



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

جامعة باجي مختار عنابة

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

Simulation d'un moteur à combustion interne HCCI avec méthane comme carburant

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ÉNERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

PRESENTE PAR :

BOUARICHA MOUNA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Mr.KADRI S.

DEVANT LE JURY

Président : Pr. MERZOUG B.

Examineurs : Pr. SARI M/R.

Dr. MECHIGHEL F.

Mr. KADRI S.

Année:2016-2017

Remerciements :

D'abord tout ma gratitude va a l'ensemble des membres de jury : Messieurs **MERZOUG B, SARI M/R** et Messieurs **MECGIGHEL F**, qui ont accepte d'examiner ce travail.

Aussi, je remercie mon encadreur Monsieur **KADRI S.** que vis propose le sejet et pris la peine de mi orienter depuis le de mon travail.

Je remercie également Monsieur **HOUAM A**, qui vu a assiste dans mon stage au complexe GNL SKIKDA ou j'ai commence a penser a l'intérêt d'utiliser le GPL comme carburant.

Que l'ensemble de mes enseignants trouve dans cette étude de bénéfice de leurs enseignements très bénéfique.

Liste des figures :

Fig. I.1 : Décomposition du cycle à quatre temps du moteur thermiques à pistons alternatifs...	2
Fig. .I.2 : Les cycles thermodynamique d'un moteur à combustion interne.....	3
Fig.II.1 Moteur HCCI.....	11
Fig. II.2 : Recirculation des gaz d'échappement.....	14
Fig.III.1 Moteur HCCI sans bougie.....	20
Fig. .III.2 Schéma de turbocompresseur.....	21
Fig. .III.3 Différentes phases traduisant le cycle beau de Rochas.....	22
Fig. III.3 .Diagramme théorique (P, V) d'un moteur HCCI.....	23
Fig. III.4. Diagramme réel d'un moteur HCCI.....	25
Fig. III.5.Composition détaillé de l'atmosphère.....	26
Fig.VI.2.Schéma représentant une cylindrée.....	35
Fig.VI.3.Définition de volume de combustion.....	36
Fig.VI.4.Définition géométrique de volume V_s	37
Fig. IV.4:définition de volume de combustion.....	38
Fig. IV.5: définition géométrique du volume V_s	39
Fig. IV.5.Evolution de la pression en fonction pour plusieurs pressions initiales.-Cas du moteur "Modèle".....	42
Fig. IV.6.Evolution de la pression en fonction du temps pour plusieurs pressions initiales Cas du moteur 1.2l. RENAULT "Symbole".....	43
Fig. IV.7: Graphe de la pression générée par la compression et la combustion du fuel (Méthane) dans la cylindre pour trois températures initiales-Cas du moteur" 1.2l Renault symbole".....	45
Fig. IV.8: Evolution de la pression en fonction pour plusieurs pressions initiales.-Cas du moteur "Modèle".....	46
Fig. IV.9 : Evolution de la pression en fonction du temps pour plusieurs pressions initiales Cas du moteur 1.2l. RENAULT "Symbole".....	47

Les tableaux :

Tableau. I.1 : comparatif entre le moteur essence et diesel	7
Tableau III : tableau de comparaison entre les carburants.....	32
Tableau. IV.1: des données géométriques du moteur modèle.....	38
Tableau. IV.2: Caractéristiques moteur "Modèle"	42

TABLE DE MATIERE :

Première chapitre : Généralité sur les moteurs à combustion interne

I.1.Introduction	1
I.2. Moteur à combustion interne	1
I.2.1.Différents types de moteurs thermiques à combustion interne.....	2
I.2.2 Principaux cycles du moteur à combustion interne	3
I.2.2.1. Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé (Moteurs à essence)	4
I.2.2.3. Moteurs thermiques à allumage par compression (moteur diesel)	
I.2.2.4. Principe diesel	6
I.2.2.5.Tableau comparatif entre le moteur essence et diesel	7
I.3. moteurs HCCI.....	8
I.4. modélisation de moteur	8

Deuxième chapitre : le moteur HCCI définition et fonctionnement

II.1.Introduction	11
II.2.Moteur HCCI	11
II.3. Histoire	12
II.4.Fonctionnement	12
II.4.1. Méthode	12
II.4.2.Les Avantages	13
II.4.3.Les Inconvénients	13
II.4.4. Contrôle de la combustion	13
II.4.4.1 Taux de compression variable	14
II.4.4.2.Température d'admission variable	14
II.4.4.3.Recirculation des gaz d'échappement	14
II.3.4.4.Ouverture variable des soupapes	15
II.4.4.5. Pics de pression et pics énergétiques	15
II.4.4.6. Puissance	15
II.4.4.7.Émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures	16

II.4.4.8. Différence avec le cliquetis	16
II.4.5 Le paradoxe de la détonation dans les machines lentes	17
II.4.5.1 La détonation dans une machine rapide	18
II.4.5.2 Détonation versus l'hybride	18
II.5. Conclusion	19

Troisième chapitre : thermodynamique et équation de consommation du moteur HCCI

III.1. Introduction	20
III.2. Moteur HCCI sans bougie	20
III.3. Description du cycle thermodynamique	21
III.3.1. Cycle théorique	23
III.3.2. Cycle réel	25
III.4. Le Comburant	26
III.5. Les carburants	27
III.5.1. Le gazole	27
III.5.2. Les essences	28
III.5.3. Le GPL (Gaz de Propane Liquéfié)	29
III.5.5. Le Méthane CH ₄	29
III.6. Les équations de combustion	30
III.6.1. La combustion du gazole	30
III.6.2. Combustion de l'essence	31
III.6.3. Combustion du GPL	31
III.6.4. LA combustion de méthane	32
III.7. La comparaison	32
III.7. Conclusion	33

Quatrième chapitre : calcul et simulation d'un moteur HCCI

IV.1. Introduction	34
IV.2. Définition du modèle de calcul	34
IV.2.1 Définitions	35

IV.2.2 Moteur à volume variabl	36
IV.2.3 La combustion du méthane	40
V.3 Résultats et conclusions	45
V.4 Perspectives.....	47

Introduction générale:

Depuis son invention et avec le progrès scientifique et technologique d'aujourd'hui l'automobile est devenue parmi les moyens de transport et de loisir les plus utilisés dans le monde.

En Algérie le nombre de véhicules est en croissance continue, surtout avec l'exigence de l'état d'obliger les maisons des marques d'automobiles d'ouvrir des usines de construction tels le cas de Mercedes, Renault, Hyundai et bientôt volkswagen et Ssangyong.

Cette grande croissance en production d'automobiles suivie toujours avec une grande consommation des carburants, qui pose un problème avec l'augmentation de leurs prix, pour cela les constructeurs on essayés de modifier soi à la conception de moteur soi au carburant.

En Algérie les moteurs 1.4l et 4 cylindres étaient les moteurs les plus exploitables vu le rapport puissance prix de carburant par rapport aux moteurs diesel connu par son entretien très compliqué, mais actuellement et vu l'augmentation des prix de carburant on voit bien que les constructeurs on changé la conception de moteur 1.4l par un moteur 1.2l en 3 cylindres.

Il est très connu que Les moteurs à combustion interne classiques sont de deux types, à allumage commandé (essence) et à allumage par compression (Diesel), depuis l'augmentation des prix de carburants plusieurs inventions ont vu la naissance pour but d'obtenir un carburant moins chère entre autre et de convertir le moteur essence à un moteur GPL (gaz de pétrole liquéfier) , et convertir le moteur Diesel à un moteur à huile végétal brulé , la première technique est très réussie actuellement dans notre pays de raison que ce carburant ayant un indice d'octane élevé, possède des propriétés proches de celles de l'essence, et un prix très bas avec des gaz d'échappement moins polluants.

L'objectif d'un futur concept de moteur est de bénéficier du rendement élevé du moteur à allumage par compression et des émissions polluantes très basses du moteur à allumage commandé, c'est la recherche actuelle avec les moteurs à combustion interne à autoallumage ou bien HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) qui sont le thème de recherche le plus récent.

Dans ce travail on va étudier les paramètres d'un moteur HCCI tels que le taux de compression, la richesse et la température du mélange aspiré et la pression nécessaire pour

que l'allumage s'effectue en homogénéité, tout en considérant le carburant est le méthane (gaz naturel) connu par ces qualités écologiques, à l'aide d'un programme s'effectue en Comsol Multiphysics.

I.1.Introduction :

Le mouvement d'une masse est toujours lié à une énergie cinétique laquelle résulte d'un potentielle qui peut être d'origine thermique, telle est le cas du rôle d'un moteur à combustion interne qui transforme la combustion du carburant en mouvement du vilebrequin. En fonction du mode d'allumage et de combustion du carburant, on distingue deux grandes classes de moteurs : les moteurs à combustion internes,

I.2. Moteur à combustion interne :

Un moteur thermique à combustion interne est un organe transformateur d'énergie. Il permet de convertir l'énergie thermique (produite par la combustion d'un mélange composé d'un carburant associé à un comburant) en énergie mécanique motrice.

Un moteur est dit à combustion interne si la combustion se fait à l'intérieur du moteur. On parle de moteur à combustion externe si l'énergie est transportée par un fluide colporteur à l'extérieur de celle-ci, cas d'une turbine à vapeur par exemple. [1]

La production de l'énergie thermique commence par l'injection du carburant pulvérisé très finement qui sera mélangé à l'air pour composer le mélange combustible dans le cylindre.

Cette phase constitue l'opération d'admission.

A ce stade de l'introduction dans le cylindre, le mélange gazeux est à faible pression. Si on l'enflammait à ce moment, il ne pourrait fournir la pression nécessaire à produire un travail suffisant, pour cela, il faut au préalable le comprimer : c'est la phase de compression.

Puis, le mélange combustible comprimé est enflammé, ce qui en résulte une pression supplémentaire pouvant pousser le piston qui à son tour fournit transmet la pression en un effort moteur provoquant le mouvement de rotation de l'arbre moteur grâce au mécanisme bielle-manivelle.

Enfin, pour pouvoir commencer un nouveau cycle, les gaz brûlés sont évacués dans l'atmosphère avant qu'un nouveau mélange frais soit admis dans le cylindre : c'est l'opération d'échappement. [2].

I.2.1. Différents types de moteurs thermiques à combustion interne:

Parmi les types de moteurs à combustion interne fournissant un couple sur un arbre on va rappeler l'essentiel des moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs qui englobent:

- Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence)
- Moteurs Diesel

Les moteurs thermiques utilisent donc l'énergie thermique produite par une combustion d'un gaz carburé (carburant – comburant). L'énergie mécanique est obtenue, suite à la combustion, par transformation du mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre (vilebrequin).

Les différentes phases rappelées ci dessus pour obtenir le mouvement du vilebrequin définissent dans l'ordre le cycle du moteur à 4 temps.

On appelle cycle, l'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur pour la production du mouvement du vilebrequin. Les quatre temps sont successivement les quatre phases qui sont reprises sur les figures suivantes (Fig. I.1).

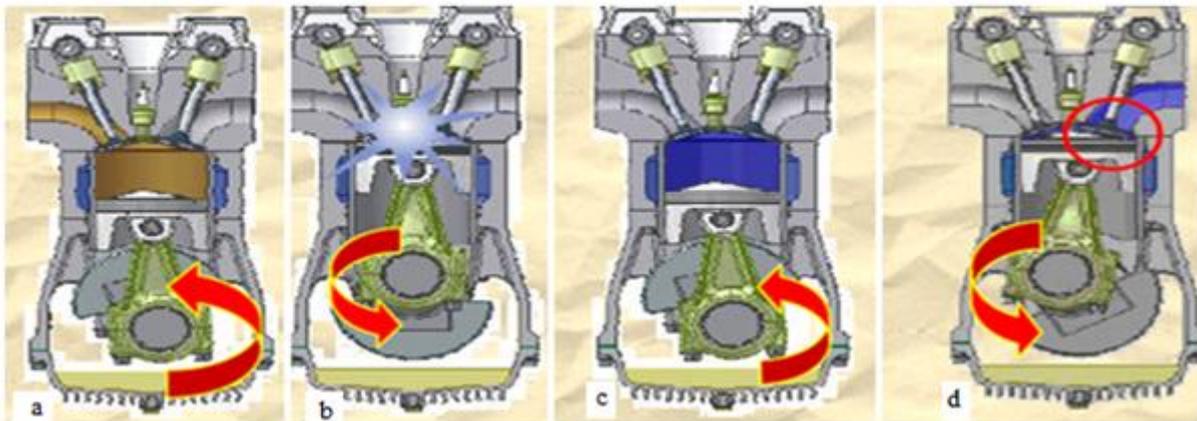


Fig.I.1 : Décomposition du cycle a quatre temps du moteur thermique a piston alternatifs

Temps d'admission (Fig. I.1-a) : Une soupape s'ouvre pour permettre à un mélange air/Carburant d'être aspiré par la descente mécanique du piston.

Temps de compression (Fig. I.1-b) : La soupape d'admission étant maintenant refermée, le piston remonte et comprime le mélange gazeux situé dans le cylindre.

Temps de combustion-détente (Fig. I.1-c): Le piston arrivé pratiquement à sa fin de course de montée (point mort haut (PMH)), une étincelle produite par la bougie enflamme le mélange. Cette « explosion » repousse violemment le piston qui continue son mouvement vers le bas jusqu'à la fin de sa course (point mort bas PMB)).

Point mort haut - point mort bas : sont deux moments où le piston annule sa vitesse car il arrive à chaque fois au bout de sa course, avant de repartir en sens inverse.

- **Point mort haut** : Le piston est au point le plus haut, Ce point est souvent abrégé par PMH.
- **Point mort bas** : Le piston est au point le plus bas, Ce point est souvent abrégé par PMB.

Temps échappement (Fig. I.1-d) : La soupape d'échappement s'ouvre et permet au piston qui remonte d'expulser les gaz brûlés de la combustion hors du cylindre.

Il faut préciser que parmi les quatre temps considérés, seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

Ces différentes phases peuvent être reprises dans un diagramme selon deux principaux cycles.

I.2.2 Principaux cycles du moteur à combustion interne :

Les deux (02) principaux cycles du moteur à combustion interne peuvent être résumés de la manière suivante :

- Cycle de **BEAU DE ROCHAS** (cycle à apport de chaleur à volume constant) utilisé dans les moteurs à allumage commandés (**Fig. I-a**).
- Cycle **diesel pur** (cycle à apport de chaleur à pression constante) concerne les moteurs à allumage par compression (**Fig. I-b**).

