

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran
Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Maritime

Thèse de Doctorat de Troisième Cycle

Spécialité : Génie Maritime

Option: Thermodynamique, Propulsion Marine & Environnement

Présentée par: M. DJERMOUNI Mohamed

Thème

**Evaluation Thermodynamique de l'Utilisation du
Gaz Naturel dans les Moteurs Diesel Marins**

Soutenue le,

Devant le Jury :

SABEUR Amina	Présidente	Prof.	USTO-MB
OUADHA Ahmed	Encadreur	Prof.	USTO-MB
AZZI Abbès	Examineur	Prof.	USTO-MB
EL-GANAOUI Mohammed	Examineur	Prof.	U. Lorraine, France
BOUMEDDANE Boussad	Examineur	Prof.	U. Blida
HOUAT Samir	Invité	M.C.A.	U. Mostaganem

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran
Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Maritime

Thèse de Doctorat de Troisième Cycle

Spécialité : Génie Maritime

Option: Thermodynamique, Propulsion Marine & Environnement

Présentée par: M. DJERMOUNI Mohamed

Thème

**Evaluation Thermodynamique de l'Utilisation du
Gaz Naturel dans les Moteurs Diesel Marins**

Soutenu le,

Devant le Jury :

SABEUR Amina	Présidente	Prof.	USTO-MB
OUADHA Ahmed	Encadreur	Prof.	USTO-MB
AZZI Abbès	Examineur	Prof.	USTO-MB
EL-GANAOUI Mohammed	Examineur	Prof.	U. Lorraine, France
BOUMEDDANE Boussad	Examineur	Prof.	U. Blida
HOUAT Samir	Invité	M.C.A.	U. Mostaganem

Dédicaces

A

La mémoire de mes parents. En hommage aux efforts, ainsi qu'aux sacrifices qu'ils n'ont jamais cessé de consentir pour moi.

Mon épouse, pour son soutien, ses encouragements, sa compréhension et surtout sa patience.

Mes frères et sœurs.

Mes beaux frères et belles sœurs.

Mon neveu et ma nièce.

Remerciements

Tout d'abord je rends grâce à Dieu de m'avoir donné le courage et la volonté, ainsi que la conscience d'avoir pu terminer mon travail.

Mes remerciements vont tout d'abord à mon directeur de thèse Prof. Ahmed OUADHA, qui est le principal instigateur de ce travail. Les connaissances scientifiques que j'ai acquises durant la préparation de ma thèse dans un domaine assez passionnant qu'est la thermodynamique sont en grande partie grâce à lui. Je lui exprime ma reconnaissance pour la qualité de son encadrement, sa rigueur et pour tout le temps qu'il m'a consacré afin que je puisse accomplir ce travail.

Je remercie également les membres du jury : Prof. AZZI Abbès, Prof. SABEUR Amina, Prof. EL-GANAOUI Mohamed, Prof BOUMEDDANE Boussad et Dr. HOUAT Samir pour avoir accepté d'examiner ma thèse, pour tout l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail et pour leurs commentaires constructifs.

Mes vifs remerciements vont à tous les enseignants du département de Génie Maritime qui ont veillé sur notre formation et qui ont tenu à faire accroître nos connaissances.

Enfin, merci de tout mon cœur à ma femme et à mes amis : Mohamed, Fouad, Redouane, Hicham, Chafik, Larbi... pour leur patience et leur soutien tout au long de ces années.

Résumé

Dans le but d'entreprendre une analyse thermodynamique, il est nécessaire de disposer d'un modèle permettant le calcul des propriétés thermodynamique du fluide moteur. Dans ce contexte, des formules simples et précises pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'air et des différents produits de la combustion en fonction de la température et la composition du carburant ont été élaborées.

Le modèle élaboré a été exploité d'abord pour réaliser une analyse thermodynamique d'un cycle mixte, ensuite pour entreprendre une analyse énergétique et exergetique d'un système basé sur un moteur HCCI utilisant le gaz naturel comme carburant.

Le cycle réalisé dans les cylindres d'un moteur Diesel se rapproche du cycle mixte ou combiné. A cet effet, une analyse thermodynamique d'un cycle mixte a été conduite. L'analyse consistait à déterminer l'effet du taux de compression, de la vitesse moyenne du piston et le taux d'élévation de pression sur les performances du cycle. Le fluide moteur est considéré comme de l'air dont la chaleur spécifique est fonction de la température.

L'utilisation de solutions technologiques telle que la combustion HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) avec carburant alternatif tel que le gaz naturel offrent des voies vers un transport maritime plus respectueux de l'environnement. La technologie HCCI vise, en particulier, la réduction des oxydes d'azotes, alors que le gaz naturel, grâce à sa composition chimique, permet une nette réduction des émissions du dioxyde de carbone et des émissions quasi nulles des oxydes de soufre.

A court terme, le gaz naturel comme carburant à bord des navires devrait s'imposer, notamment avec la perpétuelle évolution des mesures de réduction des polluants occasionnés par l'utilisation des carburants classiques.

Les deux technologies ont été combinées dans de cette thèse. Il s'agit d'une analyse thermodynamique basée sur les deux principes de la thermodynamique. Cette analyse permet d'évaluer le comportement des performances énergétiques et exergetiques en fonction des paramètres de fonctionnement d'un système basé sur un moteur HCCI utilisant le gaz naturel en guise de carburant.

A cet effet, un modèle thermodynamique dans lequel le fluide moteur est un mélange de gaz de combustion ayant des chaleurs spécifiques fonction de la température a été développé. Le modèle permet de calculer l'enthalpie, l'entropie et l'exergie dans chaque point du cycle.

Sommaire

Nomenclature.....	iii
Liste des Figures	v
Liste des Tableaux	vii

Chapitre 1

Introduction

1.1 Revue Bibliographique	5
1.1.1 Travaux antérieurs sur les technologies de réduction des émissions des moteurs Diesel marins	6
1.1.2 Travaux antérieurs sur la technologie HCCI	12
1.1.3 Travaux antérieurs sur les carburants alternatifs dans les moteurs HCCI	19
1.2 Objectifs de la Thèse	24

Chapitre 2

Moteurs Diesel Marins et Technologies de Réduction des Emissions

2.1 Moteurs Diesel Conventionnels	28
2.2 Emissions des Moteurs Diesel Marins	35
2.3 Technologies de Réduction des NO _x et SO _x	38
2.3.1 Technologies de réduction des NO _x	39
2.3.2 Technologies de réduction des SO _x	39
2.3.3 Autres carburants alternatifs et sources d'énergie	41
2.4 Moteurs HCCI	41
2.4.1 Principe de la combustion HCCI	42

2.4.2 Avantages et défis de la combustion HCCI	43
2.5 Carburants alternatifs	45

Chapitre 3

Propriétés Thermodynamiques des Produits de Combustion

3.1 Réaction Chimique de Combustion	50
3.2 Propriétés Thermodynamiques des Espèces	55
3.2.1 Chaleur spécifique à pression constante	55
3.2.2 Enthalpie et entropie spécifiques	59
3.2.4 Propriétés du mélange des gaz de combustion	60

Chapitre 4

Analyse Thermodynamique d'un Cycle Mixte

4.1 Analyse Thermodynamique d'un Cycle Mixte	62
4.2 Résultats et Discussions	66
4.2.1 Influence combinée du taux de compression et de la vitesse du piston sur les performances du cycle	66
4.2.2 Influence combinée du taux de compression et du taux d'élévation de pression sur les performances du cycle	68
4.2.3 Influence du rendement de compression sur les performances du cycle	70

Chapitre 5

Analyse Thermodynamique d'un Moteur HCCI

5.1 Description du Système	73
5.2 Analyse Thermodynamique	74
5.2.1 Analyse énergétique	74
5.2.1 Analyse exergétique	78
5.3 Résultats et Discussions	82

Conclusions et Perspectives	93
------------------------------------	----

Références Bibliographiques	96
------------------------------------	----

Nomenclature

c_p	Chaleur spécifique à pression constante, kJ/kg.K
\dot{E}_x	Exergie, kW
ex	Exergie spécifique, kJ/kg
f	Fraction des gaz résiduels
H	Enthalpie, kJ
h	Enthalpie massique, kJ/kg
h_c	Coefficient instantané de transfert de chaleur, kW/m ² .K
M	Masse molaire, g/mol
\dot{m}	Débit massique, kg/s
N	Vitesse de rotation du moteur, trs/min
P	Puissance, kW
p	Pression, MPa
R	Constante universelle des gaz, J/mol.K
r	Constante du gaz, J/kgK
r_c	Taux de compression
r_p	Rapport de pression du compresseur
Q	Quantité de chaleur par unité de temps, kW
s	Entropie spécifique, J/kgK
T	Température, K
v	Volume spécifique, m ³ /kg
\dot{W}_{net}	Energie, kW
w	Travail, kJ/kg
\dot{Q}_l	Pertes de chaleur, kW

\dot{Q}_f	Chaleur dissipée par frottement, kW
\dot{Q}_{out}	Quantité de chaleur rejetée, kW
ex	Exergie

Symboles Grecs

α	Taux d'élévation de pression
ε	Efficacité du régénérateur
$\Delta\dot{E}x$	Pertes d'exergie, kW
η	Rendement

Indices

0	Etat d'environnement
c	compresseur
cat	Catalyseur
$Comp$	Compression
exp	Détente/turbine
l	Pertes de chaleur
mix	Mélangeur
out	Rejetée
reg	Régénérateur
th	Thermique

Liste des Figures

Figure 1.1.	Combustion dans un moteur HCCI en comparaison avec un moteur à allumage commandé et un moteur Diesel	4
Figure 2.1.	Schéma d'un système de propulsion d'un navire	27
Figure 2.2.	Section transversale d'un moteur Diesel marin à deux temps.....	29
Figure 2.3.	Evolution des étapes d'une combustion Diesel conventionnelle.....	31
Figure 2.4.	Logement du vilebrequin d'un moteur Diesel marin.....	31
Figure 2.5.	Vilebrequin d'un moteur Diesel marin.....	32
Figure 2.6.	Corps d'un moteur Diesel marin.....	32
Figure 2.7.	Bloc-cylindres et chemises d'un moteur Diesel marin.....	33
Figure 2.8.	Pistons et bielles d'un moteur Diesel marin.....	33
Figure 2.9.	Section d'une culasse d'un moteur Diesel marin.....	34
Figure 2.10.	Arbre à cames d'un moteur Diesel marin.....	34
Figure 2.11.	Système d'alimentation en carburant d'un moteur Diesel marin.....	35
Figure 2.12.	Emissions typiques d'un moteur Diesel moderne à faible régime	37
Figure 2.13.	Principe de fonctionnement d'un moteur HCCI.....	43
Figure 4.1.	<i>a.</i> Diagramme $p-v$; <i>b.</i> Diagrammes $T-s$ d'un cycle mixte.....	63
Figure 4.2.	Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du taux de compression et la vitesse moyenne du piston.....	67
Figure 4.3.	Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du rendement thermique et de la vitesse moyenne du piston.....	68
Figure 4.4.	Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du taux de compression et du taux d'élévation de pression	69
Figure 4.5.	Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du rendement thermique et du taux d'élévation de pression.....	70
Figure 5.1.	Schéma de principe du système étudié.....	74

Figure 5.2.	Cycle Otto turbochargé.....	76
Figure 5.3.	Effets combinés du rapport de pression du compresseur et de la température ambiante sur les performances du système : <i>a.</i> Rendement thermique ; <i>b.</i> Rendement exergetique.....	84
Figure 5.4.	Effets combinés du rapport d'équivalence et de la vitesse de rotation du moteur sur les performances du système : <i>a.</i> Rendement thermique ; <i>b.</i> Rendement exergetique.....	86
Figure 5.5.	Distribution des pertes d'exergie dans le moteur HCCI.....	91
Figure 5.6.	Effets combinés des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine sur les performances du système : <i>a.</i> Rendement thermique; <i>b.</i> Rendement exergetique.....	92

Liste des Tableaux

Tableau 1.1. Limites des émissions des NO _x fixées par l'annexe VI de la MARPOL.....	4
Tableau 2.1. Comparaison entre les quatre systèmes de propulsion des navires....	27
Tableau 2.2. Classification des moteurs Diesel marins.....	28
Tableau 2.3. Technologies de réduction des NO _x et des SO _x	40
Tableau 2.4. Comparaison entre moteurs Diesel conventionnels et moteurs HCCI.....	44
Tableau 3.1. Propriétés du carburant Diesel comparées au gaz naturel.....	51
Tableau 3.2. Marges de variation des concentrations des composants du gaz naturel à travers le monde.....	52
Tableau 3.3. Coefficients numériques intervenant dans l'équation 3.8.....	54
Tableau 3.4. Coefficients numériques intervenant dans l'équation 3.15.....	58
Tableau 3.5. Constantes d'intégration.....	60
Tableau 4.1. Données de calcul du cycle Diesel mixte.....	66
Tableau 4.2. Influence des rendements de compression et de détente sur les performances du cycle.....	71
Tableau 5.1. Formulation de l'analyse exergetique.....	81
Tableau 5.2. Conditions de fonctionnement.....	83
Tableau 5.3. Effet du rapport de pression du compresseur sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du système.....	87
Tableau 5.4. Effet de la vitesse de rotation du moteur sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du système.....	88
Tableau 5.5. Effet du rapport d'équivalence sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du système.....	89

Tableau 5.6. Effet de la température ambiante sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du systeme..... 90

Chapitre 1

Introduction

Sommaire

1.1 Revue Bibliographique	5
1.1.1 Travaux antérieurs sur les technologies de réduction des émissions des moteurs Diesel marins	6
1.1.2 Travaux antérieurs sur la technologie HCCI	12
1.1.3 Travaux antérieurs sur les carburants alternatifs dans les moteurs HCCI	19
1.2 Objectifs de la Thèse	24

La majorité des marchandises produites et consommées dans le monde sont acheminées par voies maritimes à des coûts raisonnables. Les marchandises sont acheminées pour l'essentiel à bord d'une vaste flotte composée de divers types navires de haute technicité. Le transport maritime devrait continuer à être préféré aux autres moyens de transport pour contribuer d'une manière considérable à la prospérité de l'économie mondiale. Cependant, cette compétitivité doit être accompagnée par un ensemble de mesures visant le respect de l'environnement. En effet, la pollution de l'environnement due aux émissions des systèmes de propulsion marins s'est aggravée considérablement ces dernières années suite à une augmentation de la flotte mondiale et à l'intensité du trafic maritime. Par conséquent, comme pour toutes les industries, les préoccupations concernant les changements climatiques exigent la réduction des émissions de gaz à effet de serre du secteur de transport maritime.

Ces dernières décennies, le moteur Diesel a atteint une position de leader dans les applications marines. Ainsi, plus de 99% des grands navires de commerce ont adopté

ce type de moteur pour leurs systèmes de propulsion. Le moteur Diesel turbo à deux temps de gros calibre a une position dominante dans le secteur maritime, car il est capable d'associer la puissance élevée, le rendement, l'utilisation de carburants bon marché, la fiabilité et la durabilité (Ishii, 1997). La fiabilité et le rendement constituent des facteurs majeurs pour un moteur marin. Tout dysfonctionnement, défaut ou panne du moteur principal de propulsion ou des moteurs auxiliaires peuvent avoir de graves conséquences sur la sécurité du navire. Des systèmes de contrôle du fonctionnement de ces moteurs doivent être installés pour détecter tout défaut ou dysfonctionnement (Jones et Li, 2000).

Les moteurs Diesel marins sont classés généralement en moteurs Diesel lents à deux temps; moteurs semi-rapides à quatre temps; et moteurs rapides à quatre temps. Depuis les années 1960 et 70, le développement de moteurs Diesel lents et des moteurs Diesel semi-rapides a été motivé par la nécessité d'une meilleure économie de carburant. Des progrès importants ont été réalisés pour augmenter le rapport course/alésage, les pressions maximales et la vitesse moyenne du piston des moteurs Diesel lents à deux temps conduisant à des réductions importantes de la consommation spécifique du carburant.

Le contrôle des émissions des gaz d'échappement est devenu un facteur important dans l'industrie marine et offshore ces dernières années. L'importance de cette dimension va encore augmenter dans les années à venir étant donné que les réglementations environnementales marines deviennent de plus en plus sévères avec la prise de conscience des questions écologiques par les populations.

Les émissions provenant des moteurs Diesel marins sont considérées comme l'une des principales sources de pollution de l'air qui menacent sérieusement notre environnement. Le taux de compression élevé engendre des températures élevées des gaz à l'intérieur de la chambre de combustion et sur les parois des cylindres, ce qui conduit à la formation des oxydes d'azote (NO_x). Des efforts pour réduire ces émissions, en particulier les particules et les oxydes d'azote, sont nécessaires pour la préservation de l'environnement, la santé humaine, le bien-être et la prospérité.

Depuis le début du vingt et unième siècle, une augmentation significative de la réglementation sur les émissions, non seulement par l'Organisation Maritime Internationale (OMI), mais aussi par des réglementations régionales dans certains pays a été constatée.

Les moteurs Diesel marins présentent l'avantage d'utiliser des carburants lourds de mauvaises qualités avec un rendement élevé. Cependant, cet avantage n'est pas sans conséquence sur l'environnement. En effet, les émissions des NO_x des moteurs Diesel marins sont plus élevées que celles des moteurs Diesel destinés à d'autres applications telles que l'automobile et les centrales électriques. A cette fin, l'OMI a formulé, dans sa convention MARPOL Annexe VI, des règlements drastiques visant la réduction des émissions des NO_x. En effet, depuis Septembre 1997, la convention MARPOL a été amendée en incluant l'annexe VI réservé à la prévention de la pollution de l'air par les navires. L'Annexe VI de la MARPOL fixe les limites des émissions des NO_x et des oxydes de soufre (SO_x) provenant des gaz d'échappement des navires et interdit les émissions de substances appauvrissant la couche d'ozone. Les normes d'émissions de l'OMI sont communément appelées Tier I, II et III. Les normes du Tier I ont été définies dans la version 1997 de l'annexe VI, tandis que les normes des Tier II et III ont été introduites par les amendements de l'annexe VI adoptés en 2008. Les limites des émissions de NO_x sont fixées pour les moteurs Diesel en fonction de leur vitesse maximale (n , trs/min) comme l'indique le Tableau 1.1. Les niveaux des Tier I et II sont mondiaux, alors que les normes du Tier III ne s'appliquent que dans les zones de contrôle des émissions des NO_x (ECA) (IMO, 2008).

La sévérité grandissante des restrictions relatives aux émissions de polluants des moteurs Diesel marins impose une amélioration permanente des techniques permettant de les réduire. Il s'agit en particulier de réduire encore d'avantage les NO_x, le CO₂ et les particules. Les émissions des NO_x et des particules peuvent être réduites d'une manière considérable en adoptant une combustion homogène qui consiste à allumer simultanément le mélange air-carburant par auto-inflammation. Les moteurs à allumage par compression d'une charge homogène (HCCI, pour *Homogeneous Charge Compression Ignition*) sont les plus économes en carburant en raison de leurs taux de

compression relativement élevés et l'absence de pertes par étranglement. Ils permettent d'atteindre des rendements élevés avec de faibles émissions de NOx et de particules comparés aux moteurs Diesel classiques (Zhao *et al.*, 2003).

Tableau 1.1. Limites des émissions des NOx fixées par l'annexe VI de la MARPOL

Tier	Date	Limites des NOx (g/kWh)		
		$n < 130$	$130 < n < 2000$	$n \geq 2000$
Tier I	01/2000	17.0	$45 n^{-0.2}$	9.8
Tier II	01/2011	14.4	$44 n^{-0.23}$	7.7
Tier III (ECA)	01/2016	3.4	$9 n^{-0.2}$	1.96

Les moteurs à allumage par compression de charge homogène (HCCI, pour *Homogeneous Charge Compression Ignition*) offrent la possibilité d'atteindre des rendements comparables à ceux des moteurs Diesel avec de faibles émissions de NOx et de particules. Dans un moteur HCCI, le carburant est injecté dans l'air (préchauffé) dans le collecteur d'admission pour créer une charge homogène. Lors de la course de compression, la charge est chauffée davantage pour atteindre l'auto-inflammation à proximité du point mort haut. Avec un HCCI, il n'y a pas de contrôle direct du début de la combustion, étant donné que le processus d'allumage spontané repose sur une auto-inflammation. Le calage de l'allumage peut être contrôlé indirectement en ajustant correctement les paramètres de fonctionnement.

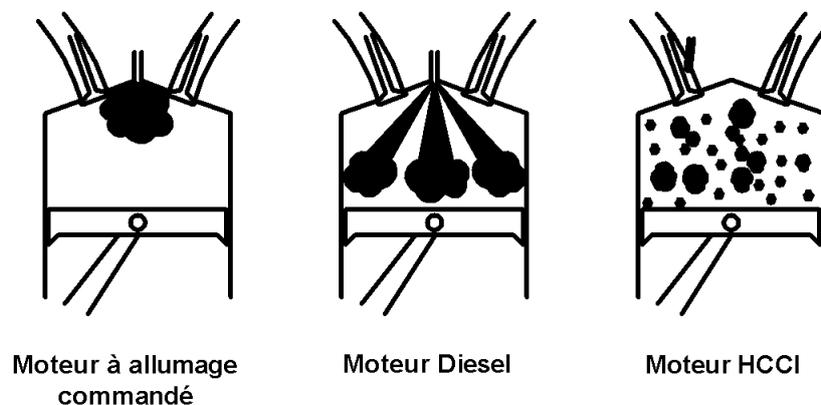


Figure 1.1. Combustion dans un moteur HCCI en comparaison avec un moteur à allumage commandé et un moteur Diesel

Le Diesel est le carburant le plus couramment utilisé dans les moteurs à allumage par compression. Malgré les efforts consentis pour son remplacement, sa domination va durer au moins dans un avenir proche. Les carburants susceptibles de remplacer le Diesel sont principalement les biocarburants, le gaz naturel et l'hydrogène. Le gaz naturel semble le mieux adapté pour les applications marines étant donné que les autres carburants reviennent trop chers pour le moment. Il a le potentiel d'assurer des performances similaires au Diesel avec de faibles émissions. Il est également largement disponible à des prix raisonnables comparés au carburant Diesel. Le méthane, principal composant du gaz naturel, possède une large plage d'inflammabilité permettant un mélange pauvre dans les moteurs. Il brûle lentement avec une faible température de flamme. La combustion du gaz naturel dans les moteurs Diesel produit de très faibles niveaux d'émissions de CO et des particules. Il n'a pas d'effet sur le niveau des émissions d'hydrocarbures (HCs) (Karila *et al.*, 2004).

1.1 Revue Bibliographique

Il est nécessaire, dans toute étude, de s'attarder sur les travaux de la littérature en relation avec le sujet traité. Depuis l'émergence des préoccupations relatives aux problèmes de la pollution atmosphérique, une grande attention est donnée aux moteurs HCCI à travers des études théoriques, numériques et expérimentales si nombreuses qu'il devient très difficile d'en faire une synthèse. Trois types d'études ont été jugés intéressants dans le cadre de cette thèse :

- les travaux relatifs aux technologies de réduction des émissions des moteurs Diesel marins,
- les travaux sur la technologie des moteurs HCCI,
- les travaux sur les carburants alternatifs utilisés dans les moteurs HCCI.

1.1.1 Travaux antérieurs sur les technologies de réduction des émissions des moteurs Diesel marins

L'inquiétude croissante sur les effets nocifs des émissions polluantes émises par les moteurs à combustion interne a rendu les réglementations internationales plus strictes. En réponse, les chercheurs se trouvaient dans l'obligation d'innover des nouvelles techniques de réduction des émissions.

Kondoh (1992) a résumé les résultats d'une étude sur les émissions des NOx des moteurs Diesel marins et les techniques de réduction de ces émissions. Il s'est intéressé aux techniques en relation avec la chambre de combustion, les paramètres de fonctionnement et les techniques de post-traitement. Maeda *et al.* (1996) ont présenté les méthodes de réduction des émissions des NOx des moteurs Diesel marins. Dans la première partie de leur étude, ils ont évalué les émissions de NOx des navires sur la base de leur architecture. Ensuite, le retard à l'injection et les paramètres de navigation ont été examinés pour un navire équipé d'une hélice à pas variable sous deux conditions différentes (avant et après cale sèche). Les résultats obtenus ont montré que les émissions des NOx peuvent être diminuées en réduisant le coefficient de résistance totale du navire, sa vitesse et en augmentant le rendement de son hélice. Latorre (2001) a présenté une étude sur le rôle des systèmes informatiques et de communication embarqués dans la réduction des émissions des NOx et de la consommation du carburant des bateaux de pêche. Il a constaté que la diminution de la charge du moteur ou le retard à l'injection du carburant peuvent diminuer les émissions des NOx. De même, un nettoyage de la coque peut réduire jusqu'à 30% les émissions des NOx et la consommation. Finalement, l'intégration de systèmes informatisés réduit de 15% la consommation et les émissions de NOx.

Comme technique de post-traitement, Lin (2002) a étudié l'efficacité de l'utilisation d'un catalyseur-filtre monté en aval du système d'échappement d'un moteur Diesel marin de réduire les émissions polluantes et les suies. L'expérience a été effectuée pour divers paramètres de fonctionnement. Il a trouvé que la température d'échappement, le CO et les suies ont été considérablement réduits par l'installation de cet équipement. Farrell *et al.* (2002) ont présenté une méthodologie pour estimer les

émissions de la pollution de l'air par les ferries et les coûts des stratégies de contrôle de ces émissions. La méthodologie est utilisée pour estimer les émissions et les coûts de mise en conformité ou remotorisation des ferries avec sept options technologiques (combinaisons de systèmes de propulsion et de contrôle des émissions) sur trois navires en service dans la baie de San Francisco. Les technologies incluent l'amélioration de la conception des moteurs, des carburants plus propres (y compris le gaz naturel), et des dispositifs de traitement des gaz d'échappement. Les trois navires couvrent une large gamme d'âges et de technologies, d'un monocoque de 25 ans à un catamaran à grande vitesse de 4 ans. Il a été constaté que toutes les options sont rentables par rapport aux autres stratégies de contrôle des émissions déjà en place dans le secteur de transport. Kang *et al.* (2004) ont examiné les émissions des NO_x des moteurs Diesel marins coréens et les technologies de réduction de ces émissions. Ils ont constaté, qu'en général, les moteurs Diesel marins coréens répondent aux normes en vigueur de l'OMI sur les émissions des NO_x. Cependant, de nouvelles technologies doivent être envisagées pour affronter de futures réglementations, plus sévères, de l'OMI.

Roy (2006) a présenté les résultats d'un projet visant l'étude des émissions des moteurs Diesel et des turbines à gaz utilisés dans des applications marines. Le projet contient un nombre réduit de formulations chimiques qui permettent une économie dans le temps de calcul, un mélange pauvre qui réduit les émissions des NO_x, une atomisation à la vapeur d'eau ou à l'air riche en oxygène, une atomisation électrostatique, un catalyseur et des inserts poreux. Ces techniques permettent d'assurer une combustion stable. Hountalas *et al.* (2006) ont constaté une nette réduction des émissions des NO_x en utilisant les techniques des émulsions eau-carburant et l'injection d'eau. La réduction des émissions des NO_x en utilisant une émulsion eau-carburant est meilleure que dans le cas d'injection de l'eau dans le collecteur d'admission. Dans une autre étude, les mêmes auteurs ont utilisé un modèle de simulation multizone pour réaliser une évaluation comparative entre les techniques les plus prometteuses de réduction des NO_x, à savoir la recirculation des gaz d'échappement, l'injection de l'eau et les émulsions eau-carburants. L'étude a été

menée sur un grand moteur Diesel sous différentes conditions de fonctionnement. La simulation a permis de fournir des informations sur le mécanisme de combustion, l'historique de la température et la formation des NOx et des suies pour les trois techniques citées ci-dessus (Hountalas *et al.*, 2007).

Chang *et al.* (2008) ont étudié trois systèmes de propulsion : Turbine à vapeur en dual-fuel, Diesel électrique en dual-fuel et Diesel en dual-fuel avec un système de reliquéfaction. Duran-Grados *et al.* (2009) ont suivi une approche dynamique pour contrôler les niveaux d'émissions en fonction des conditions de fonctionnement du moteur. Les propriétés physiques et chimiques de différentes huiles végétales ont été analysées par Espadafor *et al.* (2009) dans le but de les utiliser dans les moteurs Diesel marins en remplacement aux carburants lourds. La présence de l'oxygène dans la composition moléculaire des huiles végétales permet de réduire les émissions des suies et des particules. Cependant, les émissions des NOx sont relativement élevées et peuvent être réduites par un ajustement approprié du moteur. Goldsworthy (2009) s'est intéressé dans son étude à l'importance des émissions des moteurs marins, la réglementation et les technologies de contrôle des émissions. Il a expliqué le potentiel de réduction des émissions par le réglage des paramètres du moteur, l'utilisation des émulsions eau-carburant, la recirculation des gaz d'échappement, l'utilisation de catalyseur et l'utilisation du gaz naturel comme carburant. Il a conclu que l'utilisation du gaz naturel comme carburant peut satisfaire les exigences du Tier 3 sans post-traitement.

