .

4.8 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les résultats de l'investigation expérimentale de l'effet du taux de substitution en hydrogène dans le moteur diesel conventionnel et celui en mode dual fuel au gaz naturel. Les résultats suivants ont été obtenus :

La pression maximale cylindre, le gradient de pression, etc. de moteur dual fuel sont dans le même ordre que le moteur diesel standard. Par conséquent, la conversion du moteur diesel conventionnel pour fonctionner en mode dual fuel n'affecte pas le fonctionnement de moteur.

Lors du fonctionnement en mode dual fuel au mélange hydrogène gaz naturel ($\text{H}_2\text{GN-D}$), la charge maximale admissible est d'environ 90% de la charge maximale en raison d'apparition du phénomène des cliquetis en présence d'hydrogène aux charges supérieures à 90%.

A l'exception de faible augmentation des émissions des NO_x à fortes charges, l'ajout d'hydrogène dans le moteur diesel améliore toutes les performances énergétiques et environnementales du moteur diesel. Un taux de substitution énergétique de 5% d'hydrogène dans le moteur diesel conventionnel a donné les meilleures performances énergétiques par rapport aux autres taux de substitution. Un rendement thermique de 30,3% est enregistré à la charge 80% et une amélioration maximale d'environ 6% du rendement de moteur diesel à la charge 40% et une amélioration moyenne du rendement d'environ 5% est réalisée, avec l'ajout de 5% en énergie d'hydrogène.

D'autre part, un taux de substitution énergétique de 15% d'hydrogène dans le moteur diesel conventionnel a donné, généralement, les meilleures performances environnementales par rapport aux autres taux de substitution. Une réduction d'environ 35% des émissions de CO ,

Chapitre 4. Investigation expérimentale de l'effet de l'addition d'hydrogène sur les performances de moteurs à allumage par compression

23% des émissions de THC et 39% des émissions de PM sont observées à pleine charge (100% de la charge maximale).

Aux charges relativement élevées et modérées (60 et 80%), nos résultats montrent un comportement très intéressant du moteur en mode dual fuel au gaz naturel (en particulier avec l'enrichissement du GN en H₂), comparé au diesel conventionnel, tant sur le plan performances qu'émissions. Une nette réduction des émissions de CO₂ et de PM est obtenue à ces charges. D'autre part, nos résultats montrent que la réduction du rendement thermique et l'augmentation des émissions de CO et THC sont moins importantes à ces charges en comparaison aux faibles charges.

Malgré que nous ayons confirmé une augmentation de la consommation spécifique et des émissions de monoxyde de carbone et des hydrocarbures imbrulés à faibles charges en mode dual fuel au gaz naturel. Nous estimons que les expressions utilisées dans la littérature sont exagérées, vu que la différence n'est pas si importante. Aussi, en plus du fait que le déficit en rendement thermique puisse être compensé par le prix plus bas du gaz naturel, de notables améliorations peuvent être réalisées en faisant recours à l'optimisation des paramètres de fonctionnement.

Une légère amélioration des performances énergétiques et environnementales de moteur dual fuel au gaz naturel pour toutes les charges considérées est enregistrée avec l'enrichissement du gaz naturel en hydrogène. La faible amélioration des performances en mode dual fuel au gaz naturel avec le taux d'hydrogène, par rapport au cas du mode diesel, est justifiée par la faible quantité d'hydrogène substituée (3,56 % en énergie). Afin d'améliorer d'avantage les performances de moteur DF (GN-D), l'utilisation de pourcentages plus élevés d'hydrogène (jusqu'à 20% en énergie) dans le mélange gazeux (hydrogène-gaz naturel) en particulier à faibles et moyennes charges est très recommandée tout en utilisant des stratégies pour le contrôle de la combustion anormale (phénomène de cliquetis et retour de la flamme).

Enfin, d'après les résultats obtenus, l'intégration de combustible gazeux à savoir l'hydrogène, le gaz naturel et le mélange gaz naturel-hydrogène dans le moteur diesel est une piste très favorable pour le contrôle des émissions polluantes, l'amélioration de la consommation de combustible, une meilleure sécurité énergétique (diminution de la consommation de diesel) et un fonctionnement économique de moteur.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Conclusion générale

La réduction de la consommation des moteurs à combustion interne est une volonté majeure, motivée notamment par la réglementation, les contraintes écologiques, l'épuisement des combustibles fossiles et la hausse du prix des carburants. Une des solutions prometteuses est l'utilisation du gaz naturel dans le moteur à allumage par compression, en mode dual fuel.

Il ressort de notre recherche bibliographique l'intérêt économique et écologique important de l'utilisation du gaz naturel dans le moteur diesel en mode dual fuel. Toutefois, ce mode de fonctionnement souffre de faible rendement thermique et des émissions élevées de CO et THC à faibles charges. L'utilisation de l'hydrogène, vecteur énergétique, dans le moteur diesel et dual fuel au gaz naturel est l'une des solutions attrayantes afin de contrôler les émissions polluantes dans les deux modes et pour une transition vers les carburants alternatifs renouvelables. Cependant, comme en mode dual fuel au gaz naturel, ces modes de fonctionnement ont l'inconvénient d'apparition de combustion anormale (retour de flamme, préallumage et cliquetis) à fortes charges en particulier en présence d'hydrogène.

Cette thèse présente une contribution à l'étude et développement de moteurs diesel en mode dual fuel utilisant du gaz naturel, avec l'intégration de l'hydrogène vecteur énergétique. Elle s'inscrit dans un objectif global de réduction des émissions polluantes et de diminution de la consommation de combustibles fossiles. En effet, l'objectif principal de la présente étude est de minimiser la consommation de gazole en raison de ses rejets polluants, son prix et une production nationale limitée, en favorisant l'utilisation du gaz naturel, carburant économique et dont l'Algérie dispose de réserves énormes, et en intégrant l'hydrogène, carburant renouvelable, tout en profitant des avantages du moteur diesel.

Cette thèse est composée de deux parties. La première consiste en une étude par simulation numérique de moteur fonctionnant en mode dual fuel. Dans cette partie, des modélisations 2D et 3D ont été développées en utilisant le code CFD ANSYS Fluent. La seconde partie est dédiée à une étude expérimentale de l'effet d'addition d'hydrogène sur les performances de moteur diesel et dual fuel au gaz naturel. Le moteur utilisé est un monocylindre de type LISTER PETTER (TS1).

Dans la première partie, une optimisation du système d'injection d'hydrogène synchronisé (TMI pour Timed Manifold Injection) par la loi de levée de soupape (levée maximale de soupape et angle fermeture soupape d'admission) et les paramètres d'injection d'hydrogène (pression, inclinaison d'injecteur et angle d'injection) a été d'abord réalisée, afin d'éviter les phénomènes de retour de flamme, d'améliorer le rendement volumétrique et la qualité de formation du mélange (homogénéisation) dans un moteur dual fuel hydrogène-diesel. Sur la base de cette investigation, une nouvelle loi de levée et des paramètres d'injection ont été proposées. Les valeurs trouvées sont comme suit :

- La loi de levée de soupape $L_{v,max} 10,6 FSA30$ ($L_{v,max}=10,60$ (mm) et $FSA=30$ (°V, après PMB)) est le choix optimal. Elle permet de réduire les risques de retour de flamme et de pré-allumage tout en assurant un rendement volumétrique élevé ;

Conclusion générale et perspectives

- L'injection d'hydrogène à 60°V, après PMH (HSOI60) est capable de fournir un effet de pré-refroidissement et ainsi, pourrait réduire les sources de pré-allumage.
- Une pression d'injection d'hydrogène de 2,7 bars et une inclinaison de 60° contribuent à améliorer la qualité du mélange hydrogène-air ;

Par la suite, une comparaison des performances du moteur diesel conventionnel et celui en mode dual fuel hydrogène-diesel optimisé est réalisée en utilisant une modélisation 3D. Le mode dual fuel hydrogène-diesel optimisé montre une augmentation de la pression cylindre maximale, de la température des gaz dans le cylindre, du taux de dégagement de chaleur, du gradient de la pression cylindre et des émissions polluantes de NO_x par rapport au moteur diesel. Cependant, une diminution de la concentration des émissions de CO₂ a été observée pour ce mode.