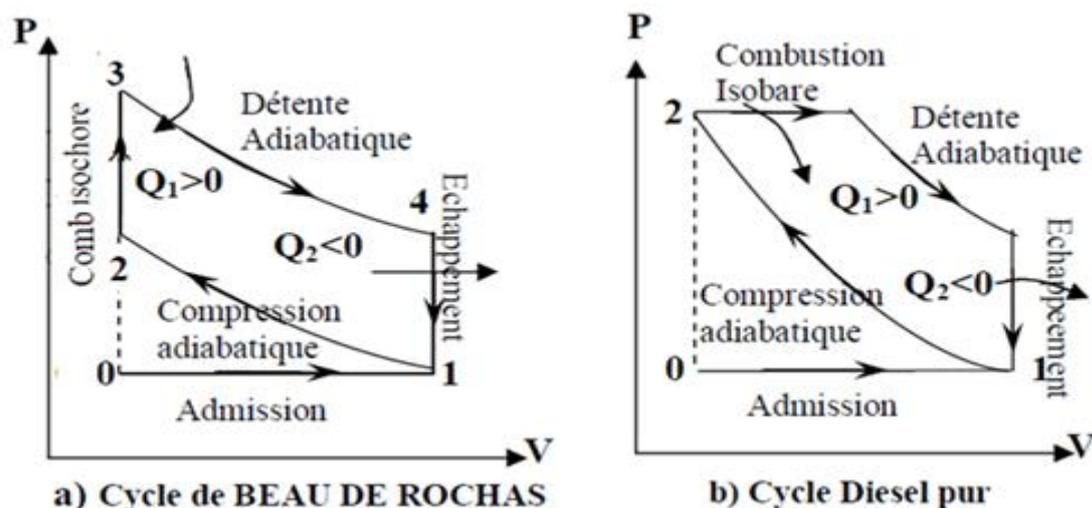


Fig. I.2 : les cycle thermodynamique d'un moteur a combustion interne

L'étude de ces cycles peut être effectuée à l'aide du diagramme (P, V) et c'est ce type de diagramme que nous utiliserons par la suite.

I.2.2.1. Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé (Moteurs à essence) :

Le moteur à explosion est un moteur à combustion interne, principalement utilisé pour la propulsion des véhicules de transport, pour plusieurs types d'outils mobiles (tronçonneuse, tondeuse à gazon) ainsi que pour des installations fixes (groupe électrogène, pompe...).

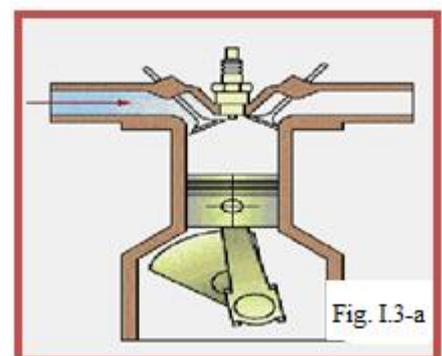
C'est le cas de tous les moteurs utilisant comme carburant de l'essence, de l'alcool, voire un gaz (GPL) ou autre dont la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie).

Ces moteurs transforment l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme « d'explosion ». Ces moteurs sont constitués d'un ou plusieurs cylindres confinant les combustions. Dans chaque cylindre, un piston contraint par la pression d'explosion de coulisser en un mouvement rectiligne alternatif. Ce mouvement est transformé en rotation du vilebrequin par l'intermédiaire d'une bielle lié au piston.

Sur le diagramme (Fig. I.2) qui rappelle le cycle thermodynamique, Le cycle de fonctionnement se décompose analytiquement en quatre temps ou phases.

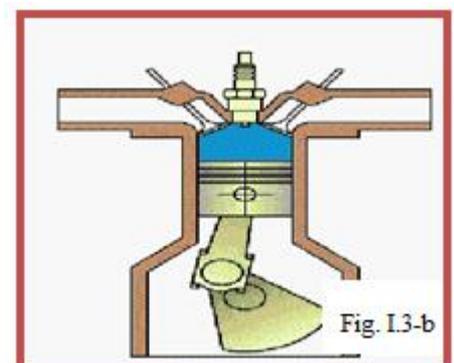
1er temps : l'admission :

0 → 1 : Ce temps commence avec l'ouverture de la soupape d'admission (Fig. I.3-a) et la descente du piston du PMH au PMB, ce mouvement engendre une dépression dans le cylindre et cela va permettre la pénétration du mélange d'air et du carburant produit par le carburateur. A l'arrivée du piston au PMB, la soupape de l'admission se ferme. durant ce temps la soupape d'échappement est maintenue fermée.



2ème temps : la compression :

1 → 2 : Ce temps a pour rôle de comprimer le carburant introduit de l'admission (Fig. I.3-b). Pendant le temps de compression, les soupapes d'admission et d'échappement sont



fermées hermétiquement et le piston monte en comprimant le mélange air essence emprisonné dans la chambre de combustion.

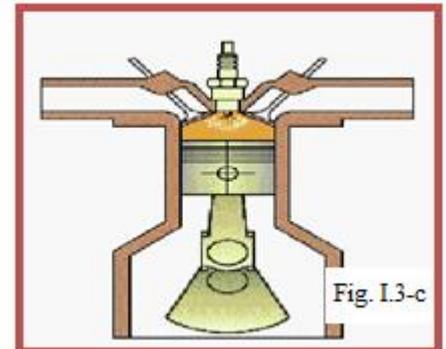
En fin de compression, la pression atteinte habituellement 8 bars et la température peut atteindre 400 à 500 °C. A la fin de ce deuxième temps, le vilebrequin aura effectué un tour complet.

3ème temps : la combustion détente :

3 → 4 Le début du temps de combustion, aussi appelé d'explosion ou de détente, s'amorce avec le jaillissement de l'étincelle aux électrodes de la bougie d'allumage (Fig. I.3-c).

La température dans le cylindre durant la combustion peut être supérieure à 2000°C et la pression de combustion peut atteindre ou excéder 30 bars.

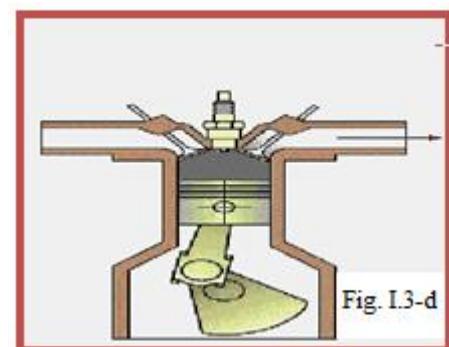
La détente des gaz hautement comprimés repousse avec force le piston vers le bas de sa course. La descente du piston vers le PMB transforme l'énergie thermique du carburant en travail mécanique. Peu avant le PMB, la pression dans le cylindre est de (3 à 5) bars et la température est de (800 à 900) °C. Le temps de combustion est le seul qui donne une impulsion motrice au vilebrequin; la contribution des trois autres temps est toutefois essentielle pour assurer un maximum de rendement.



4ème temps : l'échappement

4 → 1 Le temps d'échappement débute théoriquement au PMB; la pression interne produite par le mouvement ascendant du piston expulse les gaz brûlés après l'ouverture de la soupape d'échappement (Fig. I.3-d).

En pratique, les concepteurs choisissent d'amorcer l'échappement quelques degrés avant le PMB afin d'exploiter le résidu de pression, de l'ordre de 3 bars, encore présent dans le cylindre.



I.2.2.3. Moteurs thermiques à allumage par compression (moteur diesel) :

Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air préalablement comprimé et chaud, qui au contact duquel il s'enflamme spontanément. Ces moteurs sont appelés moteur Diesel dont le principe sera décrit ci dessous..

I.2.2.4. Principe diesel :

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

Son fonctionnement repose sur l'auto-inflammation du gazole, fuel lourd ou encore huile végétale brute (Biodiesel ou autres) dans de l'air comprimé selon le rapport 1:20 du volume du cylindre (environ 35 bar) et dont la température est portée de 600 °C à 1 500 °C environ. Si tôt le carburant injecté (pulvérisé), celui-ci s'enflamme presque instantanément, sans qu'il soit nécessaire de recourir à un allumage commandé par bougie. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant ainsi le piston qui fournit une force de travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin (ou arbre manivelle faisant office d'axe moteur, voir système bielle manivelle) [3]. Les quatre temps du cycle Diesel (Fig. I.2) sont :

1er temps: ADMISSION

0 → 1: Le piston descend du PMH au PMB. Avec les soupapes d'admission et d'échappement fermées, le mouvement du piston provoque l'aspiration d'air pur

2ème temps: Compression

1 → 2: Le piston monte du PMB au PMH. Les soupapes d'admission et d'échappement fermées, la montée du piston provoque la compression de l'air accompagnée d'une forte élévation de température (500 à 750) °C environ.

3ème temps: Combustion détente

2 → 3 Le piston descend du PMH au PMB. Soupape admission fermée - soupape échappement fermée

⇒ On injecte le carburant dans l'air porté à haute température. Celui-ci s'enflamme à son contact. L'augmentation de pression qui en résulte provoque le refoulement du piston. C'est le **temps moteur**

4ème temps: Echappement

4 → 1 Le piston monte du PMB au PMH:

Soupape admission fermée - soupape échappement ouverte

Les gaz brûlés sont chassés à l'extérieur. [4]

Afin de distinguer les deux cycles explicités précédemment, nous reprenons les différentes phases pour les deux cycles sur le tableau comparatif suivant.

I.2.2.5. Tableau comparatif entre le moteur essence et diesel :

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

Tableau. I.1 : comparatif entre le moteur essence et diesel

I.3. moteurs HCCI:

Le moteur **H**omogeneous **C**harge **C**ompression **I**gnition, ou **HCCI**, est un type de moteur à combustion interne dans lequel le mélange air-carburant est mélangé de la manière la plus homogène envisageable (comme dans les moteurs à essence) et est comprimé assez fortement pour atteindre le point d'auto-allumage. Comme dans d'autres types de combustion, la réaction exothermique dégage de l'énergie transmise au moteur sous forme de travail et de chaleur.

Le moteur HCCI réunit les deux caractéristiques issues des deux types de combustion que nous avons considérés précédemment (l'allumage commandé par une ou plusieurs bougies d'une charge homogène utilisée dans les moteurs à essence et l'auto-allumage d'une charge stratifiée utilisé dans les moteurs Diesel.

Comme dans les moteurs à allumage commandé d'une charge homogène, le carburant et l'oxydant (en général l'air) sont mélangés de manière homogène. Néanmoins, plutôt que d'utiliser une étincelle d'origine électrique pour enflammer un point du mélange, le mélange est comprimé pour atteindre une température et une densité assez haute pour que le mélange s'enflamme entièrement et spontanément. Les moteurs à charge stratifiée fonctionnent selon le même principe de compression mais la différence est que la combustion démarre aux frontières entre l'air et le carburant injecté mais non vaporisé.

La combustion dans le moteur HCCI commence à plusieurs lieux à la fois, ce qui provoque la combustion de tout le mélange air-carburant presque simultanément sans 'initiateur direct de la combustion. Le moteur présente dans ce cas plus de difficulté de contrôle de la combustion. Pourtant, les progrès des microprocesseurs et la meilleure compréhension physique des phénomènes de combustion permettent ce contrôle au point d'arriver à des émissions polluantes semblables à un moteur à essence, tout en ayant l'efficacité plus élevée d'un moteur Diesel. En effet, les moteurs HCCI permettent d'arriver à des émissions de NOx extrêmement faibles sans traitement post-combustion (par exemple grâce à un pot catalytique). Les hydrocarbures non-brûlés et le monoxyde de carbone émis restent à des niveaux élevés à cause du pic de température de combustion plus bas ; ces émissions doivent toujours être post-traitées pour garantir des émissions en-deça des normes en vigueur fixées par les autorités [5].

I.4. modélisation de moteur :

Durant ces dernières années plusieurs travaux de recherches ont été menés pour prédire l'allumage dans les moteurs à charge homogène (HCCI) à différentes conditions de fonctionnement. Les modèles utilisés dans la simulation sont généralement zéro dimensionnel

avec une ou plusieurs zones. Tandis que certains codes de calcul simulent seulement la phase de compression et de combustion sans tenir compte des échanges de chaleur à travers les parois, d'autres codes tiennent compte des échanges de chaleurs aux parois et les transferts de masse et chaleur à travers les orifices d'admission et d'échappement par l'utilisation combinée de plusieurs programmes de calcul tels que SENKIN et BOOST. Dans ce programme de simulation du cycle de fonctionnement complet du moteur HCCI, tous les phénomènes se produisant dans un moteur à combustion interne sont pris en compte pour une meilleure compréhension de l'effet conjugué de ces phénomènes sur l'allumage et les performances des moteurs HCCI.

De plus, la simulation est réalisée sur plusieurs cycles de calcul pour vérifier la périodicité des paramètres thermodynamiques. En effet, une simulation faite sur un seul cycle ne peut plus reproduire des conditions à la fin du cycle similaires à celles prises au début du cycle. Dans certains cas extrêmes on peut observer un allumage au premier cycle et une extinction au second cycle à cause des conditions défavorables à l'allumage.

Le programme de calcul développé constitue un outil de simulation du cycle complet et de prédiction des performances du moteur HCCI à différentes conditions de fonctionnement. La simulation numérique basée sur un modèle à zéro dimension considère la variation de la masse, de l'énergie et des espèces durant les différentes phases du cycle. Le transfert de masse à travers les soupapes d'admission et d'échappement est modélisé en utilisant le modèle quasi stationnaire de vidange d'un réservoir. Pour tenir compte des particularités du moteur HCCI, le transfert de chaleur à travers les parois du cylindre est modélisé en utilisant la corrélation de Hohenberg.

La combustion dans les moteurs HCCI est fortement contrôlée par la cinétique chimique d'oxydation du carburant ainsi que des conditions initiales en début de compression et des conditions aux limites sur les parois du cylindre. Plusieurs modèles cinétiques de combustion des combustibles de référence existent dans la littérature scientifique, ces mécanismes réactionnels d'oxydation sont soit réduits ou complets. Les mécanismes réduits de cinétique chimique d'oxydation des combustibles primaires de référence sont les mieux adaptés pour la simulation numérique des cycles de fonctionnement des moteurs HCCI à cause des temps de calcul raisonnables obtenus sur les ordinateurs personnels. Le mécanisme réactionnel réduit d'oxydation des mélanges d'isooctane et d'heptane développé par TANAKA & al [2003] est très adapté pour la simulation numérique de la combustion d'une essence de remplacement ayant des caractéristiques proches de l'essence réelle. Ce mécanisme est composé de 60 réactions et de 40 espèces.

