



*Université de JIJEL
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique*

Fascicule de Cours (Ed. 2015)

Chapitre 1

Licence Energétique

Dr. Yassine DEMAGH
E-mail :yassine.demagh@yahoo.fr

TABLE de MATIERES

Chapitre I- Description matériels et principes généraux des MCI

- 1.1 Moteurs à combustion, 2
- 1.2 Rappel historique, 3
- 1.3 Principaux termes techniques, 6
 - 1.3.1 Architecture générale d'un moteur alternatif à combustion interne, 6
 - 1.3.2 Les dimensions caractéristiques d'un moteur, 11
- 1.4 Les différentes familles de moteurs alternatifs, 13
- 1.5 Vitesse moyenne du piston, 22
- 1.6 Principe général de fonctionnement, 23
 - 1.6.1 les moteurs à quatre temps, 25
 - 1.6.2 les moteurs à deux temps, 28

Chapitre 2- Cycles Standards à Air

- 2.1 Introduction, 31
- 2.2 Le Cycle Otto à volume constant, 31
- 2.3 Le Cycle Diesel à pression constante, 33
- 2.4 Le cycle Mixte, 35
- 2.5 Le cycle Lenoir, 36
- 2.6 Comparaison entre cycle Otto, diesel et cycle mixte, 36
 - 2.6.1 Même rapport de compression et même énergie rajoutée, 36
 - 2.6.2 Même rapport de compression et même énergie rejetée, 38
 - 2.6.3 Même pression maximale et même énergie rajoutée, 38
 - 2.6.4 Même pression et température maximales et même énergie rejetée, 39
 - 2.6.5 Même pression maximale et même travail produit, 40

Chapitre 3- Combustion et combustibles dans les moteurs à combustion interne

- 3.1 Réactions de combustion, 43
- 3.2 Notion d'excès et de défaut d'air, 45
- 3.3 Rapport air/carburant stœchiométrique, 46
- 3.4 Dosage du mélange carburé ou rapport CA carburant/air, 47

3.5 Richesse d'un mélange ϕ , 48	
3.6 Analyse des gaz d'échappement d'un moteur, 49	
3.7 Les combustibles-essence (hydrocarbonés), 50	
3.7.1 Certains composants hydrocarbonés communs, 50	
3.7.2 Rôle particulier des composants, 53	
3.8 Auto-allumage et indice d'octane, 54	
3.8.1 Auto- allumage Caractéristique des carburants, 54	
3.8.2 Nombre d'octane et auto-allumage moteur, 57	
3.9 Carburant Diesel, 60	
3.9.1 Indice de cétane, 60	

Chapitre 4- Cycle Air-Carburant

4.1 Introduction, 63	
4.2 Chaleur spécifique variable, 63	
4.2.1 Pertes dues à la variation de la chaleur spécifique, 64	
4.3 La Dissociation ou encore dite perte chimique, 65	
4.3.1 Pertes dues à la variation de la chaleur spécifique, 66	
4.4 Détermination de la constante d'équilibre de dissociation, 69	
4.5 Rendement thermique et consommation de carburant, 71	
4.6 Effets des variables sur les performances des moteurs, 73	
4.6.1 Effet du Taux de compression CR, 73	
4.6.2 L'effet du rapport carburant-air CA, 73	

Chapitre 5- Le cycle réel

5.1 Introduction, 77	
5.2 Pertes de désynchronisation (Timing losses), 77	
5.3 Pertes dues à une combustion incomplète, 79	
5.4 Perte direct d'énergie,79	
5.5 Perte par avance d'ouverture des soupapes d'échappement, 79	
5.6 Perte par pompage (balayage),80	
5.7 Pertes par frottement, 80	
5.8 Effets d'ouverture de la valve papillon d'alimentation, 80	
BIBLIOGRAPHIE, 82	

Chapitre 1

Description Matériels et principes généraux des MCI

1.1 Moteurs à combustion

Les moteurs à combustion sont des convertisseurs d'énergie qui transforment l'énergie chimique contenue dans un combustible en une énergie mécanique disponible à l'arbre de sortie.

On distingue deux types de moteurs à combustion :

- les **moteurs à combustion interne** dans lesquels les produits de combustion constituent le fluide de travail (ex : moteur à essence, moteur Diesel,...),
- les **moteurs à combustion externe** dans lesquels la chaleur dégagée par la combustion est transmise à un fluide intermédiaire (eau, air, fluide organique..) qui constitue le fluide générateur de travail mécanique (ex : moteur à vapeur, moteur Stirling,...).

Ce cours ne concerne que les moteurs à combustion interne.

Parmi ceux-ci on distingue :

- les **moteurs alternatifs**

Dans ces machines, la variation de la capacité de l'enceinte de travail appelée cylindre est obtenue par le déplacement linéaire d'un ou plusieurs pistons dans un ou plusieurs cylindres. Il s'agit de machines à flux discontinu périodique. Elles se caractérisent par un « cycle » de fonctionnement comprenant une phase d'admission, une phase de travail en système fermé et une phase d'évacuation. L'état du fluide varie dans le temps et n'est donc jamais permanent.