Par ailleurs, et afin d'améliorer davantage le fonctionnement du moteur optimisé en mode dual fuel, l'instant d'injection de gazole est aussi optimisé. Les résultats montrent que le moteur dont l'injection gazole est optimisée pour un fonctionnement en mode dual fuel permet d'éviter des valeurs très élevées pour les émissions de NO_x, la pression cylindre et le gradient de la pression cylindre. En effet, pour des valeurs de retard à l'injection gazole (DSOI) supérieures à 8 °V (8, 10 et 12 °V) par rapport au cas de référence (13 °V avant PMH), la pression maximale, le gradient de la pression cylindre, la température dans le cylindre et les émissions de NO_x sont similaires ou inférieurs pour le moteur dual fuel hydrogène-diesel par rapport au moteur diesel.

Cette première partie est complétée par des simulations numériques 3D pour un moteur diesel entraîné (à froid). Le but de cette partie est l'étude de l'effet d'utilisation de système d'alimentation en gaz de type mélangeur sur les paramètres de l'écoulement interne.

Les résultats obtenus ont montré qu'à partir du second cycle thermodynamique, les courbes des différents paramètres à l'intérieur de la chambre de combustion et dans le conduit d'admission (pression cylindre et avant soupape d'admission, température cylindre et paroi, énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation, débit...etc.) sont reproductibles. Par conséquent, la stabilité des résultats ainsi que le régime périodique sont atteints et ceci permet de s'affranchir d'effets aléatoires venant fausser les résultats.

De plus, à l'inverse de tous les paramètres d'écoulement, la fraction massique du combustible gazeux (gaz naturel) dans le cylindre et dans le conduit d'admission ne se stabilise pas et requiert la simulation de plusieurs cycles supplémentaires (au minimum cinq).

En plus du risque élevé d'apparition de combustion anormale (retour de flamme et préallumage), nous avons infirmé l'intérêt de l'utilisation de mélangeur en termes de qualité de formation du mélange air-carburant (mauvaise homogénéisation). Par conséquent, nos résultats, confirment l'intérêt de l'utilisation de l'injection synchronisée afin de contrôler la combustion anormale et assurer la bonne homogénéisation du mélange air-carburant gazeux.

La seconde partie a été consacrée aux résultats de l'investigation expérimentale sur l'influence de l'addition d'hydrogène dans le moteur à allumage par compression. Ces résultats sont répartis en deux groupes. Dans le premier on a examiné l'effet de l'ajout d'hydrogène dans le moteur diesel standard *i.e.* la comparaison entre le mode diesel standard et dual fuel (H₂-D). Le second groupe d'essais sert à examiner l'effet de l'enrichissement du gaz naturel par

Conclusion générale et perspectives

l'hydrogène dans le moteur dual fuel au gaz naturel *i.e.* la comparaison entre les trois modes de fonctionnement : diesel standard, dual fuel au gaz naturel (GN-D) et dual fuel avec mélange hydrogène-gaz naturel (H₂GN-D).

Lors des essais expérimentaux, nous avons remarqué le début de l'apparition des cliquetis en mode dual fuel au gaz naturel enrichi en hydrogène (H₂GN-D) à fortes charges. En effet, la charge maximale en mode dual fuel au mélange hydrogène-gaz naturel (H₂GN – D) est diminuée à environ 90% de la charge maximale. En outre, nos résultats confirment que la conversion du moteur diesel pour fonctionner en mode dual fuel n'affecte pas le fonctionnement de moteur sur toute la plage de fonctionnement.

A l'exception d'une légère augmentation des émissions de NO_x en mode dual fuel à hydrogène (H₂-D) à fortes charges, nos résultats montrent que l'ajout de l'hydrogène dans le moteur diesel standard améliore les performances énergétiques et environnementales de ce dernier. Un taux de substitution énergétique de 5% d'H₂ dans le moteur diesel conventionnel a donné de meilleures performances énergétiques par rapport aux autres taux de substitution. Un rendement thermique maximal de 30,3% est enregistré à la charge 80% et une amélioration maximale d'environ 6% du rendement de moteur diesel à la charge 40% et une amélioration moyenne du rendement d'environ 5% sont réalisées, avec l'ajout de 5% en énergie d'hydrogène.

D'autre part, un taux de substitution énergétique de 15% d'hydrogène dans le moteur diesel conventionnel a donné, généralement, les meilleures performances environnementales par rapport aux autres taux de substitution. Une réduction d'environ 35% des émissions de CO, 23% des émissions de THC et 39% des émissions de PM sont observées à pleine charge (100% de la charge maximale).

Les résultats du fonctionnement dual fuel au gaz naturel confirment l'intérêt de ce mode en termes de réduction des émissions de CO₂ et des particules de suie pour toutes les charges et de meilleurs rendements aux fortes charges ainsi que les faibles émissions de CO aux fortes charges par rapport au mode diesel conventionnel.

En générale, les résultats trouvés montrent une amélioration des performances du moteur dual fuel au gaz naturel (GN-D) avec l'augmentation du taux de substitution d'hydrogène dans le gaz naturel. Cependant, même si les performances du moteur DF (GN-D) augmentent avec l'addition d'hydrogène, les émissions des hydrocarbures imbrulés et de CO sont plus élevées et le rendement thermique est plus faible aux faibles et moyennes charges par rapport au moteur diesel conventionnel.

Une analyse séparée des émissions des oxydes d'azote (monoxyde d'azote et dioxyde d'azote) est réalisée pour tous les modes considérées aux différentes charges. Les résultats ont montré que une partie importante des NO_x aux faibles et moyennes charges en mode dual fuel (H₂-D , GN-D et H₂GN-D) est de dioxyde d'azote.

Dans le but de répondre aux normes antipollution, actuels et futurs, les plus strictes ; les résultats expérimentaux du mode dual fuel H₂-D ont montré une grande capacité de diminuer les émissions polluantes de moteur diesel à l'exception des NO_x. Ce dernier est peut être

Conclusion générale et perspectives

contrôlé par l'ajustement de l'instant d'injection de gazole comme montré dans les résultats des simulations numériques.

Ainsi, nous pensons que les résultats de la présente thèse peuvent permettre de motiver les dirigeants politiques et économiques pour une meilleure adoption de ce mode de fonctionnement surtout avec l'apparition de calculateurs électroniques. Ces derniers peuvent permettre de choisir la meilleure combinaison entre les quatre modes possibles (diesel conventionnel, dual fuel à hydrogène, dual fuel au gaz naturel et dual fuel au gaz naturel enrichi par l'hydrogène), tout en variant la quantité de gazole, le gaz naturel et/ou l'hydrogène, pour chaque point de fonctionnement ainsi que l'instant d'injection de combustible liquide (pilote) et sa quantité.

PERSPECTIVES

Les résultats obtenus dans le présent travail sont très attrayants en termes de l'intérêt de la modélisation dans le développement des moteurs à combustion interne et aussi à l'utilisation de l'hydrogène dans les moteurs à combustion par compression. Cependant, il reste que le fonctionnement dual fuel au gaz naturel nécessite encore des améliorations. À cet effet, des perspectives sont envisagées qui sont :

- Augmenter le taux d'enrichissement du gaz naturel en hydrogène tout en contrôlant la combustion anormale : Ceci peut être effectué par l'intégration de l'injecteur synchronisé à la place de l'introduction continue de combustible gazeux via un mélangeur dans le conduit d'admission. Une autre modification, consiste à intégrer la nouvelle loi de levé trouvé par les simulations numériques dans le moteur existant (loi de levée origine).

- Optimisation de paramètres de fonctionnement du moteur dual fuel : ceci peut être réalisée par l'angle d'injection diesel *i.e.* modification de l'instant d'injection diesel dans le moteur existant en utilisant les résultats numériques.

- Utilisation des biocarburants à nombre de cétane élevé comme combustible pilote qui permet l'utilisation des faibles taux de compression donc augmenter le taux de substitution d'hydrogène tout en évitant le risque de cliquetis.

- Utilisation du GN contenant 100% de CH₄ qui permet l'utilisation des taux de compression élevée donc augmenter le taux de substitution d'hydrogène tout en évitant le risque de cliquetis.

- Utilisation des systèmes de cogénérations pour une production d'hydrogène locale, en particulier pour les moteurs de grandes tailles et stationnaires.