Niki *et al.* (2010) ont développé et testé des catalyseurs pour moteurs Diesel marins semi-rapides à quatre temps. Ils ont examiné le taux de réduction des émissions des NOx sous différentes charges du moteur et en utilisant l'ammoniac et l'urée comme agents de réduction. Fujita *et al.* (2010) ont développé et testé un catalyseur sur un banc d'essais d'un moteur Diesel marin lent. Les tests ont été concluants en utilisant un carburant à faible teneur en soufre à basses températures d'échappement. Yoon et Lee (2011) ont effectué une étude expérimentale pour étudier l'influence des caractéristiques de combustion en mode dual-fuel sur les émissions des polluants et les performances de combustion d'un moteur Diesel utilisant le biogaz et le biodiesel

comme carburants. La pression de combustion et le taux de dégagement de chaleur ont été évalués sous diverses conditions. Les résultats ont montré aussi que les caractéristiques de combustion du biodiesel et du Diesel sont semblables sous diverses charges du moteur. En mode dual-fuel, la pression maximale et le dégagement de chaleur du couple biogaz-biodiesel étaient légèrement inférieurs à ceux du couple biogaz-diesel à faible charge. A 60% de la charge, la combustion du biogaz-biodiesel donne une pression maximale, un taux de dégagement de chaleur et une pression effective moyenne indiquée légèrement supérieurs à ceux du Diesel. Le biogaz-biodiesel a fourni de bonnes performances en termes de réduction des émissions des suies.

Andreadis *et al.* (2011) ont exploré la possibilité d'améliorer le fonctionnement d'un moteur Diesel marin à deux temps à pleine charge en mettant en œuvre une injection pilote appropriée. Le calcul est basé sur le code KIVA-3 couplé à un algorithme évolutionnaire. Une optimisation multi-objective du moteur a été effectuée par le paramétrage des profils d'injection de carburant en fonction de quatre variables de conception, qui définissent l'injection pilote et l'injection principale. Deux fonctions objectives ont été définies: la concentration finale des NO_x et la consommation spécifique du carburant. Ces deux paramètres ont été normalisés par des valeurs correspondantes à un cas de référence d'une injection continue. Yu *et al.* (2011) se sont intéressés aussi aux technologies employées à bord des navires pour réduire les émissions des NO_x des moteurs Diesel marins. Ils ont proposé aussi des chemins de développement dans ce domaine. Jayaram *et al.* (2011) ont comparé les marges d'émissions de trois technologies de contrôle: le passage à des carburants plus propres, le fonctionnement en mode de faibles taux d'oxydes d'azote, et la réduction catalytique sélective. L'utilisation de carburants plus propre a entraîné des réductions de NO_x allant de 7 à 41% sur différents moteurs et une réduction des particules jusqu'à 83%. Le fonctionnement en mode de faibles émissions des NO_x réduit d'environ 32% les NO_x. Cependant, les émissions des particules restent inchangées. La réduction catalytique sélective a réduit le facteur d'émissions des NO_x à moins de 2.4 g/kW.h, mais elle a augmenté les émissions des particules par un facteur de 1.5 à

3.8. Clinton *et al.* (2011) ont développé et testé un système de post-traitement basé sur un catalyseur utilisant l'urée pour l'élimination des émissions des NOx d'un moteur Diesel marin. Le système a permis d'atteindre 50% de réduction des émissions des NOx sans rejet d'ammoniac. Le rapport coût-efficacité du système a été déterminé. Un investissement de 50 000 \$ a permis d'atteindre 2705\$/t d'émissions de NOx.

Tesfa *et al.* (2012) ont mené une étude expérimentale sur la combustion, les performances et les émissions d'un moteur à allumage par compression fonctionnant au biodiesel et équipé d'un système d'injection d'eau pour la réduction des émissions des NOx. Les essais ont été effectués sur un moteur Diesel suralimenté quatre cylindres à quatre temps à injection directe. Le moteur utilise un biodiesel produit à partir de l'huile de colza. La pression dans le cylindre, la consommation spécifique du carburant, le débit d'injection d'eau, le débit du carburant et les émissions dans les gaz d'échappement (NOx, CO, CO₂ et THC) ont été mesurés. Les résultats expérimentaux ont montré clairement que l'injection d'un débit d'eau de 3 kg/h provoque une réduction d'environ 50% des émissions des NOx sans affecter la consommation spécifique du carburant. De plus, l'injection de l'eau dans le collecteur d'admission a peu d'effet sur la pression du cylindre et le taux de pertes de chaleur sous différentes conditions de fonctionnement. Duran *et al.* (2012) ont examiné le rôle de la maintenance des moteurs Diesel marins dans la réduction de la pollution. Ils ont testé trois moteurs. Le premier a été construit avant Janvier 2000, alors que les deux autres ont été construits après 2000. Ils ont essayé d'expliquer comment l'état des buses d'injecteurs d'un moteur et une pression d'injection défectueuse influencent de manière significative les émissions des NOx et du CO. Les essais ont montré que lorsque le moteur construit avant 2000 fonctionne sous des conditions normales, les émissions se situent dans les limites. Les émissions dépassent la limite si une petite erreur dans l'instant d'injection a été provoquée. Pour les moteurs construits après 2000, un défaut d'entretien des buses augmente les émissions du CO à un niveau élevé. Ma *et al.* (2012) ont étudié plusieurs options de réduction des émissions des SOx dans le transport maritime, allant de la mise au point de carburant à faible teneur en soufre à l'équipement du navire de systèmes d'épuration appropriés. Les résultats

ont suggéré que le système d'épuration, utilisé avec des fiouls lourds, a le potentiel de réduire les émissions des SOx avec une consommation et des émissions de gaz à effet de serre inférieures à l'utilisation de carburants pauvres en soufre produit à la raffinerie.

Bechir (2013) a montré la possibilité de réguler le mélange air-carburant dans un moteur Diesel marin par le contrôle de la vitesse de la turbine de suralimentation à travers une vanne de dérivation. La consigne du régulateur est la teneur en oxygène dans les gaz d'échappement. Un modèle d'un moteur Diesel marin Wartsila NSD12ZAV40S d'une puissance nominale de 8200 kW a été utilisé. La simulation a été réalisée à l'aide de Matlab/Simulink en se basant sur les données du fabricant du moteur. Les résultats de simulation ont été présentés pour illustrer les performances de cette approche. Zhou *et al.* (2013) ont montré par simulation qu'un retard à l'injection du carburant permet de réduire les émissions des NOx pour se conformer avec les exigences de l'OMI au détriment de la consommation. Les résultats de la simulation ont été vérifiés par tests expérimentaux. Lamas *et al.* (2013) ont analysé plusieurs modifications internes du moteur pour réduire les émissions des NOx et d'autres polluants à travers une simulation numérique du cycle de fonctionnement d'un moteur marin semi-rapide à quatre temps. Après une validation, le modèle numérique a été utilisé pour étudier l'influence de plusieurs modifications internes, telles que l'addition d'eau de 0 à 100%, la recirculation des gaz de 0 à 100%, la modification du timing de chevauchement entre 60 et 120°, la modification de la fermeture de la soupape d'admission de 510 à 570°, et la modification de la température de l'eau de refroidissement de 70 à 90°C. Les émissions des NOx ont été réduites de près de 100%, alors que les émissions du CO et des HCs et la consommation ont augmenté. Récemment, dans le but de réduire les émissions des NOx des moteurs Diesel marins, Verschaeren *et al.* (2014) ont proposé des mesures internes du moteur comme une alternative viable aux systèmes de post-traitement coûteux et encombrants. Ils ont développé une nouvelle méthode pour déterminer le taux des gaz d'échappement recyclés. Les effets de différents taux d'EGR sur la consommation du carburant et les émissions ont été étudiés. Les mesures de la pression dans le cylindre et du taux de

dégagement de chaleur ont permis d'expliquer l'effet de l'EGR sur la combustion. Pan *et al.* (2014) ont étudié l'effet d'addition de l'hydrogène dans un carburant à ultra-faible teneur en soufre sur les émissions d'un moteur Diesel marin à deux temps. Les résultats ont montré que les émissions du CO₂ n'ont pas été affectées par l'addition de l'hydrogène. Par contre, les émissions du CO ont été réduites par 21% dans le cas où 6.9% de l'énergie du carburant ajouté est fournie par l'hydrogène. Le taux de réduction a augmenté jusqu'à 37.3% dans le cas où 103.14 de l'énergie du carburant ajouté est fournie par l'hydrogène. Cependant le taux d'émissions des suies a considérablement augmenté.

1.1.2 Travaux antérieurs sur la technologie HCCI

Le concept de la technologie HCCI a été initialement étudié pour des applications à essence par Onishi *et al.* (1979) pour augmenter la stabilité de combustion des moteurs deux temps. Ils ont constaté que des réductions importantes des émissions et une amélioration de l'économie de carburant pourraient être obtenues en créant des conditions qui conduisent à une inflammation spontanée de la charge dans le cylindre. Une combustion HCCI stable pourrait être réalisée entre les limites inférieure et supérieure de la charge de l'essence à un taux de compression de 7.5:1 sur une plage de vitesse du moteur variant de 1000 à 4000 trs/min. Noguchi *et al.* (1979) ont effectué une analyse spectroscopique sur une combustion HCCI par des essais expérimentaux sur un piston opposé d'un moteur à deux temps. Des investigations optiques, ils ont noté que l'allumage a eu lieu en de nombreux points dans le cylindre et aucune flamme discernable n'a été observée lors de la combustion. En utilisant des méthodes spectroscopiques pour détecter les espèces intermédiaires, ils ont mesuré des niveaux élevés de CH₂O, HO₂, et des radicaux O dans le cylindre avant l'auto-allumage. Ces espèces sont des caractéristiques de la chimie de l'auto-allumage à basse température des carburants hydrocarbures paraffiniques. Après l'allumage, ils ont observé de fortes concentrations de CH, H et des radicaux OH, qui sont indicatifs de la chimie à haute température lors de la combustion.

S'appuyant sur des travaux antérieurs sur les moteurs à deux temps, Najt et Foster (1983) ont étendu le travail vers les moteurs à quatre temps et ils ont tenté d'obtenir une compréhension supplémentaire de la physique de la combustion HCCI. Ils ont conclu que l'auto-allumage est contrôlé par une basse température (inférieure à 1000 K) et l'énergie libérée est contrôlée par une température élevée (supérieure à 1000 K). Thring (1989) s'est basé sur l'étude de Najt et Foster(1983) pour examiner les performances d'un moteur HCCI fonctionnant avec une essence totalement mélangée. Il a constaté que le régime de fonctionnement a été limité à un fonctionnement à charge partielle, et le contrôle de la synchronisation de l'auto-inflammation était la problématique.

Pour le Diesel, l'injection de carburant est peut-être l'approche la plus simple pour obtenir une charge pré-mélangée et cette approche a été utilisée dans certaines des recherches antérieures sur le moteur Diesel HCCI (Ryan et Callahan, 1996 ; Gray et Ryan, 1997). Ryan et Callahan (1996) ont utilisé injecté le carburant dans le flux de l'air d'admission. Un dispositif de chauffage de l'air d'admission en amont du point d'injection de carburant a permis son préchauffage, avec des taux de compression du moteur variant de 7.5 à 17:1. Cette étude et l'étude suivante sur le même moteur (Gray et Ryan, 1997) ont montré que pour un moteur Diesel HCCI, un allumage très prématuré et du bruit ont eu lieu en utilisant des taux de compression typiques d'un moteur Diesel ; des températures d'admission relativement élevées ont été nécessaires pour minimiser l'accumulation de carburant liquide sur les surfaces dans le système d'admission ; et les émissions des HCs avaient ont tendance à être très élevées, mais les émissions de NOx ont été considérablement réduites.

Seref (2005) a développé un modèle thermodynamique zéro-dimension d'un moteur HCCI prenant compte du dégagement de chaleur et de l'auto-inflammation. Il a conclu que si les conditions initiales de charge sont connues à la fermeture de la soupape d'admission, le temps d'auto-inflammation est contrôlé. Il a trouvé aussi qu'un rendement thermique de 45% avec 4 à 5 bars de pression moyenne indiquée peuvent être obtenu dans ce type de moteurs. Soylu (2005) a utilisé un modèle thermodynamique zéro dimensions qui contient un sous-modèle simple de dégagement

de chaleur et un modèle d'auto-inflammation de façon prédictive afin de mieux comprendre les processus dans le cylindre et le potentiel du gaz naturel en mode HCCI. Le modèle a été également utilisé dans une étude paramétrique pour évaluer les stratégies de contrôle de la combustion HCCI. Les résultats ont indiqué que si les conditions initiales du mélange sont connues avec précision à la fermeture de la soupape d'admission, le moment de l'auto-allumage peut être commandé. Une étude des détails de l'admission, la vaporisation, la combustion et les processus de formation des polluants dans un moteur à allumage par compression utilisant un carburant ayant un indice d'octane élevé a été réalisée par Zhi *et al.* (2006). La simulation numérique a été réalisée à l'aide d'un code CFD couplé à la cinétique chimique. Les résultats numériques ont été validés en utilisant les données expérimentales d'un moteur HCCI à injection directe. Les résultats des calculs montrent que la périphérie de la zone riche en carburant formée par la deuxième injection s'enflamme en premier, puis la zone riche en carburant s'enflamme et amorce l'allumage de la zone de mélange pauvre environnante formée par la première injection. Alex et Alkidas (2007) ont étudié trois modes de combustion dans un moteur à allumage commandé : allumage commandé de charge stratifiée, allumage commandé de charge homogène et allumage par compression de charge homogène. Les résultats ont montré que le moteur à injection directe en mode d'allumage commandé possède un rendement effectif environ 15% meilleur que les autres solutions.

Canakci (2008) a étudié expérimentalement l'influence de la pression d'admission de l'air sur les performances et les émissions d'un moteur HCCI utilisant l'essence comme carburant. Les essais ont été effectués pour trois pressions d'admission en maintenant la richesse à 0.22 et la température à 119°C. D'après les résultats obtenus, le couple du moteur est maximal si le début de l'injection est avancé tout en augmentant la pression d'admission. La vitesse de rotation a un effet négatif sur le couple du moteur. De plus, la température d'échappement augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Par contre, elle diminue avec l'augmentation de la pression d'admission. L'augmentation de la vitesse de rotation diminue le rendement de combustion. L'augmentation de la vitesse de rotation augmente les émissions du CO et diminue les émissions des HCs. Ganesh *et al.* (2008) ont étudié

expérimentalement les performances et les émissions de la combustion dans un moteur Diesel HCCI avec une technique externe de préparation du mélange. Un moteur Diesel monocylindrique à quatre temps à injection directe développant une puissance de 4.4 kW à 1500 trs/min a été modifié pour fonctionner en mode HCCI. Pour former un mélange homogène, le carburant Diesel est vaporisé dans un vaporisateur. Ce dernier est connecté au système d'admission pour fournir la vapeur du Diesel qui sera mélangée avec l'air. Le mélange homogène formé est introduit dans le moteur. Pour contrôler l'allumage du mélange, la technique de recirculation des gaz d'échappement a été utilisée. Les essais ont été effectués pour deux cas : 0% EGR et 10% EGR. Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux d'un moteur Diesel conventionnel à injection directe. Ils ont constaté que le délai d'inflammation a été réduit considérablement dans le cas de la combustion en mode HCCI en raison d'une meilleure préparation du mélange qui conduit à une réduction des émissions. Une réduction de 80% de NO_x et de 30% de suies est constatée dans le cas de l'utilisation de 10% d'EGR comparée à un mode Diesel conventionnel. Cette réduction est moins importante dans le cas de 0% EGR. Ma *et al.* (2008) ont effectué une étude expérimentale sur un moteur Diesel monocylindre qui utilise un port d'injection de n-heptane en association avec un port d'injection directe du Diesel. Ce moteur fonctionne en mode HCCI. Ils ont étudié l'influence du rapport de pré-mélange et le temps d'injection sur les performances et les émissions du moteur. Ils ont constaté que les émissions des NO_x ont nettement diminué avec un taux de pré-mélange partiel. Elles ont une tendance décroissante en fonction du taux de pré-mélange quand ce dernier est inférieur à 0.3. Pour des valeurs plus élevées elles augmentent. L'influence du rapport de pré-mélange sur les émissions du CO et des HCs a été également évaluée.

L'allumage et l'angle d'auto-allumage ont été modélisés par Hernandez *et al.* (2010) à l'aide de plans d'expérience en utilisant le critère D-optimal. Les modèles développés ont une qualité de lissage acceptable et une capacité prédictive. Le rapport carburant/comburant et la température d'admission sont les paramètres les plus importants du moteur qui affectent l'apparition de l'auto-allumage, alors que la

température et la pression d'admission apparaissent comme les paramètres les plus importants pour déterminer l'angle d'auto-inflammation. Ces modèles pourraient être utilisés par l'unité de contrôle du moteur comme technique embarquée de diagnostic pour contrôler la combustion HCCI en temps réel. Les paramètres optimaux du moteur pour cinq conditions de fonctionnement spécifiques ont été également calculées en utilisant les modèles mentionnés ci-dessus et par la résolution de deux problèmes d'optimisation non-linéaire. Deux modèles de régression polynomiaux pour la prédiction du temps d'auto-allumage du carburant Diesel conventionnel sous le mode HCCI ont été proposés. Le premier modèle prédit si l'auto-inflammation se produit sous des conditions spécifiques du moteur. Le second modèle prédit l'instant (angle du vilebrequin) de l'auto-allumage. Ebrahimi et Desmet (2010) ont présenté les résultats d'une étude expérimentale sur la vitesse et la dispersion cyclique dans un moteur HCCI. Les résultats expérimentaux ont montré que la durée de la réaction à basse température joue un rôle important dans la combustion HCCI, notamment à des régimes élevés du moteur. En outre, la dispersion cyclique du moteur présente, sous certaines conditions, un comportement périodique correspondant à 2 ou 3 cycles du moteur. Ils ont conclu que les gaz résiduels du cycle modifient trois propriétés (température, dilution et composition) des gaz dans le cylindre au cycle suivant. Nathan *et al.* (2010) ont mené des essais sur un moteur HCCI utilisant l'acétylène comme carburant sous différentes charges. Initialement, l'air a été chauffé à différentes températures pour déterminer le niveau optimum à chaque charge. Les températures exigées variaient de 40 à 110°C pour des pressions moyennes effectives allant de 0 à 4 bars. Ils ont constaté qu'aux charges élevées, l'utilisation de l'EGR provoque le bruit. Ainsi, il est nécessaire de contrôler avec précision la température et la quantité d'EGR dans ces conditions. Les niveaux des émissions des NOx et des fumées étaient très faibles. Cependant, les niveaux des HCs étaient élevés à environ 1700-2700 ppm. Le rendement effectif était comparable voire meilleur que celui d'un moteur conventionnel.

Xu *et al.* (2011) ont utilisé un modèle Chemkin avec les détails de la cinétique chimique a été utilisé pour analyser les caractéristiques de combustion et les

performances d'un moteur HCCI à piston libre couplé à un piston hydraulique. Le préchauffage de l'air d'admission, le taux de compression variable et l'EGR interne ont été utilisés pour contrôler l'allumage et la durée de combustion dans les simulations du cycle, révélant les facteurs critiques et les limites possibles d'amélioration des performances des moteurs à manivelle classique. Ils ont constaté que le début précoce de la combustion (avant le point mort haut) mène à une augmentation rapide de la température de la charge dans un temps bref, ce qui accélère les réactions de combustion. Dans le cas contraire, le transfert de chaleur a été réduit, ce qui a provoqué un taux de réaction plus intense.

Junnian et Jerald (2012) ont étudié la température initiale minimale, les performances et les émissions d'un moteur monocylindrique d'une cylindrée de 0.4 litres et un taux de compression de 21.5 :1, fonctionnant sur le gaz naturel en mode HCCI. Ils ont utilisé le logiciel Chemkin pour la simulation de 325 réactions chimiques de la combustion du gaz naturel avec 53 espèces chimiques. Ils ont trouvé qu'en augmentant la richesse de 0.1 et la vitesse de rotation du moteur de 500 trs/min, 5K supplémentaires sont nécessaires pour compléter la combustion. Cependant, 0.7 bar est gagnée en pression effective indiquée. Canakci (2012) a étudié expérimentalement l'effet de la pression d'admission sur la combustion et les émissions d'un moteur Diesel HCCI. L'effet de la pression d'admission sur les caractéristiques de la combustion (pression du cylindre, pertes de chaleur, rendements du moteur et pression moyenne effective) et sur les émissions (CO, NOx HCs) a été discuté. Khaliq *et al.* (2012) ont utilisé le premier principe et le second principe de la thermodynamique pour l'analyse d'un système basé sur un moteur HCCI fonctionnant à l'éthanol humide. Ils ont étudié les effets du rapport de pression du turbocompresseur, de la température ambiante, et du rendement isentropique du compresseur sur les rendements énergétique et exergetique du moteur et les pertes d'exergie dans chaque composant du système. Ils ont montré que l'effet du rapport de pression sur la perte d'exergie est plus important que l'effet du rendement du compresseur et la température ambiante. En outre, la plupart des pertes d'exergie (90.09%) se produisent dans le moteur HCCI. Khaliq et Trivedi (2012) ont mené une analyse thermodynamique basé

sur le premier principe et le second principe de la thermodynamique d'un nouveau cycle combinant un moteur HCCI alimenté par l'éthanol humide et un cycle organique de Rankine. Les auteurs ont constaté que les rendements énergétique et exergetique du cycle combiné varient considérablement avec le changement du rapport de pression du turbocompresseur de suralimentation, alors que la variation de la température du point de pincement, du rendement du turbocompresseur, et de la température ambiante provoquent de légères variations de ces rendements. Ils ont montré aussi que la plus grande perte exergetique se produit dans le moteur HCCI (68.7%).

Pour étendre la marge de fonctionnement d'un moteur HCCI utilisant l'éther de diméthyle comme carburant, l'injection directe et la recirculation des gaz d'échappement ont été utilisées par Jang *et al.* (2013) pour étudier leur effet sur les caractéristiques de la combustion. Un moteur monocylindrique avec injection directe et injection indirecte a été utilisé. Les résultats expérimentaux ont montré que le cas de l'injection directe offre une meilleure pression moyenne effective par rapport à l'injection indirecte. L'EGR augmente la pression moyenne effective. Ils ont conclu que l'injection directe avec un timing optimum de l'injection et la recirculation des gaz d'échappement provoque une amélioration, respectivement, de 22% et 55%. Ghorbanpour et Rasekhi (2013) ont simulé un moteur à allumage par compression à l'aide du code *AVL Fire*. Après la validation, les auteurs ont tenté d'adapter le modèle pour un moteur HCCI. Les effets de différents paramètres tels que le temps d'injection, la richesse et la recirculation des gaz d'échappement sur les performances de la combustion HCCI ont été analysés. Les résultats obtenus ont été en bon accord avec les données expérimentales. Ils ont constaté que le timing de l'allumage et la richesse peuvent contrôler la basse et la haute température des réactions. En outre, l'injection avancée peut créer un mélange homogène et par conséquent elle facilite la conversion du carburant. L'utilisation de la recirculation des gaz d'échappement peut retarder le début de la combustion. Pour les émissions, les résultats ont montré que le moteur HCCI peut réduire les émissions tout en conservant les bonnes performances.

Hongqing *et al.* (2014) ont proposé un modèle thermodynamique zéro-dimension à une seule zone utilisant le bilan exergetique pour un moteur à combustion à faible

température. Ils ont étudié l'influence des différentes espèces chimiques sur la conversion exergetique. L'effet des caractéristiques du carburant sur la perte d'exergie dans la combustion HCCI est également étudié. Les résultats ont montré qu'en augmentant la fraction volumique de l'iso-octane, les irréversibilités augmentent et l'exergie de chaleur diminue. Ils ont constaté que 41.1% de l'exergie du carburant est convertie en travail utile, 33.8% est détruite par irréversibilités, et 19.4% est prise par les gaz d'échappement, alors que 5.7% est détruite par transfert de chaleur à travers les parois du cylindre. Afin de comprendre la variation des pertes d'exergie avec les conditions de fonctionnement d'un moteur HCCI, Saxena *et al.* (2014) ont couplé une analyse exergetique avec un modèle multizone de la cinétique chimique pour l'étude d'un moteur HCCI fonctionnant à essence.

1.1.3 Travaux antérieurs sur les carburants alternatifs dans les moteurs HCCI

La situation inquiétante d'approvisionnement en énergie couplée aux problèmes de réchauffement climatique a provoqué une sévérité grandissante des restrictions relatives aux émissions de polluants des moteurs à combustion interne. En réponse à ces restrictions, plusieurs carburants alternatifs ont été proposés.

Cette option a stimulé de nombreuses études dans la littérature. Par exemple, Henham et Makkar (1998) ont examiné les performances d'un moteur Diesel dual-fuel utilisant le biogaz. L'étude a été réalisée en utilisant un biogaz de qualité variable représentant une large gamme de la composition $\text{CH}_4\text{-CO}_2$ qui peut être rencontrée dans les différentes sources du gaz.

Tanaka *et al.* (2003) ont élaboré un modèle thermodynamique pour un moteur HCCI fonctionnant aux carburants primaires de référence. Un modèle réduit de la cinétique chimique comportant 55 réactions de 32 espèces chimiques a été utilisé et l'effet du transfert de chaleur de la paroi sur la température adiabatique du gaz a été pris en considération par l'addition d'un volume de déplacement de la couche limite laminaire au volume du cylindre. Une interaction simple entre le n-heptane et l'iso-octane a été également introduite. Ils ont constaté que la première phase du dégagement de chaleur

diminue d'une façon non-linéaire avec l'augmentation du nombre d'octane. Par contre, le délai d'inflammation augmente avec l'augmentation du nombre d'octane. Dans cette étude, le taux total de dégagement de chaleur et le dégagement de chaleur ont été déterminés par le taux d'oxydation du CO durant la phase d'explosion qui suit le délai d'inflammation. Papagiannakis et Hountalas (2003) ont effectué une étude expérimentale sur un moteur Diesel monocylindre à injection directe, qui a été modifié pour fonctionner en mode dual-fuel (le gaz naturel comme carburant primaire et le Diesel comme carburant pilote). Les résultats obtenus ont été comparés à ceux d'un moteur Diesel conventionnel. Il a été constaté que le fonctionnement en mode dual-fuel donne une pression de cylindre plus faible une durée de combustion plus longue par rapport à un Diesel classique. L'utilisation du gaz naturel en mode dual-fuel a donné un effet positif sur les émissions des NOx. En même temps, il y a eu une diminution des émissions des suies indépendamment des conditions de fonctionnement du moteur. D'autre part, les niveaux des émissions du CO et des HCs ont été considérablement élevés.

Yap *et al.* (2005) ont effectué une expérience sur un moteur *HCCI* fonctionnant au propane. Avec un taux de compression modéré, la plage de charge du moteur a été contrôlée par la quantité d'*EGR* employée au système d'admission. Ils ont constaté qu'avec l'augmentation du taux de compression, la température d'admission nécessaire pour l'auto-inflammation du propane diminue. Hu *et al.* (2006) ont étudié expérimentalement les effets du taux de compression d'un moteur *HCCI* fonctionnant à l'éther de diméthyle sur ses performances, sur la combustion et sur les émissions. Les résultats expérimentaux ont indiqué que le moteur *HCCI* présente une région stable de travail et un rendement thermique à un taux de compression de. Ils ont constaté également qu'un taux de compression élevé produit une avance à l'allumage et une augmentation des taux d'énergie dissipés. La variation du taux de compression n'a pas d'effet sur les émissions de fumées et des NOx. L'utilisation de l'éther de diméthyle a permis d'obtenir une combustion sans fumées et des émissions de NOx nulles pour tous les taux de compression testés. Les émissions du CO ont été réduites avec l'augmentation du taux de compression. Les émissions des HCs présentent un

résultat spectaculaire. Elles sont maximales à un taux de compression de 10.7 et minimales à un taux de compression de 14. Wang *et al.* (2006) ont étudié l'effet de l'allumage commandé sur la combustion HCCI dans un moteur à essence à injection directe. Les résultats expérimentaux ont montré que l'allumage commandé améliore la stabilité de la combustion HCCI.

Frias *et al.* (2007) ont proposé une hypothèse selon laquelle un moteur HCCI peut fonctionner efficacement sur l'éthanol humide et que l'utilisation de l'éthanol humide dans les moteurs HCCI améliore le bilan énergétique de la production de l'éthanol. Ils ont réalisé une analyse énergétique d'un moteur HCCI utilisant l'éthanol humide et ils ont constaté une amélioration du bilan énergétique de l'éthanol et un rendement global maximal du système. Kong (2007) a simulé numériquement la combustion dans un moteur HCCI en utilisant un mélange gaz naturel-éther de diméthyle comme carburant. Les détails de la cinétique chimique de 360 réactions de 83 espèces ont été utilisés dans un code CFD de moteurs. Les résultats ont indiqué que la combustion, les émissions des NOx et les effets de la composition du carburant sur les limites de fonctionnement du moteur sont bien prédits par le modèle. Le dégagement de chaleur à basse température est beaucoup plus prononcé avec l'augmentation de la proportion d'éther de diméthyle. Le fonctionnement du moteur devient instable si la richesse en air est réduite à 2.