On peut distinguer deux familles principales :

- **moteurs à allumage commandé** ou **moteurs à essence**,
- **moteurs à allumage par compression** ou **moteurs Diesel**.

On rattache à ces moteurs, les moteurs à capsulismes (mécanismes étanches réalisant des volumes variables de manière cyclique) comme les moteurs **Wankel**.

- les **turbines à gaz**

Dans ces machines, les différentes évolutions du fluide moteur ont lieu dans des enceintes successives et juxtaposées. Il s'agit de machines à flux continu constituant un système ouvert stationnaire. En chaque point de la machine, on peut admettre que l'état du fluide de travail est constant dans le temps.

Ce cours ne concerne que les moteurs alternatifs à piston.

Les domaines d'utilisation de ces moteurs sont variés et étendus : du petit moteur de la tondeuse à gazon au moteur marin « cathédrale » en passant par les moteurs équipant les véhicules de transport (automobiles, camions, trains,...) où les qualités de bon rendement, compacité, fiabilité sont déterminantes.

1.2 Rappel historique

Disposant de gaz pauvre d'origine sidérurgique, LENOIR construisit en 1859 le premier moteur à gaz à combustion interne selon le cycle suivant (Fig. 1.1) :

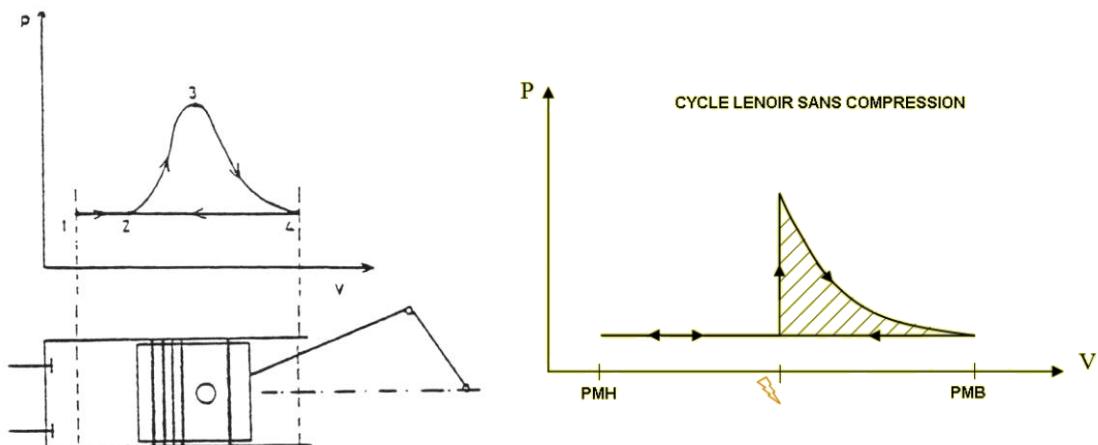


Fig. 1.1 : Principe de fonctionnement du moteur à gaz LENOIR.

Il s'agit d'un « cycle » où la production de travail moteur s'effectue à chaque tour de manivelle comme dans les cycles à 2 temps. Le moteur comporte un organe mobile (piston) se déplaçant entre deux points morts (PMH, PMB) et un système bielle manivelle pour transformer le mouvement alternatif en un mouvement rotatif. Il comprend également des soupapes pour l'admission et le refoulement des fluides, ainsi qu'une paire d'électrodes (bougie) pour enflammer le mélange.

Le temps de compression peut paraître inutile voir même contraire à ce que l'on attend d'un moteur car il semble être consommateur d'énergie. On comprend d'ailleurs pourquoi Mr Lenoir n'a pas prévu de temps de compression sur le premier moteur à combustion interne de l'histoire. La première partie de la course du piston servait à aspirer le mélange air-carburant suivie de la fermeture des soupapes, on est alors à mis course entre le PMH et PMB.

Dans cette position et par étincelle (provoquée par des électrodes en ces temps-ci) la combustion débutée. A cause de l'augmentation de la température et de la pression, les gaz se détendaient et poussaient le piston au PMB, le temps moteur n'avait lieu que sur la demi course restante. Arriver au PMB, le piston reprenait alors sa course vers le PMH, la soupape d'échappement étant ouverte, il évacuait alors tous les gaz de combustion. Une fois au PMH, la soupape d'échappement se referme et la soupape d'admission s'ouvre permettant au gaz de pénétrer dans le cylindre par aspiration du piston dans sa course de descente. A mi-course la soupape d'admission se referme et la combustion a lieu, et ainsi de suite.

C'est le cycle qui paraît le plus « naturel », malheureusement son rendement est catastrophiquement faible 5%, mais concurrence avantageusement les machines à vapeur dans ces temps-ci.