BIBLIOGRAPHIE

1. Verhelst, S. and T. Wallner, Hydrogen-fueled internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2009. 35(6): p. 490-527.
2. Al-Dabbas, M.A. and A.A. Al-Rousan, The Simulation of Using Hydrogen Fuel in Gasoline Internal Combustion Engines. *fuel*, 2009. 12: p. 19.
3. Königsson, F., Advancing the limits of dual fuel combustion. 2012, Thèse de doctorat, KTH Royal Institute of Technology.
4. Sahoo, B.B., Clean development mechanism potential of compression ignition diesel engines using gaseous fuels in dual fuel mode. 2011, Thèse de doctorat, India: Centre for Energy, IIT Guwahati.
5. Sahoo, B., N. Sahoo, and U. Saha, Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009. 13(6-7): p. 1151-1184.
6. Abd Alla, G., et al., Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*, 2000. 41(6): p. 559-572.
7. Khan, M.I., T. Yasmin, and A. Shakoor, Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015. 51: p. 785-797.
8. Alrazen, H.A. and K. Ahmad, HCNG fueled spark-ignition (SI) engine with its effects on performance and emissions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018. 82: p. 324-342.
9. Gharehghani, A., et al., A computational study of operating range extension in a natural gas SI engine with the use of hydrogen. *International Journal of hydrogen energy*, 2015. 40(17): p. 5966-5975.
10. Leroy, T., Cylinder filling control of variable-valve-actuation equipped internal combustion engines. 2010, Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure des Mines de Paris.
11. Duchaud, J.-L., Conception, modélisation et dimensionnement d'un système de levé de soupape à trois positions discrètes pour un moteur essence automobile. 2015, Thèse de doctorat, École normale supérieure de Cachan-ENS Cachan.
12. Grondin, O., Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. 2004, Rouen.
13. Zhao, H., Advanced direct injection combustion engine technologies and development: diesel engines. Vol. 2. 2009: Woodhead Publishing Limited, Cambridge, UK. .
14. Semin, R.A.B., A technical review of compressed natural gas as an alternative fuel for internal combustion engines. *Am. J. Eng. Appl. Sci*, 2008. 1(4): p. 302-311.
15. Bhandari, K., et al., Performance and emissions of natural gas fueled internal combustion engine: A review. 2005.
16. Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. 1988.
17. W Pulkrabek, W., *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. 1955: Copyright.
18. Warnatz, J., R. Dibble, and U. Maas, *Combustion: physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*, 1999. Springer.

Bibliographie

19. Merker, G.P., C. Schwarz, and R. Teichmann, Combustion engines development: mixture formation, combustion, emissions and simulation. 2011: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
20. Boussouara, K., Etude des missions polluantes et des moyens de dépollution dans les moteurs à combustion interne. 2010, Thèse de doctorat, Université de Constantine.
21. Stansfield, P.A., The control of an unthrottled homogeneous DISI engine through reduced intake valve lift and duration: a study of the in-cylinder flows and charge formation. 2009, Thèse de doctorat, Loughborough University.
22. Lau, C.S., Biogas upgrade through exhaust gas reforming process for use in CI engines. 2012, Thèse de doctorat, University of Birmingham.
23. Tira, H.S., Impact of alternative fuels and hydrogen-enriched gaseous fuel on combustion and emissions in diesel engines. 2013, University of Birmingham.
24. Manimaran, R., R.T.K. Raj, and S. Kumar, Numerical analysis of direct injection diesel engine combustion using extended coherent flame 3-zone model. *Research Journal of Recent Sciences*, 2012. 2277: p. 2502.
25. Aklouche, F.Z., Etude caractéristique et développement de la combustion des moteurs Diesel en mode Dual-Fuel: optimisation de l'injection du combustible pilote. 2018, Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique.
26. Lounici, M.S., Contribution à la réduction de la pollution urbaine en Algérie par recours à l'utilisation de carburants alternatifs. 2011, Thèse de doctorat. Université de Boumerdès.
27. Bilcan, A., Contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteurs fonctionnant en dual-fuel. 2003, Nantes.
28. Amin Yousefi, M.B., Hongsheng Guo, An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. *fuel*, 2017. 203: p. 642–657.
29. Korakianitis, T., A. Namasivayam, and R. Crookes, Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. *Progress in energy and combustion science*, 2011. 37(1): p. 89-112.
30. Chen, H., J. He, and X. Zhong, Engine combustion and emission fuelled with natural gas: a review. *Journal of the Energy Institute*, 2019. 92(4): p. 1123-1136.
31. Wei, L. and P. Geng, A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Processing Technology*, 2016. 142: p. 264-278.
32. Demirbas, A., Methane Gas Hydrate: Springer Science & Business Media. London, England, 2010.
33. Karatas, M., Hydrogen energy storage method selection using fuzzy axiomatic design and analytic hierarchy process. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019.
34. Dawood, F., M. Anda, and G. Shafiullah, Hydrogen production for energy: An overview. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020. 45(7): p. 3847-3869.
35. Abe, J., et al., Hydrogen energy, economy and storage: review and recommendation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019. 44(29): p. 15072-15086.
36. Balat, M., Potential importance of hydrogen as a future solution to environmental and transportation problems. *International journal of hydrogen energy*, 2008. 33(15): p. 4013-4029.

Bibliographie

37. Abdin, Z., et al., Hydrogen as an energy vector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020. 120: p. 109620.
38. Ciniviz, M. and H. Köse, Hydrogen use in internal combustion engine: a review. *International journal of automotive engineering and technologies*, 2012. 1(1): p. 1-15.
39. Kalsi, S.S. and K. Subramanian, Experimental investigations of effects of EGR on performance and emissions characteristics of CNG fueled reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. *Energy Conversion and Management*, 2016. 130: p. 91-105.
40. White, C., R. Steeper, and A. Lutz, The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review. *International journal of hydrogen energy*, 2006. 31(10): p. 1292-1305.
41. Hegab, A., A. La Rocca, and P. Shayler, Towards keeping diesel fuel supply and demand in balance: Dual-fuelling of diesel engines with natural gas. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017. 70: p. 666-697.
42. Baykara, S.Z., Hydrogen: a brief overview on its sources, production and environmental impact. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018. 43(23): p. 10605-10614.
43. Kaden, D.A. and T.L. Rose, *Environmental and Health Issues in Unconventional Oil and Gas Development*. 2015: Elsevier INC.
44. Jia, A., Progress and prospects of natural gas development technologies in China. *Natural gas industry B*, 2018. 5(6): p. 547-557.
45. Karagöz, Y., et al., Effects of hydrogen and methane addition on combustion characteristics, emissions, and performance of a CI engine. *international journal of hydrogen energy*, 2016. 41(2): p. 1313-1325.
46. Sinigaglia, T., et al., Production, storage, fuel stations of hydrogen and its utilization in automotive applications-a review. *International journal of hydrogen energy*, 2017. 42(39): p. 24597-24611.
47. Dincer, I. and C. Acar, Review and evaluation of hydrogen production methods for better sustainability. *International journal of hydrogen energy*, 2015. 40(34): p. 11094-11111.
48. dos Santos, K.G., et al., Hydrogen production in the electrolysis of water in Brazil, a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017. 68: p. 563-571.
49. Singh, S., et al., Hydrogen: A sustainable fuel for future of the transport sector. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2015. 51: p. 623-633.
50. *Global Hydrogen Review 2021*. 2021, iea.
51. Nikolaidis, P. and A. Poullikkas, A comparative overview of hydrogen production processes. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2017. 67: p. 597-611.
52. Dutta, S., A review on production, storage of hydrogen and its utilization as an energy resource. *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*, 2014. 20(4): p. 1148-1156.
53. Carmo, M., et al., A comprehensive review on PEM water electrolysis. *International journal of hydrogen energy*, 2013. 38(12): p. 4901-4934.
54. Abderezzak, B., *Introduction to Transfer Phenomena in PEM Fuel Cells*. 2018: Elsevier.
55. Grigoriev, S., et al., Current status, research trends, and challenges in water electrolysis science and technology. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020.
56. Kakaee, A.-H. and A. Paykani, Research and development of natural-gas fueled engines in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. 26: p. 805-821.