Sato *et al.* (2008) ont présenté un procédé pour augmenter la plage de fonctionnement du moteur HCCI en mélangeant deux combustibles avec des réactivités différentes. En premier lieu, l'éther diméthylique, le n-butane, ou l'hydrogène a été mélangé avec du méthane pour étudier l'effet de la variation des proportions du mélange sur la réaction d'oxydation du pré-mélange par des calculs numériques avec des réactions élémentaires. Sur la base des résultats, l'éther diméthylique ou le n-butane a été mélangé avec du méthane pour réaliser des expériences de combustion et de préciser les conditions de mélange de carburants bi-composants qui réalisent simultanément un rendement élevé et une grande efficacité thermique. Rehman *et al.* (2009) ont étudié les différentes caractéristiques et propriétés de combustion lors du choix d'un carburant pour un moteur. Afin de déterminer la possibilité de l'utilisation de l'huile

de karanja modifiée comme carburant pour moteur à allumage par compression, des tests de performance ont été réalisés. Une comparaison a été faite avec du carburant Diesel. La variation des paramètres d'injection a été analysée pour observer son influence sur les performances du moteur avec des carburants différents. Les résultats expérimentaux ont montré que le moteur Diesel donne de mauvaises performances à une basse pression d'injection comparées aux cas d'huile de karanja estérifié et son mélange avec du Diesel. Szwaja et Grab-Rogalinski (2009) ont conduit une étude sur la combustion simultanée de l'hydrogène et du Diesel en variant la concentration de l'hydrogène de 0 à 17%.

Hairuddin *et al.* (2010) ont réalisé une étude numérique comparative d'un moteur HCCI fonctionnant au Diesel-hydrogène, gaz naturel-Diesel et Diesel seul. Ils ont constaté que la combinaison hydrogène-Diesel a donné les meilleurs résultats en termes d'émissions de NO_x , du CO , des suies et des particules comparée au cas gaz naturel-Diesel. Fathi *et al.* (2010) ont étudié le dégagement de chaleur d'un moteur HCCI fonctionnant sur différentes compositions d'i-octane, n-heptane, gaz naturel et un mélange gaz naturel-n-heptane. Ils ont utilisé deux méthodes : une méthode traditionnelle qui utilise le premier principe de la thermodynamique, et une méthode basé sur un nouveau modèle qui consiste à appliquer le premier principe et un solveur de température. Ils ont constaté que la deuxième méthode donne des résultats plus précis que la première.

Hosseini *et al.* (2011) ont étudié les effets de l'indice de cétane sur la combustion HCCI et les émissions. Les expériences ont été menées dans un seul cylindre, avec un taux de compression variable, d'un moteur en mode de combustion HCCI. Les carburants ont été finement atomisés et partiellement vaporisés dans le collecteur d'admission. Le carburant de base était un flux de faible cétane affiné provenant de sources de sables bitumineux. Les carburants hydro-traités ont exposé une combustion plus stable et plus complète que le carburant de base, ce qui a entraîné une grande région d'exploitation, une diminution des émissions du HCs et des NO_x , et une baisse de la consommation spécifique du carburant. Les principaux inconvénients des carburants hydrotraités étaient les taux plus élevés de recirculation des gaz

d'échappement nécessaires pour retarder la combustion progressive, ce qui limite au maximum la pression moyenne indiquée pour une pression d'admission donnée, et l'augmentation d'intensité de cognement due à une accélération du processus de combustion. Nobakht *et al.* (2011) ont étudié l'influence de la température et la pression d'admission, le taux de compression, la richesse et la vitesse de rotation sur la combustion et les performances d'un moteur HCCI. Ils ont proposé un modèle à six zones couplé avec un code qui gouverne la cinétique chimique. Ce modèle tient en compte le phénomène de transfert de chaleur et de masse. Ils ont trouvé que la richesse et la pression d'admission ont la plus grande influence sur la combustion et les performances du moteur HCCI.

Singh et Agarwal (2012) ont mesuré le taux d'émissions du CO, NO_x, CO₂, O₂ et HCs d'un moteur HCCI en variant la richesse de 0.26 à 0.54, la température d'admission de 70 à 120°C et le taux de compression de 10.2 à 13.5. Ils ont employé différents carburants : essence, essence de remplacement, Diesel, Diesel de remplacement et un mélange de n-heptane et toluène. Ils ont constaté que l'effet de la dilution dans le cas de l'essence, et la richesse des carburants utilisés est marginal sur les émissions des NO_x. Parmi les carburants testés, le Diesel se distingue par le meilleur taux d'émissions.

He *et al.* (2013) ont testé plusieurs carburants : essence, 70% essence-30% n-butanol et n-butanol dans un moteur HCCI. Ils ont trouvé qu'en augmentant le taux de n-butanol dans le mélange, sous certaines conditions de fermeture de la soupape d'échappement, le début de l'auto-inflammation avance et la durée de combustion se réduit. L'augmentation du régime du moteur mène à un avancement du début de l'auto-inflammation. Par contre, la pression moyenne effective diminue avec l'augmentation du taux du n-butanol dans le mélange. Debnath *et al.* (2013) ont étudié expérimentalement l'effet du taux de compression et le temps d'injection sur les potentiels énergétique et exergetique d'un moteur Diesel monocylindre à injection directe utilisant l'ester de méthyle de l'huile de palme comme carburant. Les résultats ont montré que les valeurs élevées du taux de compression augmentent l'exergie sur l'arbre du moteur et l'exergie de l'eau de refroidissement, alors qu'elles diminuent

l'exergie des gaz d'échappement. Le retard ou l'avance de l'injection donne des résultats similaires.

1.2 Objectifs de la Thèse

Bien qu'il existe plusieurs études sur les moteurs HCCI comme mentionné dans les sections précédentes, la littérature semble contenir peu de recherche sur l'analyse thermodynamique des moteurs HCCI. Pourtant, la modélisation et l'analyse thermodynamique des moteurs HCCI sont nécessaires pour le calcul de leurs performances globales dans le but de rechercher les conceptions optimales. L'analyse thermodynamique peut, dans certains cas, réduire les tests réels sur prototypes en guidant la recherche expérimentale et le développement des moteurs.

La présente thèse vise à présenter une modélisation thermodynamique des moteurs Diesel marins. En particulier, la présente thèse apporte les contributions suivantes :

- Elaboration d'un modèle de calcul des propriétés thermodynamiques du carburant, de l'air et des produits de combustion. Le modèle est basé sur une chaleur spécifique à pression constante fonction de la température ;
- Analyse thermodynamique d'un cycle mixte. L'analyse prend en compte les irréversibilités lors des processus de compression et de détente et les pertes de chaleur vers l'extérieur ;
- Analyse thermodynamique d'un système basé sur un moteur HCCI fonctionnant au gaz naturel. L'analyse est basé à la fois sur les concepts de l'énergie et de l'exergie.

Les apports de cette thèse sont développés et analysés dans un manuscrit composé de cinq chapitres. En plus de ce chapitre introducteur qui présente le contexte scientifique et environnemental de cette thèse et un examen de la littérature connexe aux technologies de réduction des émissions, à la technologie HCCI et aux carburants alternatifs, les chapitres 2, 3, 4 et 5 sont consacrés aux différentes parties du travail et leur combinaison forme un rapport de thèse unifié.

Le deuxième chapitre, par rapport au contexte général de la présente thèse, porte sur les méthodes de réduction des émissions des moteurs Diesel marins. Il commence par

une description sommaire des composants des moteurs Diesel marins. Ensuite, les méthodes de réduction des émissions des moteurs Diesel marins sont présentées. Le chapitre se termine par les carburants alternatifs susceptibles de remplacer les carburants conventionnels dans les moteurs Diesel marins en se focalisant sur le carburant le plus approprié pour les applications marines, à savoir le gaz naturel.

Le troisième chapitre est réservé à la présentation de la formulation du modèle de calcul des propriétés thermodynamique de l'air, du carburant et des produits de combustion. Sur la base d'une chaleur spécifique fonction de la température, des expressions de l'enthalpie et de l'entropie ont été développées.

Le modèle élaboré dans le chapitre précédent a été utilisé pour l'analyse d'un cycle mixte dans le quatrième chapitre. L'analyse consiste à étudier les performances du cycle en fonction du taux de compression, du taux d'élévation de pression et de la vitesse du piston.

En guise de d'alternatives aux moteurs Diesel conventionnels, les moteurs HCCI constituent une solution prometteuse et crédible. Dans cette optique, le cinquième chapitre porte sur analyse thermodynamique d'un système basé sur un moteur HCCI fonctionnant au gaz naturel. L'analyse utilise, en particulier, le concept de l'exergie pour l'évaluation des irréversibilités dans les différents composants du système étudié. Enfin, la thèse se termine par des conclusions générales et des propositions intéressantes servant de guidelines pour les travaux futurs dans le domaine.

Chapitre 2

Moteurs Diesel Marins et Technologies de Réduction des Emissions

Sommaire

2.1 Moteurs Diesel Conventionnels	28
2.2 Emissions des Moteurs Diesel Marins	35
2.3 Technologies de Réduction des NOx et SOx	38
2.3.1 Technologies de réduction des NOx	39
2.3.2 Technologies de réduction des SOx	39
2.3.3 Autres carburants alternatifs et sources d'énergie	41
2.4 Moteurs HCCI	41
2.4.1 Principe de la combustion HCCI	42
2.4.2 Avantages et défis de la combustion HCCI	43
2.5 Carburants alternatifs	45

Pour vaincre la traînée hydrodynamique (résistance totale à l'avancement), un navire a besoin d'une certaine énergie. Cette énergie provient, généralement, d'un système de propulsion embarqué à bord du navire. Un système de propulsion typique se compose (Figure 2.1) :

- d'un moteur principal qui transforme l'énergie chimique d'un carburant en énergie mécanique,

- d'un système de transmission, souvent mécanique, pour transmettre l'énergie mécanique produite par le moteur principal à l'hélice,
- d'une hélice marine qui transforme l'énergie mécanique reçue sur son arbre en une poussée pour vaincre la résistance à l'avancement.

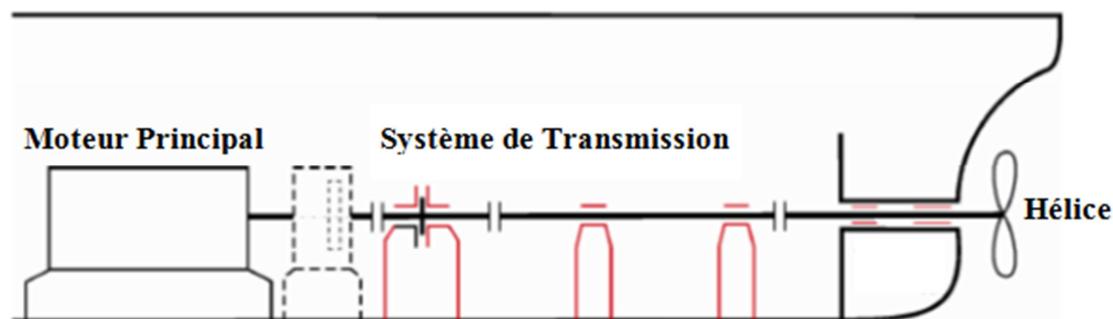


Figure 2.1. Schéma d'un système de propulsion d'un navire

Un système de propulsion installé à bord d'un navire doit satisfaire certaines exigences de base. En plus d'une taille (dimensions) minimale et un poids minimum, le système de propulsion doit être fiable, efficace, et assez facile à maintenir pour assurer un fonctionnement en toute sécurité.

L'expérience a montré que quatre types de systèmes de propulsion ont satisfaits ces exigences : les systèmes de turbines à vapeur, les systèmes nucléaires, les systèmes de turbines à gaz et les systèmes de moteurs Diesel.

Les quatre types de systèmes de propulsion sont comparés dans le Tableau 2.1 (Blank *et al.*, 2005). Il est à noter que le système de propulsion de turbine à gaz possède le plus bas rapport poids-puissance et que le système de moteur Diesel est le système de propulsion le moins cher et le plus performant à des vitesses élevées.

Tableau 2.1. Comparaison entre les quatre systèmes de propulsion des navires

	Diesel	Vapeur	Nucléaire	Turbine à gaz
Poids/Puissance, kg/kW.h	1.83	9.12	2.13	0.17
Prix	\$90/BHP	\$170/BHP	\$255/BHP	\$120/BHP
Consommation spéc., g/h	136-190	204-250	-	186

Depuis l'introduction de la propulsion motorisée dans le transport maritime au milieu du 19^{ème} siècle, différentes époques peuvent être clairement distinguées. Les premiers navires étaient propulsés par des roues à aubes entraînées par des moteurs alternatifs à vapeur. Plus tard, ces moteurs laissaient place aux turbines à vapeur vers la fin de la seconde guerre mondiale. Alors qu'aujourd'hui, le moteur Diesel domine la propulsion marine (Xiros, 2002).

Cette situation est justifiée par :

- Le rendement thermique élevé des moteurs Diesel par rapport aux autres systèmes de propulsion,
- Les moteurs Diesel peuvent consommer des carburants lourds à des prix raisonnables.

2.1 Moteurs Diesel Conventionnels

Les moteurs Diesel sont actuellement le principal moyen de propulsion des navires. Les moteurs Diesel marins sont classés généralement en moteurs Diesel lents à deux temps, moteurs semi-rapides à quatre temps, et moteurs rapides à quatre temps (Tableau 2.2).

Tableau 2.2. Classification des moteurs Diesel marins

Type de moteur	Vitesse de rotation (trs/min)	Poids spécifique
Lent	70 – 200	15 – 30
Semi-rapide	400 – 600	10 – 20
Rapide	1000 – 1500	2.5 – 6

La version « moteurs lents » des moteurs Diesel marins peut être accouplée directement à l'hélice sans la nécessité de réducteurs ou d'embrayage. Les moteurs lents sont réversibles. De plus, ils sont généralement construits avec un nombre réduit de cylindres et, en conséquence, un plus petit nombre de pièces mobiles, ce qui augmente la fiabilité du système de propulsion. Une section d'un grand moteur marin à deux temps suralimenté est montrée sur la Figure 2.2.

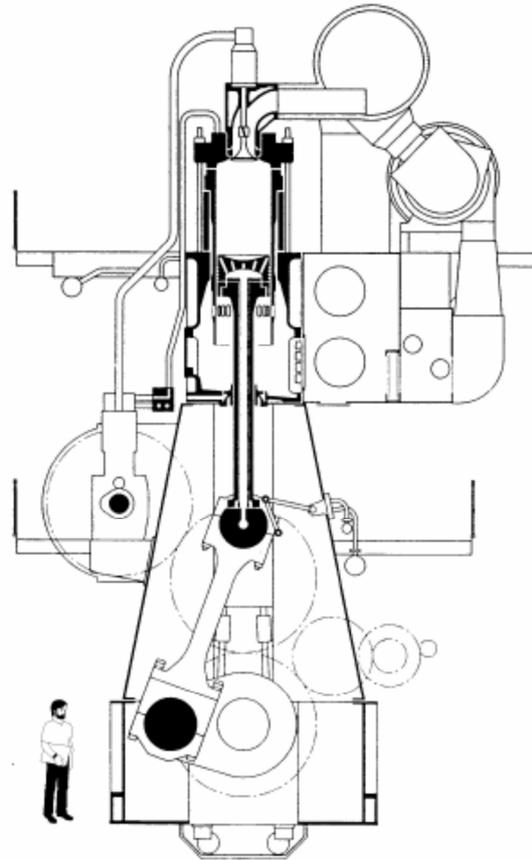


Figure 2.2. Section transversale d'un moteur Diesel marin à deux temps

Le cycle d'un moteur Diesel est réalisé en quatre étapes :

- admission de l'air dans le cylindre (comprimé et refroidi en cas de présence d'un système de suralimentation),
- compression de l'air introduit par le piston,
- injection du carburant et inflammation du mélange air-carburant,
- expulsion des gaz brûlés vers l'extérieur à travers le système d'échappement.

L'inflammation du mélange air – carburant, durant la troisième étape, libère une énergie qui pousse le piston vers le bas pour faire tourner le vilebrequin.

Dans un moteur Diesel conventionnel, l'injection du carburant est faite dans des conditions de hautes températures et pressions, c'est-à-dire vers la fin du processus de compression de l'air en s'approchant du point mort haut. Après son introduction dans la chambre de combustion, le carburant prend un temps pour s'enflammer. Le délai

entre le début de l'injection et le début de l'inflammation est appelé « *délai d'auto-inflammation* ». Il dépend du temps pris par les gouttelettes du carburant pour s'évaporer et le temps pour que les réactions chimiques s'établissent. La première phase de la combustion s'amorce dès que les premières gouttelettes évaporées se mélangent avec l'air chaud : c'est la combustion en *prémélange*. La phase suivante est une combustion de type *diffusif*. La Figure 2.3 schématise l'évolution de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin durant une combustion Diesel conventionnelle. Quatre étapes distinctes peuvent être constatées :

- ***Délai de l'auto-inflammation AB***: c'est le temps pris par les gouttelettes du carburant pour s'enflammer. Durant cette période le carburant est injecté d'une façon continue.
- ***Combustion non contrôlée BC***: le début de la combustion entraîne la combustion de toutes les gouttelettes du carburant qui ont été accumulées durant la période du délai à l'auto-inflammation, ce qui entraîne une augmentation subite de la pression. Il est à noter que durant cette période l'injection du carburant continue et les gouttelettes injectées s'enflamment immédiatement.
- ***Combustion contrôlée CD***: Durant cette période, le carburant brûle au fur et à mesure qu'il est injecté dans la chambre de combustion du fait de l'accumulation de la chaleur dégagée lors de la période non contrôlée de la combustion et de l'élévation de la pression dans la chambre de combustion. La quantité de carburant injectée détermine la pression maximale dans le cylindre. Cette pression est inchangée en fonction de la charge du moteur. L'augmentation de la puissance est due à des périodes plus longues d'injection et de combustion non contrôlée.
- ***Postcombustion DE***: Les particules injectées qui n'ont pas pu être brûlées complètement durant la période de la combustion contrôlée par manque d'oxygène ou en s'accumulant sur les parois continuent de brûler durant cette période.

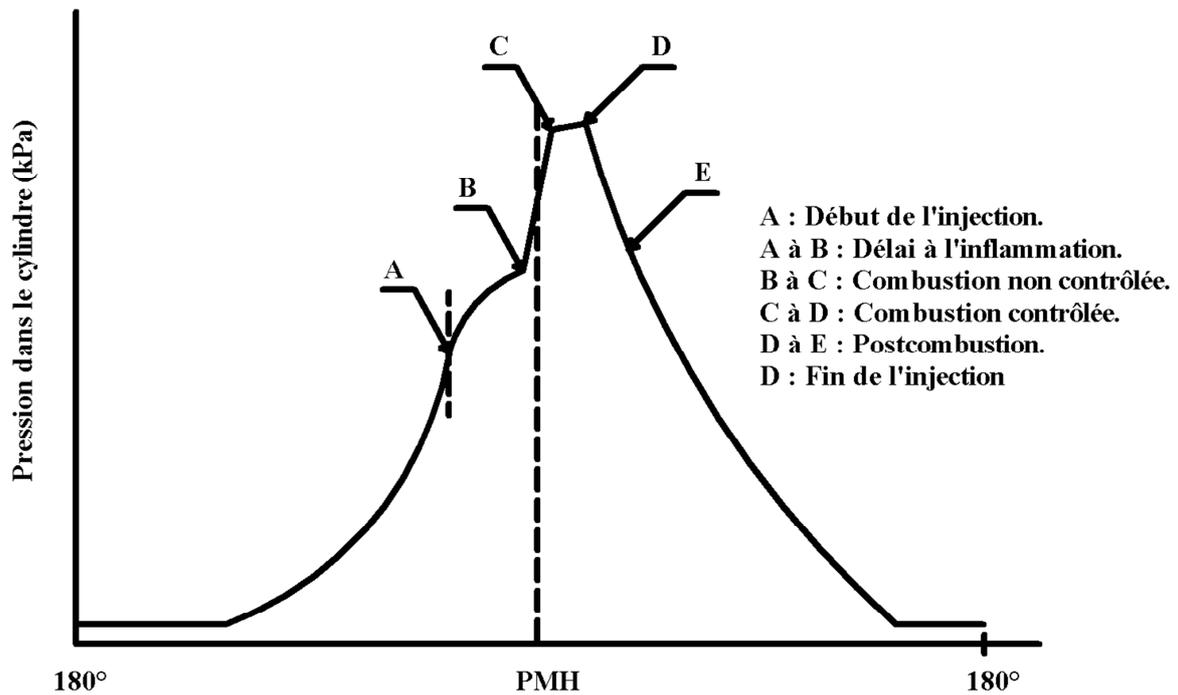


Figure 2.3. Evolution des étapes d'une combustion Diesel conventionnelle

Les principales pièces d'un moteur Diesel sont:

- **Bâti et carter moteur:** Le bâti supporte le moteur et assure l'alignement de l'arbre. Le carter offre des logements pour le vilebrequin. Dans les grands moteurs, le bâti et le carter forment une seule pièce.



Figure 2.4. Logement du vilebrequin d'un moteur Diesel marin

- **Vilebrequin et le volant:** Le vilebrequin est l'un des composants les plus lourds et les plus coûteux des grands moteurs marins. Le volant assure une atténuation des vibrations induites par les mouvements des pistons dans chaque cylindre.

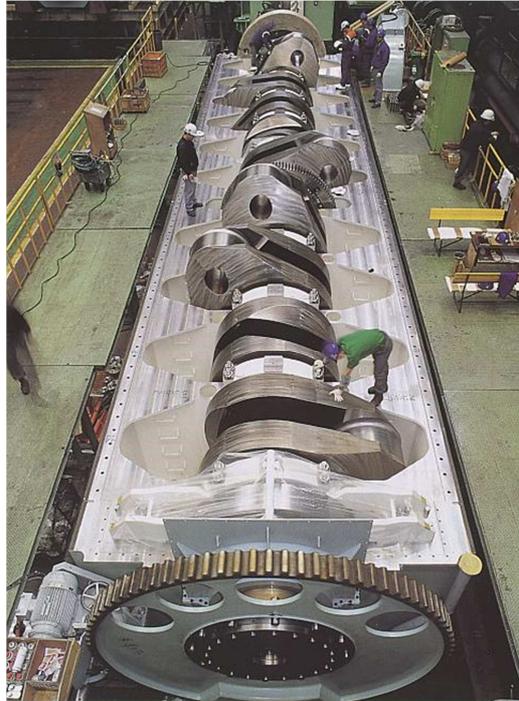


Figure 2.5. Vilebrequin d'un moteur Diesel marin

- **Corps de moteur:** Cette partie du moteur représente un support mécanique pour les cylindres du moteur et assure la solidité mécanique et la flexibilité de la structure du moteur. Il faut que l'accès humain aux parties intérieures du moteur reste possible.

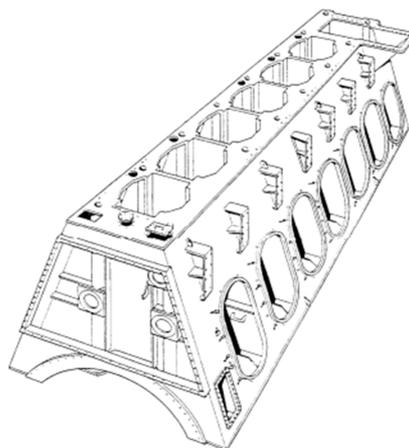


Figure 2.6. Corps d'un moteur Diesel marin

— **Blocs-cylindres et chemises:** Dans les grands moteurs Diesel marins, chaque cylindre est logé dans le bloc-cylindres séparément.

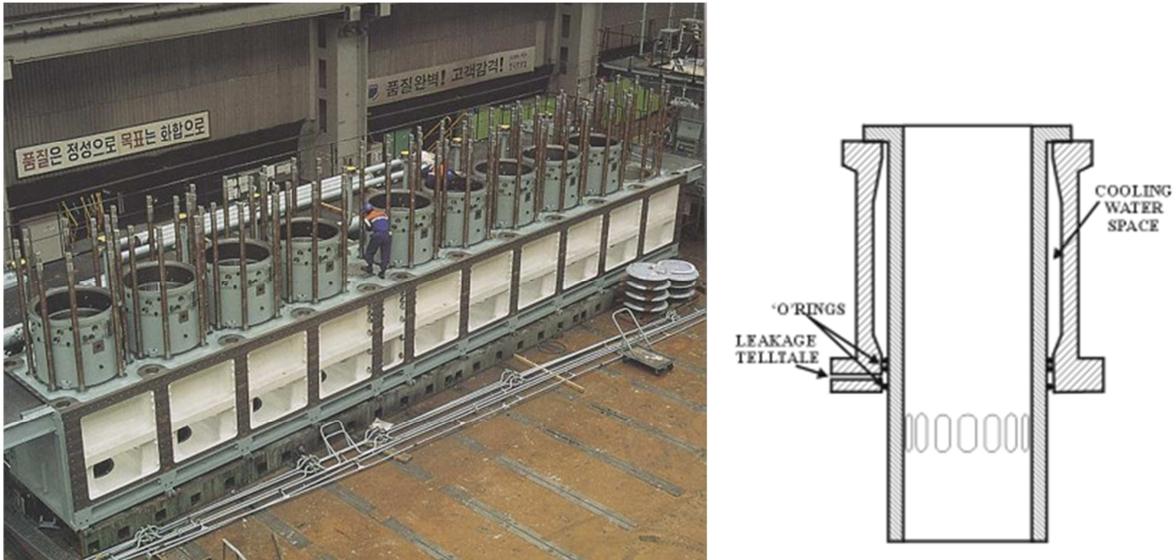


Figure 2.7. Bloc-cylindres et chemises d'un moteur Diesel marin

— **Pistons et bielles:** Les pistons se composent de la tête du piston, les segments et l'axe du piston. Leur rôle est de délivrer une puissance mécanique au vilebrequin auquel ils sont reliés par des bielles.



Figure 2.8. Pistons et bielles d'un moteur Diesel marin

- **Culasses et soupapes:** Les culasses représentent le fond fixe de la chambre de combustion et servent comme un support mécanique pour les deux autres composants du moteur, à savoir les soupapes et les injecteurs de carburant.

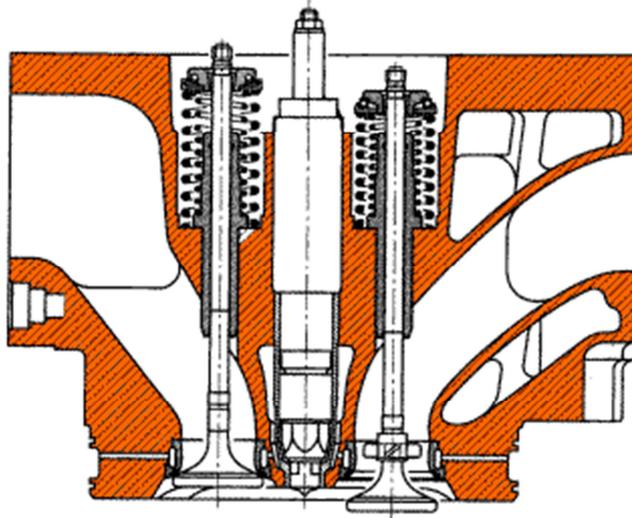
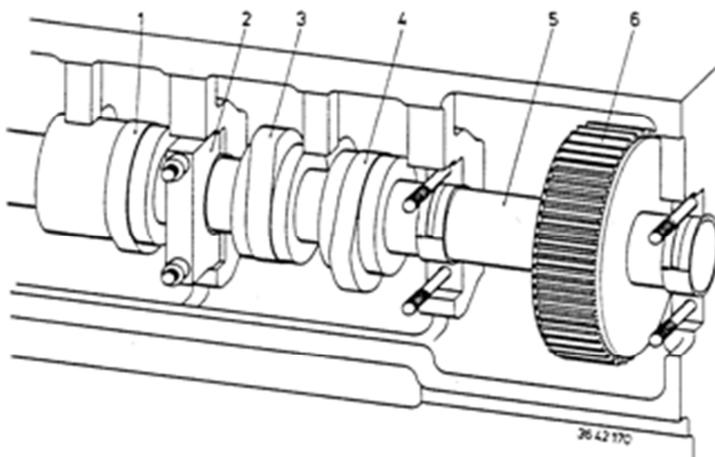


Figure 2.9. Section d'une culasse d'un moteur Diesel marin

- **Arbre à cames:** L'arbre à cames est une des parties les plus critiques d'un moteur, car il assure le timing de l'ouverture et la fermeture des soupapes, ainsi que l'injection du carburant.