Bien que les moteurs HCCI regroupent les avantages des moteurs à allumage par compression et les moteurs à allumage commandés, il reste néanmoins certains problèmes à surmonter tel que le problème du contrôle de l'allumage et le démarrage à froid. La variation des conditions de fonctionnement du moteur influe grandement sur l'auto allumage de ce type de moteur. L'état thermodynamique du mélange (température, pression et composition du mélange) en début de compression et les températures de parois doivent être connus pour pouvoir déterminer avec exactitude le moment et la durée de l'auto inflammation ainsi que le taux de dégagement de chaleur. Le choix de certaines conditions initiales peut engendrer dans certains cas soit à des ratés d'allumage, soit un fonctionnement détonnant à forte charge ou soit à un mélange partiellement brûlé. Le contrôle des conditions initiales en début de compression et des conditions aux limites aux parois du cylindre et des conditions aux collecteurs d'admission et d'échappement peut engendrer un allumage au voisinage du PMH et des performances accrues du moteur. Le moteur à taux de compression variable et la distribution variable (croisement négatif de soupapes) constituent des techniques efficaces de contrôle de l'allumage. [6]

I.5. Conclusion

De nos jours, la fabrication des moteurs à combustion interne doit satisfaire à plusieurs exigences techniques, principalement, le bon rendement et l'écologie.

Le moteur HCCI utilisant le méthane comme carburant présente de nos jours la variante la plus écologique en Algérie devant l'essence et le diesel.

Le rendement est très lié .

La combustion dans les moteurs HCCI est fortement contrôlée par des conditions initiales de pression et de température ainsi que de la cinétique chimique d'oxydation du carburant.

II.1.Introduction :

Le moteur HCCI qui présente l'avantage d'être écologique par rapport aux deux types de moteurs conventionnels (à essence et à diesel), doit aussi réunir les meilleurs qualités de fonctionnement. En effet, le moteur HCCI de principe la combustion interne du mélange carburant- air n'utilise pas d'électrode pour l'allumage mais il utilise le principe de la combustion du moteur diesel dont l'allumage aura lieu à la pression nécessaire obtenue lors de la compression du mélange gazeux.

II.2.Moteur HCCI :

Le moteur Homogeneous Charge Compression Ignition, ou HCCI, est un type de moteur à combustion interne dans lequel le mélange air-carburant est obtenu de la manière la plus homogène possible (comme dans les moteurs à essence) et est comprimé assez fortement pour atteindre le point d'auto-allumage tel un moteur diesel. Comme dans d'autres types de combustion, la réaction exothermique dégage de l'énergie transmise au moteur sous forme de travail et de chaleur

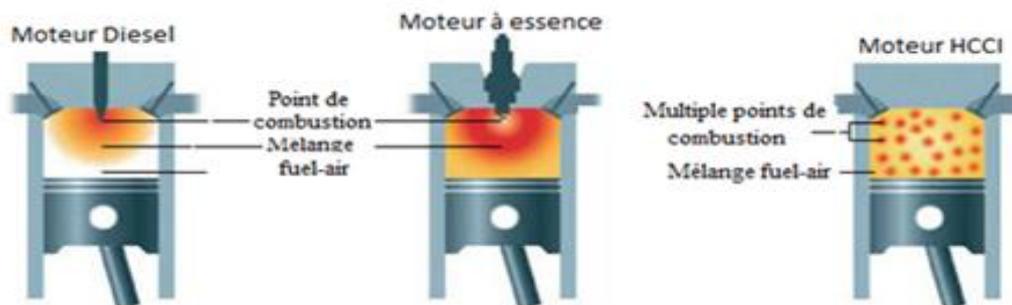


Fig. II.1 : Moteur HCCI

Le moteur HCCI a des caractéristiques issues des deux types de combustion les plus connues : l'allumage commandé (par une ou plusieurs bougies) d'une charge homogène étant utilisée dans les moteurs à essence tandis que l'auto-allumage d'une charge stratifiée est utilisé dans les moteurs Diesel. Comme dans les moteurs à allumage commandé d'une charge homogène, le carburant et l'oxydant (en général l'air) sont mélangés de manière homogène. Néanmoins, plutôt que d'utiliser une étincelle d'origine électrique pour enflammer un point du mélange, le mélange est comprimé pour atteindre une température et une densité assez haute pour que le mélange s'enflamme entièrement et spontanément de lui-même. Les moteurs à charge

stratifiée fonctionnent selon le même principe de compression mais la différence est que la combustion démarre aux frontières entre l'air et le carburant injecté mais non vaporisé.

La combustion dans le moteur HCCI débute à plusieurs endroits à la fois, ce qui résulte en une combustion de tout le mélange air-carburant presque simultanée (Fig. II.1) il n'y a pas d'initiateur direct de la combustion. Le moteur présente alors plus de difficultés de contrôle de la combustion. Pourtant, les progrès des microprocesseurs et la meilleure compréhension physique des phénomènes de combustion permettent ce contrôle au point d'arriver à des émissions polluantes identiques à un moteur à essence, tout en ayant l'efficacité plus élevée d'un moteur Diesel. En effet, les moteurs HCCI permettent d'arriver à des émissions de NOx extrêmement faibles sans traitement post-combustion (par exemple grâce à un pot catalytique). Les hydrocarbures non-brûlés et le monoxyde de carbone émis restent à des niveaux élevés à cause du pic de température de combustion plus bas ; ces émissions doivent toujours être post-traitées afin de garantir des émissions en deçà des normes en vigueur fixées par les autorités. [7]

II.3. Histoire :

L'origine du moteur HCCI n'est pas récente, même s'il n'a pas été autant utilisé que le moteur à allumage commandé ou l'injection directe dans le moteur Diesel. Le moteur HCCI était déjà connu avant que n'apparaisse l'allumage électronique.

II.4.Fonctionnement :

II.4.1. Méthode :

Un mélange de carburant et d'air s'enflamme spontanément quand la densité et la température des réactifs est assez élevée. Ces deux conditions peuvent être remplies par plusieurs moyens :

- un taux de compression élevé,
- un préchauffage des gaz admis,
- l'admission forcée par suralimentation,
- la recirculation des gaz d'échappement.

Une fois le mélange enflammé, la combustion se déroule très rapidement. Lorsque l'auto-allumage a lieu trop tôt ou dégage trop d'énergie, la combustion est trop rapide ; dans ce cas, les pics de pressions dans le cylindre peuvent mener à la destruction du moteur. Pour cette raison, les moteurs HCCI fonctionnent généralement en mélange pauvre.

II.4.2. Les Avantages :

- Le moteur HCCI est plus proche du cycle de Beau de Rochas idéal que le moteur à allumage commandé,
- Le mélange pauvre implique un rendement plus élevé que dans le moteur à allumage commandé,
- La charge homogène mène à des émissions de polluants moins élevées, les émissions de NOx sont négligeables,
- L'absence de papillon évite les pertes de vannage (ou pertes par pompage).

II.4.3. Les Inconvénients :

- Les pics de pression sont élevés,
- il est difficile de contrôler la combustion,
- l'énergie est dissipée dans un temps très court,
- la puissance disponible est limitée,
- les émissions d'hydrocarbures et de monoxyde de carbone sont élevées.

II.4.4. Contrôle de la combustion :

Dans l'objectif d'une commercialisation, le contrôle précis de la combustion dans un moteur HCCI est d'une importance majeure mais ce contrôle est plus malaisé que celui d'une combustion classique.

Dans un moteur à essence, on utilise une étincelle pour enflammer le mélange air-carburant. Dans un moteur diesel, la combustion débute lorsque le carburant est injecté dans l'air comprimé. Dans les deux cas, la combustion est contrôlée précisément dans le temps. Au contraire, dans un moteur HCCI, la combustion débute lorsque les conditions de densité et de température du mélange sont atteintes et il n'y a pas d'évènement initiateur contrôlable précisément. La conception du moteur peut être faite avec pour objectif un début de combustion à un temps précis, mais ceci n'est possible que pour un point de fonctionnement particulier du moteur, ce qui n'est pas compatible avec la volonté d'un conducteur qui souhaiterait pouvoir choisir le couple développé par le moteur, au travers de son action sur la pédale d'accélérateur.

Afin d'arriver à contrôler le moteur HCCI de manière dynamique, c'est-à-dire de pouvoir choisir le couple développé par le moteur, le système de contrôle du moteur doit pouvoir

changer les conditions qui initient la combustion ; cela se fait grâce au contrôle du taux de compression, de la température et de la pression des gaz admis et de la quantité de gaz recirculés.

Plusieurs approches ont été étudiées pour contrôler ces paramètres.

II.4.4.1 Taux de compression variable :

Plusieurs solutions existent pour faire varier le taux de compression géométrique et le taux de compression effectif. Le taux de compression géométrique peut être changé avec un piston mobile en tête de cylindre (la cylindrée est donc variable). Tandis que le taux de compression effectif peut être réduit ou augmenté par rapport au taux de compression moyen en fermant plus tôt ou plus tard les soupapes d'admission grâce à des actionneurs de soupapes à calage et/ou à levée variable (i.e. distribution variable permettant entre autres un fonctionnement en cycle d'Atkinson). Ces deux solutions sont assez consommatrices en énergie et sont de plus assez chères à mettre en œuvre (ces deux inconvénients ayant disparu pour la seconde solution, la distribution variable étant désormais parfaitement au point). Une troisième solution développée depuis peu par une société lyonnaise MCE-5 apporte une réponse élégante et efficace à ce problème (en outre, grâce à sa nouvelle bielle, plusieurs défauts inhérents à celle-ci disparaissent).

II.4.4.2. Température d'admission variable :

Cette technique est aussi appelée gestion thermique rapide (fast thermal management en anglais) et est réalisée en faisant varier la température des gaz admis d'un cycle à l'autre. Cette solution est aussi coûteuse.

II.4.4.3. Recirculation des gaz d'échappement :

Les gaz d'échappement peuvent être très chauds s'ils sont retenus à l'intérieur du cylindre ou refroidis s'ils passent par le collecteur d'admission comme dans les systèmes EGR conventionnels. Les gaz d'échappement ont deux effets

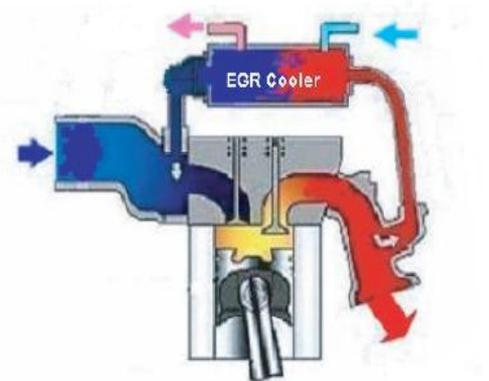


Fig. II.2 : Recirculation des gaz d'échappement

majeurs sur la combustion dans un moteur HCCI : d'une part, ils diluent le mélange admis, retardant l'allumage, d'autre part, ils absorbent une partie de la chaleur émise lors de la combustion. Au contraire, une combustion avec des gaz non refroidis augmentera la température des gaz dans le cylindre et l'allumage se produira plus tôt.

II.3.4.4. Ouverture variable des soupapes :

Cette solution permet non seulement de contrôler le taux de compression mais aussi le taux de gaz d'échappement recirculés. Néanmoins, cette solution est techniquement complexe et matériellement coûteuse (cf. section Taux de compression variable précédent).

II.4.4.5. Pics de pression et pics énergétiques :

Dans les moteurs à essence, la combustion se propage via une flamme. Ainsi, à un moment donné, seule une partie du mélange est en train de brûler. Cela a pour conséquences un pic de pression et un taux d'énergie dissipé relativement faible et s'étalant dans le temps. Par contre, dans les moteurs HCCI, la totalité du mélange s'allume et brûle d'un coup, le pic de pression et le taux d'énergie dissipée est alors très élevé ; il convient alors de renforcer la structure du moteur pour qu'il puisse y résister (comme pour le diesel où cet effet est moindre mais existe). Pour cela, les moteurs HCCI sont donc forcément plus lourds que leurs homologues à essence ou gazole.

Plusieurs solutions ont été proposées pour diminuer ces problèmes. L'utilisation ensemble de deux carburants différents permettrait de séparer l'allumage en deux instants, ralentissant ainsi la combustion mais cela nécessite un réseau de distribution de carburant modifié. La dilution, par exemple avec des gaz d'échappement, réduit la pression et le taux d'énergie dissipée.

II.4.4.6. Puissance :

Dans un moteur à essence, la puissance peut être augmentée en admettant plus de mélange air-essence. Dans un moteur Diesel, l'augmentation du volume de gazole injecté a le même effet. Ces moteurs supportent une augmentation de puissance car la dissipation de chaleur est relativement lente. Dans un moteur HCCI, comme le mélange brûle d'un coup, augmenter la richesse aura pour effet de provoquer des pics de pression et de chaleur plus élevés. Augmenter la richesse offre aussi un risque plus élevé de cliquetis. De plus, la plupart des

contrôles viables de ces moteurs nécessite le préchauffage du mélange, ce qui réduit sa densité et donc la masse de mélange dans le cylindre, ce qui réduit la puissance développée. Ces différents facteurs font que l'augmentation de la puissance dans les moteurs HCCI est difficile et est l'objet de nombreuses études.

Une manière d'augmenter la puissance est d'utiliser plusieurs types de carburant. Cela a pour effet de diminuer le pic de chaleur et de pression et permet alors d'augmenter la richesse. Une autre solution est de stratifier la charge thermiquement afin que toutes les zones dans le cylindre n'aient pas la même température et donc ne s'enflamment pas au même instant. Cela permettrait de faire fonctionner le moteur à pleine charge ou presque comme les moteurs classiques. De nombreuses recherches ont lieu à ce sujet.

II.4.4.7.Émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures :

Du fait que les moteurs HCCI fonctionnent en mélange pauvre, le pic de température de combustion est plus faible que sur les moteurs classiques. Cela a pour avantage de diminuer la formation de NO_x mais mène aussi à une combustion incomplète du carburant, plus spécifiquement dans les zones proches des parois de la chambre de combustion et donc les émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures non-brûlés sont plus élevées. Une catalyse oxydante serait alors possible pour se débarrasser de ces polluants car le taux d'oxygène dans les gaz d'échappement est élevé (tout l'oxygène n'est pas consommé lors de la combustion en mélange pauvre).

II.4.4.8.Différence avec le cliquetis :

Le cliquetis est aussi appelé en des termes moins précis détonation, auto-allumage, cognement...