Bibliographie

57. Singh, R. and S. Maji, Performance and exhaust gas emissions analysis of direct injection cng-diesel dual fuel engine. *International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)*, 2012. 4(03): p. 833-846.
58. Ghareghani, A., et al., Numerical Simulation of a New Dual Fuel (Diesel–Gas) D87 Engine With Multi-Dimensional CFD Model. *CIMAC Paper*, 2010(233).
59. Abdelghaffar, W., Performance and emissions of a diesel engine converted to dual diesel–CNG fuelling. *European Journal of Scientific Research*, 2011. 56(2): p. 279-293.
60. Kaur, M. and K. Pal, Review on hydrogen storage materials and methods from an electrochemical viewpoint. *Journal of Energy Storage*, 2019. 23: p. 234-249.
61. Bargiacchi, E., M. Antonelli, and U. Desideri, A comparative assessment of Power-to-Fuel production pathways. *Energy*, 2019. 183: p. 1253-1265.
62. Deb, M., et al., An experimental investigation of performance-emission trade off characteristics of a CI engine using hydrogen as dual fuel. *Energy*, 2015. 85: p. 569-585.
63. Tsujimura, T. and Y. Suzuki, The utilization of hydrogen in hydrogen/diesel dual fuel engine. *International journal of hydrogen energy*, 2017. 42(19): p. 14019-14029.
64. Sagar, S. and A.K. Agarwal, Experimental investigation of varying composition of HCNG on performance and combustion characteristics of a SI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017. 42(18): p. 13234-13244.
65. Luo, S., et al., Deep insights of HCNG engine research in China. *Fuel*, 2020. 263: p. 116612.
66. Patil, K., et al. Development of HCNG blended fuel engine with control of NO_x emissions. in *2009 Second International Conference on Emerging Trends in Engineering & Technology*. 2009. IEEE.
67. Das, L.M., Hydrogen engine: research and development (R&D) programmes in Indian Institute of Technology (IIT), Delhi. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2002. 27: p. 953 – 965.
68. H. Köse, M.C., An experimental investigation of effect on diesel engine performance and exhaust emissions of addition at dual fuel mode of hydrogen. *Fuel Processing Technology*, 2013(114): p. 26 - 34.
69. N. Saravanan, G.N., K.M. Kalaiselvan, C. Dhanasekaran, An experimental investigation on hydrogen as a dual fuel for diesel engine system with exhaust gas recirculation technique. *Renewable Energy*, 2008. 33: p. 422 - 427.
70. Tarkan Sandalcı, Y.K., Experimental investigation of the combustion characteristics, emissions and performance of hydrogen port fuel injection in a diesel engine. *international journal of hydrogen energy*, 2014. 39: p. 18480 - 18489.
71. Mansor, M.R.A., M.M. Abbood, and T.I. Mohamad, The influence of varying hydrogen-methane-diesel mixture ratio on the combustion characteristics and emissions of a direct injection diesel engine. *Fuel*, 2017. 190: p. 281-291.
72. Köse, H. and M. Ciniviz, An experimental investigation of effect on diesel engine performance and exhaust emissions of addition at dual fuel mode of hydrogen. *Fuel processing technology*, 2013. 114: p. 26-34.
73. Das, L., Fuel induction techniques for a hydrogen operated engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1990. 15(11): p. 833-842.
74. Saravanan, N. and G. Nagarajan, An insight on hydrogen fuel injection techniques with SCR system for NO_x reduction in a hydrogen–diesel dual fuel engine. *international journal of hydrogen energy*, 2009. 34(21): p. 9019-9032.

Bibliographie

75. N. Saravanan, G.N., Performance and emission studies on port injection of hydrogen with varied flow rates with Diesel as an ignition source. 2010. 87(2218–2229).
76. Madhujit Deb, G.R.K.S., P.K. Bose, Rahul Banerjee, An experimental study on combustion, performance and emission analysis of a single cylinder, 4-stroke DI-diesel engine using hydrogen in dual fuel mode of operation. international journal of hydrogen energy 2015. 40: p. 8586 - 8598.
77. Y. Karagoz, T.S., L. YÜkseka, A.S. Dalkılıç, Engine performance and emission effects of diesel burns enriched by hydrogen on different engine loads. international journal of hydrogen energy, 2015. 40: p. 6702-6713.
78. Menaa, A., et al., CFD analysis of hydrogen injection pressure and valve profile law effects on backfire and pre-ignition phenomena in hydrogen-diesel dual fuel engine. International Journal of Hydrogen Energy, 2019. 44(18): p. 9408-9422.
79. Baratta, M., D. Misul, and J. Xu, Development and application of a method for characterizing mixture formation in a port-injection natural gas engine. Energy Conversion and Management, 2021. 227: p. 113595.
80. N. Saravanan, G.N., G. Sanjay, C. Dhanasekaran, K.M. Kalaiselvan, Combustion analysis on a DI diesel engine with hydrogen in dual fuel mode. Fuel, 2008. 87: p. 3591 - 3599.
81. Iorga-Simăn, V., Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable. 2012, Thèse de doctorat, CNAM, Paris.
82. David, J., Experimental and modeled effects of camshaft manufacturing errors on the dynamics of high speed valve trains. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, 1998: p. 89-92.
83. Ghauri, A., An investigation into the effects of variable valve actuation on combustion and emissions in an SI engine. 1999, Thèse de doctorat, University of London.
84. Lou, Z. and G. Zhu, Review of Advancement in Variable Valve Actuation of Internal Combustion Engines. Applied Sciences, 2020. 10(4): p. 1216.
85. Shu, J., et al., Numerical investigation on the effects of valve timing on in-cylinder flow, combustion and emission performance of a diesel ignition natural gas engine through computational fluid dynamics. Energy Conversion and Management, 2019. 198: p. 111786.
86. Xin, Q., Diesel engine system design. 2011: Woodhead Publishing Limited, UK.
87. Chavan, U. and S. Joshi, Synthesis of cam profile using classical splines and the effect of knot locations on the acceleration, jump, and interface force of cam follower system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2011. 225(12): p. 3019-3030.
88. Meyer, J., Engine modeling of an internal combustion engine with twin independent cam phasing. 2007, The Ohio State University.
89. Pournazeri, M., A. Khajepour, and Y. Huang, Development of a new fully flexible hydraulic variable valve actuation system for engines using rotary spool valves. Mechatronics, 2017. 46: p. 1-20.
90. Zibani, I., et al., Variable Valve Timing for a Camless Stepping Valve Engine. Procedia Manufacturing, 2020. 43: p. 590-597.
91. Mashkournia, M., Electromagnetic variable valve timing on a single cylinder engine in HCCI and SI. 2012.

Bibliographie

92. Yuan, Z., et al., Quantitative study on influence factors of power performance of variable valve timing (VVT) engines and correction of its governing equation. *Energy*, 2018. 157: p. 314-326.
93. Li, Q., et al., Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (CVVL) engine and variable valve timing (VVT) engine. *Applied Thermal Engineering*, 2018. 137: p. 710-720.
94. Osorio, J.D. and A. Rivera-Alvarez, Efficiency enhancement of spark-ignition engines using a Continuous Variable Valve Timing system for load control. *Energy*, 2018. 161: p. 649-662.
95. Zou, P., et al., Effect of a novel mechanical CVVL system on economic performance of a turbocharged spark-ignition engine fuelled with gasoline and ethanol blend. *Fuel*, 2020. 263: p. 116697.
96. Tripathy, S., A. Das, and D.K. Srivastava, Electro-pneumatic variable valve actuation system for camless engine: Part II-fuel consumption improvement through un-throttled operation. *Energy*, 2020. 193: p. 116741.
97. Törmänen, J., Variable valve actuation and dual-fuel combustion. 2015.
98. Bernardes Pedrozo, V., An experimental study of ethanol-diesel dual-fuel combustion for high efficiency and clean heavy-duty engines. 2017, Thèse de doctorat, Brunel University London.
99. Saigaonkar, H.A., An Investigation of variable valve timing effects on HCCI Engine Performance. 2014.
100. Li, Y., A. Khajepour, and C. Devaud, Realization of variable Otto-Atkinson cycle using variable timing hydraulic actuated valve train for performance and efficiency improvements in unthrottled gasoline engines. *Applied energy*, 2018. 222: p. 199-215.
101. Chintala, V. and K. Subramanian, Experimental investigations on effect of different compression ratios on enhancement of maximum hydrogen energy share in a compression ignition engine under dual-fuel mode. *Energy*, 2015. 87: p. 448-462.
102. Verhelst, S., et al., Impact of variable valve timing on power, emissions and backfire of a bi-fuel hydrogen/gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2010. 35(9): p. 4399-4408.
103. Trajkovic, S., Study of a Pneumatic Hybrid aided by a FPGA Controlled Free Valve Technology System. 2008, Thèse de doctorat, Lund University.
104. Saket Verma, L.M.D., S.S. Bhatti, S.C. Kaushik, A comparative exergetic performance and emission analysis of pilot diesel dual-fuel engine with biogas, CNG and hydrogen as main fuels. *Energy Conversion and Management*, 2017. 151: p. 764-77.
105. M.S. Lounici, A.B., K. Loubar, M. Tazerout, Experimental investigation on NG dual fuel engine improvement by hydrogen enrichment. *International Hydrogen Energy*, 2014. 10(068): p. 21297-306.
106. Semin, R.A.B., A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines. 2008. 1(4): p. P.P: 302-311.
107. Abdelrahman Hegab, A.L.R., Paul Shayler, Towards keeping diesel fuel supply and demand in balance: Dual-fuelling of diesel engines with natural gas. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010. 70: p. 666-97.
108. M. Mbarawa, B.E.M., R. T. Caseyn, Experiments and modelling of natural gas combustion ignited by a pilot diesel fuel spray. *Int. J. Therm. Sci*, 2001. 40: p. 927-936.