1. Came d'échappement
2. Palier
3. Came du carburant
4. Came d'admission
5. Arbre à cames
6. Pignon d'arbre à cames

Figure 2.10. Arbre à cames d'un moteur Diesel marin

- **Système d'alimentation en combustible:** Ce système se compose de pompes de carburant à haute pression, la tuyauterie à haute pression et les injecteurs de carburant (un pour chaque cylindre).

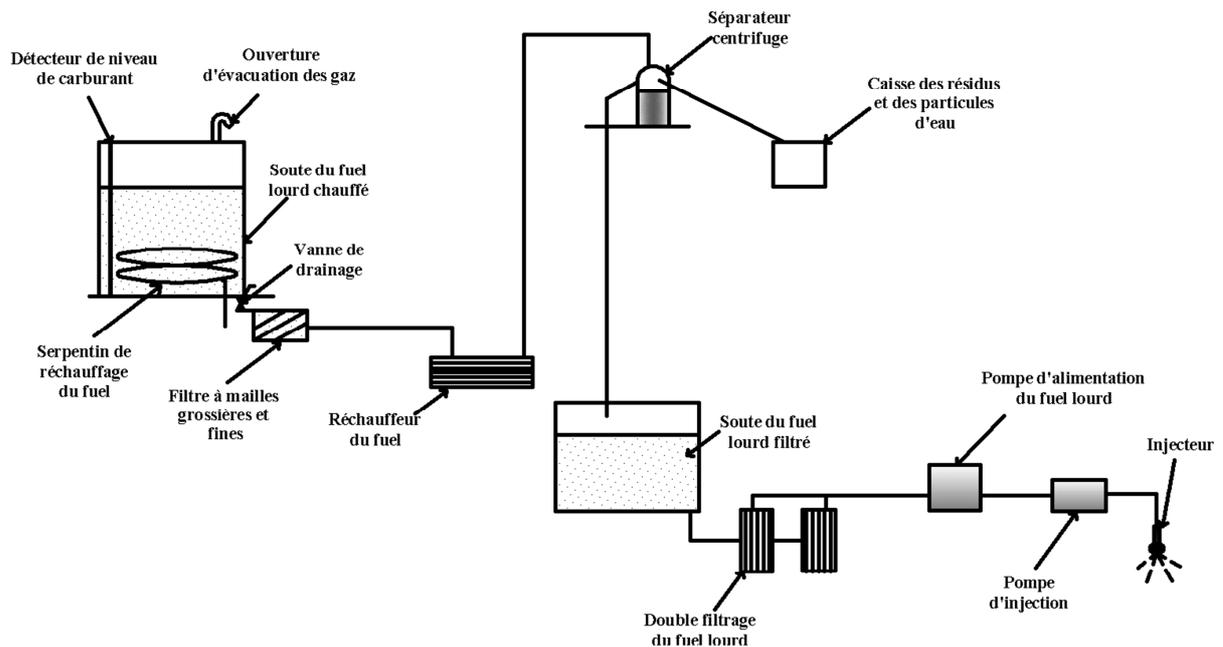


Figure 2.11. Système d'alimentation en carburant d'un moteur Diesel marin

Le moteur Diesel avec transmission mécanique a tendance à être remplacé par le Diesel électrique qui présente une grande souplesse d'emploi. Dans une propulsion Diesel-électrique, le moteur Diesel entraîne un générateur électrique pour produire l'énergie électrique nécessaire à l'entraînement d'un moteur électrique attaquant l'hélice. Cette technologie a le grand avantage d'éliminer la ligne d'arbres conventionnelle, ce qui réduit les vibrations. De plus, le générateur électrique fournit l'électricité nécessaire à d'autres besoins du navire. Largement adopté dans les navires de croisières, la propulsion Diesel-électrique a tendance à gagner d'autres applications, notamment à bord des méthaniers et des pétroliers.

2.2 Emissions des Moteurs Diesel Marins

Le moteur Diesel est actuellement la solution la plus répandue pour la propulsion des navires. Il s'agit d'une technologie mature et fiable. De plus, les fabricants de moteurs Diesel marins possèdent un réseau bien établi dans le monde entier pour les opérations de maintenance et de vente de pièces de rechange.

Des améliorations de la suralimentation, de la technologie d'injection du carburant, de la puissance au frein et des pressions d'allumage ont amélioré la consommation spécifique du carburant dans les moteurs Diesel semi-rapides à quatre temps.

Cependant, cette technologie doit faire face à trois défis:

- La hausse des coûts des carburants,
- Les nouvelles réglementations de réduction des émissions polluantes dans l'atmosphère,
- Le risque d'introduction de taxes sur le carbone.

Malgré que ces moteurs possèdent un bon rendement avec de très faibles émissions d'hydrocarbures (HCs) et de monoxyde de carbone (CO), ils émettent dans l'atmosphère d'énormes quantités de particules et d'oxydes d'azote.

Les moteurs Diesel fonctionnent avec un excès d'air. Le carburant est injecté à des pressions élevées dans l'air à la fin de sa compression. Cette compression augmente suffisamment la température de l'air pour provoquer une auto-inflammation du carburant. La combustion se produit à des températures avoisinant les 2000°C. Pour une combustion complète, les produits de combustion contiennent, outre le CO₂ et le H₂O, un pourcentage important d'oxygène (O₂) et d'azote (N₂). Les hautes températures favorisent la formation des oxydes d'azote (NO_x). Les NO_x sont plus importants dans les moteurs Diesel que dans les moteurs à essence à cause de l'azote et de l'oxygène provenant de l'excès d'air. D'autres émissions telles que les oxydes de soufre (SO_x), le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC), les particules, etc... sont également rencontrées dans les moteurs Diesel. Les émissions typiques d'un moteur Diesel moderne sont présentées dans la Figure 2.12 (Woodyard, 2009). Comme l'indique la figure, les principales émissions des moteurs Diesel marins sont l'azote (N₂), l'oxygène (O₂), la vapeur d'eau (H₂O) et le dioxyde de carbone (CO₂). L'oxygène, l'azote et la vapeur d'eau ne sont pas toxiques. Le dioxyde de carbone n'est pas toxique non plus, mais il contribue à l'effet de serre (réchauffement climatique). Malheureusement, c'est un produit inévitable de toute combustion d'un carburant d'origine fossile. 2.7% des émissions mondiales de CO₂ proviennent des systèmes de propulsion des navires (Eyring *et al.*, 2005).

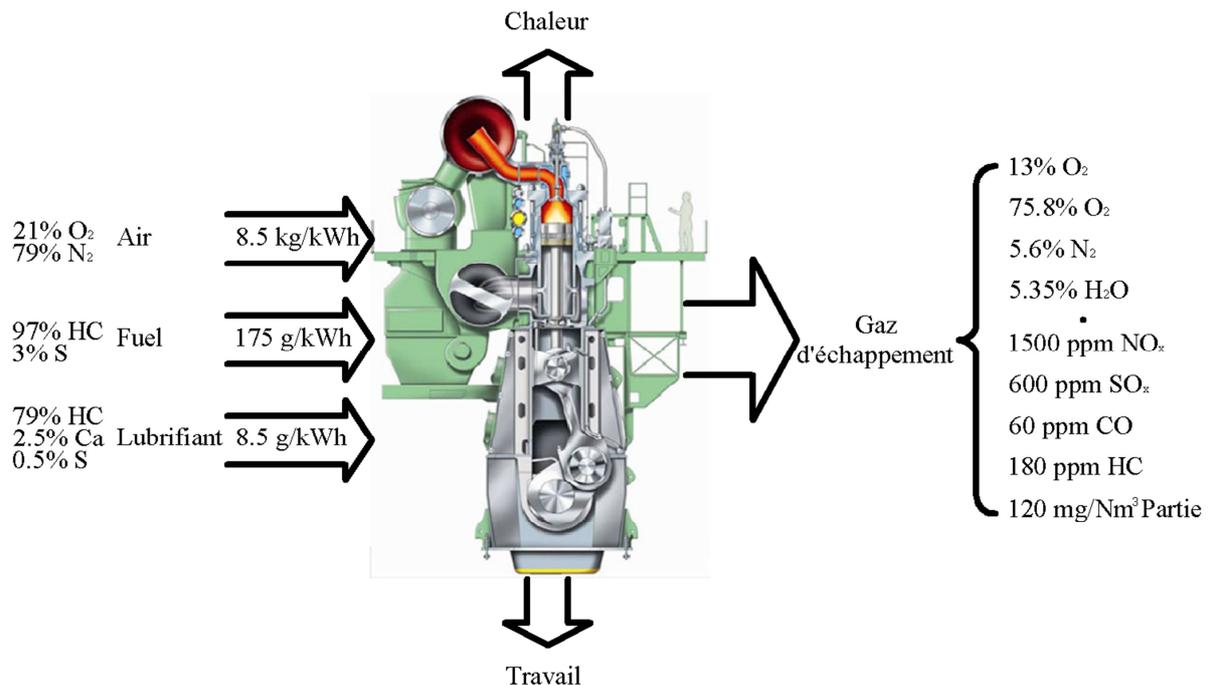


Figure 2.12. Emissions typiques d'un moteur Diesel moderne à faible régime

Les oxydes d'azote sont générés à partir de l'azote et de l'oxygène à hautes températures de combustion. La formation des NO_x augmente avec la température de combustion, le temps de séjour des gaz brûlés à haute température et la quantité d'oxygène. Pour cette raison, les moteurs lents produisent plus de NO_x que les moteurs semi rapides et rapides car le processus de combustion s'étend sur une plus longue période. Les émissions des NO_x sont néfastes pour la santé humaine car se sont des produits cancérigènes. De plus elles contribuent à l'appauvrissement de la couche d'ozone et provoquent les pluies acides. Environ 15 % des émissions mondiales de NO_x sont imputables aux navires (Eyring *et al.*, 2005).

Les émissions de NO_x consistent en un mélange de NO et NO₂. Comparée aux turbines à gaz et aux moteurs à combustion externes, la concentration du NO₂ dans les gaz d'échappement des moteurs Diesel est beaucoup plus faible, car les réactions d'élimination du NO₂ sont rapides et se produisent facilement dans le cylindre avant que les gaz soient expulsés (Miller et Bowman, 1989). Par conséquent, les émissions de NO représentent 90 à 99 % des émissions totales de NO_x contenues dans les gaz d'échappement des moteurs Diesel (Ferguson et Kirkpatrick, 2001 et Cai *et al.*, 2011).

Les oxydes de soufre (SO_x) sont produits par oxydation du soufre contenu dans le carburant. Comparés aux applications terrestres, les carburants marins contiennent une teneur élevée en soufre atteignant jusqu'à +4.5%, ce qui contribue de manière significative dans les émissions mondiales d'oxyde de soufre dans les mers et les régions portuaires. Les SO_x représentent une source majeure des pluies acides. En outre, ils peuvent être transportés sur de longues distances dans l'atmosphère avant d'être déposés dans les lacs et les cours d'eau, provoquant une réduction de leur alcalinité. Des études ont montré qu'environ 5-8% des émissions mondiales de SO_x sont attribuables aux navires (Eyring *et al.*, 2005).

Les particules sont un mélange complexe de composés organiques et inorganiques. Leur formation dépend de nombreux facteurs, tels que la combustion incomplète, les cendres dans les carburants, le fractionnement thermique du carburant et de l'huile de graissage, sulfates et eau, etc...

Les émissions du monoxyde de carbone (CO) sont généralement faibles pour les moteurs Diesel comparés aux moteurs à essence. Dans les moteurs Diesel marins, la formation est fortement influencée par l'homogénéité du mélange air-carburant dans la chambre de combustion. Le CO résulte de la combustion incomplète en raison d'une insuffisance locale en oxygène et de la dissociation du dioxyde de carbone. C'est un produit toxique pour les êtres vivants.

Les émissions d'hydrocarbures des moteurs Diesel sont aussi généralement faibles que celles des moteurs à essence. Dans les moteurs Diesel marins, les hydrocarbures sont créés par la combustion incomplète du carburant et de l'huile de lubrification, et l'évaporation du carburant. Ils peuvent être également émis directement par évaporation à partir de cargaisons telles que le pétrole et les produits pétroliers. Les hydrocarbures sont considérés comme des produits cancérigènes et ils contribuent à l'effet de serre.

2.3 Technologies de Réduction des NO_x et SO_x

Pour améliorer la qualité de l'air, différentes mesures techniques peuvent être appliquées pour la réduction des émissions polluantes dans l'atmosphère. La plupart

des mesures se focalisent sur la réduction des émissions des NOx et des SOx, étant donné que les émissions de particules ne sont pas encore réglementées. Le Tableau 2.3 résume les différentes mesures et leur potentiel de réduction des émissions. Certaines technologies restent coûteuses et difficiles à appliquer à grande échelle (CNSS, 2011).

2.3.1 Technologies de réduction des NOx

Les technologies de réduction des émissions des NOx peuvent être divisées en trois catégories:

- les technologies qui empêchent la formation des NOx lors de la combustion,
- les technologies de postcombustion,
- l'utilisation de carburants alternatifs.

Utilisation de l'eau pour abaisser la température de combustion : En principe, la formation des NOx peut être empêchée par l'abaissement de la température dans la chambre de combustion. Dans la plupart des cas, la vapeur d'eau ou l'eau est utilisée : injection directe de l'eau dans la chambre de combustion, émulsion d'eau dans le carburant avant l'injection ou alimenter le moteur en air humidifié réduisent de 0 à 85% les émissions.

Traitement des gaz d'échappement : D'autres technologies de réduction des émissions se concentrent sur le traitement des gaz d'échappement pour réduire les NOx. La réduction catalytique sélective (SCR, pour *Selective Catalytic Reduction*) qui utilise l'urée pour convertir les NOx en azote et eau est un exemple d'une technologie qui peut réduire jusqu'à un maximum de 99% les NOx.

2.3.2 Technologies de réduction des SOx

Les émissions des SOx peuvent être réduites par l'utilisation de carburants à faibles teneurs en soufre ou par un post-traitement des gaz d'échappement.

Tableau 2.3. Technologies de réduction des NOx et des SOx

Catégorie	Technologie visant la réduction de	NOx	SOx	CO ₂	Particule
NOx					
Addition de l'eau	Injection directe de l'eau	Max. 60%		+0.2%	Max. 50%
	Recirculation des gaz d'échappement	20-85%			
	Moteurs à air humide	20-80%			
	Système de combustion à air saturé	30-60%			
	20% d'émulsion d'eau dans le carburant	20%			40-60%
Modification du moteur	Côté soupapes	20%			Probablement réduites
	Mesures avancées	30-40%			Probablement réduites
Post-traitement	Réduction catalytique sélective	90-99%			25-40%
SOx					
	Lavage		90-95%		80-85%
Carburants alternatifs	Carburants à faible teneur en soufre (2.7%S à 0.5%S)		80%		20%
	NOx et SOx				
	GNL	60%	90-100%	0-25%	72%
	Alimentation en énergie dans les ports	90%	90%	◆	90%

◆ En fonction de la source d'énergie utilisée

Carburant à faible teneur en soufre : l'annexe VI de la MARPOL oblige une réduction de la teneur maximale en soufre du carburant par rapport aux teneurs actuelles de 3.5 à 0.5% en 2020. Les navires peuvent passer aux carburants lourds à faible teneur en soufre sans modification du moteur. Cependant, les coûts d'exploitation sont plus élevés, principalement en raison du prix élevé du carburant.

Désulfuration des gaz d'échappement : Une alternative à l'utilisation des carburants à faible teneur en soufre est l'utilisation d'un laveur. Plusieurs types de laveurs sont en cours d'essai. Par l'utilisation d'un épurateur d'eau de mer, le SO₂ peut être lavé des gaz d'échappement. Les alcalines dans l'eau de mer neutralisent les oxydes de soufre dans la tour de lavage. Cette réaction chimique donne des sulfates. En raison de la grande concentration de sulfate dans l'eau de mer, le rejet des sulfates obtenus à partir du lavage des gaz d'échappement a un effet négligeable sur l'environnement marin. Dans le cas d'une alcalinité limitée de l'eau de mer, de l'eau douce avec des agents laveurs peuvent être utilisés. 90 à 95% des émissions de SO_x peuvent être éliminées par lavage à l'eau de mer.

2.3.3 Autres carburants alternatifs et sources d'énergie

Le remplacement des carburants conventionnels par des carburants alternatifs ou le recours vers d'autres sources d'énergie se traduisent par une réduction des émissions des SO_x et des NO_x. Dans le cas de l'utilisation du gaz naturel liquéfié (GNL), les émissions des NO_x peuvent être réduites de 60% et les émissions de SO_x par 90 à 100%. Une autre option, en particulier bénéfique pour la qualité locale de l'air, est d'utiliser une alimentation en énergie dans les ports. Les émissions des NO_x et des SO_x peuvent être réduites de 90% tandis que la réduction du CO₂ dépend de la source d'énergie utilisée.

2.4 Moteurs HCCI

Les émissions polluantes des moteurs Diesel, en particulier les oxydes d'azote et les particules, sont la raison principale de s'orienter vers de nouvelles stratégies de combustion en utilisant des carburants alternatifs.

La combustion HCCI est un mode de combustion qui se développe rapidement. Les faibles taux d'émissions polluantes combinés à une économie en carburant, atouts indéniables pour faire face à une hausse du prix de l'énergie fossile et des normes antipollution de plus en plus sévères, ont rendu ce mode de combustion très prometteur.

Le processus de combustion HCCI, comme l'a constaté Najt et Foster (1983), est un procédé de combustion où le carburant et l'air sont pré-mélangé et comprimé dans la chambre de combustion avant que l'inflammation se produise de manière relativement uniforme dans toute la chambre de combustion. Ceci diffère de l'allumage commandé du fait de l'absence d'un initiateur de la combustion et diffère de l'allumage par compression car il n'y a pas d'injection de carburant dans la chambre de combustion.

Le processus de combustion HCCI a reçu plusieurs appellations : Allumage par compression d'une charge de pré-mélangé (PCCI, pour *Pre-mixed Charge Compression Ignition*), auto-inflammation contrôlée (CAI, pour *Controlled Auto-Ignition*), et combustion active radicale. Le même processus de combustion est derrière chaque nomenclature.

2.3.1 Principe de la combustion HCCI

Les moteurs HCCI fonctionnent selon le même cycle 4 temps des moteurs conventionnels à allumage commandé et à allumage par compression. Le temps d'admission est utilisé pour introduire de l'air frais et du carburant dans le cylindre pour obtenir un mélange homogène. Le temps de compression amorce la phase fermée du cycle. Le mélange commence sa compression par la montée du piston, ce qui augmente la température et la pression du mélange. Le mélange atteint les conditions d'auto-allumage quand le piston s'approche du point mort haut. Aux conditions d'auto-allumage, le carburant s'enflamme pour libérer son énergie chimique. L'inflammation du mélange augmente davantage la température et la pression dans le cylindre. Au cours de la détente, un travail est appliqué au piston pour produire un couple sur le vilebrequin. Le cycle se termine par une remontée du piston pour chasser les produits de combustion du cylindre, c'est le temps d'échappement.



Admission Compression Combustion Echappement

Figure 2.13. Principe de fonctionnement d'un moteur HCCI

2.3.2 Avantages et défis de la combustion HCCI

La technologie de combustion HCCI présente de nombreux avantages, notamment :

- La combustion HCCI assure jusqu'à 15 à 30% d'économie de carburant, tout en respectant les normes d'émissions en vigueur.
- Comme les moteurs HCCI sont pauvre en carburant, ils peuvent fonctionner à des taux de compression similaire au diesel (>15), réalisant ainsi des rendements similaires à ceux des moteurs Diesel.
- Les niveaux d'émissions des NOx sont presque négligeables.
- Les moteurs HCCI peuvent fonctionner en utilisant différents carburants.

Cependant, cette technologie doit surmonter certaines difficultés qui altèrent son développement :

- Contrôle du processus d'auto-inflammation,
- Réduction des émissions des hydrocarbures et du monoxyde de carbone,
- Extension de la plage de fonctionnement.

Le Tableau 2.4 donne une comparaison entre les moteurs Diesel conventionnels et les moteurs HCCI.

Tableau 2.4. Comparaison entre moteurs Diesel conventionnels et moteurs HCCI

	Moteur Diesel	Moteur HCCI
Admission	Charge d'air pur, puis injection du carburant par spray liquide	Charge air/carburant prémélangée comme un moteur à allumage commandé
Injections	Précoces	Plus tardives
Milieu	Homogène	Milieu hétérogène
Allumage	Par compression	Par compression
Rendement	55% grâce à un fort taux de compression (16-18)	Proche de celui du moteur Diesel grâce à un fort taux de compression (> 15) et variable
Emissions	Importante formation de suies et de NOx,	Faible émission de suies et de NOx grâce à une forte dilution et l'absence de forts gradients de température et de concentration
Température de combustion	1900 - 2000 K	800 - 1100 K

2.4 Carburants alternatifs

Les navires consomment de 300 à 400 tonnes de carburant par an. Près de 90% de cette consommation est affectée aux navires de commerce. Les navires à passagers, les bateaux de pêche, les remorqueurs et d'autres types de navires divers consomment les 10% restants.

Le choix du type de carburant utilisé à bord d'un navire influe fortement sur l'économie de l'exploitation d'un navire. En effet, 50% du coût de l'exploitation d'un navire est, en général, le coût du carburant, ce qui a poussé la plupart des armateurs à opter pour des carburants lourds de mauvaise qualité. Les carburants lourds de mauvaise qualité représentent environ 77% de la consommation des carburants dans le secteur maritime. Ces carburants présentent l'avantage d'être bon marché mais leur teneur en soufre n'est pas négligeable.

Cependant, ces carburants lourds contiennent des niveaux élevés d'asphalte, des résidus de carbone, des composés de soufre et des composants métalliques, qui sont la principale source de pollution de l'air. La sévérité des nouvelles réglementations sur les émissions polluantes conjuguée à la volatilité des prix des carburants conventionnels ont ouvert la voie vers le recours aux carburants alternatifs.

Dans le secteur maritime, malgré que les carburants soient classés en différentes catégories, il n'y a pas de spécification standard. Par conséquent, la composition et la qualité du carburant peuvent être variables lors du ravitaillement dans les différents ports du monde.

Dans les moteurs à combustion interne, les caractéristiques chimiques du carburant ainsi que les conditions de fonctionnement influent sur le processus de combustion, les performances du moteur et les émissions polluantes. Certaines caractéristiques, jugées importantes, du carburant sont les suivantes :

- Le carburant doit être suffisamment volatile pour assurer un bon mélange des charges,
- Une basse température d'auto-inflammation et un bon indice de cétane,
- Le carburant doit avoir un léger retard d'allumage pour réduire le cognement,

- Le carburant ne doit pas produire de fumées ou d'odeurs après la combustion,
- La viscosité du carburant doit être suffisamment faible pour assurer sa fluidité,
- Le carburant doit être non corrosif et résistant à l'usure,
- Le carburant doit avoir des points d'éclair et d'incendie élevés.

L'industrie des carburants alternatifs a augmenté de façon spectaculaire pour les carburants liquides et gazeux. Chaque carburant alternatif possède des avantages et des inconvénients pour les applications marines. L'abondance de solutions montre qu'il n'y a pas d'accord unanime sur l'utilisation d'un carburant ou un autre.

Les sources d'énergie alternatives prometteuses sont les alcools, les huiles végétales, le gaz naturel comprimé (GNC), le gaz de pétrole liquéfié (GPL), le gaz naturel liquéfié (GNL), le biogaz et l'hydrogène. Parmi ces carburants, le GNL est disponible en grandes quantités avec un prix relativement bon marché et il produit beaucoup moins de polluants par rapports aux carburants conventionnels.

Le gaz naturel avec son prix concurrentiel est un bon candidat pour servir comme carburant des navires. Jusqu'à présent, les navires utilisant le gaz naturel comme carburant sont dans la gamme des petites et moyennes tailles. Les grands méthaniers sont les seuls grands navires qui utilisent actuellement le GNL comme carburant pour assurer leurs voyages internationaux.

La production du CO₂ dépend principalement du rapport de l'hydrogène au carbone dans le carburant et le rendement du cycle du moteur. Les carburants marins conventionnels couramment utilisés tels que fuel lourd et le MDO ont un rapport d'environ 2:1, tandis que le gaz naturel présente un rapport de 4:1. En conséquence, la combustion de carburants marins conventionnels produit plus de CO₂ que la combustion du gaz naturel.

Le gaz naturel peut être également extrait à partir d'une source d'énergie renouvelable (biométhane). Le gaz naturel stocké sous forme de GNL est une solution très prometteuse notamment pour le cabotage maritime. Cependant, stockée sous sa forme

comprimée (GNC), il est peu viable en raison de ses longs temps de ravitaillement et les besoins en espace supplémentaire pour les réservoirs de carburant.

Pour les applications marines, le gaz naturel possède les avantages suivants :

- **Disponibilité:** La découverte de nouvelles réserves conjuguée à l'exploitation du gaz de schiste devraient assurer un approvisionnement abondant pendant des années.
- **Prix :** Le gaz naturel a un prix compétitif avec les carburants résiduels et distillés. Actuellement, il est de 70% moins cher que les carburants résiduels et 85% moins cher que les carburants distillés.
- **Faibles émissions :** L'utilisation du gaz naturel provoquent des réductions des émissions des SO_x (100%), des NO_x(85%), des particules non brûlées (85%) et du CO₂ (25%) des moteurs Diesel marins.
- **Règles de construction des navires :** Les règles de construction et de sécurité des navires utilisant le gaz naturel comme carburant ont été élaborées et publiées par les sociétés de classification.
- **Disponibilité de moteurs marins à gaz :** Les moteurs marins utilisant le gaz naturel comme carburant ou en dual ont été déjà mis au point au profit de certains types de navires.
- **Expérience avec le gaz naturel comme carburant :** Depuis plusieurs années, certains navires naviguent en toute sécurité en utilisant le GNL comme carburant primaire.

Cependant, l'adoption du gaz naturel comme carburant dans les navires présente les inconvénients suivants :

- Le gaz naturel n'est pas compatible avec les moteurs existants et les systèmes d'alimentation en carburant.
- Surcoût des nouvelles constructions des navires utilisant le gaz naturel comme carburant. Il y a des surcoûts liés aux moteurs à gaz, aux cuves de stockage et aux systèmes d'alimentation des moteurs en gaz naturel.
- Augmentation de l'espace réservé au stockage du carburant.
- Augmentation du temps de ravitaillement en carburant.

- Mesures de sécurité accrues.
- Nombre limité de terminaux de ravitaillement en carburant.

Chapitre 3

Propriétés Thermodynamiques des Produits de Combustion

Sommaire

3.1 Réaction Chimique de Combustion	50
3.2 Propriétés Thermodynamiques des Espèces.....	55
3.2.1 Chaleur spécifique à pression constante	55
3.2.2 Enthalpie et entropie spécifiques	59
3.2.4 Propriétés du mélange des gaz de combustion	60

Lors de l'analyse des cycles thermodynamiques selon lesquels les moteurs à combustion interne fonctionnent, il est souvent nécessaire de calculer les propriétés thermodynamiques des produits de combustion. Ces propriétés sont nécessaires pour déterminer les paramètres optimaux de conception des moteurs.

Dans les traitements élémentaires de la thermodynamique, on considère un certain nombre de variables thermodynamiques fondamentales. Ces variables sont : pression, température, volume, énergie interne, enthalpie, entropie, énergie libre. Pour un gaz parfait, la détermination de l'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie est largement simplifiée.

L'étude thermodynamique d'un système vise à trouver, à l'équilibre thermodynamique, une relation entre les variables d'état. Cette relation est dite équation d'état. Une équation d'état d'une substance est une relation entre la pression (p), le volume spécifique (v), et la température (T). La plupart des équations d'état sont extrêmement compliquées. En revanche, l'équation d'état des gaz parfaits est une

approximation commode qui peut être facilement employée dans la majeure partie de l'analyse des propriétés thermodynamiques des produits de combustion. Une molécule d'un gaz parfait n'a pas de volume propre et les forces intermoléculaires sont absentes. Dans la plupart des modèles thermodynamiques pour l'analyse des cycles des moteurs, l'air, en guise de fluide moteur, est considéré comme un gaz parfait avec des chaleurs spécifiques constantes. En raison des grandes différences de température rencontrées lors de l'accomplissement d'un cycle moteur, l'hypothèse de chaleurs spécifiques constantes n'est pas justifiée. De plus, pour certaines phases du cycle, il est nécessaire d'envisager des changements dans la composition du gaz en suivant plusieurs espèces chimiques. Le fluide moteur doit être considéré comme un mélange de gaz de combustion. Ainsi, pour se rapprocher de la réalité, il est nécessaire de prendre en considération la variation des chaleurs spécifiques en fonction de la température et la composition des gaz du fluide moteur.