Le cliquetis est avant tout un phénomène de combustion anormale dans les moteurs à allumage commandé, perceptible extérieurement par un bruit métallique venant du moteur. Il résulte de l'apparition d'ondes de choc dans la chambre de combustion, très probablement initiées par une auto-inflammation des gaz non encore brûlés (gaz frais). Ce phénomène n'est pas une détonation au sens strict du terme mais il s'y apparente ce qui explique l'appellation « détonation » dans l'usage anglo-saxon. Ce phénomène est destructeur, surtout à haut régime moteur, et doit être évité par la conception du moteur, et doit être évité par la conception du moteur (limitation du taux de compression et de l'avance à l'allumage) et par le choix d'un

carburant ayant un indice d'octane suffisant. Le cliquetis est le plus souvent évalué à l'oreille, ce qui permet de le qualifier de manière subjective. On parle de cliquetis naissant lorsque, en modifiant un paramètre (avance à l'allumage par exemple), on perçoit les premiers indices du cliquetis. Des méthodes plus objectives, basées par exemple sur l'analyse des fluctuations de la pression dans le cylindre du moteur, permettent de définir des intensités de cliquetis. [8]

Dans les moteurs HCCI, le mélange étant homogène, les réactifs s'enflamment entièrement simultanément ; il n'y a donc pas de problème de cliquetis car il n'y a pas plusieurs ondes de choc dans la chambre de combustion. Ceci n'est pas nécessairement vrai à forte charge.

II.4.5 Le paradoxe de la détonation dans les machines lentes :

Le volume des chambres de moteur à piston avec vilebrequin varie approximativement de façon sinusoïdale, restant de longs moments au point mort haut et bas. C'est une caractéristique de machine fondamentalement lente, avec de plus seulement deux degrés de liberté au design (la translation du piston et la rotation du vilebrequin), et donc inapte à répondre aux détonations super rapides. Dans l'univers du piston, la problématique de la détonation est ramenée à une problématique de retardement du déclenchement de la détonation dans un état relativement stationnaire, soit le point mort haut. Pour tenter la détonation, des bricolages comme les bielles variables ou des mini-pistons rapides complémentaires sont ajoutés en amont, mais ces accessoires ne s'attaquent pas sérieusement à l'autre point essentiel en aval, c'est-à-dire la capacité de la machine à faire une transformation précoce de l'énergie de pression en énergie de rotation. Depuis des décennies, le processus piston - HCCI focalise sur le contrôle du déclenchement de la détonation, et pour y arriver, étouffe et affaiblit la puissance de la détonation en contaminant l'admission avec les gaz brûlés; c'est pourquoi le mode HCCI (et non la franche détonation) ne brûle pas complètement le carburant. Le processus HCCI en est un au seuil inférieur marginal de la détonation, où la combustion peut commencer par un front d'onde thermique conventionnel, lequel peut dégénérer en de multiples points de détonation et subséquemment en combustion pilotée par onde de choc. Ce n'est pas une franche détonation. Ça marche (si on peut dire ?) tant qu'on ne demande pas de puissance au moteur ! Le domaine du HCCI est possiblement toujours dans un cul de sac, mais en mouvement vers la PhotoDétonation...

II.4.5.1 La détonation dans une machine rapide :

Une machine avec plus de degrés de libertés au design qui permet une mise en forme de l'impulsion volume suivant la lettre cursive « i » avec une durée de 15 à 30 fois plus brève que le piston convient parfaitement mieux à la détonation, et c'est ce que la Quasiturbine AC¹ accomplit, tout en permettant une transformation précoce de l'énergie de pression en énergie de rotation. Avec une machine rapide, la détonation s'amorce dans un flanc de croissance raide de pression, immédiatement suivi d'un flanc raide descendant, de sorte qu'on n'a pas à jongler avec la problématique du report du déclenchement de la détonation. Le mode HCCI est détonant, mais pas purement photonique, alors que la PhotoDétonation² est une franche et totale détonation (non étouffée, ni contaminée), possible seulement avec des cycles de pression beaucoup plus rapides que le piston. Évidemment, le HCCI et la PhotoDétonation ne sont pas étrangers l'un à l'autre. Dit simplement, la PhotoDétonation se produit bien au-delà du processus de seuil du HCCI, là où les conditions extrêmes favorisent la combustion photonique volumique, et n'est possible que dans des machines très rapides (impulsions courtes, dont la Quasiturbine AC est un exemple).

II.4.5.2 Détonation versus l'hybride :

Le mode PhotoDétonation supprime la dépressurisation d'admission et permet ainsi un gain d'efficacité considérable (dans les usages automobiles, près de la moitié de l'énergie du carburant sert à produire la dépressurisation d'admission). Dans ce mode, l'efficacité moteur reste élevée même à basse puissance. Conséquemment, la détonation et hybride sont deux différentes façons d'exploiter la réduction d'efficacité du piston conventionnel à basse puissance, et les deux méthodes sont compatibles avec les trains de propulsion électrique (moteur roue) super-efficace. Le moteur à détonation est cependant une voie plus directe et plus efficace que l'hybride, et parce que « le carburant embarqué » est déjà une forme de stockage d'énergie, le moteur à détonation évite de réemmagasiner cette énergie sous forme électrique dans des batteries. Une partie de l'énergie chimique emmagasinée dans le carburant est dégradée lorsque transvasée dans des batteries.

II.4.5.3 Perspective de la production distribuée :

Actuellement, les grandes centrales thermiques des services publics sont plus efficaces que les petites génératrices à carburant, ce qui handicape la « production électrique distribuée », et

favorise les lignes à haute tension et les réseaux électriques. Toutefois, la PhotoDétonation a le potentiel d'offrir de petits moteurs ayant la même efficacité que les grandes centrales des services publics, et ainsi de rendre la « production électrique distribuée » possible, éventuellement avec certains avantages environnementaux. Tout le monde n'a pas le même intérêt à développer les moteurs à Photo Détonation ...

II.5.Conclusion :

Le moteur HCCI sont des moteurs qui offrent la possibilité d'un réglage préalable pour limiter les températures de combustion, et prévoir les couples et puissance à obtenir à travers la combustion HCCI. En effet ce type de moteur permet la variation de la température et pression de combustion en agissant par exemple soit sur les températures initiales, ou le taux de compression ou la concentration du carburant en réglant le débit et la température du volume d'air en admission. Cependant, la combustion qui se fait en une seule fois et simultanément provoque souvent une forte pression qui implique une meilleure protection de la chambre de combustion dans les moteurs HCCI. C'est pourquoi les moteurs HCCI sont souvent plus lourds que leurs homologues à essence et diesel.

III.1.Introduction :

L'allumage sous haute pression du moteur HCCI est avantageux par rapport au diesel en matière de consommation avec un meilleur rendement. Ceci présente la conséquence directe d'une réduction des émissions nocives polluantes. Pour réduire les émissions en CO₂, il faut plutôt agir sur le type de fuel qui assure par sa combustion le travail nécessaire.

III.2. Moteur HCCI sans bougie :

L'auto-allumage sous haute compression (allumage par compression) apportera plusieurs avantages; meilleur rendement du couple moteur à bas régime, consommation réduite de 30%, émissions réduites. Les mêmes avantages que le moteur diesel, sans les problèmes d'émissions qui, on l'a appris ces derniers mois, donnent bien du mal aux constructeurs qui s'évertuent à respecter les normes antipollution sur les NOx et les particules. Mais ce type de moteur ne réduit en rien les émissions de CO₂.

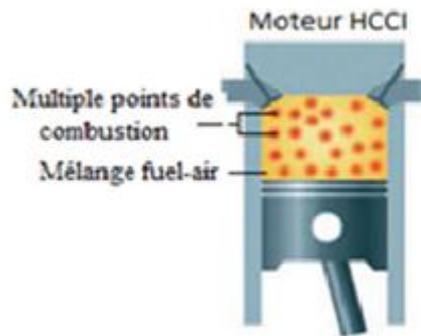


Fig.III.1 : moteur HCCI sans bougie

L'Auto-allumage sert à désigner la combustion du mélange d'un moteur sans l'étincelle de la bougie d'allumage. Ce phénomène génère des contraintes mécaniques énormes pouvant aller jusqu'à casser le piston, la bielle, le vilebrequin, le joint de culasse... [9]

III.2.1 Causes :

Le problème peut avoir des origines diverses.

- L'emploi d'un turbocompresseur, ce dernier augmente la température de l'air qu'il comprime (travail thermodynamique), le rendant plus sensible à l'auto-allumage quand il sera mélangé au carburant. Pour pallier ce problème, on utilise un échangeur

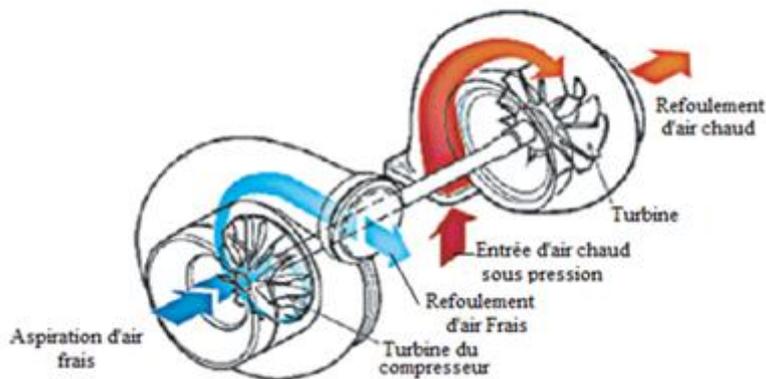


Fig.III.2 : schéma du turbocompresseur

air-air qui refroidira l'air en aval de l'étage compresseur du turbocompresseur, grâce à de l'air frais atmosphérique (Fig. III.1)

- L'emploi de bougie trop chaude (dissipation thermique faible). Elle provoque l'allumage du mélange, car ses électrodes sont excessivement chaudes.
- Un carburant inadapté (taux d'octane trop bas).
- Un réglage inadapté de l'avance à l'allumage, qui produit des points chauds dans la chambre de combustion.
- Si le moteur est en surchauffe, que les conduits conçus pour la circulation du liquide de refroidissement sont obstrués, que la température des pipes d'admissions ou du carburateur ou dispositif d'injection est spécifiquement élevée, le risque d'auto-allumage est accru.

III.3. Description du cycle thermodynamique :

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie mécanique directement exploitable sur l'arbre moteur. Dans son brevet déposé en 1862, le français BEAU DE ROCHAS propose d'appliquer le processus décrit ci-dessous à une masse gazeuse emprisonnée dans un moteur à piston. Le cycle complet comprend 4 courses de piston donc 2 tours de vilebrequin.

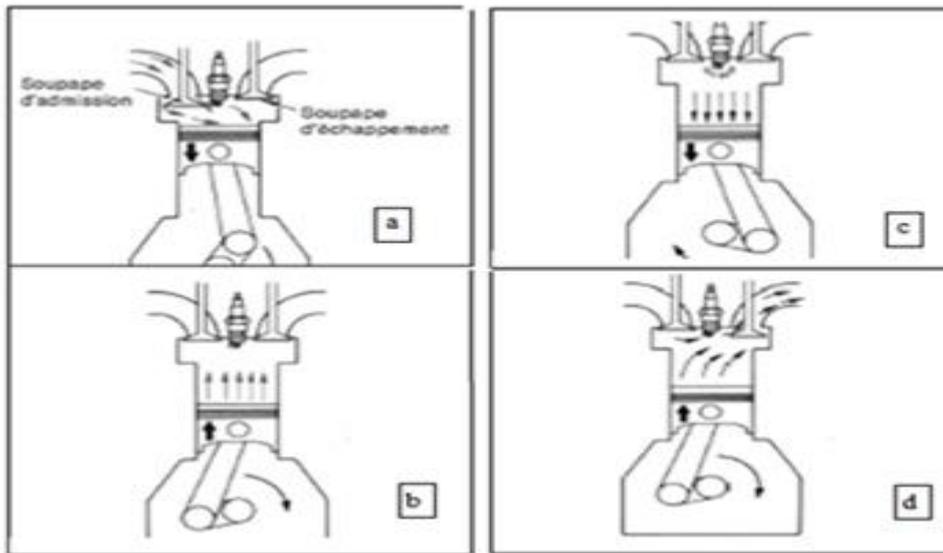


Fig.III.3 : différentes phase traduisant le cycleBEAU DE ROCHAS

1er temps : l'admission

- le piston décrit une course descendante du PMH au PMB (Fig.III.2.a);
- la soupape d'admission est ouverte ;
- le mélange air + carburant préalablement dose pénètre dans le cylindre ;
- l'énergie nécessaire pour effectuer ce temps est fournie au piston par le vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

2ème temps : la compression

- les 2 soupapes sont fermées
- le piston est repousse par vers le PMH par la bielle (Fig.III.2.b) ;
- la pression et la température du mélange croissent.

3ème temps : la combustion détente

- un peu avant le PMH, une étincelle électrique déclenche le processus de combustion ((Fig.III.2.c);
- l'accroissement de la pression qui s'exerce sur le piston engendre un effort sur la bielle et donc un moment moteur sur le vilebrequin
- le piston redescend au PMB.

4ème temps : l'échappement

- la soupape d'échappement s'ouvre ;

- le piston remonte vers l PMH en expulsant les gaz brules (Fig.III.2.d). [10]

III.3.1. Cycle théorique :

L'évolution des pressions dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle « Beau de Rochas » se représente dans un diagramme (p, v) (Fig.III.3).

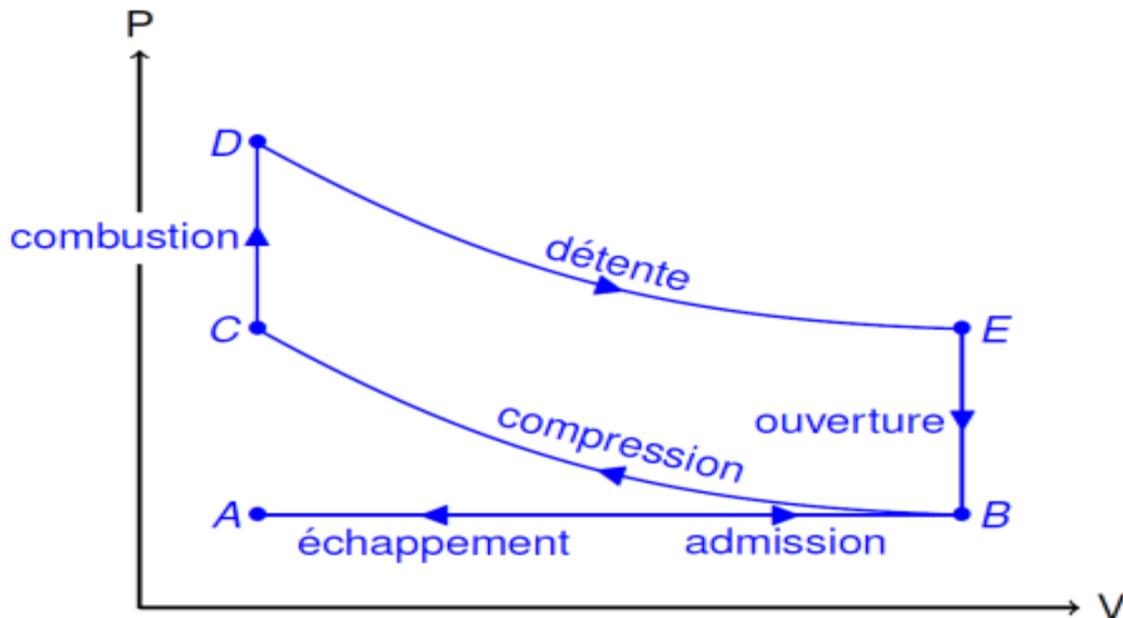


Fig. III.3 : diagramme théorique (P, V) d'un moteur HCCI

A→B : Aspiration du gaz a la pression atmosphérique dans le cylindre le long de la droite isobare

AB ($P_A = P_B$).