Bibliographie

109. OPEC, A., OPEC Annual Statistical Bulletin 2019. 2020.
110. A. Paykani, R.K.S., A. M. Kousha, M. T. Shervani Tabar, performance and emission characteristics of dual fuel engines at part loads using simultaneous effect of exhaust gas recirculation and pre-heating of inlet air. *International Journal of Automotive Engineering (I J A E)*, 2011. 1(2): p. 53 - 67.
111. Cheng Jr, X., Modeling injection and ignition in direct injection natural gas engines. 2008, Thèse de doctorat, University of Toronto.
112. Said, L.M., Contribution à la réduction de la pollution urbaine en Algérie par recours à l'utilisation de carburants alternatifs. 2011: Thèse de Doctorat, Université de Boumerdès.
113. Karim, G.A., Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2003. 125: p. PP 827 - 836.
114. Bo Yang, K.Z., Effects of natural gas injection timing and split pilot fuel injection strategy on the combustion performance and emissions in a dual-fuel engine fueled with diesel and natural gas. *Energy Conversion and Management*, 2018. 168: p. 162–9.
115. Menghan Li, Q.Z., Guoxiang Li, Sidong Shao, Experimental investigation on performance and heat release analysis of a pilot ignited direct injection natural gas engine. *energy*, 2015. 90: p. 1251-60.
116. R.G. Papagiannakis, C.D.R., D.T. Hountalas, D.C. Rakopoulos, Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. *Fuel*, 2010. 89: p. 1397–1406.
117. R.G. Papagiannakis, D.T.H., combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas. *Energy Conversion and Management*, 2004. 45: p. 2971 – 2987.
118. Mohand Said Lounici, K.L., Lyes Tarabet, Mourad Balistrrou, Dan-Catalin Niculescu, Mohand Tazerout, Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. *fuel*, 2014. 64: p. 200-11.
119. Chun-hua Zhang, J.-t.S., Experimental study of co-combustion ratio on fuel consumption and emissions of NG-diesel dual-fuel heavy-duty engine equipped with a common rail injection system. *Journal of the Energy Institute* 2015.
120. Mayank Mittal, R.D., Peter Winnie, Allen Gillette, Exhaust emissions characteristics of a multi-cylinder 18.1-L diesel engine converted to fueled with natural gas and diesel pilot. *Journal of the Energy Institute* 2015. 88: p. 275-283.
121. R.G. Papagiannakis, D.T.H., Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 2003. 23: p. 353 - 365.
122. M.M. Abdelaal, A.H.H., Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR. *Energy Conversion and Management*, 2012. 64: p. 301 – 312.
123. Ryu, K., Effects of pilot injection timing on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel–CNG dual fuel. *Applied Energy*, 2013. 111: p. 721-730.
124. Lijiang Wei, P.G., A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Processing Technology*, 2016. 142: p. 264–278.
125. Cheenkachorn, K., C. Poompipatpong, and C.G. Ho, Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas). *Energy*, 2013. 53: p. 52-57.

Bibliographie

126. L. Tarabet, M.S.L., K. Loubar, K. Khiari, R. Bouguessa, M. Tazerout, Hydrogen supplemented natural gas effect on a DI diesel engine operating under dual fuel mode with a biodiesel pilot fuel. *international journal of hydrogen energy* 2018. 43: p. 5961 -71.
127. E. Scott Guerry, M.S.R., Kalyan K. Srinivasan, Sundar R. Krishnan, Aamir Sohail, Injection timing effects on partially premixed diesel–methane dual fuel low temperature combustion. *Applied Energy*, 2016. 162: p. 99–113.
128. Jinbao Zhenga, J.W., Zhibo Zhao, Duidui Wang, Zuohua Huang, Effect of equivalence ratio on combustion and emissions of a dual-fuel natural gas engine ignited with diesel. *Applied Thermal Engineering*, 2019. 738–51: p. 146.
129. Yang, B., et al., Parametric investigation of natural gas port injection and diesel pilot injection on the combustion and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine at low load. *Applied Energy*, 2015. 143: p. 130-137.
130. Yousefi, A., et al., On greenhouse gas emissions and thermal efficiency of natural gas/diesel dual-fuel engine at low load conditions: Coupled effect of injector rail pressure and split injection. *Applied Energy*, 2019. 242: p. 216-231.
131. Shu, J., et al., Effects of injector spray angle on combustion and emissions characteristics of a natural gas (NG)-diesel dual fuel engine based on CFD coupled with reduced chemical kinetic model. *Applied Energy*, 2019. 233: p. 182-195.
132. G. Di Blasio, G.B., C. Beatrice, Effects on performances, emissions and particle size distributions of a dual fuel (methane-diesel) light-duty engine varying the compression ratio. *Applied Energy*, 2017. 204: p. 726–40.
133. Selim, M.Y., Effect of exhaust gas recirculation on some combustion characteristics of dual fuel engine. *Energy conversion and management*, 2003. 44(5): p. 707-721.
134. Papagiannakis, R., Study of air inlet preheating and EGR impacts for improving the operation of compression ignition engine running under dual fuel mode. *Energy conversion and management*, 2013. 68: p. 40-53.
135. Euijoon Shim, H.P., Choongsik Bae, Intake air strategy for low HC and CO emissions in dual-fuel (CNG-diesel) premixed charge compression ignition engine. *Applied Energy*, 2018. 225: p. 1068–77.
136. Mohsen M. Abdelaal, B.A.R., Abdelrahman H. Hegab, Effect of adding oxygen to the intake air on a dual-fuel engine performance, emissions, and knock tendency. *Energy*, 2013. 61: p. 612 - 620.
137. Imran, S., et al., Experimentally tested performance and emissions advantages of using natural-gas and hydrogen fuel mixture with diesel and rapeseed methyl ester as pilot fuels. *Applied Energy*, 2018. 229: p. 1260-1268.
138. S. Ouchikh, M.S.L., L. Tarabet, K. Loubar, M. Tazerout, Effect of natural gas enrichment with hydrogen on combustion characteristics of a dual fuel diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019.
139. Javad Zareei, F.W.M., Shahrir Abdullah, Yusoff Ali, Taib Iskandar Mohamad, Prediction of Performance a Direct Injection Engine Fueled with Natural gas–Hydrogen Blends. 2014. Vol:14 (No:03).
140. Probir Kumar Bose, D.M., An experimental investigation on engine performance and emissions of a single cylinder diesel engine using hydrogen as inducted fuel and diesel as injected fuel with exhaust gas recirculation. *International journal for Hydrogen energy*, June 2009. 34(11): p. 4847– 4854.