Dans ce chapitre, des formules simples et précises pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'air et des différents produits de la combustion en fonction de la température et la composition du carburant ont été élaborées. Ces formules permettent d'éviter le recours aux tables thermodynamiques, opération très laborieuse, pour le calcul des cycles des moteurs à combustion interne. De plus, Les données thermodynamiques pour les différentes espèces peuvent être facilement stockées sous forme de coefficients associés aux équations qui correspondent aux données en vue d'une utilisation dans des programmes informatiques.

3.1 Réaction Chimique de Combustion

L'extrême dépendance du transport maritime envers les carburants d'origine fossile est due, en particulier, à l'abondance, la disponibilité et le coût des énergies fossiles. Cette situation devrait se poursuivre dans les décennies à venir. Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les armateurs à réduire la consommation et la pollution des moteurs Diesel équipant leurs navires. D'où le recours à des carburants alternatifs plus propres et moins chers. Parmi ces carburants,

le gaz naturel est considéré comme une source d'énergie crédible et prometteuse pour les moteurs marins en remplacement des carburants classiques.

Le gaz naturel offre une combustion plus propre en raison d'une amélioration de la préparation du mélange air-combustible et d'un rapport d'hydrogène au carbone supérieur à celui des carburants conventionnels. De plus, le gaz naturel représente un avantage majeur, grâce à sa disponibilité croissante et au développement des nouvelles technologies visant à étendre son emploi dans les moteurs à combustion interne. Le gaz naturel ne contient pas les composants aromatiques tels que le benzène, et il a une faible teneur en impuretés tels que le soufre ce qui résulte à de faibles émissions des oxydes de soufre (SOx). Quelques propriétés du gaz naturel, généralement utilisées dans la combustion, ont été comparées à celles du carburant Diesel dans le Tableau 3.1 (Verhelst et Wallner, 2009 ; Saravane *et al.*, 2008).

Tableau 3.1. Propriétés du carburant Diesel comparées au gaz naturel

Propriétés	Diesel	Gaz naturel
Composant principal	$C_{12}H_{23}$	CH_4
Température d'auto-inflammation (K)	553	923
Pouvoir calorifique inférieur (MJ/kg)	42.5	50
Masse volumique (kg/m^3)	833-881	0.862
Masse molaire (g/mol)	170	16.043
Limites d'inflammabilité (% volume en air)	0.7-5	5-15
Vitesse de flamme (m/s)	0.3	0.45
Point d'ébullition (K)	453-653	111.5
Indice de cétane	40-60	-
Indice d'octane	30	120

Le gaz naturel peut être utilisé sous deux formes pour le transport. Sous sa forme de gaz comprimé (GNC, pour *Gaz Naturel Comprimé*), il est stocké dans des récipients robustes. En raison de sa faible densité énergétique sous cette forme, il est plus adapté aux applications terrestres. A l'état liquide (GNL, pour *Gaz Naturel Liquéfié*), il est

stocké à une température de saturation d'environ -162°C à pression atmosphérique, permettant de réduire son volume de 600 fois par rapport à son état gazeux. Cette bonne densité énergétique lui ouvre de grandes perspectives pour les applications marines. De plus, à bord d'un navire, son stockage ne pose pas de problème, car il y a la possibilité de récupérer les gaz évaporés (BOG, pour *Boil-off Gas*) et les utiliser comme carburant.

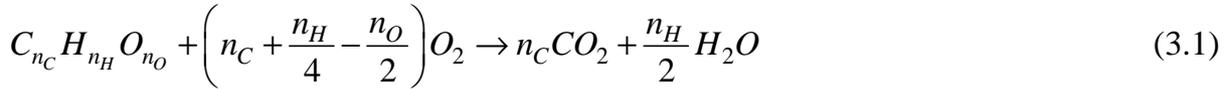
Le gaz naturel se compose de 70 à 90% de méthane. Il est exempt de soufre, plus léger que l'air, inodore et incolore. La Composition du gaz naturel peut varier considérablement en fonction de la région géographique. Les marges de variation des concentrations des composants du gaz naturel à travers le monde sont données dans le Tableau 3.2 (Petersen *et al.*, 2005).

Tableau 3.2. Marges de variation des concentrations des composants du gaz naturel à travers le monde

Composant		Concentration (%)
Méthane	CH_4	70-90
Ethane	C_2H_6	0-20
Propane	C_3H_6	0-20
Butane	C_4H_{10}	0-20
Dioxyde de carbone	CO_2	0-8
Oxygène	O_2	0-0.2
Azote	N_2	0-5
Sylphide d'hydrogène	H_2S	0-5
Gaz rares	A, He, Ne, Xe	Traces

Le méthane possède une large plage d'inflammabilité qui assure un mélange pauvre dans les moteurs. Il brûle lentement avec une basse température de la flamme. La combustion du gaz naturel dans les moteurs Diesel produit de très faibles niveaux d'émissions de CO et de particules. Cependant, il n'a pas d'effet sur le niveau d'émissions des HCs (Karila *et al.*, 2004).

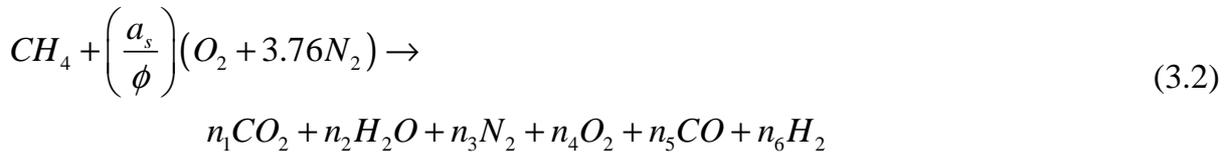
Dans les conditions idéales, la combustion d'un carburant ne produit que de l'eau (H_2O) et le dioxyde de carbone (CO_2), en plus de l'azote (N_2) contenu dans l'air qui ne participe pas à la réaction. L'équation stœchiométrique globale de combustion (sans dissociation), pour une combustion complète, prend la forme :



où n_C , n_H , n_O désignent, respectivement, le nombre d'atomes, respectivement de C, H et O.

Cependant, dans une combustion réelle, en plus de ces principaux produits de combustion, les gaz d'échappement d'un moteur contiennent également d'autres composés.

Dans le présent travail, l'équation de la combustion du gaz naturel est simplifiée en considérant une simple réaction du méthane, le composant principal du gaz naturel, avec de l'air. Les espèces suivantes ont été considérées comme produits de combustion : CO_2 , CO , H_2O , N_2 , O_2 et H_2 .



où n_i dénote le nombre de moles du constituant i et ϕ est le rapport d'équivalence air-carburant. a_s est le nombre stœchiométrique.

L'équilibre des atomes donne les quatre équations suivantes :

$$\begin{cases} C: & 1 = (y_1 + y_5)n_t \\ H: & 4 = (2y_2 + 2y_6)n_t \\ O: & \frac{2a_s}{\phi} = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5)n_t \\ N: & \frac{7.52a_s}{\phi} = 2y_3 \cdot n_t \end{cases} \quad (3.3)$$

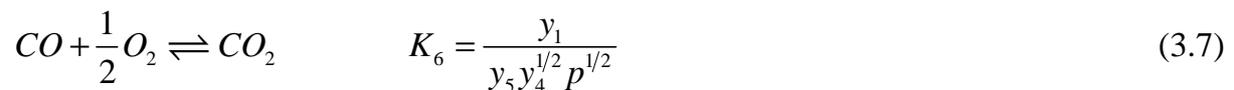
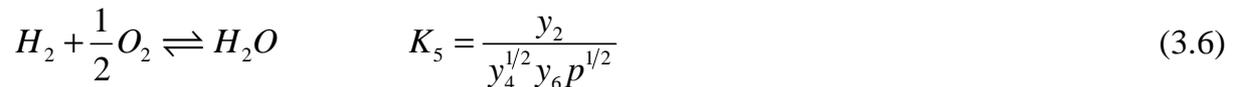
où n_t est le nombre total des moles des produits. Il est relié à la fraction molaire y_i par la relation suivante :

$$y_i = \frac{n_i}{n_t} \quad (3.4)$$

Ce qui donne aussi :

$$\sum_{i=1}^6 y_i - 1 = 0 \quad (3.5)$$

En tenant compte des phénomènes de dissociation du H_2O et du CO_2 , les réactions d'équilibre s'écrivent :



Les constantes d'équilibre, K_5 et K_6 , sont déterminées par l'expression suivante (Ferguson et Kirkpatrick, 2001):

$$\log_{10} K_5(T) = A_i \ln(T/1000) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2 \quad (3.8)$$

où T est la température en Kelvin. Les coefficients numériques A_i , B_i , C_i , D_i et E_i sont résumés dans le Tableau 3.3 (Ferguson et Kirkpatrick, 2000).

Tableau 3.3. Coefficients numériques intervenant dans l'équation 3.8

i	A_i	B_i	C_i	D_i	E_i
5	-0.7523644E+00	0.124210E+05	-0.260286E+01	0.259556E-03	-0.162687E-07
6	-0.4153020E-02	0.148627E+05	-0.475746E+01	0.124699E-03	-0.900227E-05

A une pression p , une température T et un rapport d'équivalence ϕ , le problème consiste à résoudre 7 équations pour 7 inconnus : les 6 fractions molaires y_i et le nombre total des moles n_i . Le système des 7 équations sont non-linéaires et peuvent être résolues à l'aide de la méthode de *Newton-Raphson*. Une fois les fractions molaires des produits de combustions déterminées, les propriétés thermodynamiques d'intérêt, à savoir l'enthalpie et l'entropie peuvent être évaluées.

3.2 Propriétés Thermodynamiques des Espèces

Il est établi expérimentalement que le comportement p - v - T des gaz à des pressions modérées et températures élevées est bien représenté par l'équation d'état des gaz parfaits qui s'écrit :

$$p \cdot v = r \cdot T \quad (3.9)$$

où p , v , T sont respectivement la pression, le volume spécifique et la température. r est la constante du gaz calculée par :

$$r_i = \frac{R}{M_i} \quad (3.10)$$

avec, $R = 8.3145 \text{ J/mole.K}$, la constante universelle des gaz et M_i est la masse molaire du gaz.

L'étude des phénomènes de combustion nécessite la connaissance des enthalpies et entropies des substances utilisées dans la combustion et celles qui résultent de celle-ci. Ces variables découlent des chaleurs spécifiques de ces substances. Ce sujet est important dans le calcul de beaucoup de données de combustion, et pour cette raison est considéré longuement dans cette section.

3.2.1 Chaleur Spécifique à pression constante

La chaleur spécifique d'une substance est la quantité de la chaleur exprimée en Joule exigée pour élever un kilogramme d'une substance d'un degré de température. Tous les gaz, à l'exception des gaz monoatomiques, présentent une augmentation de la chaleur spécifique en fonction de la température. Puisque toutes les substances changent en volume ou en pression avec le changement de température, il est nécessaire de distinguer les chaleurs spécifiques à volume constant et à pression constante, exprimées d'habitude, respectivement, par c_p et c_v .

La variation de la pression des gaz produits par la combustion est limitée, c'est pour cette raison que les processus de combustion sont généralement assumés à pression constante. En revanche, tous les gaz, à l'exception des gaz monoatomiques, présentent une augmentation de la chaleur spécifique en fonction de la température.

Les données thermodynamiques permettant de représenter l'évolution de la chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait en fonction de la température peuvent être lissées à des polynômes en utilisant, par exemple, la méthode des moindres carrés ou en se servant d'un logiciel de graphisme. Les résultats des nombreux travaux expérimentaux effectués pour la détermination des chaleurs spécifiques des gaz ne sont malheureusement pas en parfait accord.

Par exemple, Gordon et McBride (1994), profitant de leur expérience dans ce domaine, ont utilisé une forme polynomiale de la chaleur spécifique à pression constante dans leur modèle de calcul des propriétés thermodynamiques des espèces:

$$\frac{C_p^0}{R} = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5T^5 \quad (3.11)$$

De leur côté, van Wylen *et al.* (1994) ont fourni des relations pour un certains nombre de gaz :

$$\begin{cases} N_2 : & c_p = 1.395 - 18.3139(T/100)^{-1.5} + 38.311(T/100)^{-2} - 29.3(T/100)^{-3} \\ O_2 : & c_p = 1.16975 + 6.28187 \times 10^{-4}(T/100)^{1.5} - 5.5803(T/100)^{-1.5} + 7.4025(T/100)^{-2} \\ CO_2 : & c_p = -0.0849 + 0.69384(T/100)^{0.5} - 0.09326(T/100) + 5.49954 \times 10^{-4}(T/100)^2 \\ H_2O : & c_p = 7.9472 - 10.19667(T/100)^{0.25} + 4.59728(T/100)^{0.5} - 0.20549(T/100) \end{cases} \quad (3.12)$$

Walsh et Fletcher (1998) ont exprimé la chaleur spécifique à pression constante de l'air et des produits de combustion sous forme de polynômes de huitième ordre en fonction de la température :

$$c_p = \sum_{i=0}^n A_i \left(\frac{T}{1000} \right)^i \quad (3.13)$$

Alors que Rosario et Michele (2006) ont préconisé une forme polynomiale logarithmique du cinquième ordre pour le calcul des chaleurs spécifiques à pression constante :

$$\tilde{c}_p(T^*) = \sum_{i=0}^5 a_i [\ln(T^*)]^i \quad (3.14)$$

Les paramètres ont été calculés par la méthode des moindres carrés en se servant des données disponibles dans la littérature. Une méthode pour le calcul des mélanges a été également décrite.

Dans la présente étude, une formule générale pour le calcul de la chaleur spécifique à pression constante de l'air, le méthane et des différentes espèces résultant de la combustion incomplète du méthane est proposée :

$$c_p = a_1 T^{10} + a_2 T^9 + a_3 T^8 + a_4 T^7 + a_5 T^6 + a_6 T^5 + a_7 T^4 + a_8 T^3 + a_9 T^2 + a_{10} T + a_{11} \quad (3.15)$$

Les coefficients a_i , propres à chaque substance, ont été déterminés par une méthode de régression sur la base des données de la littérature (Glassman et Yetter, 2008). Ils sont résumés dans le Tableau 3.4.

A partir de cette équation et en utilisant les équations différentielles de la thermodynamique, il est possible de déterminer les expressions de l'enthalpie et l'entropie pour chaque gaz.

La chaleur spécifique à pression constante est reliée à la chaleur spécifique à volume constant par la relation de Meyer. Cette relation relie les chaleurs spécifiques entre elles par la relation suivante:

$$c_p - c_v = T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (3.16)$$

Pour un gaz parfait, la relation de Meyer se simplifie à la forme suivante :

$$c_p - c_v = r \quad (3.17)$$

où r est la constante du gaz de l'espèce.

Dans certains cas, il est suffisant d'utiliser des valeurs moyennes. La chaleur spécifique moyenne d'un gaz entre deux températures T_1 et T_2 sera alors :

$$\bar{c}_p = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p(T)}{T_1 - T_2} dT \quad (3.18)$$

Tableau 3.4. Coefficients numériques intervenant dans l'équation 3.15

	CH_4	Air	CO	CO_2	O_2	H_2O	N_2	H_2
a_1	6.3600E-31	2.763000E-13	-1.5153E-31	-3.4859E-32	6.7789E-32	1.6964E-31	-1.7964E-31	-1.4291E-31
a_2	-1.1163E-26	-1.913000E-09	2.6157E-27	6.672600E-28	-1.2942E-27	-3.0105E-27	3.1364E-27	2.4900E-27
a_3	8.57940E-23	3.294000E-06	-1.9600E-23	-5.613600E-24	1.0915E-23	2.3275E-23	-2.3852E-23	-1.9021E-23
a_4	-1.5046E-07	-1.3370000E-03	8.3373E-20	2.726400E-20	-5.3495E-20	-1.0273E-19	1.0348E-19	8.3838E-20
a_5	-3.7941E-19	0.36530E+01	-2.2059E-16	-8.449300E-17	1.6844E-16	2.8497E-16	-2.8149E-16	-2.3614E-16
a_6	-1.9979E-12	0.00000E+00	3.7273E-13	1.748000E-13	-3.5506E-13	-5.1593E-13	4.9561E013	4.4456E-13
a_7	2.5201E-09	0.00000E+00	-3.9402E-10	-2.471400E-10	5.0439E-10	6.1485E-10	-5.6006E-10	-5.6668E-10
a_8	-2.1168E-06	0.00000E+00	2.389E-07	2.45220E+00	-4.7014E-07	-4.7911E-07	3.8501E-07	4.8043E-07
a_9	0.11082E-02	0.00000E+00	-6.432E-05	-0.181640E-03	0.026509E-02	0.23878E-03	-0.14176E-03	-0.25346-E03
a_{10}	-0.26049E+00	0.00000E+00	0.4759E-02	0.10958E+00	-0.69911E-01	-0.58759E-01	0.2543E-01	0.74266E-01
a_{11}	0.55003E+02	0.00000E+00	0.29483E-03	0.15703E+02	0.35860E-02	0.38757E-02	0.27376E-02	0.20076E-02

3.2.2 Enthalpie et entropie spécifiques

Les principales propriétés thermodynamiques, à savoir l'enthalpie et l'entropie peuvent être tirées de la chaleur spécifique à pression constante en utilisant les relations générales de la thermodynamique. L'enthalpie d'une substance pure, à l'état de gaz parfait, est une fonction uniquement de la température. Une substance pure augmente son enthalpie en absorbant de la chaleur. L'entropie d'une substance pure, à l'état de gaz parfait, est fonction et de la température et de la pression.

Les expressions générales permettant d'estimer l'enthalpie et l'entropie spécifiques des substances étudiées peuvent être dérivées de l'équation (3.15) en utilisant les expressions suivantes :

$$\begin{cases} h(T) = \int c_p(T) \cdot dT + h_{00} \\ s(T, p) = \int \frac{c_p(T)}{T} dT - \int \frac{v}{T} dp + s_{00} \end{cases} \quad (3.19)$$

En substituant l'équation (3.15) dans les expressions (3.19), les expressions finales de l'enthalpie et de l'entropie peuvent être obtenues :

$$\begin{cases} h(T) = \frac{a_1}{11} T^{11} + \frac{a_2}{10} T^{10} + \frac{a_3}{9} T^9 + \frac{a_4}{8} T^8 + \frac{a_5}{7} T^7 \\ \quad + \frac{a_6}{6} T^6 + \frac{a_7}{5} T^5 + \frac{a_8}{4} T^4 + \frac{a_9}{3} T^3 + \frac{a_{10}}{2} T^2 + a_{11} T + h_{00} \\ h(T) = \frac{a_1}{10} T^{10} + \frac{a_2}{9} T^9 + \frac{a_3}{8} T^8 + \frac{a_4}{7} T^7 + \frac{a_5}{6} T^6 \\ \quad + \frac{a_6}{5} T^5 + \frac{a_7}{4} T^4 + \frac{a_8}{3} T^3 + \frac{a_9}{2} T^2 + a_{10} T + a_{11} \ln(T) + s_{00} \end{cases} \quad (3.20)$$

où h_{00} et s_{00} sont les constantes d'intégration calculées sur la base d'un état de référence arbitraire. Pour chaque gaz, la constante d'intégration de l'enthalpie est la somme de deux parties: une partie calculée en ajustant $h = 0$ à 298 K et une partie représentant l'enthalpie de formation du gaz. Pour l'entropie, les constantes d'intégration sont calculées en ajustant $s = 0$ à 298 K et 1.01325 bar. h_{00} et s_{00} , pour les différentes substances intervenant dans la combustion du méthane sont données dans le Tableau 3.5.

Tableau 3.5. Constantes d'intégration

Substance	h_{00}	s_{00}
CH_4	-711.00	-18.406
Air	-302.94	-5.890
CO	-312.65	-8.814
CO_2	-189.36	-3.1958
O_2	-287,45	-5.99
H_2O	-574.17	-12.752
N_2	-189.36	-5.784
H_2	-3856.6	-106.81

3.2.3 Propriétés du mélange des gaz de combustion

Les propriétés thermodynamiques des produits de combustion présentent différentes dépendances de la température. Certains en dépendent plus que d'autres. Par conséquent, il est plus judicieux de calculer les propriétés thermodynamiques de leur mélange comme une somme des propriétés des espèces individuelles :

$$\Phi_m = \sum_{i=1}^n \Phi_i X_i \quad (3.21)$$

avec, Φ est la propriété d'intérêt (c_p , h ou s) de l'espèce i et X est la fraction massique. L'indice m dénote le mélange.

La constante des gaz du mélange est calculée par :

$$r_m = \frac{R}{M_m} \quad (3.22)$$

La masse molaire du mélange est définie par :

$$M_m = \sum_{i=1}^n y_i M_i \quad (3.23)$$

où y est la fraction molaire, R est la constante universelle des gaz ($R = 8314.5 \text{ J kmol}^{-1} \text{ K}$) et M est la masse molaire.

Chapitre 4

Analyse Thermodynamique d'un Cycle Mixte

Sommaire

4.1 Analyse Thermodynamique d'un Cycle Mixte	62
4.2 Résultats et Discussions	66
4.2.1 Influence combinée du taux de compression et de la vitesse du piston sur les performances du cycle	66
4.2.2 Influence combinée du taux de compression et du taux d'élévation de pression sur les performances du cycle	68
4.2.3 Influence du rendement de compression sur les performances du cycle	70

Les modèles thermodynamiques des moteurs Diesel peuvent être utilisés pour évaluer les effets des différents paramètres de fonctionnement sur les performances du moteur. Ils ont l'avantage d'être plus souples et moins coûteux que les modèles CFD et les études expérimentales. Plusieurs modèles thermodynamiques pour l'analyse des moteurs à combustion interne peuvent être trouvés dans la littérature. Ils vont de l'analyse théorique simple à des procédures plus complexes qui tiennent en compte des irréversibilités et le transfert de chaleur.

En pratique, les modèles de calcul des cycles des moteurs Diesel repose sur l'hypothèse que le fluide moteur est l'air avec des chaleurs spécifiques constantes. Ces modèles sont utilisés dans le but d'évaluer les performances du moteur en fonction des paramètres du moteur et du fluide. Cependant, en raison de la forte augmentation de la température lors de la phase de combustion rend l'hypothèse de chaleurs spécifiques

constantes moins réelle. Bien que la puissance du cycle à air donne uniquement une approximation de la puissance du moteur réel, il est plus utile de calculer les performances du cycle en prenant en compte la variation des chaleurs spécifiques en fonction de la température.

Les cycles théoriques sont très utiles dans l'analyse des performances des moteurs à combustion interne malgré que les cycles réels réalisés dans ces moteurs peuvent ne pas suivre exactement les processus d'un cycle théorique. En effet, les cycles théoriques représentent la limite vers laquelle tendent les cycles réels.

L'objet de ce chapitre est d'appliquer le modèle présenté dans le chapitre précédent pour le calcul des performances d'un cycle mixte utilisant l'air en guise de fluide moteur en fonction des paramètres de fonctionnement :

- le taux de compression,
- la vitesse moyenne du piston,
- le taux d'élévation de pression,
- le rendement isentropique de la compression.

4.1 Analyse Thermodynamique d'un Cycle Mixte

Les moteurs Diesel actuels, plus rapides, utilisent un cycle Diesel modifié avec des injections plus rapides et courtes grâce à l'emploi de pompes d'injection haute pression (100 bars) permettant une pulvérisation très fine du carburant et des vitesses d'injection élevées.

Le cycle réel des moteurs Diesel modernes s'éloigne du cycle moteur mis au point par Rudolf Diesel. La différence réside dans la manière dont la chaleur est fournie au cycle. Dans un cycle Diesel, le processus d'apport de chaleur s'effectue à pression constante. Cependant, dans les cycles réels, la durée du processus d'apport de chaleur est suffisante pour être partagée en une partie à volume constant et une partie à pression constante. Donc le cycle réalisé dans les cylindres d'un moteur Diesel se rapproche du cycle mixte ou combiné. Ce cycle combine les avantages du cycle à apport de chaleur à volume constant (cycle Otto) et du cycle à apport de chaleur à pression constante (Diesel).

Le cycle Diesel considéré dans cette analyse est représenté dans la Figure 4.1. Le fluide moteur utilisé est de l'air, considéré comme un gaz parfait à chaleur spécifique dépendant de la température. L'air initialement introduit dans le cylindre est comprimé par un processus adiabatique irréversible (1-2) entraînant une augmentation de la pression et de la température. A la fin de la compression, le carburant est injecté en vue de sa combustion. Le processus de combustion est modélisé par un apport de chaleur (2-3-4). Les gaz de combustion se détendent par un processus adiabatique irréversible en produisant un travail (4-5). Enfin, les gaz de combustion sont évacués vers l'atmosphère (5-1). Les points 2s et 5s correspondent à des évolutions isentropiques ($s=cte$).

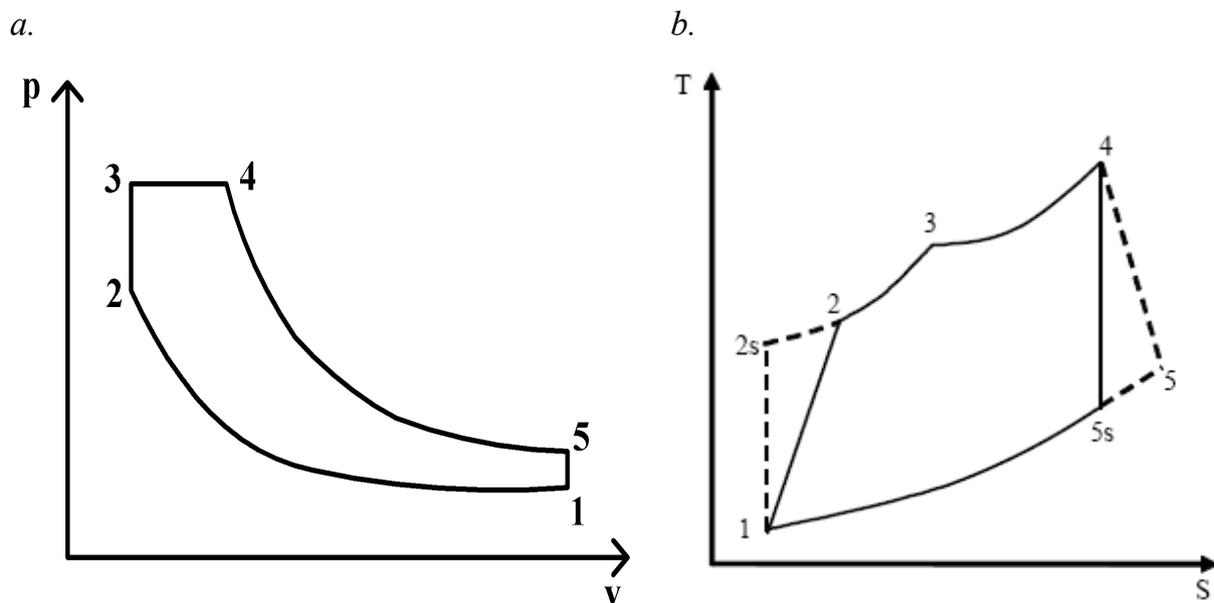


Figure 4.1. *a.* Diagramme $p-v$; *b.* Diagrammes $T-s$ d'un cycle mixte

Avant de calculer les performances du cycle, il est nécessaire de calculer les paramètres thermodynamiques aux points caractéristiques de ce cycle. Ainsi, pour r_c , α , T_1 , T_4 , η_{comp} et η_{exp} données, la procédure est la suivante :

- i. Les propriétés au point 1 sont calculées connaissant T_1 et p_1 .
- ii. Les propriétés au point 2s sont calculées en utilisant le taux de compression r_c :

$$r_c = \frac{v_2}{v_1} \quad (4.1)$$

ainsi que la résolution numérique à l'aide de la méthode de Newton de l'équation suivante :

$$s_1 - s_{2s} = 0 \quad (4.2)$$

pour déterminer la température et par la suite les autres paramètres.

iii. Les propriétés au point 2 sont calculées en se servant de la définition du rendement de compression η_{comp} :

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.3)$$

Ici, la température T_2 est également obtenue par la méthode Newton.

iv. Les propriétés du point 3 sont complètement calculées en utilisant la définition du taux d'élévation de pression α :

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2} \quad (4.4)$$

v. Les propriétés au point 4 sont calculées connaissant T_4 et p_4 .

vi. Les propriétés aux points 5 et 5s sont calculées d'une manière analogue à celle des points 2 et 2S.

$$\eta_{exp} = \frac{h_5 - h_4}{h_{5s} - h_4} \quad (4.5)$$

Après la détermination des propriétés du fluide moteur dans chaque point du cycle représenté sur la Figure 4.1, le calcul des performances du moteur peut être réalisé.