B→C : Compression adiabatique (sans échange de chaleur avec les parois du moteur) BC jusqu'au volume minimal V_1 , la pression devenant : P_1

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

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

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

B→A : Echappement des gaz brules en décrivant l'isobare

BA. Retour au point de départ A.

Le cycle Beau de Rochas a été conçu pour un moteur tel que l'entrée et la sortie des gaz se fassent par des orifices à soupapes placés à l'extrémité fermée d'un cylindre dont l'autre extrémité est constituée par la tête du piston.

Toutefois, il est appliqué dans d'autres configurations géométriques de moteurs, par exemple le moteur rotatif. [11]

$$P \cdot V^\gamma = \text{Cte} \rightarrow P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{v+v_c}{v}\right)^\gamma \quad (\text{III.1})$$

On pose : $R_c = \frac{v+v_c}{v_c}$ rapport volumétrique de compression

$$T \cdot V^{\gamma-1} = \text{Cte} \rightarrow T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = R_c^{\gamma-1} \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}$$

Soit
$$\begin{cases} \frac{P_2}{P_1} = R_c^\gamma \\ \frac{T_2}{T_1} = R_c^{\gamma-1} \end{cases} \quad (\text{III.2})$$

C → D : Combustion à volume constant (explosion).

Apport de chaleur par combustion de la masse m_c en présence de l'oxygène de MASSE m_a .

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v(T_3 - T_2) = m_c \cdot P c_i \quad (\text{III.3})$$

Avec :

m_a : Masse d'air.

m_c : Masse du carburant.

$P c_i$: Pouvoir calorifique du carburant.

D → E : Détente adiabatique des gaz. (Temps moteur)

Les gaz chauds à une pression de (40 à 60) bars repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = R_c^{\gamma-1} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = R_c^{\gamma-1} \quad (\text{III.4})$$

E → B : Echappement des gaz brûlés,

Remontée du piston vers le point mort haut (PMH) en chassant les gaz brûlés détendus dans le collecteur d'échappement avec dégagement de chaleur Q_2 ,

$$Q_2 = (m_a + m_c) \cdot C_v(T_1, T_4) \quad (\text{III. 5})$$

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v(T_D, T_C) = m_c \cdot P c_i \quad (\text{III. 6})$$

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v(T_B, T_E) = m_c \cdot P c_i \quad (\text{III. 7})$$

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_C} = 1 - \frac{1}{R_C^{\gamma-1}} \quad (\text{III. 8})$$

Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas :

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q_1} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(m_a + m_c) \cdot C_v(T_1, T_4)}{(m_a + m_c) \cdot C_v(T_3, T_2)} \quad (\text{III. 9})$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{R_C^{\gamma-1}} \quad (\text{III. 10})$$

III.3.2. Cycle réel :

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876. Sur ce moteur, l'évolution de la pression relevée ne correspondait pas exactement au cycle théorique et le rendement en était très inférieur (Fig.III.4) et cela pour les raisons suivantes :

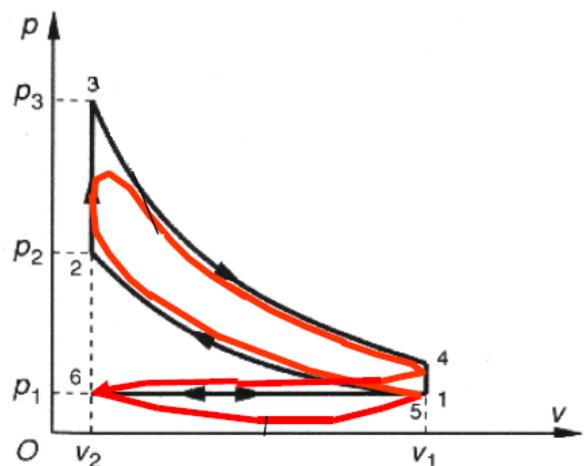


Fig. III.4 : diagramme réel (P, V) d'un
moteur HCCI

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

Compression :

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

Combustion :

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

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

Echappement :

En fin de détente, la pression des gaz est nettement supérieure à la pression atmosphérique.

[12]

III.4. Le Comburant :

L'air est un mélange de gaz : ce n'est pas un corps pur.

L'air est composé de 21% de dioxygène, de 78% de diazote et de 1% d'autres gaz (Fig.III.5).

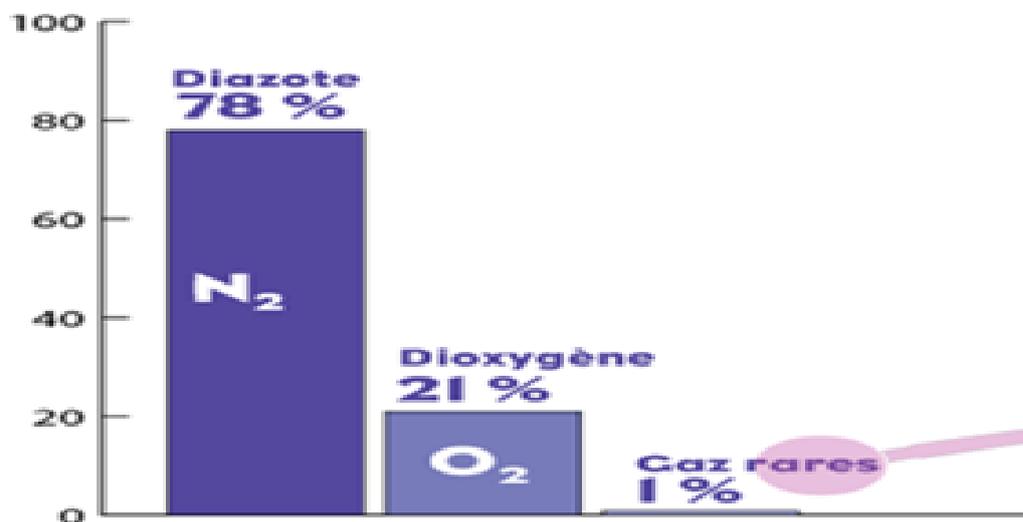


Fig.5 : composition détaillée de l'atmosphère

Formule chimique de l'air pur :

Composition massique de l'air : dioxygène (O₂) 23 % ; diazote (N₂) 77 %

- masse molaire du dioxygène : $16 \times 2 = 32$ kg

- masse d'air contenant une kilomole de dioxygène : $(32 / 23) \times 100 = 139$ kg
- masse de diazote correspondante : $139 - 32 = 107$ kg
- masse molaire du diazote : $14 \times 2 = 28$ kg
- coefficient du diazote : $107 / 28 = 3,8$

III.5. Les carburants :

Un carburant est un combustible qui alimente un moteur thermique. Celui-ci transforme l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique. [13]

Le moteur à essence et le moteur diesel sont des types de moteur à combustion interne, alors que la machine à vapeur est un moteur à décompression. Leur principal avantage est d'avoir une grande densité énergétique, c'est-à-dire qu'ils peuvent fournir beaucoup d'énergie pour une masse ou un volume donné (c'est ce qui permet à un véhicule d'avoir une grande autonomie).

Comme son nom l'indique, un carburant contient du carbone. Dans le cas de l'hydrogène par exemple on parlera de combustible. Le carburant est souvent un liquide et parfois un gaz. Il est stocké dans le réservoir des véhicules. Un réservoir de voiture peut généralement contenir 50 litres.

Les carburants peuvent être classés de différentes manières. On peut par exemple distinguer les carburants fossiles des biocarburants.

Le carburant est une substance dont la combustion fournit l'énergie nécessaire au thermique (moteurs à allumage commandé, moteurs diesel). Un carburant est un mélange de plus d'hydrocarbures différents issus du raffinage. On peut distinguer deux grandes catégories de carburants historiques pour les moteurs de voiture : le gazole et les essences.

Il faut aujourd'hui ajouter les carburants moins polluants, tel que le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié) et le méthane CH₄ et d'autres produits en cours d'étude ou de développement). [14]

III.5.1. Le gazole :

Le gazole est destiné à être utilisé dans les moteurs diesel. La densité du gazole est supérieure à celle des essences : 0,845 contre 0,755.

L'indice de cétane caractérise l'aptitude à l'allumage du gazole. On utilise le même principe d'essai que pour mesurer l'indice d'octane d'un carburant : on fait fonctionner un moteur

d'essai normalisé avec le gazole étudié, puis avec un mélange de deux carburants de référence.

Le gazole contient des paraffines qui se transforment en cristaux lorsque la température s'abaisse. Le gazole se trouble vers -5 °C : c'est le point de trouble. Par la suite, si la température s'abaisse encore, les cristaux de paraffine bloquent le filtre empêchant le gazole d'arriver à la pompe d'injection. La température à laquelle se produit ce phénomène est la température limite de filtrabilité (TLF), fixée en hiver à -15 °C . Puis on atteint la température à laquelle le gazole se fige : c'est le point d'écoulement (-18 °C). [15]

Formule chimique du gazole :

Composition massique du gazole : carbone (C) 87 % ; hydrogène (H) 13 %

Indice du carbone : $87 / 12 = 7,25$; indice de l'hydrogène : $13 / 1 = 13$

Formule chimique : **C7,25 H13**

III.5.2. Les essences :

Les essences sont destinées aux moteurs à allumage commandé, moteurs dans lesquels l'explosion du mélange air / essence dans le cylindre est déclenchée par l'étincelle de la bougie. Autrefois, on pouvait distinguer les essences ordinaires et les supercarburants qui comportaient du plomb comme additif. Aujourd'hui, seuls les supercarburants sans plomb sont distribués sur le marché : sans Plomb 98 (SP 98) et sans Plomb 95 (SP 95). Cette absence de plomb est indispensable à la durée de vie des pots catalytiques utilisés pour diminuer la pollution des véhicules.

Le taux de compression détermine le rendement du moteur : c'est le rapport entre le volume du cylindre lorsque le piston a été repoussé vers le bas par la détente des gaz, et le volume lorsque le piston est en haut du cylindre. Plus le taux de compression du moteur est élevé, plus celui-ci est performant. Toutefois, le phénomène de cliquetis ou autoallumage du carburant limite le taux de compression, et sa manifestation peut fortement endommager les différents éléments du moteur. Une solution consiste à augmenter l'indice d'octane du carburant.

L'indice d'octane est déterminé par la composition du mélange d'un produit détonant résistant à la détonation (indice 100). Pour accroître l'indice d'octane d'un carburant, on peut utiliser le supercarburant plombé. Pour les supercarburants sans plomb, on utilise des additifs de composés organiques.

Un supercarburant est caractérisé par l'indice d'octane recherche (RON), mesuré dans des conditions de vitesse et d'accélération faibles, et l'indice d'octane moteur (MON), déterminé dans des conditions d'essais plus sévères.

Formule chimique de l'essence :

Composition massique de l'essence : carbone (C) 84 % ; hydrogène (H) 16 %

Indice du carbone : $84 / 12 = 7$; indice de l'hydrogène : $16 / 1 = 16$

Formule chimique : **C7 H16**

III.5.3. Le GPL (Gaz de Propane Liquéfié) :

Le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié) carburant est un mélange de 50% de butane et 50% de propane, provenant du raffinage de pétrole ou de gisements de gaz naturel. La composition de ce mélange (GPL carburant) est régie par la norme européenne EN589 qui spécifie notamment un indice d'octane minimal de 89 MON. En fin d'année 2007, près de 150 000 véhicules en France sont équipés d'une carburation au GPL. Le GPL fait partie des carburants alternatifs soutenus par l'Europe et en particulier la France, destinés à prendre une part de plus en plus importante dans la consommation d'énergie pour l'automobile. En effet, le GPL, par ses vertus écologiques et sa disponibilité est la meilleure alternative aujourd'hui possible pour limiter les phénomènes de pollution dans nos villes.

Ci-dessous sont mentionnées quelques spécificités indispensables à l'utilisation du carburant GPL.

Formule chimique du GPL :

Composition du GPL : butane (C4H10) 50 % ; propane (C3H8) 50 %

Formule chimique approchée : **C3, 5 H9**

III.5.5. Le Méthane CH4 :

Dans les conditions normales de température et de pression, le méthane est un gaz incolore et inodore. Environ deux fois plus léger que l'air, il est explosif en milieu confiné (grisou). En milieu non confiné il se dilue dans l'air et s'échappe vers la haute atmosphère, où il a moins tendance à former des nuages explosifs que les gaz plus lourds que l'air (propane, butane) ; par contre c'est un gaz à effet de serre.

La solubilité du méthane dans l'eau dépend beaucoup de la température et de la pression (il diminue avec l'une et augmente avec l'autre). Ainsi le grisou minier peut être en partie

solubilisé et transporté par de l'eau (qui contient alors aussi du radon ainsi que du dioxyde de carbone et du dioxyde de soufre qui l'acidifient). Selon l'Ineris, une eau à 10 °C initialement saturée en gaz de mine sous une pression de 10 bars (équivalente à 100 m de charge hydraulique), va perdre lors de sa détente environ 0,5 m³ de méthane et 12 de CO₂ par m³ d'eau. . [16]

Le méthane est un combustible qui compose jusqu'à 90 % le gaz naturel. Sa température d'auto-inflammation dans l'air est de 540 °C³²

Formule chimique de méthane :

Formule chimique : **CH₄**

III.6. Les équations de combustion :

La combustion du carburant étant la source de la motricité dans le moteur. L'origine de cette cinétique étant la combustion du carburant qui se traduit par une réaction chimique. Cette réaction chimique permet de d'estimer d'abord les quantités de produits toxiques émis dans l'atmosphère et aussi entre autre le calcul pouvant mener à la détermination du rendement du moteur. .