Bibliographie

141. Sharma, P. and A. Dhar, Effect of hydrogen supplementation on engine performance and emissions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018. 43(15): p. 7570-7580.
142. Nag, S., et al., Experimental study of engine performance and emissions for hydrogen diesel dual fuel engine with exhaust gas recirculation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019. 44(23): p. 12163-12175.
143. Yilmaz, I. and M. Gumus, Effects of hydrogen addition to the intake air on performance and emissions of common rail diesel engine. *Energy*, 2018. 142: p. 1104-1113.
144. Serrano, J., F. Jiménez-Espadafor, and A. López, Analysis of the effect of different hydrogen/diesel ratios on the performance and emissions of a modified compression ignition engine under dual-fuel mode with water injection. *Hydrogen-diesel dual-fuel mode. Energy*, 2019. 172: p. 702-711.
145. Castro, N., M. Toledo, and G. Amador, An experimental investigation of the performance and emissions of a hydrogen-diesel dual fuel compression ignition internal combustion engine. *Applied Thermal Engineering*, 2019. 156: p. 660-667.
146. Sharma, P. and A. Dhar, Compression ratio influence on combustion and emissions characteristic of hydrogen diesel dual fuel CI engine: Numerical Study. *Fuel*, 2018. 222: p. 852-858.
147. Chintala, V. and K. Subramanian, An effort to enhance hydrogen energy share in a compression ignition engine under dual-fuel mode using low temperature combustion strategies. *Applied Energy*, 2015. 146: p. 174-183.
148. Koten, H., Hydrogen effects on the diesel engine performance and emissions. *International journal of hydrogen energy*, 2018. 43(22): p. 10511-10519.
149. Zhou, J., C.S. Cheung, and C.W. Leung, Combustion, performance, regulated and unregulated emissions of a diesel engine with hydrogen addition. *Applied energy*, 2014. 126: p. 1-12.
150. Dimitriou, P., et al., Combustion and emission characteristics of a hydrogen-diesel dual-fuel engine. *International journal of hydrogen energy*, 2018. 43(29): p. 13605-13617.
151. Zhou, J., C. Cheung, and C. Leung, Combustion, performance and emissions of a diesel engine with H₂, CH₄ and H₂-CH₄ addition. *International journal of hydrogen energy*, 2014. 39(9): p. 4611-4621.
152. Chintala, V. and K. Subramanian, Experimental investigation of hydrogen energy share improvement in a compression ignition engine using water injection and compression ratio reduction. *Energy conversion and management*, 2016. 108: p. 106-119.
153. Jabbr, A.I. and U.O. Koylu, Influence of operating parameters on performance and emissions for a compression-ignition engine fueled by hydrogen/diesel mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019. 44(26): p. 13964-13973.
154. Liu, S., et al., An experimental investigation of NO₂ emission characteristics of a heavy-duty H₂-diesel dual fuel engine. *International journal of hydrogen energy*, 2011. 36(18): p. 12015-12024.
155. V. Chintala, K.A.S., Experimental investigation of hydrogen energy share improvement in a compression ignition engine using water injection and compression ratio reduction. *Energy Conversion and Management*, 2016. 108: p. 106 –119.
156. Khandal, S., N. Banapurmath, and V. Gaitonde, Effect of hydrogen fuel flow rate, fuel injection timing and exhaust gas recirculation on the performance of dual fuel engine powered with renewable fuels. *Renewable Energy*, 2018. 126: p. 79-94.

Bibliographie

157. Dhyani, V. and K. Subramanian, Control of backfire and NO_x emission reduction in a hydrogen fueled multi-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019. 44(12): p. 6287-6298.
158. Lee, S., et al., Emissions and fuel consumption characteristics of an HCNG-fueled heavy-duty engine at idle. *International journal of hydrogen energy*, 2014. 39(15): p. 8078-8086.
159. Karagöz, Y., T. Sandalcı, and A.S. Dalkılıç, Effects of hydrogen and oxygen enrichment on performance and emissions of an SI engine under idle operating condition. *international journal of hydrogen energy*, 2015. 40(28): p. 8607-8619.
160. Wang, J., et al., Study of cycle-by-cycle variations of a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends. *International journal of hydrogen energy*, 2008. 33(18): p. 4876-4883.
161. Mathai, R., et al., Comparative evaluation of performance, emission, lubricant and deposit characteristics of spark ignition engine fueled with CNG and 18% hydrogen-CNG. *International journal of hydrogen energy*, 2012. 37(8): p. 6893-6900.
162. Pichayapat, K., et al., Emission characteristics of using HCNG in the internal combustion engine with minimum pilot diesel injection for greater fuel economy. *International journal of hydrogen energy*, 2014. 39(23): p. 12182-12186.
163. Liu, J., et al., Numerical study of hydrogen addition to DME/CH₄ dual fuel RCCI engine. *International journal of hydrogen energy*, 2012. 37(10): p. 8688-8697.
164. Talibi, M., R. Balachandran, and N. Ladommatos, Influence of combusting methane-hydrogen mixtures on compression-ignition engine exhaust emissions and in-cylinder gas composition. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017. 42(4): p. 2381-2396.
165. Tutak, W., A. Jamrozik, and K. Grab-Rogaliński, Effect of natural gas enrichment with hydrogen on combustion process and emission characteristic of a dual fuel diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020. 45(15): p. 9088-9097.
166. Kalsi, S.S. and K. Subramanian, Experimental investigations of effects of hydrogen blended CNG on performance, combustion and emissions characteristics of a biodiesel fueled reactivity controlled compression ignition engine (RCCI). *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017. 42(7): p. 4548-4560.
167. Korakianitis, T., A. Namasivayam, and R. Crookes, Diesel and rapeseed methyl ester (RME) pilot fuels for hydrogen and natural gas dual-fuel combustion in compression-ignition engines. *Fuel*, 2011. 90(7): p. 2384-2395.
168. Dhole, A., R. Yarasu, and D. Lata, Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels. *Applied Thermal Engineering*, 2016. 107: p. 524-532.
169. Arat, H.T., et al., Effect of using Hydroxy-CNG fuel mixtures in a non-modified diesel engine by substitution of diesel fuel. *International journal of hydrogen energy*, 2016. 41(19): p. 8354-8363.
170. Oni, B.A., et al., Experimental optimization of engine performance of a dual-fuel compression-ignition engine operating on hydrogen-compressed natural gas and Moringa biodiesel. *Energy Reports*, 2021. 7: p. 607-619.
171. Khatri, N. and K.K. Khatri, Hydrogen enrichment on diesel engine with biogas in dual fuel mode. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020. 45(11): p. 7128-7140.
172. Sanli, A., I.T. Yılmaz, and M. Gümüş, Assessment of combustion and exhaust emissions in a common-rail diesel engine fueled with methane and hydrogen/methane mixtures under

Bibliographie

- different compression ratio. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020. 45(4): p. 3263-3283.
173. Liu, X.-h., et al., Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine. *International journal of hydrogen energy*, 2008. 33(14): p. 3847-3855.
174. Lee, K.-J., T.C. Huynh, and J.-T. Lee, A study on realization of high performance without backfire in a hydrogen-fueled engine with external mixture. *international journal of hydrogen energy*, 2010. 35(23): p. 13078-13087.
175. Lee, J., et al., High power performance with zero NO_x emission in a hydrogen-fueled spark ignition engine by valve timing and lean boosting. *Fuel*, 2014. 128: p. 381-389.
176. Wang, L., et al., The effect of hydrogen injection parameters on the quality of hydrogen–air mixture formation for a PFI hydrogen internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017. 42(37): p. 23832-23845.
177. Cheng, X., S. Baigang, and H. Zhen, Investigation on jet characteristics of hydrogen injection and injection strategy for backfire control in a port fuel injection hydrogen engine. *Energy Procedia*, 2017. 105: p. 1588-1599.
178. Chintala, V. and K. Subramanian, A CFD (computational fluid dynamics) study for optimization of gas injector orientation for performance improvement of a dual-fuel diesel engine. *Energy*, 2013. 57: p. 709-721.
179. Jia, M., et al., The effect of injection timing and intake valve close timing on performance and emissions of diesel PCCI engine with a full engine cycle CFD simulation. *Applied Energy*, 2011. 88(9): p. 2967-2975.
180. Zhang, X., et al., Effects of late intake valve closing (LIVC) and rebreathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads. *Applied Thermal Engineering*, 2016. 98: p. 310-319.
181. Xu, J., et al., Effects of electromagnetic intake valve train on gasoline engine intake charging. *Applied Thermal Engineering*, 2016. 96: p. 708-715.
182. Cinar, C., et al., Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine. *Energy Conversion and Management*, 2015. 94: p. 159-168.
183. Lakshminarayanan, P. and Y.V. Aghav, *Modelling diesel combustion*. 2010: Springer Science & Business Media.
184. Chiodi, M., *An innovative 3D-CFD-approach towards virtual development of internal combustion engines*. 2011: Braunschweig : Vieweg+ Teubner Verlag.
185. BELMRABET, T., *Contribution to numerical simulation of liquid-fuel sprays combustion*. 2010, Thèse de Doctorat: École Militaire Polytechnique Bordj El Bahri.
186. Baumgarten, C., *Mixture formation in internal combustion engines*. 2006: Springer Science & Business Media.
187. Warnatz, J., U. Maas, and R.W. Dibble, *Physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*. 1990, Springer.
188. Du, J., *Combustion CFD Simulation*. 2000, Université Laval Québec.
189. Taguelmimt, N., *Etude numérique de l'écoulement de couche de mélange temporelle à viscosité variable*. 2015, Thèse de doctorat, INSA de Rouen.
190. Frackowiak, M., *Modelling and diagnostic study of flow in an optical engine with negative valve overlapping for homogeneous charge compression ignition*. 2010, Thèse de doctorat. University of Birmingham.