La chaleur apportée au fluide moteur par unité de temps lors du processus de combustion est donnée par (Chen *et al.*, 2006) :

$$Q_{in} = M[(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)] \quad (4.6)$$

où M est le nombre molaire du fluide qui est fonction de la vitesse moyenne du piston v_p . Il est calculé par la relation suivante (Ebrahimi, 2009):

$$M = 4.204 \times 10^{-4} v_p \quad (4.7)$$

Souvent négligé, le transfert de chaleur entre le fluide moteur et la paroi du cylindre doit être pris en considération dans un cycle réel. La quantité de chaleur échangée entre le fluide moteur et la paroi du cylindre lors du processus d'apport de chaleur (2-

4), Q_l , est proportionnelle à la température moyenne du fluide moteur, en supposant que la température de paroi reste inchangée (Chen *et al.*, 2006) :

$$Q_l = M [B(T_2 + T_4 - 2T_0)] \quad (4.8)$$

où T_0 est la température moyenne de la paroi du cylindre et B est une constante reliée au transfert de chaleur.

La quantité de chaleur rejetée par le fluide moteur à l'extérieur par unité de temps durant le processus isochore de rejet de chaleur (5-1) est calculée par :

$$Q_{out} = M(u_5 - u_1) \quad (4.9)$$

Pour un cycle théorique, les pertes par frottement sont négligeables. Cependant, pour un cycle réel, le frottement du piston doit être pris en compte. La force de frottement qui s'oppose au mouvement du piston peut être exprimée par la relation suivante (Chen *et al.*, 2006) :

$$f_\mu = -\mu \frac{dx}{dt} = -\mu v_p \quad (4.10)$$

où μ est le coefficient de frottement qui tient compte des pertes globales, x est le déplacement du piston et v la vitesse moyenne du piston.

Par conséquent, l'énergie perdue par frottement est déterminée par l'expression suivante (Chen *et al.*, 2006) :

$$P_\mu = \frac{dW_\mu}{dt} = -\mu \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = -\mu v_p^2 \quad (4.11)$$

Enfin, la puissance produite par le cycle mixte est calculée par l'expression suivante :

$$P_{out} = Q_{in} - Q_{out} + P_\mu \quad (4.12)$$

Le rendement thermique du cycle est défini comme le rapport entre l'énergie fournie au cycle (énergie chimique contenue dans le carburant) et l'énergie produite par le cycle :

$$\eta_{th} = \frac{P_{out}}{Q_{in} + Q_l} = \frac{Q_{in} - Q_{out} + P_\mu}{Q_{in} + Q_l} \quad (4.13)$$

4.2 Résultats et Discussions

Sur la base du modèle thermodynamique proposé, un programme Fortran a été élaboré. Le programme permet de calculer les paramètres du fluide moteur dans les différents points caractéristiques du cycle ainsi que ses performances en fonction des paramètres de fonctionnement.

Les performances du cycle mixte sont calculées pour un moteur possédant les caractéristiques regroupées dans le Tableau 4.1 (Ebrahimi, 2009).

Tableau 4.1. Données de calcul du cycle Diesel mixte

Taux de compression, r_c	1.5-100
Vitesse du piston, v_p , tr/s	15-23
Taux d'élévation de pression, α	1.5-3
Constante de transfert de chaleur, B , kJ/kg.K	0.2
Température de référence, T_0 , K	345
Le coefficient de frottement, μ , N.s/m	12.9
Le rendement de compression, η_{comp}	0.7-1.0
Le rendement de détente, η_{exp}	0.7-0.9

4.2.1 Influence combinée du taux de compression et de la vitesse du piston sur les performances du cycle

Les Figures 4.2 et 4.3 montrent l'effet du taux de compression et de la vitesse moyenne du piston sur les performances du cycle pour un taux d'élévation de pression égal à 1.5 et des rendements de compression et de détente identiques et fixés à 0.9. La courbe de la puissance produite par le cycle, P_{out} , en fonction du taux de compression, r_c , a une forme parabolique, alors que celle de la puissance produite par le cycle en fonction du rendement thermique présente une forme de boucle.

La Figure 4.2 montre l'influence combinée du taux de compression et de la vitesse moyenne du piston sur la puissance produite par le cycle. Il est constaté que la variation de la puissance fournie par le cycle en fonction du taux de compression suit une évolution parabolique. La puissance augmente rapidement avec l'augmentation du

taux de compression (0-25) jusqu'à un maximum, puis elle commence à diminuer. La valeur maximale de la puissance dépend de la vitesse moyenne. Le taux de compression optimal correspondant à la puissance maximale est quasi constant avec la variation de la vitesse moyenne du piston.

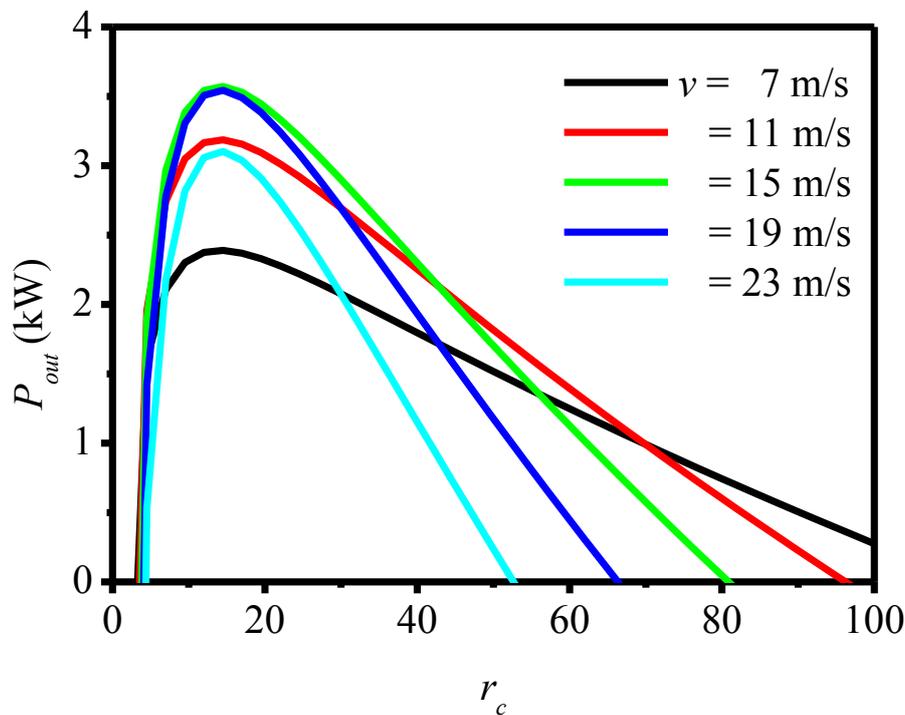


Figure 4.2. Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du taux de compression et la vitesse moyenne du piston

La Figure 4.3 indique l'effet de la vitesse moyenne du piston sur la puissance produite par le cycle en fonction du rendement thermique. Les courbes de la puissance en fonction du rendement forment une sorte de boucle. La puissance correspondant au rendement maximal augmente avec l'augmentation de la vitesse moyenne du piston jusqu'à la vitesse $v_p = 15$ trs/s. Au-delà de cette vitesse, la puissance commence à diminuer. Il est noté aussi que le rendement thermique correspondant à la puissance maximale diminue avec l'augmentation de la vitesse moyenne du piston de 7 à 23 trs/s. Il est également intéressant de constater que lorsque le cycle fonctionne dans les zones de la courbe qui présentent une pente positive, la puissance diminue avec la diminution du rendement thermique du cycle. Ces zones ne sont pas optimales pour le

fonctionnement du cycle. Donc, un fonctionnement optimal du cycle se réalise dans les zones des courbes qui présentent une pente négative.

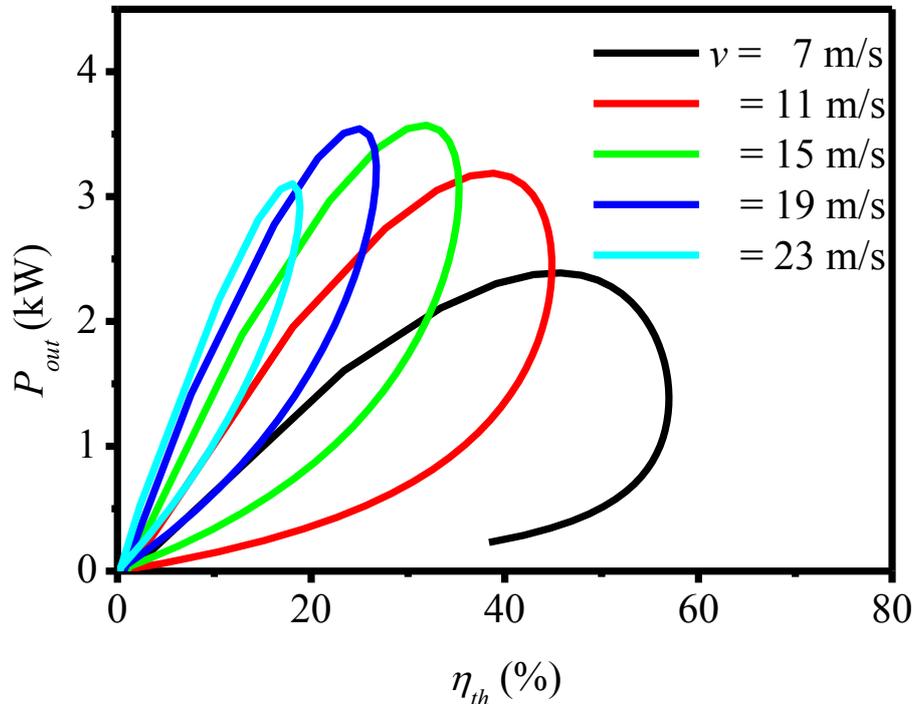


Figure 4.3. Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du rendement thermique et de la vitesse moyenne du piston

4.2.2 Influence combinée du taux de compression et du taux d'élévation de pression sur les performances du cycle

L'influence combinée du taux de compression et du taux d'élévation de pression sur les performances du cycle mixte est donnée dans les Figures 4.4 et 4.5 pour une vitesse moyenne du piston égale à 15 m/s.

De la Figure 4.4, il est clair que l'augmentation du taux d'élévation de pression améliore nettement la puissance produite par le cycle. Le taux de compression optimal correspondant à la puissance maximale reste également inchangé avec l'augmentation du taux d'élévation de pression.

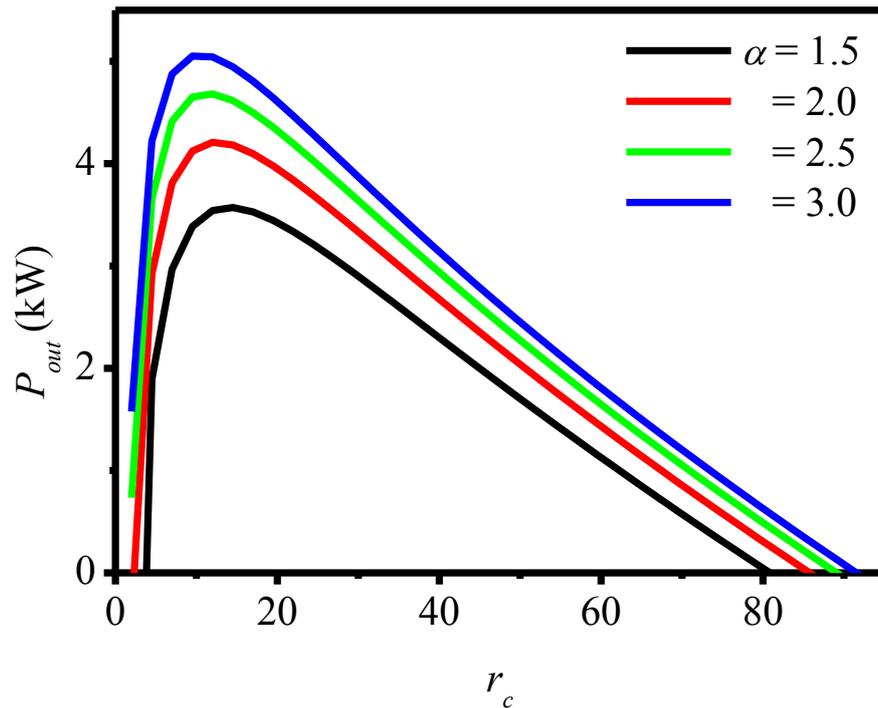


Figure 4.4. Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du taux de compression et du taux d'élévation de pression

La Figure 4.5 montre l'influence du taux d'élévation de pression les courbes caractéristiques de la puissance en fonction du rendement thermique du cycle. Les courbes de variation de la puissance en fonction du rendement prennent une forme de boucle. Il est constaté que la puissance maximale et le rendement thermique maximum augmentent avec l'augmentation du taux d'élévation de pression. Il est également constaté, ici, que lorsque le cycle fonctionne dans les zones de la courbe qui présentent une pente positive, la puissance diminue avec la diminution du rendement thermique du cycle. Ces zones ne sont pas optimales pour le fonctionnement du cycle. Donc, un fonctionnement optimal du cycle se réalise dans les zones des courbes qui présentent une pente négative.

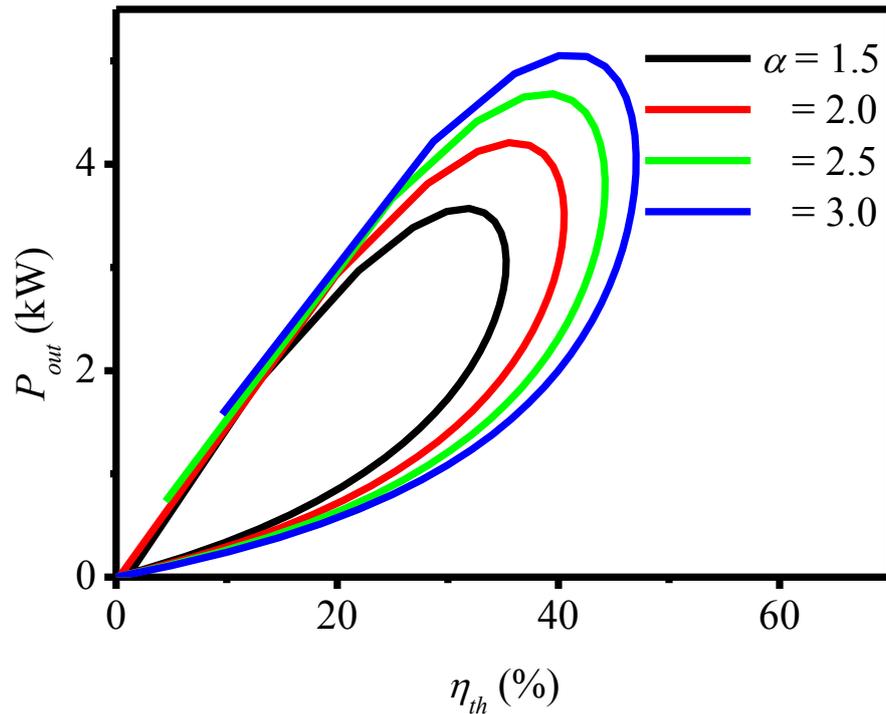


Figure 4.5. Variation de la puissance produite par le cycle en fonction du rendement thermique et du taux d'élévation de pression

4.2.3 Influence du rendement de compression sur les performances du cycle

Les rendements de compression et de détente caractérisent les pertes par irréversibilités qui naissent lors de ces phases de fonctionnement du moteur. Le Tableau 4.2 résume l'influence de la variation des rendements de compression et de détente sur la température de la fin de la compression T_2 , la puissance produite par le cycle P_{out} et le rendement thermique, η_{th} , pour un taux de compression égal à 15. L'augmentation des rendements de compression et de détente améliore nettement les performances du cycle. Par exemple, le passage d'un rendement de 0.7 à 1.00 provoque une augmentation du rendement thermique du cycle de l'ordre de 272.5 %.

Tableau 4.2. Influence des rendements de compression et de détente sur les performances du cycle

$\eta_{comp,exp}$	T_2 (K)	P_{out} (kW)	η_{th} (%)
0.70	1206.26	0.51	6.00
0.75	1152.77	0.97	10.54
0.80	1105.78	1.36	14.02
0.85	1064.13	1.70	16.77
0.90	1026.92	2.00	18.99
0.95	993.46	2.27	20.82
1.00	935.68	2.51	22.35

Chapitre 5

Analyse Thermodynamique d'un Moteur HCCI

Sommaire

5.1 Description du Système	73
5.2 Analyse Thermodynamique	74
5.2.1 Analyse énergétique	74
5.2.1 Analyse exergétique	78
5.3 Résultats et Discussions	82

Les progrès extraordinaires des moteurs Diesel marins n'ont pas suffi à satisfaire les armateurs qui doivent faire face à une réglementation de plus en plus sévère sur la réduction des émissions de polluants. D'où la recherche de nouvelles stratégies de combustion et des carburants alternatifs plus propres et moins chers.

Dans cette perspective, l'intérêt pour les moteurs à allumage par compression est plus fort que jamais. Les moteurs à allumage par compression sont plus économes en carburant en raison de leurs taux de compression relativement élevés et l'absence de pertes par étranglement. Ils permettent d'atteindre des rendements élevés avec de faibles émissions de NO_x et de particules comparés aux moteurs Diesel classiques (Zhao *et al.*, 2003).

Le gaz naturel est une alternative prometteuse pour les moteurs Diesel marins. Le gaz naturel semble être un excellent candidat en raison de sa large disponibilité dans le monde entier. Il a un indice d'octane élevé, et par conséquent, il est adapté pour les moteurs à taux de compression relativement élevé. En outre, il se mélange avec l'air

d'une manière uniforme, ce qui entraîne une combustion efficace et une réduction substantielle des émissions dans les gaz d'échappement (Agrawal et Assanis, 1998).

Le présent chapitre porte sur l'analyse thermodynamique des performances d'un système basé sur un moteur HCCI utilisant le gaz naturel comme carburant. Le modèle exposé dans le troisième chapitre permet de calculer l'enthalpie, l'entropie et l'exergie dans chaque point du système. Ces paramètres permettent de déterminer le rendement thermique et le rendement exergetique du moteur. L'analyse consiste à étudier l'influence du rapport de compression du compresseur de suralimentation, de la température ambiante, de la richesse et de la vitesse de rotation du moteur sur les performances du système.

5.1 Description du Système

Le système considéré dans la présente étude est illustré dans la Figure 5.1. Le méthane est utilisé comme carburant, car il est le principal composant du gaz naturel. Le système consiste en un compresseur, un régénérateur, un mélangeur, un moteur HCCI, un convertisseur catalytique et une turbine. L'air ambiant entre dans le compresseur où sa pression et sa température augmentent pour atteindre p_2 et T_2 . L'air comprimé passe à travers le générateur où il est chauffé jusqu'à T_3 à pression constante. L'air d'admission doit être chauffé d'une manière significative pour assurer l'auto-inflammation du carburant. La variation de la température de l'air d'admission peut être obtenue en contrôlant la quantité des gaz d'échappement s'écoulant à travers le régénérateur en utilisant une soupape réglable. L'air chaud sortant du régénérateur est mélangé avec le gaz naturel injecté dans un mélangeur pour former un mélange homogène. Ainsi, le mélange homogène de gaz formé entre la chambre de combustion où les conditions de température et de pression atteintes au cours du processus de compression assurent un auto-allumage de la charge en s'approchant du point mort haut. Ensuite, les gaz d'échappement s'écoulent à travers un convertisseur catalytique où la température augmente de T_6 à T_7 en raison de la conversion des particules non brûlées. Les gaz quittant le catalyseur entrent dans une turbine pour produire l'énergie nécessaire à l'entraînement du compresseur. Enfin, les gaz d'échappement sortent de

la turbine à la pression atmosphérique et la température T_9 , après avoir échangé de la chaleur avec l'air comprimé dans le régénérateur.

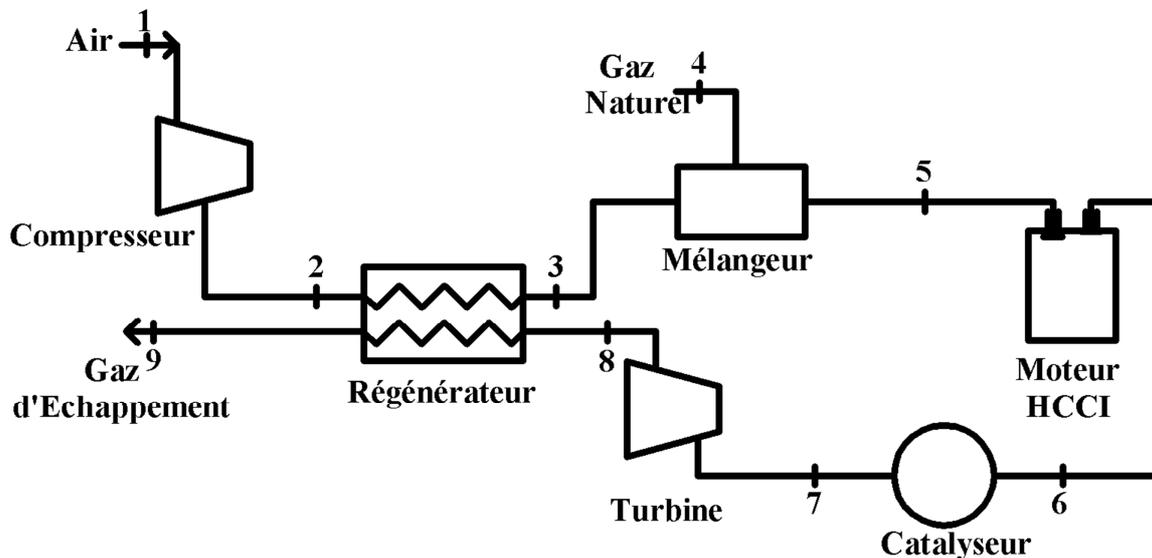


Figure 5.1. Schéma de principe du système étudié

5.2 Analyse Thermodynamique

Dans cette analyse thermodynamique (énergétique et exergetique), le modèle thermodynamique est basé sur les hypothèses suivantes:

- Tous les processus sont dans un état stationnaire,
- Les effets de l'énergie cinétique et l'énergie potentielle sont négligeables,
- La température et la pression du milieu extérieur sont fixées, respectivement, à 25°C et 1 atm.

5.2.1 Analyse énergétique

L'analyse énergétique du système est basée sur les lois de conservation de la masse et de l'énergie appliquées sur chaque composant. Les équations générales des bilans massiques et énergétiques sont données par les expressions suivantes :

$$\begin{cases} \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0 \\ Q - W = \sum \dot{m}_o h_o - \sum \dot{m}_i h_i \end{cases} \quad (5.1)$$

Pour entreprendre l'analyse énergétique, les équations des bilans de masse et d'énergie doivent être appliquées aux différents composants du système. Chaque composant du

Le système est considéré comme un volume de contrôle.

Le compresseur est nécessaire pour fournir une alimentation en air comprimé pour le moteur afin d'améliorer son rendement et sa puissance. Les propriétés à l'admission du compresseur (état 1) sont calculées connaissant T_1 et p_1 . Pour un rapport de pression donné, r_p , les propriétés au refoulement du compresseur (état 2) sont calculées en deux étapes:

— Tout d'abord, la température à la fin de la compression isentropique est déterminée par la résolution numérique de l'équation suivante:

$$s_{2s} = s_1 \quad (5.2)$$

— Ensuite, les propriétés à l'état 2 sont calculées en se basant sur la définition du rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{comp} = (h_{2i} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (5.3)$$

Ici encore, la température T_2 est obtenue par un procédé d'inversion numérique.

Un bilan énergétique appliqué au compresseur donne :

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (5.4)$$

L'échangeur de chaleur de régénération (régénérateur) est utilisé pour chauffer l'air comprimé par échange de chaleur avec les gaz d'échappement. L'efficacité de cet échangeur de chaleur est donnée par:

$$\varepsilon = \left[(\dot{m} \cdot c_p)_2 (T_3 - T_2) \right] / \left[(\dot{m} \cdot c_p)_{\min} (T_8 - T_2) \right] \quad (5.5)$$

La température à la sortie du régénérateur, T_3 , est calculée, en supposant $(\dot{m} \cdot c_p)_2 = (\dot{m} \cdot c_p)_{\min}$, par la relation suivante :

$$T_3 = T_8 \varepsilon + T_2 (1 - \varepsilon) \quad (5.6)$$

L'application du bilan énergétique donne:

$$H_3 - H_2 = H_8 - H_9 \rightarrow H_9 = H_8 - H_3 + H_2 \quad (5.7)$$

La température à la sortie du mélangeur est calculée en considérant un bilan énergétique :

$$H_5 = H_3 + H_4 \quad (5.8)$$

Le mélange gazeux quittant le mélangeur est introduit dans le moteur HCCI dont le

cycle thermodynamique est modélisé par un cycle Otto turbochargé comme l'indique la Figure 5.2.

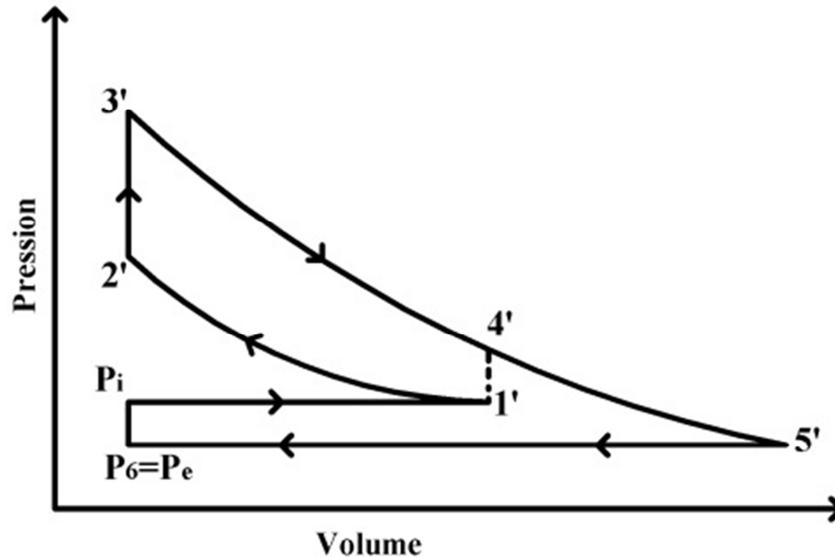


Figure 5.2. Cycle Otto turbochargé

La température à la fin du processus d'admission ($i-1'$) est calculée en utilisant l'expression suivante (Zheng *et al.*, 2004) :

$$T_1 = \frac{T_i(1-f)}{1-1/\left[(n \cdot r_c) p_e/p_i + (n-1)\right]} \quad (5.9)$$

où, $p_i/p_e = 1.4$ et f est la fraction des gaz résiduels fixée à 0.03. n est le rapport moyen des chaleurs spécifique fixé à 1.35 pour les mélanges pauvres air-carburant (Zheng *et al.*, 2004).

La pression reste inchangée:

$$p_1 = p_i \quad (5.10)$$

Durant le processus de compression ($1'-2'$), le mélange gazeux est chauffé jusqu'à l'auto-allumage et la combustion. Pour un taux de compression donné ($r_c = 16$), les propriétés à l'état $2'$ peuvent être calculées d'une manière similaire à l'état 2 en utilisant la définition du rendement isentropique de compression.

Les propriétés à la fin du processus d'apport de chaleur ($2'-3'$) sont déterminées par une méthode d'inversion numérique de l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{fuel} - \dot{Q}_l \quad (5.11)$$

où \dot{Q}_{fuel} est la chaleur fournie au cycle. Elle est calculée par l'expression suivante:

$$\dot{Q}_{fuel} = \eta_{comb} \dot{m}_{fuel} Q_{LHV} \quad (5.12)$$

Les pertes à l'intérieur de la chambre de combustion sont prises en compte à travers le rendement de combustion (Mo, 2002) :

$$\eta_{comb} = 100 - V_{\%c} - (1.26 + 0.25C_{e2} + 0.4C_{e2}^2) + (\phi - 0.2486)8.1 \quad (5.13)$$

avec, $C_{e2} = Ln(V_{\%c})/Ln(2)$

Les pertes de chaleur des gaz de combustion à travers les parois du cylindre vers l'atmosphère, \dot{Q}_l , sont calculées par:

$$\dot{Q}_l = h_c \cdot 10^{-3} (A_{ch} + A_{cyl})(T_{avr} - T_w) / (2 \cdot \dot{m}_a) \quad (5.14)$$

où, A_{ch} est la surface de la culasse, A_{cyl} la surface des parois du cylindre et h_c est le coefficient de transfert de chaleur par convection calculé à l'aide de l'expression suivante (Soyhan *et al.*, 2009) :

$$h_c = (3.26L^{-0.2} p^{0.8} T_{avr}^{-0.73} \omega^{0.8}) \quad (5.15)$$

où, L est la course. La température moyenne des gaz, T_{avr} , est considérée ici en absence d'information sur la température instantanée et ω la vitesse moyenne des gaz à l'intérieur du cylindre :

$$\omega = 2.28\bar{S}_p + (3.24e^{-3}/6)(V_d T_{ref} (p - p_{mot}) / (p_{ref} V_{ref})) \quad (5.16)$$

où p_{mot} est la pression aux conditions motorisées (Heywood, 1988) :

$$p_6 = p_r (V_r / V)^n \quad (5.17)$$

p_r et V_r sont la pression et le volume à l'état de référence.