III.6.1. La combustion du gazole :



C_{7,25}H₁₃ : gazole

O₂ : dioxygène

N₂ : diazote

CO₂ : dioxyde de carbone

H₂O : eau

À partir de la masse molaire de chaque élément présent dans la réaction, on obtient les proportions suivantes :

1 kg de gazole + 3,36 kg de dioxygène + 11,2 kg de diazote \Rightarrow **3,19 kg de CO₂** + 1,17 kg d'eau + 11,2 kg de diazote

À partir de la masse volumique de chaque corps intervenant dans la réaction, on obtient les proportions suivantes :

1 litre de gazole + 1 985 litres de dioxygène + 7 570 litres de diazote \Rightarrow 1 375 litres de CO_2 + 1 litre d'eau + 7 570 litres de diazote

III.6.2. Combustion de l'essence :



$\text{C}_7 \text{H}_{16}$: essence

O_2 : dioxygène

N_2 : diazote

CO_2 : dioxyde de carbone

H_2O : eau

À partir de la masse molaire de chaque élément présent dans la réaction, on obtient les proportions suivantes :

1 kg d'essence + 3,52 kg de dioxygène + 11,76 kg de diazote \Rightarrow 3,08 kg de CO_2 + 1,44 kg d'eau + 11,76 kg de diazote

À partir de la masse volumique de chaque corps intervenant dans la réaction, on obtient les proportions suivantes :

1 litre d'essence + 1 870 litres de dioxygène + 7 150 litres de diazote \Rightarrow 1 195 litres de CO_2 + 1,1 litre d'eau + 7 150 litres de diazote

III.6.3. Combustion du GPL :



$\text{C}_{3,5} \text{H}_9$: GPL

O_2 : dioxygène

N_2 : diazote

CO_2 : dioxyde de carbone

H_2O : eau

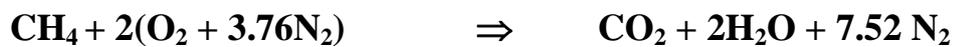
À partir de la masse molaire de chaque élément présent dans la réaction, on obtient les proportions suivantes :

1 kg de GPL + 3,6 kg de dioxygène + 12 kg de diazote \Rightarrow 3 kg de CO₂ + 1,6 kg d'eau + 12 kg de diazote

À partir de la masse volumique de chaque corps intervenant dans la réaction, on obtient les proportions suivantes :

1 litre de GPL + 1 390 litres de dioxygène + 5 320 litres de diazote \Rightarrow 850 litres de CO₂ + 0,875 litre d'eau + 5 320 litres de diazote [17]

III.6.4.LA combustion de méthane :



III.7.La comparaison :

A titre de comparaison, un tableau récapitulatif, est nécessaire pour la justification de tel ou tel carburant.

Type de Carburant	Densité spécifique (MJ/kg)	Densité énergétique volumétrique (MJ/L)
Carburant gazeux		
Méthane (CH ₄)	55 – 55,7	(liquéfié) 23,0 – 23,3
Carburants fossiles (comparaison)		
Pétrole	41,868	28 – 31,4
Essence	45 – 48,3	32 – 34,8
Gazole (Diesel)	48,1	40,3

Tableau III : tableau de comparaison entre les carburants

III.7.Conclusion :

A partir des réactions chimiques, on peut facilement opter pour le choix nécessaire en fonction des critères fixés. Point de vue économique, en Algérie, on encourage beaucoup l'option du GPL comme carburant

Le méthane permet de diminuer les émissions de CO₂ par rapport à l'essence, GPL, gazoil. Il limite les rejets de particules dangereuses pour notre santé et diminue les oxydes d'azote qui menacent la couche d'ozone dans des conditions d'utilisation comparables à celles d'une autre voitures.

Si le méthane est issue du biogaz, c'est encore plus écologique, on présente même un bilan de CO₂ neutre ! On parle alors d'un agro-carburant qui est produit à partir de sources renouvelables et plus respectueuses de l'environnement. Selon des études effectuées en Allemagne, le biométhane est actuellement le biocarburant le plus efficace.

C'est aussi un carburant économique : Méthane est mesuré et compté en kg. En comparaison avec 1 Litre d'essence ou de diesel ou GPL, un kilogramme méthane permet de parcourir une distance plus grande:

- 1kg de GPL ou biométhane est égal à:
 - 1.5 Litre d'essence*
 - 1.3 Litre de diesel.

IV.1.Introduction :

Des moteurs à allumage par compression homogènes (HCCI) de charge sont considérés comme une alternative aux moteurs traditionnels d'allumage par étincelle et par compression. Comme son nom l'indique, le mélange homogène de carburant/oxydant est mis à feu automatiquement par compression telle que la combustion simultanée se produisant dans tout le volume de cylindre. Les températures de combustion sous l'opération à mélange pauvre sont relativement basses, ayant pour résultat les niveaux bas de l'émission de NOx.

En outre, la nature homogène du carburant, comme le processus de combustion lui-même, mènent aux niveaux bas des particules étant produits.

Bien que la combustion de HCCI se montre prometteuse, la méthode a plusieurs problèmes périodiques :

Important à adresser est synchronisation d'allumage. Cet exemple examine le HCCI du méthane, étudiant des tendances d'allumage en fonction de la température initiale, pression initiale, et additifs de carburant.

Cet exemple résout la masse et les bilans énergétiques décrivant la combustion détaillée du méthane dans un système de variable-volume. Le grand nombre de données cinétique et de thermodynamique nécessaire à fixer le problème est facilement programmable numériquement.

IV.2. Définition du modèle de calcul :

Il est difficile de former des mélanges uniformes exigés pour les HCCI avec du diesel conventionnel comme carburant. Les carburants en gaz naturel (méthane) d'une part, produisent aisément des mélanges homogènes et ont la qualité de servir de carburant pour les moteurs.

Réaction à la combustion du méthane :

Les données cinétiques et thermodynamiques relatives à la combustion du méthane peuvent être déterminées à partir de l'équation de combustion conformément aux caractéristiques géométriques du moteur.

Avant de revenir aux données cinétiques et thermodynamiques, rappelons quelques définitions de base.

IV.2.1 Définitions :

Alésage (D): C'est le diamètre (en cm) intérieur du cylindre de compression

Course (S) : C'est la distance (en cm) parcourue par le piston de la position PMH à la position PMB.

La cylindrée unitaire (V_u) : est le volume (en cm^3) balayé par le piston au cours de sa course du PMH à PMB.

La cylindrée totale (V) : (en cm^3) est égale à la somme des volumes balayés par l'ensemble des (n) pistons en un cycle.

$$V = n \cdot V_u = n \cdot \left(\pi \frac{D^2}{4} S \right) \tag{IV.1}$$

Par exemple pour un moteur à quatre pistons, de diamètre 13 cm avec une course de 16 cm, la cylindrée totale est de

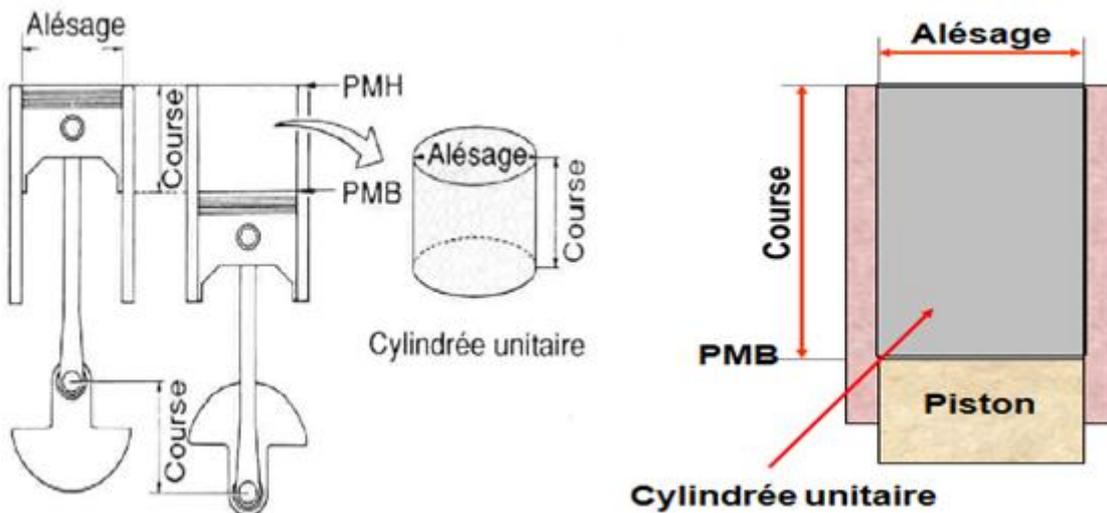


Fig. IV.1:schéma représente une cylindrée unitaire

Le rapport volumétrique (R_C) est le rapport existant entre le volume total ($V + V_C$) et le volume de la chambre de combustion V_C

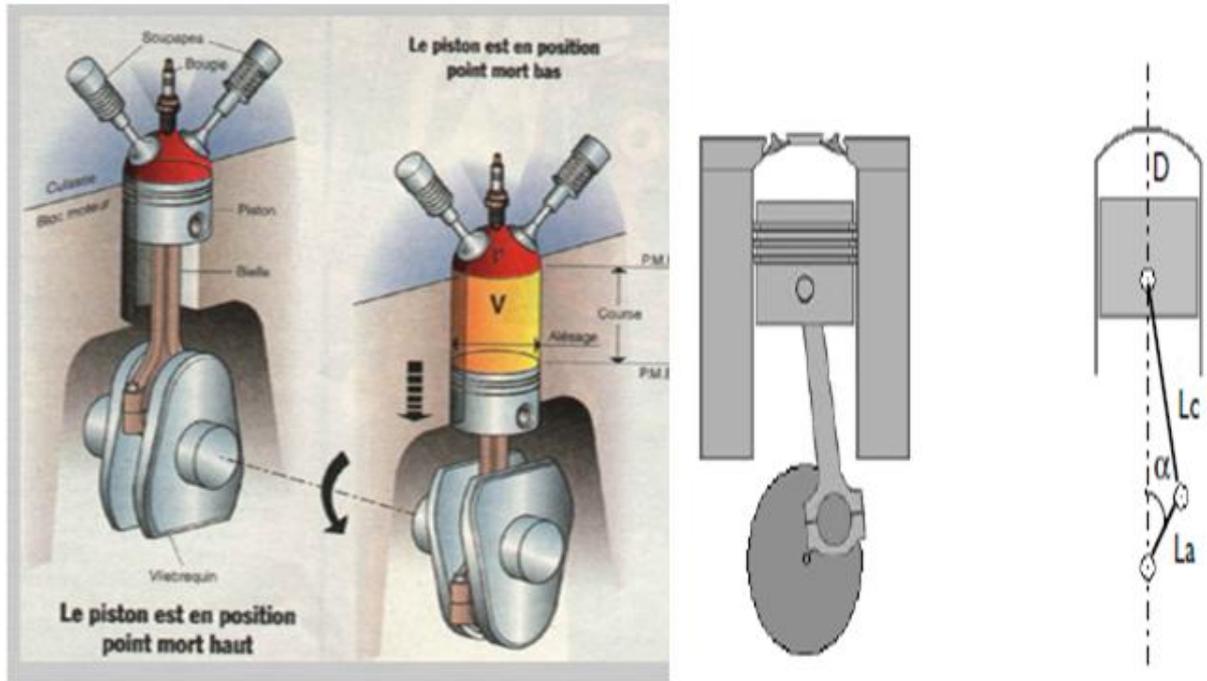


Fig. IV.2. schéma représente une cylindrée

Il faut rappeler que le rapport volumétrique est aussi appelé taux de compression. Où V est le volume du cylindre (cm^3), V_c est le volume de combustion (Fig. IV.2), R_c est le taux de compression défini par le rapport suivant:

$$CR = \frac{V+V_c}{V_c} \quad (IV.2)$$

Dans notre travail, on considère comme carburant le méthane dont la cinétique et la thermodynamique des réactions au cours de la combustion seront rappelées lorsqu'il est nécessaire.

IV.2.2 Moteur à volume variable

Ce modèle représente le cylindre de combustion avec un système de lot parfaitement mélangé de volume variable, un type de réacteur prédéfini disponible avec l'interface de technologie de réaction. Le schéma 1 montre un cylindre de combustion avec les accessoires associés et les paramètres mécaniques appropriés.

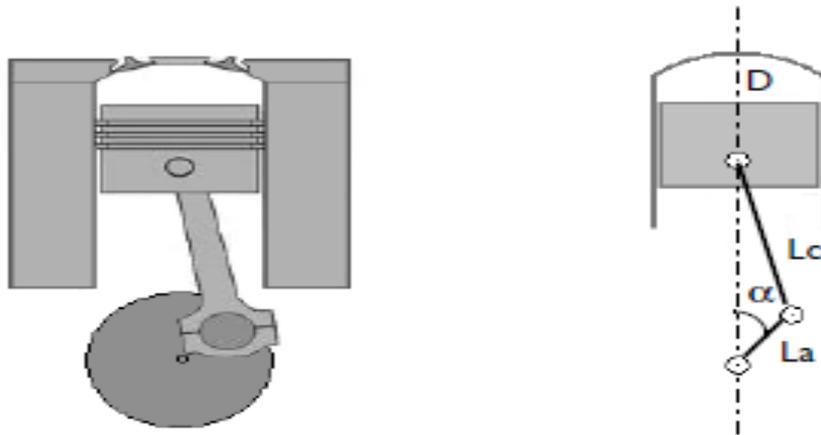


Fig.IV.3: le volume de combustion du cylindre peut être exprimé par une temps (période de révolution du vilebrequin PMH-PMB-PMH à partir du mécanisme bielle vilebrequin) le diagramme montre le paramètre géométrique L_a est le rayon du vilebrequin, L_c est la longueur de bielle en liaison avec le piston pouvant coulisser dans le cylindre de diamètre D , et α est l'angle d'orientation du rayon du vilebrequin par référence à sa position en PMH.

Le changement du volume en fonction du temps peut être donné par l'équation du piston manivelle suivante:

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{(R_c - 1)}{2} [R + 1 - \cos\alpha - \sqrt{R^2 - (\sin\alpha)^2}] \quad (\text{IV.3})$$

Selon ce schéma, théoriquement, à l'admission, le mélange air/carburant envahit le volume $(V + V_c)$, puis ce mélange est comprimé dans un volume V_c . Donc, pour un rapport volumétrique de 10, le volume de combustion sera déduit selon:

Ce cas permet des pressions importantes pouvant donner une bonne puissance en résultat. Aussi, les températures sont importantes, ce qui peut favoriser la combustion du mélange air/carburant sans étincelle à la bougie (auto inflammation).