Bibliographie

191. Shi, Y., H.-W. Ge, and R.D. Reitz, Computational optimization of internal combustion engines. 2011: Springer-Verlag London Limited.
192. Ranasinghe, C.P., Development of combustion models for RANS and LES applications in SI engines. 2013, Thèse de doctorat, Loughborough University.
193. Fichet, V., Modélisation de la combustion du gaz naturel par réseaux de réacteurs avec cinétique chimique détaillée. 2008, Thèse de doctorat. Ecole Centrale Paris.
194. Hockett, A., Computational and experimental study on combustion processes in natural gas/diesel dual fuel engines. 2015, Thèse de doctorat, Colorado State University. Libraries.
195. Wang, Y., Numerical Studies of Flow and Associated Losses in the Exhaust Port of a Diesel Engine. 2013, Thèse de doctorat, KTH Royal Institute of Technology.
196. De Luca, M., Contribution à la modélisation de la pulvérisation d'un liquide phytosanitaire en vue de réduire les pollutions. 2007, Thèse de doctorat, Université de la Méditerranée, Aix-Marseille II.
197. Smits, J., L. Somers, and V. Huijnen, Modeling of a fluid flow in an internal combustion engine. 2006, Mémoire master, Eindhoven University of Technology.
198. Izard, J.-F., Contribution à la modélisation de la combustion non-prémélangée turbulente dans les écoulements rapides. 2009, Thèse de doctorat. ISAE-ENSMA-Poitiers.
199. Fukuda, K., Numerical simulation of fuel sprays in diesel engines. 2012, Thèse de doctorat, University of Windsor.
200. Černík, F., Phenomenological Combustion Modeling for Optimization of Large 2-stroke Marine Engines under both Diesel and Dual Fuel Operating Conditions. 2018, Thèse de doctorat, Czech technical university in Prague.
201. Gong, Z., L. Feng, and Z. Wang, Experimental and numerical study of the effect of injection strategy and intake valve lift on super-knock and engine performance in a boosted GDI engine. *Fuel*, 2019. 249: p. 309-325.
202. Turpin, G., Simulation numérique de statoréacteurs. 2001, Thèse de doctorat. Paris 6.
203. Launder, B.E. and D.B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, in *Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion*. 1983, Elsevier. p. 96-116.
204. Frazza, L., Utilisation conjointe de lois de parois et modèles bas-Reynolds. 2015, Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal.
205. Wald, J.-F., Lois de paroi adaptatives pour un modèle de fermeture du second ordre dans un contexte industriel. 2016, Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour.
206. Beau, P.-A., Modélisation de l'atomisation d'un jet liquide-Application aux sprays Diesel. University of Rouen, PhD thesis, 2006.
207. Ashgriz, N., *Handbook of atomization and sprays: theory and applications*. 2011: Springer Science & Business Media.
208. Dumont, N., Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteurs Diesel. 2004, Thèse de doctorat, Université de Toulouse.
209. Madsen, J., Computational and experimental study of sprays from the breakup of water sheets//PhD thesis, Aalborg University, Denmark, 2006. 2006.
210. Kumar, K.S., CFD analysis of fuel spray characteristics inside a GDI engine. 2013, Thèse de doctorat, Indian Institute of Technology Hyderabad.

Bibliographie

211. Bekdemir, C., L. Somers, and L. De Goey, Numerical modeling of diesel spray formation and combustion. Eindhoven University of Technology, Netherlands, 2008.
212. Kuo, K.K.-y. and R. Acharya, Fundamentals of turbulent and multiphase combustion. 2012: John Wiley & Sons, INC-Hoboken New Jersey.
213. Van de Vyver, J., Numerical simulation of evaporating diesel sprays. 2017.
214. Heide, J., Numerical analysis of Urea-SCR sprays under cross-flow conditions. 2016.
215. Afshar, A., Evaluation of Liquid Fuel Spray Models for Hybrid RANS/LES and DLES Prediction of Turbulent Reactive Flows. 2014: University of Toronto (Canada).
216. Mameri, A., Etude numérique De la combustion turbulente du prémélange pauvre méthane/air enrichi a l'hydrogène. 2009, Thèse de doctorat. Université d'Orléans.
217. Javadi, M., M. Moghiman, and A. Zamani. Arrhenius Law Modification for Turbulent Combustion Modeling. in The Third Fuel & Combustion Conference of Iran, Tehran. 2010.
218. Ghassabia, G., A. Saeedib, and M. Moghimanc, Modification of Arrhenius Model for Numerical Modelling of Turbulent Flames. 2012.
219. López, E.J., Methodologies for the numerical simulation of fluid flow in internal combustion engines. 2009.
220. Masurier, J.-B., Etude expérimentale de la combustion HCCI par l'ajout d'espèces chimiques oxydantes minoritaires. 2016, Thèse de doctorat. Université d'Orléans.
221. Rice, A.T., Heat transfer enhancement in a cylindrical compression chamber by way of porous inserts and the optimization of compression and expansion trajectories for varying heat transfer capabilities. 2011.
222. Woschni, G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. 1967, SAE Technical paper.
223. Tarabet, L., Etude de la combustion d'un biocarburant innovant dans les moteurs à combustion interne de véhicules. 2012, thèse de doctorat, Ecole Militaire Polytechnique-Alger.
224. Hohenberg, G.F., Advanced approaches for heat transfer calculations. SAE Transactions, 1979: p. 2788-2806.
225. Awad, S., Contribution à l'étude de la valorisation énergétique des résidus graisseux et de leur combustion dans les moteurs à combustion interne. 2011, Thèse de doctorat, Université de Nantes.
226. Bari, S. and I. Saad, CFD modelling of the effect of guide vane swirl and tumble device to generate better in-cylinder air flow in a CI engine fuelled by biodiesel. Computers & Fluids, 2013. 84: p. 262-269.
227. Shojaeefard, M. and A. Noorpoor, Flow simulation in engine cylinder with spring mesh. American Journal of Applied Sciences, 2008. 5(10): p. 1336-1343.
228. Fluent, A., ANSYS fluent theory guide 15.0. ANSYS, Canonsburg, PA, 2013. 33.
229. Yang, Z., et al., Effects of injection mode on the mixture formation and combustion performance of the hydrogen internal combustion engine. Energy, 2018. 147: p. 715-728.
230. Cameretti, M., et al., A numerical and experimental study of dual fuel diesel engine for different injection timings. Applied Thermal Engineering, 2016. 101: p. 630-638.
231. Abagnale, C., et al., Numerical simulation and experimental test of dual fuel operated diesel engines. Applied Thermal Engineering, 2014. 65(1-2): p. 403-417.