Les paramètres du fluide moteur à la fin du processus de détente (3'-4') peuvent être calculés d'une manière similaire au processus de compression (1'-2').

Pour un moteur turbochargé, le processus d'échappement (4'-1') est substitué par un processus de détente (4'-5'). Les paramètres de son état final sont calculés par:

$$p_5 = p_e \quad (5.18)$$

$$T_5 = T_4 (p_4 / p_e)^{(1-n)/n} \quad (5.19)$$

$$v_5 = \frac{\bar{R} T_5}{M_{mix} p_5} \quad (5.20)$$

Enfin, la température et la pression à la fin du processus d'échappement (5'-6) sont :

$$T_e = T_{5'} \quad (5.21)$$

$$p_6 = p_{5'} = p_e \quad (5.22)$$

La chaleur perdue par frottement est évaluée en utilisant la relation de Wu and Ross (Olof, 2002) :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_t \left(183 + 2.3 \left(\left(\frac{N}{60} \right) - N_0 \right) V_D \right) \quad (5.23)$$

avec,

$$N_0 = 30 \sqrt{3 / (1000 V_d)} \quad (5.24)$$

La chaleur rejetée à travers les gaz d'échappement est calculée par :

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_t \left[(h_4 - r \cdot T_4) - (h_5 - r \cdot T_5) \right] \quad (5.25)$$

L'énergie mécanique nette produite par le cycle peut être calculée en utilisant l'équation suivante:

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_f \quad (5.26)$$

Le rendement thermique du moteur, η_{th} , est défini comme le rapport de l'énergie mécanique produite par le cycle à l'énergie totale fournie au cycle :

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{in} \quad (5.27)$$

5.2.2 Analyse exergetique

Habituellement, les systèmes thermiques sont analysés en utilisant la méthode d'analyse énergétique qui est basée sur le premier principe de la thermodynamique, à savoir le concept de conservation de l'énergie. Malheureusement, cette méthode ne peut pas localiser la dégradation de la qualité de l'énergie. Par contre, l'analyse exergetique qui est basée à la fois sur le premier principe et le second principe de la thermodynamique permet de surmonter facilement les limites de l'analyse énergétique. Elle permet de quantifier la magnitude, les causes et la localisation des pertes d'exergie, montrant ainsi où les efforts devraient être concentrés pour améliorer l'ensemble du système et de ses composants. En outre, les pertes totales d'exergie

peuvent être considérées comme un critère d'optimisation qui, par minimisation, fournissent une configuration de processus optimaux. Le concept et la méthodologie de l'analyse exergetique sont bien documentés dans la littérature (Kotas, 1985; Brodyanski *et al.*, 1994, Moran et Shapiro, 2000; Bejan *et al.*, 1996).

En absence des effets nucléaires, magnétiques, électriques et superficiels, l'exergie d'un système peut être divisée en quatre composants : physique, chimique, potentielle et cinétique.

$$ex = ex^k + ex^p + ex^{ph} + ex^{ch} \quad (5.28)$$

Dans les applications de moteurs thermiques, les contributions de l'énergie cinétique et l'énergie potentielle sont considérées comme négligeables par rapport à l'exergie physique et l'exergie chimique.

L'exergie physique résulte des différences de températures et de pressions par rapport à l'état d'environnement :

$$ex^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.29)$$

où h est l'enthalpie, s est l'entropie, T_0 est la température d'environnement et l'indice 0 se réfère à l'état d'environnement.

D'autre part, l'exergie chimique prend en compte les écarts de la composition chimique du système des substances de référence présentes dans l'environnement:

$$ex^{ch} = \sum x_i (\mu_i^* - \mu_{i,0}) = -\Delta g_i^0 + \sum \bar{R} T_0 x_i \ln \left(\frac{p}{p_{ref}} \right) \quad (5.30)$$

où, μ_i et g_i sont le potentiel chimique et la fonction de Gibbs des espèces i évalués à la température T et la pression p .

Les pertes d'exergie dans un système proviennent des irréversibilités internes. Elles peuvent être calculées en utilisant l'équation du bilan exergetique global en régime stationnaire (Bejan *et al.*, 1996) :

$$\Delta \dot{E}x = \sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_o = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_k - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i ex_i - \sum \dot{m}_o ex_o \quad (5.31)$$

où $\sum \dot{E}x_i$, $\sum \dot{E}x_o$ et $\Delta \dot{E}x$ sont, respectivement, l'exergie d'entrée, l'exergie de sortie et la perte d'exergie dans le système. \dot{m} est le débit massique, \dot{Q}_k est l'énergie de chaleur

et \dot{W}_{CV} l'énergie mécanique. Les indices i et o dénotent l'entrée et la sortie et l'indice k est la limite du composant d'intérêt.

La perte d'exergie est reliée à l'entropie produite dans un système par la formule Gouy-Stodola :

$$\Delta\dot{E}x = T_0\dot{S}_{gen} \quad (5.32)$$

où \dot{S}_{gen} est la génération de l'entropie.

D'un point de vue du second principe, il est important de quantifier les pertes d'exergie de chaque composant dans le but d'évaluer la performance globale du système. Pour évaluer la contribution de chaque composant du système dans les pertes totales d'exergie, l'équation du bilan exergetique est appliquée à chaque composant. Les expressions permettant le calcul des pertes individuelles de chaque élément du système et leur rendement exergetique sont résumées dans le Tableau 5.1.

Les pertes d'exergie sont générées dans tous les composants du système, à savoir le compresseur, le régénérateur, le mélangeur, le moteur HCCI, la turbine et le convertisseur catalytique. Ainsi, les pertes totales d'exergie $\Delta\dot{E}x_{tot}$ peuvent être écrites comme la somme des pertes individuelles qui se produisent dans ces composants :

$$\Delta\dot{E}x_{tot} = \Delta\dot{E}x_{comp} + \Delta\dot{E}x_{reg} + \Delta\dot{E}x_{mix} + \Delta\dot{E}x_{HCCI} + \Delta\dot{E}x_{tur} + \Delta\dot{E}x_{cat} \quad (5.33)$$

La perte d'exergie dans le moteur HCCI est la somme des pertes d'exergie qui se produisent dans le processus de compression, $\Delta\dot{E}x_c$, les pertes d'exergie du processus de combustion, $\Delta\dot{E}x_{cc}$, les pertes d'exergie au cours de la détente, $\Delta\dot{E}x_e$, les pertes d'exergie au cours de la phase d'échappement des gaz, $\Delta\dot{E}x_{exp}$, et les pertes d'exergie du gaz, $\Delta\dot{E}x_{gas}$:

$$\Delta\dot{E}x_{HCCI} = \Delta\dot{E}x_c + \Delta\dot{E}x_{cc} + \Delta\dot{E}x_e + \Delta\dot{E}x_{exp} + \Delta\dot{E}x_{gas} \quad (5.34)$$

Le rendement exergetique est un critère de perfection d'un processus thermodynamique et peut être défini comme le rapport entre l'exergie produite d'un procédé et l'exergie requise du carburant :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{product}}{\dot{E}x_{fuel}} \quad (5.35)$$

Tableau 5.1. Formulation de l'analyse exergetique

Composant	Pertes d'exergie	Rendement exergetique
Compresseur	$\Delta \dot{E}x_{comp} = \dot{W}_{comp} + \dot{m}_a (ex_1^{ph} - ex_2^{ph})$	$\eta_{ex,comp} = \dot{m}_a (ex_2^{ph} - ex_1^{ph}) / (-\dot{W}_{comp})$
Régénérateur	$\Delta \dot{E}x_{reg} = \dot{m}_a (ex_2^{ph} - ex_3^{ph}) + \dot{m}_t (ex_8^{ph} - ex_9^{ph})$	$\eta_{ex,reg} = [\dot{m}_a (ex_3^{ph} - ex_2^{ph})] / [\dot{m}_t (ex_8^{ph} - ex_9^{ph})]$
Mixer	$\Delta \dot{E}x_{mix} = \dot{m}_a ex_3^{ph} + \dot{m}_f ex_4^{ph} - \dot{m}_t ex_5^{ph}$	$\eta_{ex,mix} = (\dot{m}_a ex_3^{ph}) / (\dot{m}_f ex_4^{ph} - \dot{m}_t ex_5^{ph})$
Moteur HCCI	$\Delta \dot{E}x_{moteur} = \dot{m}_t (\Delta ex_{comp} + \Delta ex_{comb} + \Delta ex_{exp} + \Delta ex_{exhaust} + \Delta e_{gaz}^{ch})$	$\eta_{ex,moteur} = \dot{W}_{net} / \dot{E}x_{fuel}$
Turbine	$\Delta \dot{E}x_{exp} = \dot{m}_t (ex_7^{ph} - ex_8^{ph}) - \dot{W}_{exp}$	$\eta_{ex,tur} = \dot{W}_{tur} / [\dot{m}_a (ex_7^{ph} - ex_8^{ph})]$
Catalyseur	$\Delta \dot{E}x_{cat} = \dot{m}_t (ex_6^{ph} - ex_7^{ph} + ex_{cat}^{ch})$	$\eta_{ex,cat} = (\dot{m}_t ex_7^{ph}) / [\dot{m}_t (ex_6^{ph} + ex_{cat}^{ch})]$

Le terme "*product*" représente la sortie désirée d'un processus et le terme «*fuel*» se réfère à la ressource qui est utilisé pour générer cette sortie. Le rendement exergetique montre le pourcentage de l'exergie de carburant qui est convertie en produit d'exergie.

5.3 Résultats et Discussions

Cette section est dédiée à la présentation des résultats de l'analyse thermodynamique des performances d'un système basé sur un moteur à allumage par compression à charge homogène utilisant le gaz naturel comme carburant. Le concept de l'exergie a été utilisé dans le but d'évaluer les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des différents composants du système. L'air et les produits de combustion sont considérés comme des gaz parfaits dont les propriétés thermodynamiques ont été calculées à l'aide du modèle présenté dans le troisième chapitre.

Un programme Fortran pour le calcul des performances du système a été développé en utilisant les équations analytiques et les corrélations empiriques présentées dans les sections ci-dessus. Comme mentionné précédemment, le modèle considère des processus réels de compression et de détente et prend en compte les pertes de chaleur à travers les parois du cylindre.

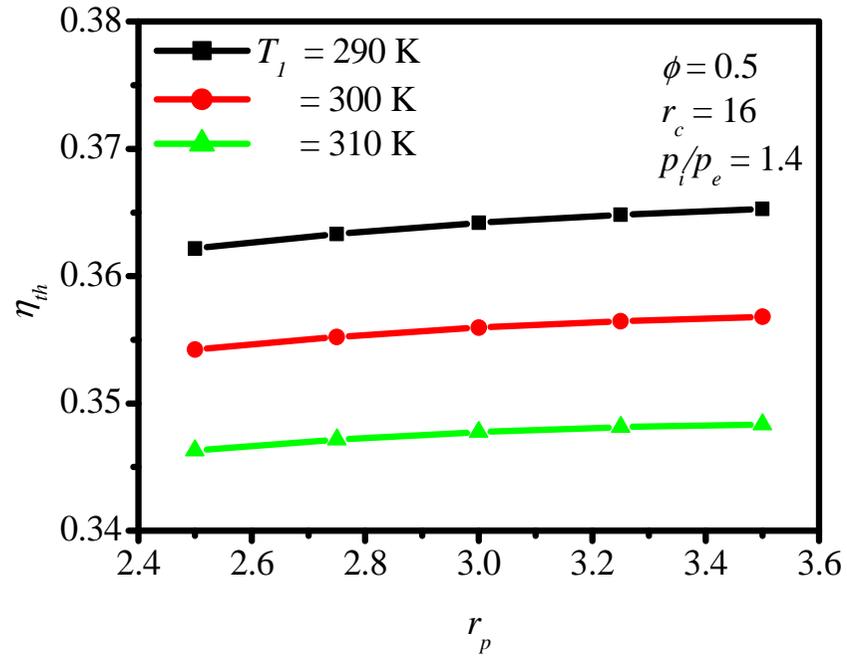
Après la détermination des propriétés thermodynamiques du fluide moteur à chaque point du système représenté sur la Figure 5.1, le calcul des performances du moteur peut être effectué. En utilisant des paramètres de fonctionnement appropriés et typiques pour les moteurs HCCI selon littérature, les pertes d'exergie dans chaque composant du système et le rendement exergetique global du système à une température de référence de 25°C ont été déterminés. Les résultats ont été obtenus sur la base d'un taux de compression du moteur égal à 16. Le Tableau 5.2 montre les conditions de fonctionnement du système représenté sur la Figure 5.1.

Tableau 5.2. Conditions de fonctionnement

Température ambiante, K	290-310
Pression ambiante, kPa	101.325
Rendement du compresseur	0.7-0.9
Rendement de la turbine	0.7-0.9
Taux de compression du moteur	16
Fraction des gaz résiduels	0.03
Rapport d'équivalence	0.3-0.9
Rapport de pression du compresseur	2.5-3.5
Température de la paroi du cylindre, K	400

La Figure 5.3 représente la variation des valeurs des rendements thermique et exergetique du moteur HCCI en fonction du rapport de pression du compresseur pour trois températures ambiantes: 290, 300 et 310 K. Les deux rendements augmentent avec l'augmentation du rapport de pression du compresseur. Cette augmentation est due à l'amélioration du mélange air-carburant, ce qui augmente la température du mélange et améliore la réaction de combustion. Qualitativement, le rendement exergetique et le rendement thermique présentent la même allure. Cependant, le rendement exergetique prend des magnitudes beaucoup plus faibles, car l'exergie du carburant est plus élevée que l'énergie du carburant. Il est évident que le rendement exergetique fournit une indication du potentiel d'amélioration qui est plus fondamental que celui représenté par le rendement thermique. D'autre part, l'augmentation de la température ambiante implique une diminution des rendements du système. Cette diminution est due à une réduction du rendement volumétrique. L'augmentation de la température ambiante requiert une plus grande consommation de carburant dans la chambre de combustion. Par conséquent, d'un point de vue énergétique et exergetique, il est plus approprié d'opérer le système à une température ambiante plus basse. La variation de la température de l'air à l'admission peut être obtenue en contrôlant la quantité des gaz d'échappement qui pénètrent dans le régénérateur en utilisant une soupape réglable.

a.



b.

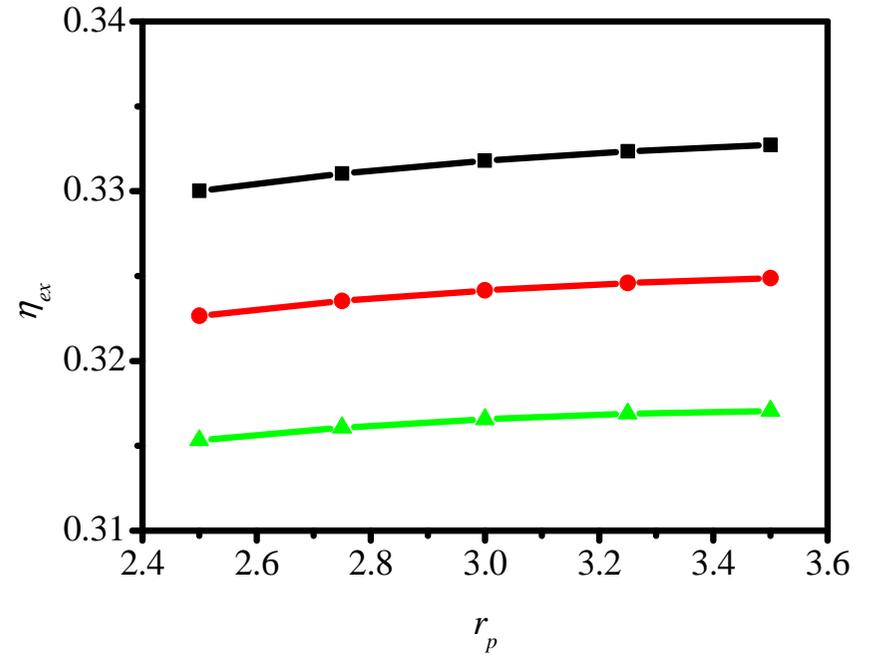


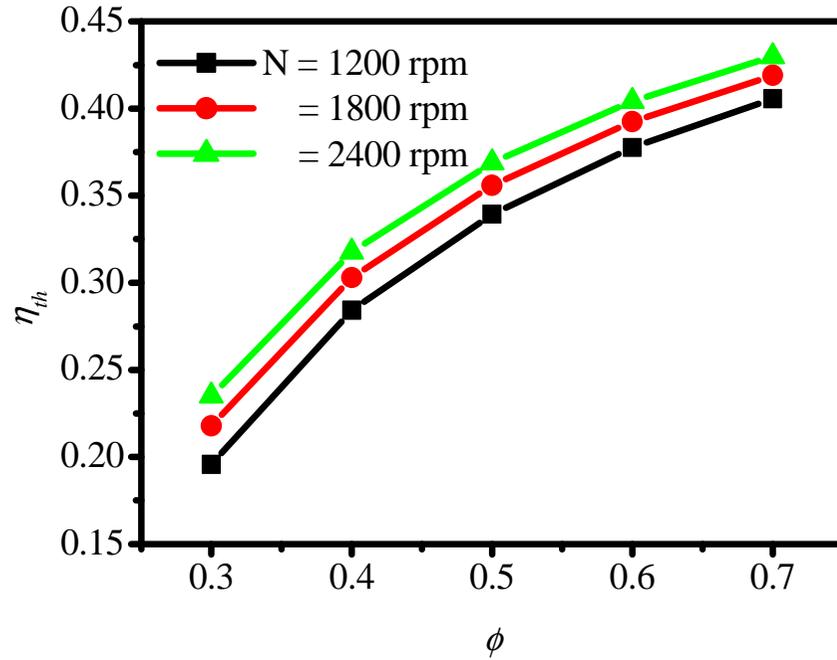
Figure 5.3. Effets combinés du rapport de pression du compresseur et de la température ambiante sur les performances du système
a. Rendement thermique ; b. Rendement exergetique

Dans la Figure 5.4, les effets du changement du rapport d'équivalence air-carburant sur le rendement thermique et le rendement exergétique ont été examinés pour trois différentes vitesses de rotation du moteur: 1200, 1800 et 2400 trs/min. Le rapport d'équivalence est le paramètre principal qui détermine l'énergie fournie. Des rapports d'équivalence plus élevés permettent de libérer plus d'énergie qui entraîne une augmentation de la température et de la pression dans le cylindre. La hausse de la température et de la pression dans le cylindre conduit à une augmentation de la puissance produite par le moteur, ainsi, une amélioration à la fois du rendement thermique et du rendement exergétique. Une vitesse plus élevée du moteur augmente l'intensité de la charge et améliore le mélange air-carburant. En plus de son effet sur la température et la pression dans le cylindre, la vitesse du moteur affecte la température des parois de la chambre de combustion. L'augmentation de la vitesse du moteur réduit la durée de l'évolution du cycle et provoque une diminution des pertes de chaleur à travers les parois du cylindre. De plus, les rejets de chaleur dans les gaz d'échappement diminuent avec l'augmentation de la vitesse du moteur. Enfin, l'effet du frottement à basses vitesses est plus faible que celui à des vitesses plus élevées. En conclusion, le rendement thermique et le rendement exergétique augmentent avec l'augmentation de la charge du moteur. Cette augmentation est due principalement à la diminution des pertes de chaleur. L'effet de la vitesse du moteur est plus faible.

Une cartographie des pertes d'exergie dans l'ensemble du système est effectuée pour différentes conditions de fonctionnement. Les pertes exergétiques individuelles ont été exprimées en pourcentage des pertes exergétiques totales. Les résultats des Tableaux 5.3, 5.4, 5.5 et 5.6 montrent l'influence des paramètres les plus importants, tels que le rapport de pression du compresseur, le rapport d'équivalence, la température ambiante et la vitesse de rotation du moteur sur les pertes d'exergie et les rendements exergétiques des composants du système.

Tout d'abord, les pertes d'exergie des composantes du système pour différentes valeurs du rapport de pression du compresseur à une température ambiante de 300 K, un rapport d'équivalence de 0.5 et une vitesse de moteur de 1800 trs/min ont été calculées (Tableau 5.3).

a.



b.

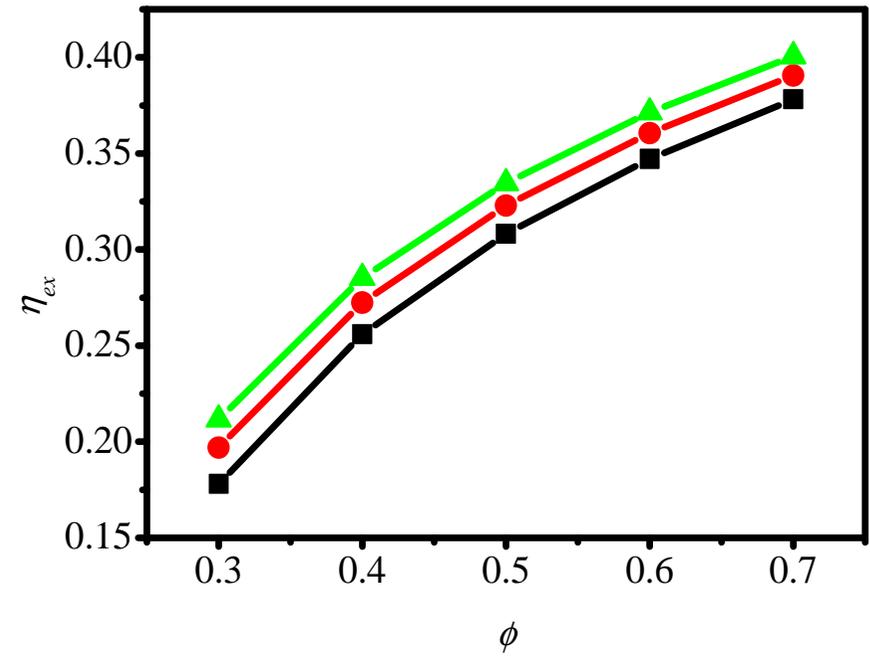


Figure 5.4. Effets combinés du rapport d'équivalence et de la vitesse de rotation du moteur sur les performances du système : a. Rendement thermique ; b. Rendement exergetique

Les résultats montrent que sur la gamme de rapports de pression explorés, les plus grandes pertes d'exergie se produisent dans le moteur HCCI. Les processus irréversibles qui s'effectuent dans le moteur HCCI provoquent entre 86.04 et 86.10% des pertes d'exergie totales dans le système. Les pertes d'exergie dans le moteur HCCI sont dues principalement à l'irréversibilité de la combustion. Au cours de ce procédé, un grand échange de chaleur interne se produit pour élever la température d'un grand nombre d'espèces non réactives. Les pertes dans les autres composants du système sont minimales, ce qui indique qu'il n'y a pas de potentiel d'amélioration sous les paramètres de fonctionnement considérés. Par exemple, pour un rapport de compression de 2.5, les pertes d'exergie dans le convertisseur catalytique, le compresseur, la turbine, le régénérateur et le mélangeur représentent, respectivement, 8.90, 2.35, 1.56, 0.88 et 0.17%. Il est intéressant de mentionner que dans la gamme de paramètres de fonctionnement considérés, les pertes d'exergie et le rendement exergetique du compresseur, du mélangeur et de la turbine affichent un comportement particulier. Les deux paramètres augmentent avec l'augmentation du rapport de pression du compresseur.

Tableau 5.3. Effet du rapport de pression du compresseur sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du système

r_p		Comp.	Régén.	Mél.	HCCI	Catal.	Turb.
2.5	$\Delta\dot{E}_x$, %	2.35	0.88	0.18	86.10	8.92	1.56
	η_{ex} , %	82.83	73.28	96.22	29.97	69.59	85.11
3	$\Delta\dot{E}_x$, %	2.75	0.49	0.19	86.10	8.49	1.98
	η_{ex} , %	83.33	80.28	96.29	30.02	72.65	85.21
3.5	$\Delta\dot{E}_x$, %	3.07	0.25	0.20	86.04	8.12	2.31
	η_{ex} , %	83.72	85.96	96.34	30.00	74.94	85.30

De même, les différentes pertes d'exergie, exprimées en pourcentage de la perte totale d'exergie, ont été évaluées en fonction de la vitesse de rotation du moteur. Il est observé sur le Tableau 5.4 que l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur

engendre une augmentation des pertes d'exergie dans le régénérateur et le moteur HCCI. Cependant, les pertes d'exergie dans le catalyseur et la turbine diminuent avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur, tandis que les pertes d'exergie qui se produisent dans le compresseur et le mélangeur sont peu affectées par la variation de la vitesse de rotation du moteur. Encore, la perte d'exergie dans moteur HCCI est considérablement plus grande que les pertes d'exergie dans les autres composants. Par exemple, pour un régime du moteur de 1800 trs/min, elle contribue de 89.45% des pertes totales d'exergie dans le système, alors que les pertes d'exergie dans le compresseur, le régénérateur, le mélangeur, le catalyseur et la turbine représentent seulement, dans l'ordre, 1.04, 1.34, 0.37, 7.21 et 0.59% de la perte totale d'exergie dans le système. Les pertes d'exergie dans le système sont dues principalement au caractère irréversible du processus de combustion, au transfert de chaleur à travers une différence finie de température, à la friction et au processus de mélange.

Tableau 5.4. Effet de la vitesse de rotation du moteur sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du système

<i>N</i>		Comp.	Régén.	Mél.	HCCI	Catal.	Turb.
1200	$\Delta\dot{E}_x, \%$	1.05	1.30	0.37	89.43	7.24	0.60
	$\eta_{ex}, \%$	82.83	66.18	32.77	47.86	48.41	90.02
1800	$\Delta\dot{E}_x, \%$	1.04	1.34	0.37	89.45	7.21	0.59
	$\eta_{ex}, \%$	82.83	66.33	33.34	48.82	49.15	90.13
2400	$\Delta\dot{E}_x, \%$	1.03	1.36	0.37	89.47	7.18	0.58
	$\eta_{ex}, \%$	82.83	66.21	33.38	49.59	49.72	90.30

Le rapport d'équivalence détermine le niveau de la température des gaz dans le cylindre après la combustion, donc il affecte les pertes d'exergie produites durant le processus de combustion. Des mélanges air-carburant riches augmentent l'exergie chimique fournie au moteur. Les pertes d'exergie et les rendements exergetiques de tous les composants du système ont été également calculés pour diverses valeurs de rapports d'équivalence (0.5-0.9) et leur comparaison est représentée dans le Tableau

5.5. Comme l'indique le tableau, la plus importante de toutes les pertes d'exergie se produit dans le moteur HCCI. Cependant, à la différence des résultats précédents, il est montré que les pertes d'exergie dans le moteur HCCI augmentent puis diminuent pour des rapports d'équivalence élevés. Une allure différente est également observée pour les pertes d'exergie dans le convertisseur catalytique. Elles diminuent puis elles augmentent pour des rapports d'équivalence plus élevés.

Tableau 5.5. Effet du rapport d'équivalence sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du système

ϕ		Comp.	Régén.	Mél.	HCCI	Catal.	Turb.
0.5	$\Delta\dot{E}_x, \%$	1.04	1.34	0.37	89.45	7.21	0.59
	$\eta_{ex}, \%$	82.83	66.32	33.34	30.02	49.15	90.21
0.7	$\Delta\dot{E}_x, \%$	0.82	1.86	0.52	89.51	6.91	0.37
	$\eta_{ex}, \%$	82.83	64.41	43.53	30.00	59.45	93.6
0.9	$\Delta\dot{E}_x, \%$	0.61	2.69	0.74	84.74	11.31	0.18
	$\eta_{ex}, \%$	82.83	64.37	61.96	30.00	39.16	97.13

La sensibilité des pertes individuelles d'exergie et des rendements exergetiques des composants du système à la variation de la température ambiante est présentée dans le Tableau 5.6. Le moteur HCCI produit les plus grandes pertes d'exergie. Elles représentent plus de 89% de la perte totale d'exergie. Ces pertes sont dues essentiellement au processus de combustion. Les autres composantes, à savoir le compresseur, le régénérateur, le mélangeur, le convertisseur catalytique et la turbine contribuent, respectivement, avec 1.47, 0.63, 0.23, 7.69 et 0.98% de la perte totale d'exergie.