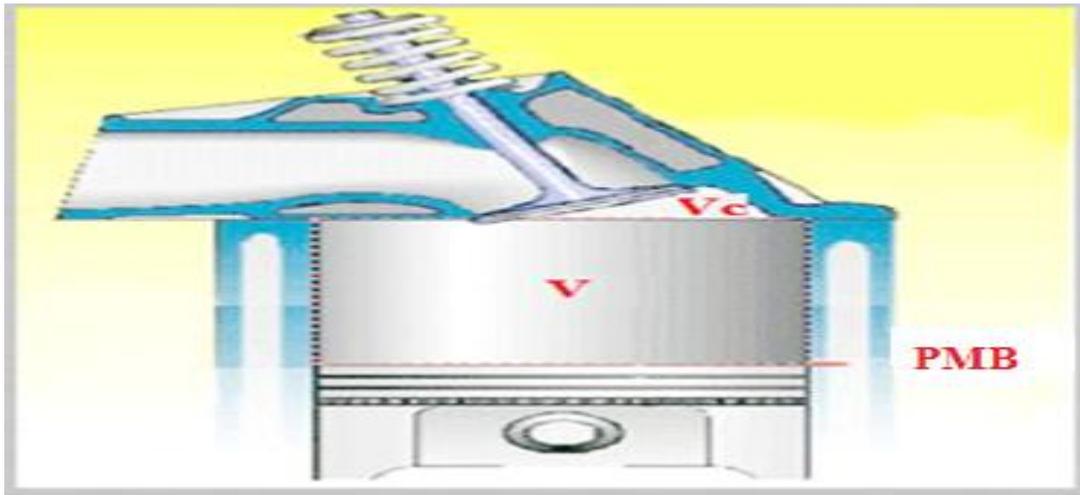


Fig. IV.4: définition de volume de combustion

R est le rapport de liaison bielle-manivelle. Dans le cas d'un moteur modèle, avec les longueurs de la bielle ($L_c=26.93$ cm) et de la manivelle ($L_a=8$ cm),

$$R = \frac{L_c}{L_a} \quad (IV.4)$$

L'angle d'orientation α (rad) permettant de fixer la position du piston dans le cylindre à tout instant (t) peut être exprimé directement en fonction du temps à partir de la relation:

$$\alpha = \alpha(t) = \omega t = \left(\frac{2\pi N}{60}\right) t \quad (IV.5)$$

Où ω (s^{-1}) est la fréquence de rotation du vilebrequin et t est le temps (en s)

Pour une première application du calcul, on considère le cas d'un moteur avec des spécifications techniques quelconques présentées dans le tableau suivant:

Tableau des données géométriques du moteur modèle:

Spécifications techniques	Nom du paramètre	Valeur
Chemise	D	13 cm
Piston	S	16 cm
Bielle	L_c	26.93 cm
Vilebrequin	L_a	8cm
Vitesse de rotation	N	1500 tr/mn
Taux de compression	Cr	15

Tableau. IV.1: des données géométriques du moteur modèle

L'équation (IV.1) comporte le volume de compression V_c qui peut être calculé selon l'équation:

$$V_c = \frac{V_s}{(C_R - 1)} \tag{IV.6}$$

Avec V_s est le volume balayé par le piston durant le déplacement (S) du piston selon l'équation:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S \tag{IV.7}$$

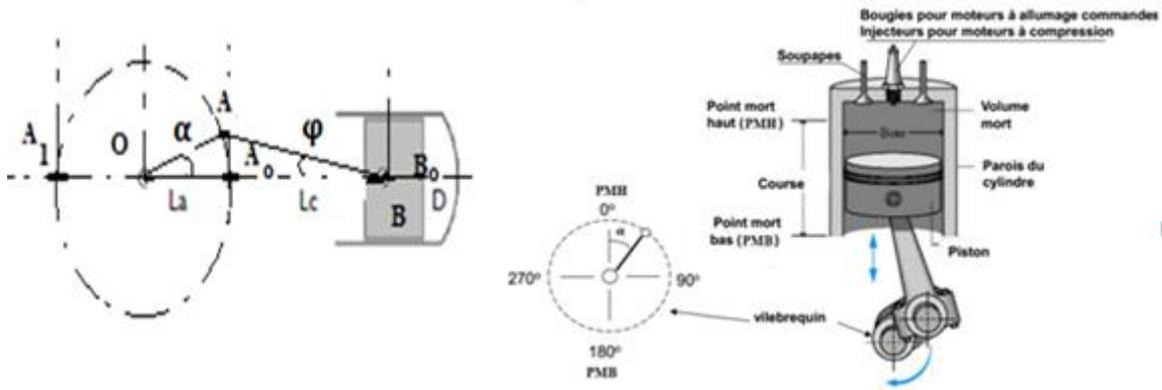


Fig. IV.5: définition géométrique du volume V_s

à partir des spécifications techniques sur le tableau précédent, le volume $V_s = 0.0022 \text{ m}^3$

Il faut remarquer au passage que le déplacement (S) du piston et la fonction $\alpha(t)$ (équation (+)), par référence à la position (PMH) (Fig. IV.5), sont liées par la relation suivante:

$$\begin{aligned} S &= (OB_0 - OB) = (L_a + L_c) - (L_a \cos \alpha + L_c \cos \varphi) = \\ &= (L_a + L_c) - (L_a \cos \alpha + L_c \sqrt{1 - \left(\frac{L_a}{L_c} \sin \alpha\right)^2}) = \\ S &= (L_a + L_c) - (L_a \cos \alpha + L_c \sqrt{1 - \left(\frac{1}{R} \sin \alpha\right)^2}) \end{aligned} \tag{IV.7}$$

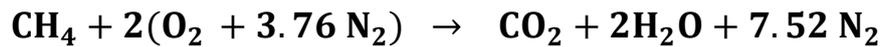
Avec $\varphi = (A_0BA)$ et $R = \frac{L_c}{L_a} = 3.366$, le coefficient de bielle.

Conformément à l'équation (IV.7), le volume des gaz comprimés est déterminé en fonction de la course (S). La course (S) est maximale pour un angle α de manivelle ou vilebrequin $\alpha = \pm 180^\circ$ par rapport à la position de référence (PMH) qui correspond à $\alpha = 0^\circ$.

L'angle de manivelle α est nul pour la position PMH. Le volume est maximal pour la position PMB soit pour $|\alpha|$ et S maximales).

IV.2.3 La combustion du méthane :

Dans le cas de la combustion du méthane comme carburant, ce dernier (le méthane est brûlé dans des conditions maigres, c.-à-d., fournissant plus que la quantité stœchiométrique d'oxydant. La condition stœchiométrique de l'oxydant (air) pour brûler le méthane est déterminée à partir de la réaction globale suivante:



En admettant que la composition de l'air est de 21% d'oxygène et 79% de nitrogène, le taux stœchiométrique air fuel sera:

$$(\text{A/F})_{\text{stoec}} = \left(\frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{Fuel}}}\right)_{\text{stoec}} = \frac{4.76 \cdot 2 \cdot M_{\text{air}}}{1 \cdot M_{\text{Fuel}}} \quad (\text{IV.8})$$

$$m_{\text{Fuel}} =$$

Le rapport d'équivalence se rapporte au taux actuel d'air-fuel dans les conditions stœchiométriques.

$$\Phi = \frac{(\text{A/F})_{\text{Stoec}}}{(\text{A/F})} \quad (\text{IV.9})$$

Ce modèle fixe le rapport d'équivalence à $\Phi = 0.5$

Maintenant, à partir des deux relations (2) et (3), on peut calculer la fraction molaire du fuel dans la réaction chimique du mélange, soit:

$$x_{\text{Fuel}} = \frac{1}{4.76 \cdot \left(\frac{2}{\Phi}\right) + 1} \quad (\text{IV.10})$$

$$c_{\text{Fuel}} = \frac{x_{\text{Fuel}} \cdot P_{\text{init}}}{RgT_{\text{init}}} \quad (\text{IV.11})$$

V.3 Résultats et conclusions :

Pour effectuer le calcul des paramètres de combustion et des bilans énergétiques et le rendement du moteur, on se fixe comme objectifs de déterminer numériquement ces résultats

on utilisant le logiciel Comsol multiphysics, un logiciel commercial de calcul par éléments finis.

Le logiciel Comsol multiphysics est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis.

Ce logiciel permet des simulations de nombreux problèmes physiques et applications en ingénierie et tout particulièrement les phénomènes couplés de simulation multi physiques (chimie-thermodynamique) tel notre actuel problème,.

L'utilisation définit ces couplages ou sélectionnent les interfaces prédéfinis.

Les différentes étapes de modélisation que nous allons aborder pour aboutir aux résultats souhaités sont principalement :

- Définition géométrique du modèle de calcul
- Introduction des propriétés mécaniques
- Maillage et fixation des conditions de chargement et de liaisons
- Choix des physiques
- Calcul et affichage des résultats qui peuvent être exploitées et intégrées dans un autre sous interface.

Des modules d'application optionnels offrent les interfaces spécialisés, notamment en mécanique linéaire et non linéaire comme en acoustique, écoulement, transfert de chaleur, génie chimique, ..., ainsi que les logiciels de CAO et Matlab.

Dans ce travail, pour déterminer les bilans énergétiques, on commence par former un fichier data qui doit contenir les données géométriques du moteur, ensuite, pour effectuer le calcul, on introduit les conditions initiales selon le cycle de BEAU DE ROCHAS..

Dans notre cas, nous nous limiterons à l'étude de deux cas:

- Le moteur Modèle dont les données énoncées auparavant et reprises ci dessous.
- Le deuxième cas concerne le moteur 1.2l Renault c'est le moteur du véhicule symbole produite en Algérie.

Les résultats de l'étude en terme de paramètres de combustion (Graphes Température en fonction du temps, Pression en fonction du temps ont fournit pratiquement les données nécessaires pour la déterminations des bilans énergétiques des deux cas mêmes.

Ci dessous sont données les caractéristiques des deux moteurs : le moteur "Modèle" et moteur 1.2l Renault. Le carburant pour ces études étant le méthane.

- **Caractéristiques moteur "Modèle":**

Spécifications techniques	Nom du paramètre	Valeur
Chemise	D	13 cm
Piston	S	16 cm
Bielle	L_c	26.93 cm
Vilebrequin	L_a	8cm
Vitesse de rotation	N	1500 tr/mn
Taux de compression	Cr	15

Tableau. IV.2: Caractéristiques moteur "Modèle"

- **Caractéristiques moteur 1.2l Renault (symbole):**

Type du moteur	4 cylindres en ligne
Energie	Essence
Disposition	Transversal avant
Distribution	Double arbre à cames en tête
Nombre de soupapes	4 par cylindre
Alésage & Course	69.0 x 76.8 mm
Cylindrée	1149 cc
Compression	9.8

Tableau IV.3: Caractéristiques moteur 1.2l Renault (symbole)

Un fois le fichier data saisi ainsi que les conditions initiales et de liaisons, le calcul permet de fournir les caractéristiques du moteurs dont les principaux sont la Température en fonction du temps et pression en fonction du temps pour les deux moteurs.

Sur les graphes suivants on remarque sur la figure (Pression-temps) l'évolution de la pression comme fonction du temps de la compression et la combustion du mélange méthane-air. Le

piston commence la compression du gaz à partir du PMB pour atteindre la PMH après 0.02s (Fig. IV.6). Au PMB, la pression initiale fournie, par exemple au moyen d'un turbocompresseur, est de (1.5×10^5 Pa), pour un rapport d'équivalence des taux actuel au taux stochiométrique (Air-Fuel) $\Phi = 0.5$ et pour un taux de compression ($CR = 15$). Nous avons considéré plusieurs cas de température initiale (400, 450, 500, 600, 800)°K. Du (PMH) à (PMB) après **0.02 s**.. Plusieurs pressions initiales sont choisies; entre autres, la pression initiale est choisie une fois égale à 1.5×10^5 Pa, et le taux de compression est $CR = 15$. La température initiale est donc de 400 °K , 450 °K ,... , 800 °K.

Dans ce graphe, on a représenté l'évolution de la pression en fonction du temps pour cinq cas qui ne diffèrent que par la température initiale. C'est très remarquable que au fur et à mesure que la température initiale croit de 400 °K à 800 °K, le moment du début de combustion est décalé vers la gauche, c'est à dire que l'allumage devient précoce. Seulement, la combustion du mélange (Méthane - air) prend plus de temps avec l'accroissement de température initiale.

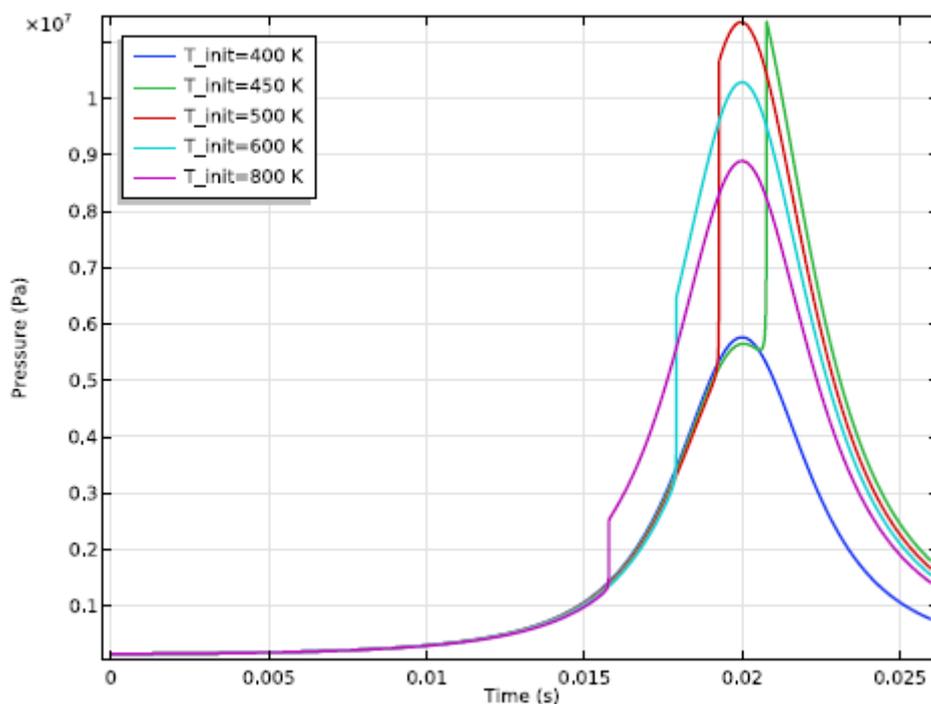


Fig. IV.6: Graphe de la pression générée par la compression et la combustion du fuel (Méthane) dans la cylindre pour cinq températures initiales (400, 450, 500, 600, 800) °K. Cas du moteur " Modèle "

Conformément à des résultats dans la littérature, pour le moteur "Modele", le méthane ne peut bruler plus rapidement avec une température initiale basse de 400°K [12], par contre la

combustion est plutôt rapide aux températures supérieures, ce qui prouve que la croissance de la pression améliore l'homogénéité du gaz, Aussi, on remarque qu'au fur et à mesure que la température initiale augmente, le retard de combustion décroît et devient précoce pour une température initiale de 800°K (Fig. IV.6.). Le retard de combustion peut être évalué à partir du gradient de la pression. Par exemple, le délai de combustion est de 0.0193 s pour une température initiale de 500°K.