Bibliographie

232. Chintala, V. and K. Subramanian, Experimental investigation of autoignition of hydrogen-air charge in a compression ignition engine under dual-fuel mode. *Energy*, 2017. 138: p. 197-209.
233. Chintala, V. and K. Subramanian, CFD analysis on effect of localized in-cylinder temperature on nitric oxide (NO) emission in a compression ignition engine under hydrogen-diesel dual-fuel mode. *Energy*, 2016. 116: p. 470-488.
234. Hairuddin, A.A., T. Yusaf, and A.P. Wandel, A review of hydrogen and natural gas addition in diesel HCCI engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014. 32: p. 739-761.
235. Clenci, A.C., et al., A CFD (computational fluid dynamics) study on the effects of operating an engine with low intake valve lift at idle corresponding speed. *Energy*, 2014. 71: p. 202-217.
236. Deb, M., et al., A Taguchi-fuzzy based multi-objective optimization study on the soot-NO_x-BTHE characteristics of an existing CI engine under dual fuel operation with hydrogen. *International journal of hydrogen energy*, 2014. 39(35): p. 20276-20293.
237. Deb, M., et al., Effect of hydrogen-diesel dual fuel combustion on the performance and emission characteristics of a four stroke-single cylinder diesel engine. *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, 2015. 9(6): p. 914-920.
238. De Robbio, R., M. Cameretti, and R. Tuccillo, Ignition and combustion modelling in a dual fuel diesel engine. *Propulsion and Power Research*, 2020. 9(2): p. 116-131.
239. Dhyani, V. and K. Subramanian, Fundamental characterization of backfire in a hydrogen fuelled spark ignition engine using CFD and experiments. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019. 44(60): p. 32254-32270.
240. Li, N., et al., The effects of intake backflow on in-cylinder situation and auto ignition in a gasoline controlled auto ignition engine. *Applied energy*, 2013. 101: p. 756-764.
241. Azimov, U., et al., Multidimensional CFD simulation of syngas combustion in a micro-pilot-ignited dual-fuel engine using a constructed chemical kinetics mechanism. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011. 36(21): p. 13793-13807.
242. Liu, J., J. Wang, and H. Zhao, Optimization of the injection parameters and combustion chamber geometries of a diesel/natural gas RCCI engine. *Energy*, 2018. 164: p. 837-852.
243. Tripathi, G., et al., Computational investigation of diesel injection strategies in hydrogen-diesel dual fuel engine. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2019. 36: p. 100543.
244. Zhou, D., et al., Application of CFD-chemical kinetics approach in detecting RCCI engine knocking fuelled with biodiesel/methanol. *Applied energy*, 2015. 145: p. 255-264.
245. An, H., et al., Numerical investigation on the combustion and emission characteristics of a hydrogen assisted biodiesel combustion in a diesel engine. *Fuel*, 2014. 120: p. 186-194.
246. Cao, J., et al., Establishment of an improved heat transfer model based on an enhanced thermal wall function for internal combustion engines operated under different combustion modes. *Energy Conversion and Management*, 2019. 195: p. 748-759.
247. Tu, J., G.H. Yeoh, and C. Liu, *Computational fluid dynamics: a practical approach*. 2018: Butterworth-Heinemann.
248. Berni, F., et al., Critical aspects on the use of thermal wall functions in CFD in-cylinder simulations of spark-ignition engines. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2017. 10(2017-01-0569): p. 547-561.

Bibliographie

249. Sridhar, G., P. Paul, and H. Mukunda, Simulation of fluid flow in a high compression ratio reciprocating internal combustion engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2004. 218(6): p. 403-416.
250. Bakar, R.A., et al., Application of natural gas for internal combustion engines, in *Advances in natural gas technology*. 2012, IntechOpen.
251. Saravanan, N. and G. Nagarajan, Performance and emission studies on port injection of hydrogen with varied flow rates with Diesel as an ignition source. *Applied Energy*, 2010. 87(7): p. 2218-2229.
252. Baranescu, R. and B.J. Challen, *Diesel engine reference book*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1999. 700, 1999.
253. Li, H., et al., An investigation of the combustion process of a heavy-duty dual fuel engine supplemented with natural gas or hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017. 42(5): p. 3352-3362.
254. Mustafi, N.N., R.R. Raine, and S. Verhelst, Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels. *Fuel*, 2013. 109: p. 669-678.
255. Tat, M.E., *Investigation of oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines*. 2003.
256. Austen, A. and W.-T. Lyn, Relation between fuel injection and heat release in a direct-injection engine and the nature of the combustion processes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 1960. 14(1): p. 47-62.
257. Chintala, V. and K. Subramanian, A comprehensive review on utilization of hydrogen in a compression ignition engine under dual fuel mode. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017. 70: p. 472-491.
258. Selim, M.Y., Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. *Energy Conversion and Management*, 2004. 45(3): p. 411-425.
259. Aligrot, C., *Etude expérimentale et théorique du délai d'auto-inflammation de différents carburants dans une chambre de combustion à volume constant*. 1994, Thèse de doctorat, Ecole centrale de Lyon.
260. Yousefi, A., et al., Performance and emissions of a dual-fuel pilot diesel ignition engine operating on various premixed fuels. *Energy Conversion and Management*, 2015. 106: p. 322-336.
261. Juknelevicius, R., et al., Influence of hydrogen co-combustion with diesel fuel on performance, smoke and combustion phases in the compression ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019. 44(34): p. 19026-19034.
262. Rimkus, A., et al., An investigation of the efficiency of using O₂ and H₂ (hydroxile gas-HHO) gas additives in a ci engine operating on diesel fuel and biodiesel. *Energy*, 2018. 152: p. 640-651.
263. Paykani, A., et al., Effects of diesel injection strategy on natural gas/diesel reactivity controlled compression ignition combustion. *Energy*, 2015. 90: p. 814-826.
264. Jamrozik, A., W. Tutak, and K. Grab-Rogaliński, An experimental study on the performance and emission of the diesel/CNG dual-fuel combustion mode in a stationary CI engine. *Energies*, 2019. 12(20): p. 3857.
265. Goyal, P. and S. Sharma, Review on opportunities and difficulties with HCNG as a future fuel for internal combustion engine. *Adv Aerosp Sci Appl*, 2014.

Bibliographie

266. Arat, H.T., et al., Experimental investigation of using 30HCNG fuel mixture on a non-modified diesel engine operated with various diesel replacement rates. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016. 41(4): p. 3199-3207.
267. Rahman, M.A., et al., Experimental exploration of hydrogen enrichment in a dual fuel CI engine with exhaust gas recirculation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017. 42(8): p. 5400-5409.
268. Bose, P.K., et al., Multi objective optimization of performance parameters of a single cylinder diesel engine running with hydrogen using a Taguchi-fuzzy based approach. *Energy*, 2013. 63: p. 375-386.
269. Sayin, C. and M. Canakci, Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine. *Energy conversion and management*, 2009. 50(1): p. 203-213.
270. Hosseini, S.M. and R. Ahmadi, Performance and emissions characteristics in the combustion of co-fuel diesel-hydrogen in a heavy duty engine. *Applied Energy*, 2017. 205: p. 911-925.
271. Lata, D., A. Misra, and S. Medhekar, Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012. 37(7): p. 6084-6096.
272. Shu, J., et al., Experimental and computational study on the effects of injection timing on thermodynamics, combustion and emission characteristics of a natural gas (NG)-diesel dual fuel engine at low speed and low load. *Energy conversion and management*, 2018. 160: p. 426-438.
273. Mousavi, S.M., et al., A numerical investigation on combustion and emission characteristics of a dual fuel engine at part load condition. *Fuel*, 2016. 166: p. 309-319.
274. Li, Y., H. Li, and H. Guo, A numerical investigation on NO₂ formation reaction pathway in a natural gas–diesel dual fuel engine. *Combustion and Flame*, 2018. 190: p. 337-348.
275. Alrazen, H.A., et al., A review of the effect of hydrogen addition on the performance and emissions of the compression–Ignition engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016. 54: p. 785-796.
276. Bari, S. and M.M. Esmail, Effect of H₂/O₂ addition in increasing the thermal efficiency of a diesel engine. *Fuel*, 2010. 89(2): p. 378-383.
277. Liu, J., et al., Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing. *Applied Energy*, 2013. 110: p. 201-206.
278. Lakshmanan, T. and G. Nagarajan, Experimental investigation of port injection of acetylene in DI diesel engine in dual fuel mode. *Fuel*, 2011. 90(8): p. 2571-2577.