Tableau 5.6. Effet de la température ambiante sur les pertes d'exergie et les rendements exergetiques des composants du système

T_1		Comp.	Régén.	Mél.	HCCI	Catal.	Turb.
290	$\Delta\dot{E}_x$, %	1.47	0.63	0.20	89.07	7.64	0.98
	η_{ex} , %	82.29	70.31	18.15	41.77	25.78	84.40
300	$\Delta\dot{E}_x$, %	1.43	0.55	0.22	89.15	7.67	0.97
	η_{ex} , %	82.83	73.22	20.60	40.93	27.19	84.68
310	$\Delta\dot{E}_x$, %	1.43	0.49	0.23	89.21	7.69	0.96
	η_{ex} , %	83.34	75.82	22.99	40.10	28.54	84.94

Comme les pertes d'exergie dans le moteur HCCI dominent les pertes d'exergie dans les autres composants du système, elles ont été examinées en détail. La Figure 5.4 illustre une distribution des pertes d'exergie dans le moteur HCCI à une température ambiante de 300 K, un rapport de pression du compresseur de 2.5, un rapport d'équivalence de 0.5 et une vitesse du moteur de 1800 trs/min. Il est clair que le processus de combustion crée la plus forte contribution (76%) des pertes totales d'exergie dans le moteur HCCI. Ceci peut être expliqué par le fait que la réaction chimique qui se produit pendant le processus de combustion augmente l'entropie des gaz produits. La perte d'exergie au cours du processus de combustion est la pénalité de la conversion de l'exergie du carburant en énergie thermique pour produire un travail. Par rapport au processus de combustion, les pertes d'exergie sont plus petites durant la course de détente (14%), la course de compression (8%) et le processus d'échappement (2%). En conséquence, la réduction des pertes d'exergie au cours du processus de combustion permettent d'améliorer les performances du moteur.

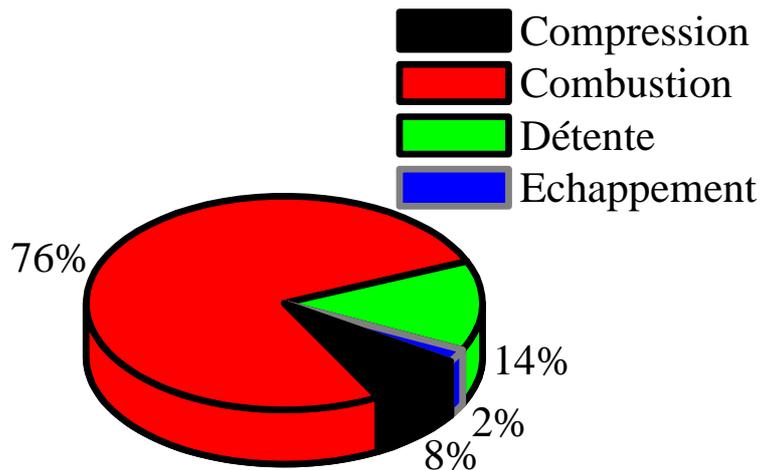
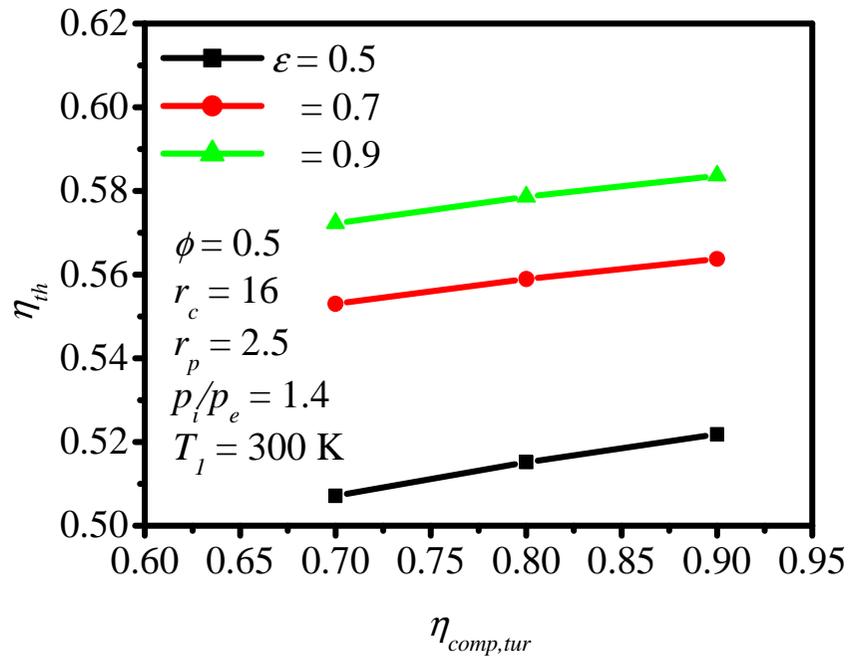


Figure 5.5. Distribution des pertes d'exergie dans le moteur HCCI

En général, les rendements isentropiques des compresseurs et des turbines sont compris entre 70 et 90%. La Figure 5.6 montre l'effet des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine sur le rendement thermique et le rendement exergetique du moteur HCCI pour différentes valeurs de l'efficacité du régénérateur. Pour plus de simplicité, les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine sont considérés comme égaux. Comme prévu, l'augmentation des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine et de l'efficacité du régénérateur augmente légèrement les rendements thermique et exergetique du moteur HCCI. Ce comportement est dû à la diminution des irréversibilités avec l'augmentation des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine. Une allure similaire est observée pour des valeurs élevées de l'efficacité du régénérateur qui diminuent également les pertes d'exergie dans le régénérateur.

a.



b.

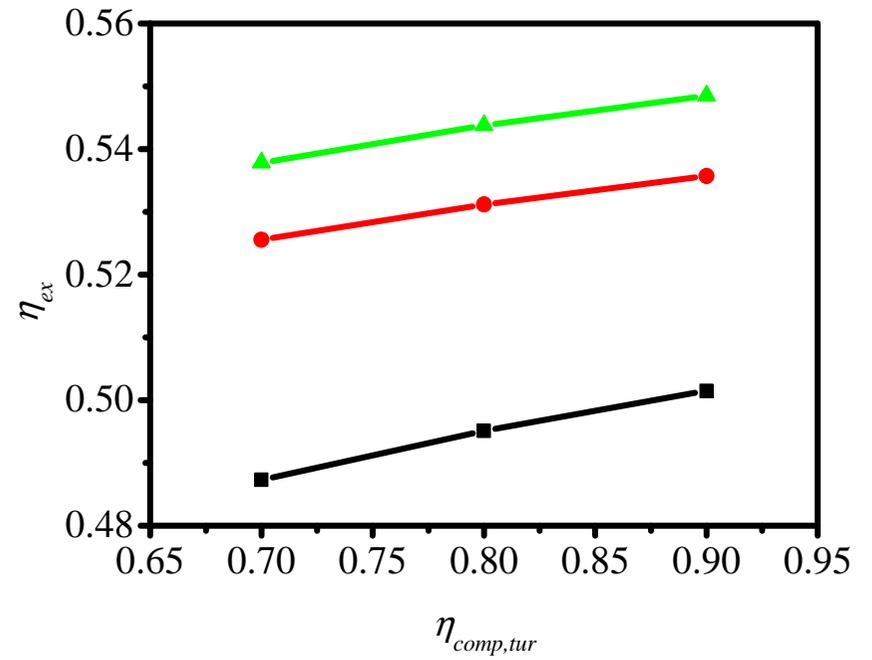


Figure 5.6. Effets combinés des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine sur les performances du système : a. Rendement thermique; b. Rendement exergetique

Conclusions et Perspectives

Dans le but d'entreprendre une analyse thermodynamique, il est nécessaire de disposer d'un modèle permettant le calcul des propriétés thermodynamique du fluide moteur. Dans ce contexte, des formules simples et précises pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'air et des différents produits de la combustion en fonction de la température et la composition du carburant ont été élaborées. Ces formules permettent d'éviter le recours aux tables thermodynamiques, opération très laborieuse, pour le calcul des cycles des moteurs à combustion interne. De plus, Les données thermodynamiques pour les différentes espèces peuvent être facilement stockées sous forme de coefficients associés aux équations qui correspondent aux données en vue d'une utilisation dans des programmes informatiques.

Le modèle élaboré a été exploité d'abord pour réaliser une analyse thermodynamique d'un cycle mixte, ensuite pour entreprendre une analyse énergétique et exergetique d'un système basé sur un moteur HCCI utilisant le gaz naturel comme carburant.

Le cycle réalisé dans les cylindres d'un moteur Diesel se rapproche du cycle mixte ou combiné. A cet effet, une analyse thermodynamique d'un cycle mixte a été conduite. L'analyse consistait à déterminer l'effet du taux de compression, de la vitesse moyenne du piston et le taux d'élévation de pression sur les performances du cycle. Le fluide moteur est considéré comme de l'air dont la chaleur spécifique est fonction de la température.

Une analyse énergétique et exergetique d'un système thermique basé sur un moteur HCCI suralimenté fonctionnant au gaz naturel a été réalisée. Le fluide moteur est considéré comme un mélange de gaz avec des chaleurs spécifiques variables. Les performances du système ont été déterminées et analysées par des exemples numériques en fonction du rapport de pression du compresseur, du rendement isentropique du compresseur, de la température ambiante, du rapport d'équivalence et

de la vitesse de rotation du moteur. Les résultats ont montré que les paramètres de fonctionnement mentionnés ci-dessus ont un impact important sur les performances du système:

- Le rendement thermique et le rendement exergetique augmentent avec l'augmentation du rapport de pression du compresseur.
- L'augmentation de la température ambiante implique une diminution des rendements du moteur.
- Des rapports d'équivalence plus élevées permettent de libérer plus d'énergie, ce qui entraîne une augmentation du rendement thermique et du rendement exergetique.
- L'augmentation de la vitesse du moteur permet d'améliorer et rendement thermique et le rendement exergetique.

La présente étude a confirmé l'intérêt de l'analyse exergetique par rapport à l'analyse énergétique. Le volume d'informations obtenues par la cartographie des pertes d'exergie dans le système conduit à une meilleure compréhension de la destruction de l'exergie dans le système afin d'améliorer ses performances globales. Les effets du rapport de pression du compresseur, de la vitesse du moteur, du rapport d'équivalence et de la température ambiante ont montré différentes tendances et diverses grandeurs. La comparaison des pertes d'exergie individuelles a montré que le moteur HCCI est un élément potentiel qui peut être amélioré afin d'améliorer le rendement global du système. La plupart des pertes d'exergie au cours de l'accomplissement du cycle sont attribuées au caractère irréversible du processus de combustion.

Il est également montré que, dans la gamme de paramètres de fonctionnement considérés, les pertes d'exergie et le rendement exergetique pour certains cas présentent un comportement particulier. Les deux augmentent avec l'augmentation du rapport de pression du compresseur, de la vitesse du moteur, du rapport d'équivalence ou de la température ambiante.

Au regard des résultats obtenus, il est suggéré d'axer les futurs travaux sur les points suivants :

- Analyse de l'influence des paramètres de fonctionnement considérés dans la

présente thèse sur les caractéristiques de la combustion tel que le temps du début d'allumage,

- Comparer les performances du gaz naturel avec les autres carburants susceptibles de remplacer les carburants classiques dans les applications marines tels que l'éthanol, le méthanol et le GPL.

Références Bibliographiques

- Agarwal A., Assanis D.N., 1998, Multidimensional modeling of natural gas ignition under compression ignition conditions using detailed chemistry, *SAE Paper 980136*.
- Alex C., Alkidas, 2007, Combustion advancements in gasoline engines, *Energy Conversion Management*, 48, pp. 2751-2761.
- Andreadis P., Zompanaski A., Chryssakis C., Kaiktsis L., 2011, Effects of the fuel injection parameters on the performance and emissions formation in a large-bore marine Diesel engine, *Int. J. Engine Research*, 11, pp. 14-29.
- Blank D.A., Bock A.E., Richardson D.J., 2005, Introduction to Naval Engineering, 2nd Edition, Naval Institute Press, USA.
- Bechir S., 2013, Optimization of the combustion in large marine Diesel engine by controlling the exhaust gas, *Proceedings of the Fifth International Conference Design and Modeling of Mechanical Systems, CMSM'2013*, Djerba, Tunisia, March 25-27.
- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., 1996, Thermal design & optimization. John Wiley & Sons, New York, USA.
- Brodyansky V.M., Sorin M.V., Le Goff P., 1994, The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization, Elsevier, New York.
- Cai Y., Lei L., Wang P., 2011, The effect of specific input energy on promotion of NO–NO₂ of diesel engine with non-thermal plasma technology, *Adv. Mater. Res.*, 204–210, pp. 955–959.
- Canakci M., 2012, Combustion characteristics of a DI-HCCI gasoline engine running at different boost pressures, *Fuel*, 96, pp. 546-555.

- Canakci M., 2008, An experimental study for the effect of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine, *Fuel*, 87, pp.1503-1514.
- Chang D., Rhee T., Nam K., Chang K., Lee D., Jeong S., 2008, A study on availability and safety of new propulsion systems for LNG carriers, *Reliability Eng. System Safety*, 93, pp. 1877– 1885.
- Chen L., Ge Y., Sun F., Wu C., 2006, Effects of heat transfer, friction and variable specific heats of working fluid on performance of an irreversible dual cycle, *Energy Conversion Management*, 47, pp. 3224-3234.
- Clinton B.R., Nigel C.N., Derek J., Thomas B. Jr. H., Paul M.J., 2011, Demonstration and evaluation of a retrofit urea-SCR after-treatment system for NO_x reduction in marine diesels, *J. Marine Eng. Technology*, 10, pp. 3-13.
- CNSS. 2011, A review of present technological solutions for clean shipping. [⟨www.cleantech.cnss.no⟩](http://www.cleantech.cnss.no).
- Debnath B.K., Sahoo N., Saha U.K., 2013, Thermodynamic analysis of a variable compression ratio diesel engine running with palm oil methyl ester, *Energy Conversion Management*, 65, pp. 147-154.
- Duran V., Uriondo Z., Moreno-Guiterrez J.M., 2012, The impact of marine engine operation and maintenance on emissions, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 17, pp. 54–60.
- Duran-Grados C.V., Uriondo Z., Clemente M., Jeminez-Espador F.J., Moreno-Guiterrez J., 2009, Correcting injection pressure maladjustments to reduce NO_x emissions by marine diesel engines, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 14, pp. 61–66.
- Ebrahimi R., Desmet B., 2010, An experimental investigation on engine speed and cyclic dispersion in an HCCI engine, *Fuel*, 89, pp. 2149-2156.
- Ebrahimi R., 2009, Thermodynamic modeling of an irreversible dual cycle: effect of mean piston speed, *Rep Opin.*, 1, pp. 25–30.

- Espadafor F. J., García M.T., Villanueva J.B., Gutiérrez J.M., 2009, The viability of pure vegetable oil as an alternative fuel for large ships, *Transportation Research Part D*, 14, pp. 461–469.
- Eyring V., Köhler H.W., Lauer A., Lemper B., 2005, Emissions from international shipping: 2. Impact of future technologies on scenarios until 2050, *J. Geophys. Res.*, 110, D17301.
- Farrell A.E., Corbett J.J., Winebrake J.J., 2002, Controlling air pollution from passenger ferries: Cost-effectiveness of seven technological options, *J. Air Waste Management Association*, 52, pp. 1399-1410.
- Fathi M., Saray R.K., Checkel M.D., 2010, Detailed approach for apparent heat release analysis in HCCI engines, *Fuel*, 89, pp. 2323-2330.
- Ferguson C., Kirkpatrick A., 2001, *Internal combustion engines, 2nd Edition*, Wiley, New York.
- Frias J.M., Aceves S.M., Flower D.L., 2007, Improving ethanol life cycle energy efficiency by direct utilization of wet ethanol in HCCI engine, *Trans. ASME, J. Energy Res. Technol.*, 129, pp. 332–337.
- Fujita K-, Nochi K-, Wakatsuki Y., Miyanagi A., Hiraoka N., 2010, Development of selective catalytic reduction for low-speed marine Diesel engines, *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 47, pp. 48-53.
- Ganesh D., Nagarajan G., Ibrahim M.M., 2008, Study of performance, combustion and emission characteristics of diesel homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion with external mixture formation, *Fuel*, 87, pp. 3497-3503.
- Ghorbanpour M., Rasekhi R., 2013, A parametric investigation of HCCI combustion to reduce emissions and improve efficiency using CFD model approach, *Fuel*, 106, pp. 157-165.
- Glassman I., Yetter R.A., 2008, *Combustion, 4th Edition*, Elsevier, USA.
- Goldsworthy L., 2009, Exhaust emissions from ship engines significance, regulations, control technologies, *MLAANZ Annual Conference*, Queenstown, New Zealand, September 2-4.

- Gordon S., McBride B.J., 1994, Computer program for calculation of complex chemical equilibrium compositions and applications. *I. Analysis, NASA RP-1311.*
- Gray A.W., Ryan T.W., 1997, Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel, *SAE paper 971676.*
- Hairuddin A.A., Wande A.P., Yusaf T.F., 2010, Hydrogen and natural gas comparison in Diesel HCCI engines, *Southern Region Engineering Conference*, 11-12 November, Toowoomba, Australia.
- He B.Q., Liu M.B., Yuan J., Zhao H., 2013, Combustion and emission characteristics of a HCCI engine fuelled with n-butanol-gasoline blends, *Fuel*, 108, pp. 668-674.
- Henham A., Makkar M.K., 1998, Combustion of simulated biogas in a dual-fuel Diesel engine, *Energy Conversion Management*, 39, pp. 2001-2009.
- Hernandez J.J., Sanz-Argent J., Carot J.M., Jabaloyes J.M., 2010, Modelling of the auto-ignition angle in diesel HCCI engines through D-optimal design, *Fuel*, 89, pp. 2561-2568.
- Heywood J.B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
- Hongqing F. Chunhong Z., Meiyang W., Daojian L., Xiaoxi Y., Lee C.F., 2014, Availability analysis of n-heptane/iso-octane blends during low-temperature engine combustion using single-zone combustion model, *Energy Conversion Management*, 84, pp. 613-622.
- Hosseini V., Neill W.S., Guo H., Chippior W.L., Fairbridge C., Mitchell K., 2011, Effects of different cetane number enhancement strategies on HCCI combustion and emissions, *Int. J. Engine Research*, 12, pp. 89-108.
- Hountalas, D., Mavropoulos, G., and Zannis, T., 2007, Comparative evaluation of EGR, intake water injection and fuel/water emulsion as NO_x reduction techniques for heavy duty Diesel engines, *SAE Technical Paper 2007-01-0120.*
- Hountalas D., Mavropoulos G., Zannis T., Mamalis S., 2006, Use of water emulsion and intake water injection as NO_x reduction techniques for heavy duty Diesel engines, *SAE Technical Paper 2006-01-1414.*

- Hu T., Liu S., Zhou L., Li W., 2006, Effects of Compression Ratio on Performance, Combustion, and Emission Characteristics of an HCCI Engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Eng.*, 220, pp. 637-645.
- IMO, MARPOL 73/78 Annex VI: Prevention of Air Pollution from Ships, *International Maritime Organization*, October 2008.
- Ishii Y., 1997, A half century with marine diesel engines, *Trans. Inst. Mar. Eng.*, 109, pp. 33–45.
- Jang J., Lee Y., Cho C., Woo Y., Bae C., 2013, Improvement of DME HCCI engine combustion by direct injection and EGR, *Fuel*, 113, pp. 617-624.
- Jayaram V., Nigam A., Welch W.A., Miller J.W., Cocker D.R., 2011, Effectiveness of emission control technologies for auxiliary engines on ocean-going vessels, *J. Air Waste Management Association*, 61, pp. 14-21.
- Jones N.B., Li Y.H., 2000, A review of condition monitoring and fault diagnosis for diesel engines, *Tribotest Int. J.*, 6, pp. 267–291.
- Junnian Z., Jerald A.C., 2012, Use of a single-zone thermodynamic model with detailed chemistry to study a natural gas fueled homogeneous charge compression ignition engine, *Energy Conversion Management*, 53, pp. 298-304.
- Kang K.J., Kim S.H., Jang M.S., Kim E.C., 2004, A review on the NO_x emission status and reduction technologies of Korean marine Diesel engines , *The Sixth ISOPE Pacific/Asia Offshore Mechanics Symposium*, 12-16 September, Vladivostok, Russia.
- Karila K., Kakkanen T., Larimi M., Niemi S., Sandstro C.E., Tamminen J. *et al.*, 2004. Reduction of particulate emissions in compression ignition engines. *Publication of the Internal Combustion Engine Laboratory*. Helsinki University of Technology, Espoo, Finland.
- Khaliq A., Trivedi S.K., Dincer I., 2012, Investigation of a wet ethanol operated HCCI engine based on first and second law analyses, *Applied Thermal Eng.*, 31, pp. 1621-1629.

- Khaliq A., Trivedi S.K., 2012, Second Law Assessment of a Wet Ethanol Fuelled HCCI Engine Combined With Organic Rankine Cycle, *ASME J Energy Resour. Technol.*, 143, pp. 1-12.
- Kondoh H., 1992, Present condition of NO_x emission from Diesel engines and reduction techniques, *Bulletin M.E.S.J.*, 22, pp. 17-24.
- Kong S.C., 2007, A study of natural gas/ DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics, *Fuel*, 86, pp.1483-1489.
- Kotas T.J., 1985, The exergy method of thermal plant analysis, *1st Edition*, London: Butterworth.
- Lamas M.I., Rodríguez C.G., Rodríguez J.D., Telmo J., 2013, Internal modifications to reduce pollutant emissions from marine engines. A numerical approach, *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, 5 pp. 493-501.
- Latorre R., 2001, Reducing fishing vessel fuel consumption and NO_x emissions, *Ocean Eng.*, 28, pp. 723–733.
- Lin C.Y., 2002, Reduction of particulate matter and gaseous emission from marine diesel engines using a catalyzed particulate filter, *Ocean Eng.*, 29, pp. 1327-1341.
- Ma H., Steernberg K., Riera-Palou X., Tait N., 2012, Well-to-wake energy and greenhouse gas analysis of SO_x abatement options for the marine industry, *Transport Res., Part D*, 17, pp. 301–308.
- Ma J., Lu X., Ji L., Huang Z., 2008, Zhen Huang, An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel, *Int. J. Thermal Sciences*, 47, pp. 1235–1242.
- Maeda K., Matsushita H., Kanaoka H., Suetsug T., 1996, Reduction methods of NO_x emission from ships, *Bulletin M.E.S.J.*, 22, pp. 8-15.
- Miller J., Bowman C., 1989, Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 15, pp. 287–338.
- Mo Y., 2002, HCCI heat release rate and combustion efficiency : a coupled kiva multi-zone modeling study, *PhD Thesis*, University Michigan, USA.

- Moran M.J., Shapiro H.N., 2000, Fundamentals of engineering thermodynamics, 4th Edition, John Wiley & Sons, New York, USA.
- Najt P.M., Foster D.E., 1983, Compression-ignited homogeneous charge combustion, *SAE Paper No. 830264*.
- Nathan S.S., Mallikarjuna J.M., Ramesh A., 2010, Effects of charge temperature and exhaust gas re-circulation on combustion and emission characteristics of an acetylene fuelled HCCI engine, *Fuel*, 89, pp. 515-521.
- Niki Y., Hirata K., Kishi T., Inaba T., Takagi M., Fukuda T., Nagai T. Muraoka E., 2010, SCR system for NO_x reduction of medium speed marine Diesel engine, 26th CIMAC Congress in Bergen, 14-17 June, Grieghallen, Norway.
- Nobakht A.Y., Saray R.K., Rahimi A., 2011, A parametric study on natural gas fueled HCCI combustion engine using a multi-zone combustion model, *Fuel*, 90, pp. 1508-1514.
- Noguchi M., Tanaka T., Takeuchi Y., 1979, A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, *SAE paper 790840*.
- Olof E., 2002, Thermodynamic simulation of HCCI engine systems, *PhD Thesis*, Lund University, Sweden.
- Onishi S., Jo S.H., Shoda K., Jo P.D., Kato S., 1979, Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) – a new combustion process for internal combustion engines, *SAE paper 790501*.
- Pan H., Pournazeri S., Princevac M., Miller J.W., Mahalingam S., Khan M.Y., Jayaram V., Welch W.A., 2014, Effect of hydrogen addition on criteria and greenhouse gas emissions for a marine diesel engine, *Int. J. Hydrogen Energy*, 39, pp. 11336-11345.
- Papagiannakis R.G., Hountalas D.T., 2003, Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine, *Applied Thermal Eng.*, 23, pp. 353-365.

- Petersen E.L., Hall J.M., Smith S.D., DeVries J., Amadio A.R., Crofton M.W., 2007, Ignition of lean methane-based fuel blends at gas turbine pressures, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 129, pp. 937-944.
- Rehman, A., Pandey, R. K., Dixit, S., Sarviya, R. M., 2009, Performance and emission evaluation of Diesel engine fueled with vegetable oil, *Int. J. Environmental Research*, 3, pp. 463-470.
- Rosario L., Michele M., 2006, Thermodynamic property models for unburned mixtures and combustion gases, *Int. J. of Thermodynamics*, 9, pp. 73-80.
- Roy G. D., 2006, Novel approaches to control emissions from marine Diesel and gas turbine engines, *J. Propulsion Power*, 22, pp. 1068-1074.
- Ryan T.W., Callahan T.J., 1996, Homogeneous charge compression ignition of diesel fuel, *SAE paper 961160*.
- Saravanan N., Nagarajan G., Sanjay G., Dhanasekaran C., Kalaiselvan K.M., 2008, Combustion analysis on a DI diesel engine with hydrogen in dual fuel mode, *Fuel*, 87, pp. 3591-3599.
- Sato S., Yamashita D., Iida N., 2008, Influence of the fuel compositions on the homogeneous charge compression ignition combustion, *Int. J. Engine Research*, 9, pp.123-148.
- Seref S., 2005, Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine, *Energy Conversion Management*, 46, pp. 101-119.
- Singh A.P., Agarwal A.K., 2012, Combustion characteristics of diesel HCCI engine: An experimental investigation using external mixture formation technique, *Applied Energy*, 99, pp. 116-125.
- Soyhan H.S., Yasar H., Head B., Kalghatgi G.T., Sorousbay C., 2009, Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling, *Applied Thermal Eng.*, 29, pp. 541-549.
- Soylu S., 2005, Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine, *Energy Conversion Management*, 46, pp. 101-119.
- Szwaja S., Grab-Rogalinski K., 2009, Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine, *Int. J. Hydrogen Energy*, 34, pp. 4413-4421.

- Tanaka S., Ayala F., Keck J.C., 2003, A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine, *Combustion Flame*, 133, pp. 467-481.
- Tesfa B., Mishra R., Gu F., Ball A.D., 2012, Water injection effects on the performance and emission characteristics of a CI engine operating with biodiesel, *Renewable Energy*, 37, pp. 333-344.
- Thring R.H., 1989, Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, *SAE paper 892068*.
- van Wylen G., Sonntag R., Borgnakke, C. 1994, Fundamentals of classical thermodynamics, 4th Edition, *John Wiley & Sons Inc.*, New York.
- Verhelst S., Wallner T., 2009, Hydrogen-fueled internal combustion engines, *Progress Energy Combustion Science*, 35, pp. 490-527.
- Verschaeren R., Schaepdryver W., Serruys T., Bastiaen M., Vervaeke L., Verhelst S., 2014, Experimental study of NO_x reduction on a medium speed heavy duty diesel engine by the application of EGR (exhaust gas recirculation) and Miller timing, *Energy*, 76, pp. 614-621.
- Wang Z., Wang J.X., Shuai S.J., Tian G.H., An X., Ma Q.J., 2006, Study of the Effect of Spark Ignition on Gasoline HCCI Combustion, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Eng.*, 220, pp. 817-825.
- Woodyard D., 2009, Pounder's marine diesel engines and gas turbines, 9th Edition, Oxford. Elsevier.
- Xiros N., 2002, Robust Control of Diesel ship propulsion: Advances in industrial control, Springer.
- Xu S., Wang Y., Zhu T., Xu T. Tao C., 2011, Numerical analysis of two-stroke free piston engine operating on HCCI combustion, *Applied Energy*, 88, pp. 3712-3725.
- Yap D., Karlovsky J., Megaritis A., Wysynski M.L., Xu H., 2005, An investigation into propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping, *Fuel*, 84, pp. 2372-2379.

- Yoon H.S., Lee C.S., 2011, Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine, *Fuel Processing Technology*, 92, pp. 992–1000.
- Yu J., Duan S., Zhang Z., Yu G., 2011, Marine diesel NOx emission reduction study, *Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011 International Conference on 15-17 April*, pp.2315-2318.
- Zhao F., Asmus T.W., Assanis D.N., Dec. J.E., Eng J.A., Najt P.M., 2003, Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines: Key research and development issues, *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, PA.
- Zheng Z.Q., Yao M.F., Chen Z., Zhang B., 2004, Experimental study on HCCI combustion of dimethyl ether (DME)/methanol dual fuel, *SAE paper 2004-01-2993*.
- Zhi W., Shi-Jin S., Jian-Xin W., Guo-Hong T., 2006, A computational study of direct injection gasoline HCCI engine with secondary injection, *Fuel*, 85, pp. 1831-1841.
- Zhou S., Liu Y., Ling-Li C., 2013, Study on reducing NOx emission from a marine Diesel engine, *Advanced Materials Research*, 850 – 851, pp. 1313-1319.