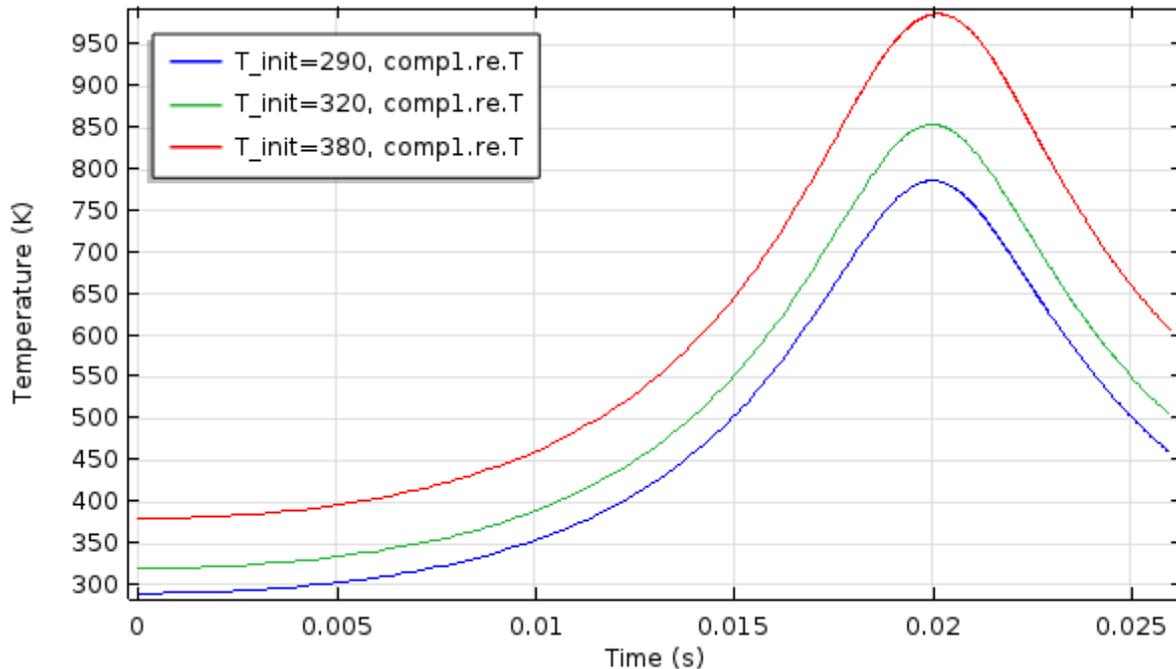


Fig. IV.7: Graphe de la pression générée par la compression et la combustion du fuel (Méthane) dans la cylindre pour trois températures initiales-Cas du moteur" 1.2l Renault symbole"

Dans le cas du graphe de la pression en fonction du temps dans le cas du moteur Renault (Fig.IV.7), les températures initiale s'avèrent insuffisantes pour permettre une avancée de combustion et une rapide combustion de tout le volume comme pour le cas précédent. Cette différence avec le cas du moteur "Modèle" prouvent encore que pour le moteur 1.4L Renault nécessite des températures initiales plus importantes que celles choisies pour cette étude et cela pour permettre une meilleure homogénéisation du combustible et permettre une combustion plus rapide et précoce. Néanmoins, dans le cas du moteur Renault, l'évolution de la température s'effectue doucement avec un taux très faible par rapport au cas du moteur "Modèle" .

Une augmentation de la pression signifie une augmentation de la concentration des différents composants du mélange fuel-air qui résulte en l'avance prévue du temps d'allumage.

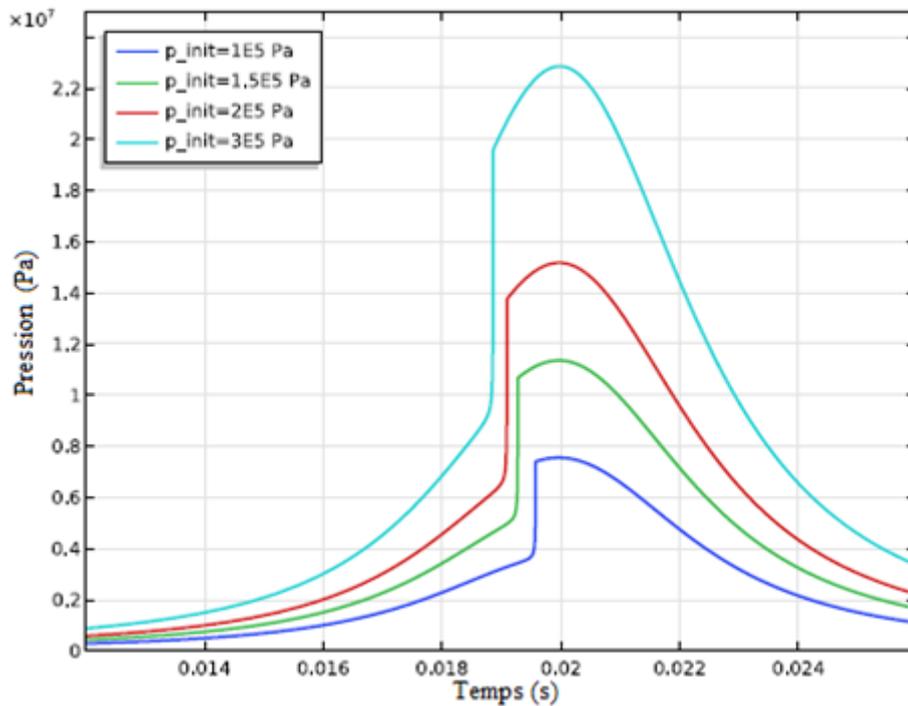


Fig. IV.8: Evolution de la pression en fonction pour plusieurs pressions initiales.-Cas du moteur "Modèle"

La réponse Pression en fonction du temps (Fig. IV.8 et Fig. IV.9) pour différentes pressions initiales, comme on l'avait signifié dans les précédents chapitres, la combustion présente une avance en allumage pour le moteur "Modèle" (Fig. IV.9), contrairement au cas de Renault (Fig. IV.9), qui présente le cas idéal du moteur HCCI où la combustion s'effectue au temps (PMH), Malgré que la durée la durée de combustion est plus rapide dans le cas du moteur "modèle" que dans le cas du moteur 1.2l Renault. Cette différence dans les deux modèle de moteur nous informe que malgré l'importance et le volume du moteur le mélange gazeux présente une meilleure homogénéité que dans le cas du moteur Renault qui nécessite une température et une pression initiales plus importante afin d'améliorer l'homogénéité des mélanges [13]

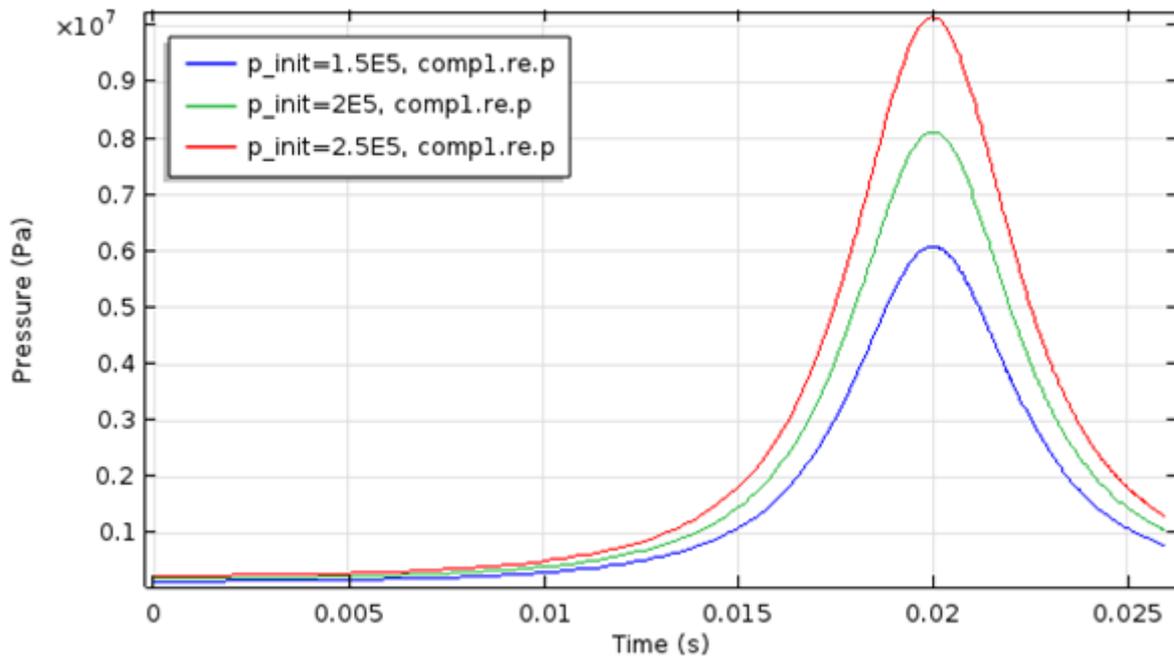


Fig. IV.9 :Evolution de la pression en fonction du temps pour plusieurs pressions initiales
Cas du moteur 1.2l. RENAULT "Symbole"

Le calcul des paramètres du moteur T,V,P et le rendement pour un moteur Renault 1.2l "Symbole" selon les cycles correspondants de Beau de Rochas ont été calculés comme suit. On rappelle uniquement les résultats.

$$V_A = 2.84 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\frac{V_A}{V_B} = 15 \rightarrow V_B = 1.89 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$(P_B V_B^\gamma) = (P_A V_A^\gamma) \rightarrow \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^\gamma P_A = P_B$$

$$P_B = 66 \text{ bar}$$

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1} \rightarrow T_B = T_A \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^{\gamma-1}$$

$$T_B = 865 \text{ K}$$

$$V_C = V_B = 1.89 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_C = 1000 \text{ K (d'après la figure)}$$

$$P_C = \frac{mRT_C}{V_C} = 10^7 \text{ bar}$$

$$V_A = V_D = 2.84 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$T_C V_C^{\gamma-1} = T_D V_D^{\gamma-1} \rightarrow T_D = T_C \left(\frac{V_C}{V_D}\right)^{\gamma-1}$$

$$T_D = 338.5 \text{ K}$$

$$(P_C V_C^\gamma) = (P_D V_D^\gamma) \rightarrow \left(\frac{V_C}{V_D}\right)^\gamma P_C = P_D$$

$$P_D = 225.66 \text{ bar}$$

Calcul du rendement de moteur 1.2l Renault

Nous avons : $\Delta U = 0$

Donc

$$W_{AB} + Q_{BC} + W_{CD} + Q_{DA} = 0$$

$$W_{tot} = -Q_{BC} - Q_{DA}$$

$$\eta = \frac{|W_{tot}|}{Q_{BC}} = \frac{Q_{BC} + Q_{DA}}{Q_{BC}} = \frac{(T_C - T_B) + (T_A - T_D)}{(T_C - T_B)} = 1 + \frac{(T_A - T_D)}{(T_C - T_B)} = 1 + \frac{293 - 338.5}{1000 - 865}$$

$$\eta = 0.663 \text{ donc } 66\%$$

V.4 Perspectives:

Dans ce travail, nous avons considéré comme objectifs : le bilan énergétique et l'équation de consommation pour un moteur HCCI utilisant le méthane comme carburant. Les résultats de calcul numérique qu'on a exploité comportent la variation de la température, de la pression pour des pressions initiales et températures initiales fixées. Un autre indicateur concernant la rapidité et la précocité de la combustion de Méthane sans additif a été considéré.

L'étude que nous présentons dans ce travail reste néanmoins incomplète et nécessite d'autres travaux complémentaires tels que :

La comparaison des bilans thermique d'un moteur HCCI utilisant le méthane comme combustible à d'autres moteurs utilisant le diesel et un troisième utilisant l'essence.

L'étude serait plus indicatrice si elle avait comporté une étude sur la répartition de la température de combustion sur les parois de la chambre de combustion et son effet sur les capacités de résistance du piston, de la culasse et du joint de culasse les éléments du moteurs qui sont les plus exposés aux pressions et température élevées.

Conclusion générale:

Ces résultats prouvent que la température initiale avec laquelle les mélanges fuel-air sont admis s'avère un paramètre potentiel pour la combustion homogène. Cependant, les températures d'admission qui sont relativement élevées sont souvent exigées pour un timing appropriée de combustion. Ceci affecte défavorablement les performances du moteur à cause du volume gazeux emprisonnée devant un diminution des capacités volumétrique. Devant cette contradiction, pour faciliter l'allumage, on propose une alternative qui consiste d'ajouter au mélange gazeux (Fuel-air) des additifs . Ces additifs ont pour rôle d'activer chimiquement le mélange de la réaction même aux températures relativement basses.

Cette approche qui n'a pas été considérée dans ce cas, a pour objectif d'alléger les conditions des températures élevées de prise. Cette alternative pourrait être prévu comme perspective d'étude.

Références bibliographique:

- [1] Dr. HENNI. MANSOUR. Z, Thermo propulsion I. chapitre III- Moteurs thermiques.tiré de l'internet.
- [2] P. Arques, Moteurs alternatifs à combustion interne, Edition Masson, février 1987
- [3] Orville L. Adams, Traité élémentaire du moteur Diesel, Traduit Par Ch.Schimpf, Editeur Dunod, 1960
- [4] Didier Jolivet, Le moteur Diesel, Editeurs Chotard Et Associés, 1986
- [5] Repair Manual, Nissan Diesel Engine, Model Pd6, Ltd .Tokyo, Japan, 1990
- [6] S. Tanaka, F. Ayala, J.C. Keck, A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine. Combust Flame 133 (2003) 467
- [7] S. Tanaka, F. Ayala, J.C. Keck, J.B. Heywood, Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives, Combust Flame 132 (2003) 219–239
- [8] D.R. Mott, E.S. Oran, B. Van Leer, A Quasi-Steady-State Solver for the Stiff Ordinary Differential Equations of Reaction Kinetics, Journal of Computational Physics 164, 407–428 (2000)
- [9] Chang, O. Güralp, Z. Filipi, D. Assanis, New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux, SAE paper no. 2004-01-2996
- [10] S.B. Fiveland, D.N. Assanis A Four-Stroke Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Simulation for Combustion and Performance Studies. SAE paper no 2000-01-0332
- [11] A. Bhave, M. Kraft, F. Mauss, A. Oakley, H. Zhao, Evaluating the EGR-AFR Operating Range of a HCCI Engine SAE paper no 2005-01-0161
- [12] Jean-Claude Guibet, Carburants et moteurs, Technip, Paris, 1997.