C'est Beau de Rochas qui a imaginer le premier cycle moteur, et c'est Otto qui a construit en premier un moteur ayant un temps de compression. Dans son mémoire daté de 1861, BEAU DE ROCHAS mis en évidence la nécessité du temps de compression pour améliorer le rendement. Il invente le « cycle » moteur à 4 temps. La production de travail moteur nécessite deux tours de manivelle mais s'avère nettement plus efficace car la chaleur dégagée par la combustion est apportée à haute température (Fig. 1.2).

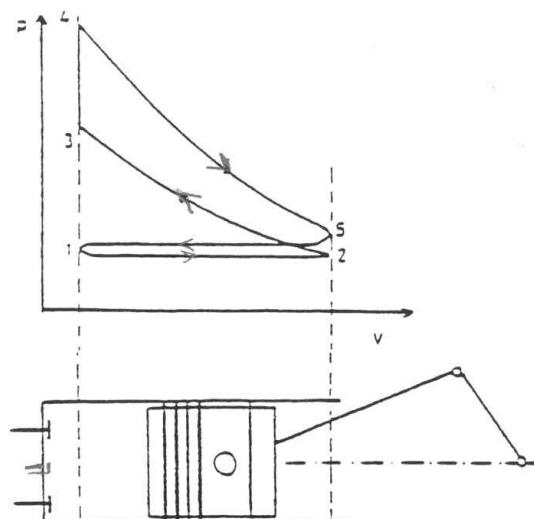


Fig. 1.2. Principe de fonctionnement du cycle BEAU DE ROCHAS

BEAU DE ROCHAS n'a pas construit de moteur. Il passera à la postérité comme l'inventeur du «cycle à volume constant» (apport de chaleur par une combustion théoriquement instantanée au point mort haut).

Il faut attendre 1876 pour voir OTTO et LANGEN construire et mettre sur le marché le premier moteur 4 temps.

Quelques années plus tard, en 1893, Rudolf DIESEL développe un système permettant d'injecter du charbon pulvérisé dans le cylindre. Ce charbon s'enflamme spontanément. Sa combustion relativement lente conduit à un «cycle» où la chaleur dégagée par la combustion est apportée à pression constante. On parlera donc de «cycle à pression constante» (Fig. 1.3).

L'usure rapide du système d'injection et du cylindre conduit DIESEL à remplacer le charbon par du gasoil.

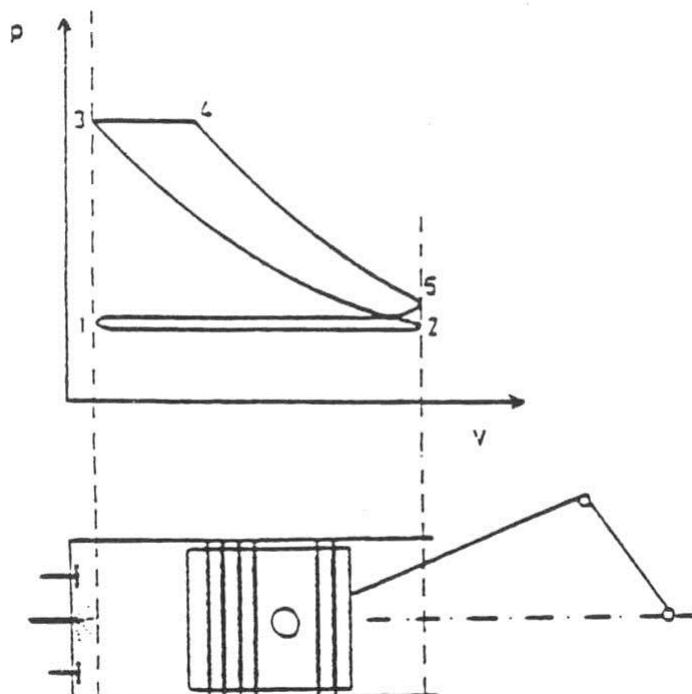


Fig. 1.3. Principe de fonctionnement du cycle Diesel.

Les deux types de moteurs : moteur à allumage commandé (essence) et moteur à allumage par compression (Diesel) subsistent encore aujourd’hui car ils possèdent des avantages différents.

Tout en restant fidèles aux principes de base, les moteurs ont, en un peu plus de 100 ans, fortement évolués : augmentation significative du rendement, du couple, de la puissance, réduction du poids unitaire, du bruit et des émissions polluantes.

Tout cela a été rendu possible par les facteurs suivants :

- amélioration des performances des **matériaux**,
- recours accru à **l'électronique**,
- possibilité de **calculer** les organes avec précision (FEM),
- progrès dans la qualité des **combustibles** et des **lubrifiants**,
- progrès dans la maîtrise des processus de **fabrication** (fonderie, usinage, assemblage,...).

1.3 Principaux termes techniques

1.3.1 Architecture générale d'un moteur alternatif à combustion interne

Les caractéristiques particulières et le fonctionnement respectif des moteurs à essence et Diesel seront détaillés par la suite. Un rappel des éléments communs aux moteurs alternatifs classiques des véhicules automobiles est donné sur les Figures 1.4, 1.5 et 1.6.

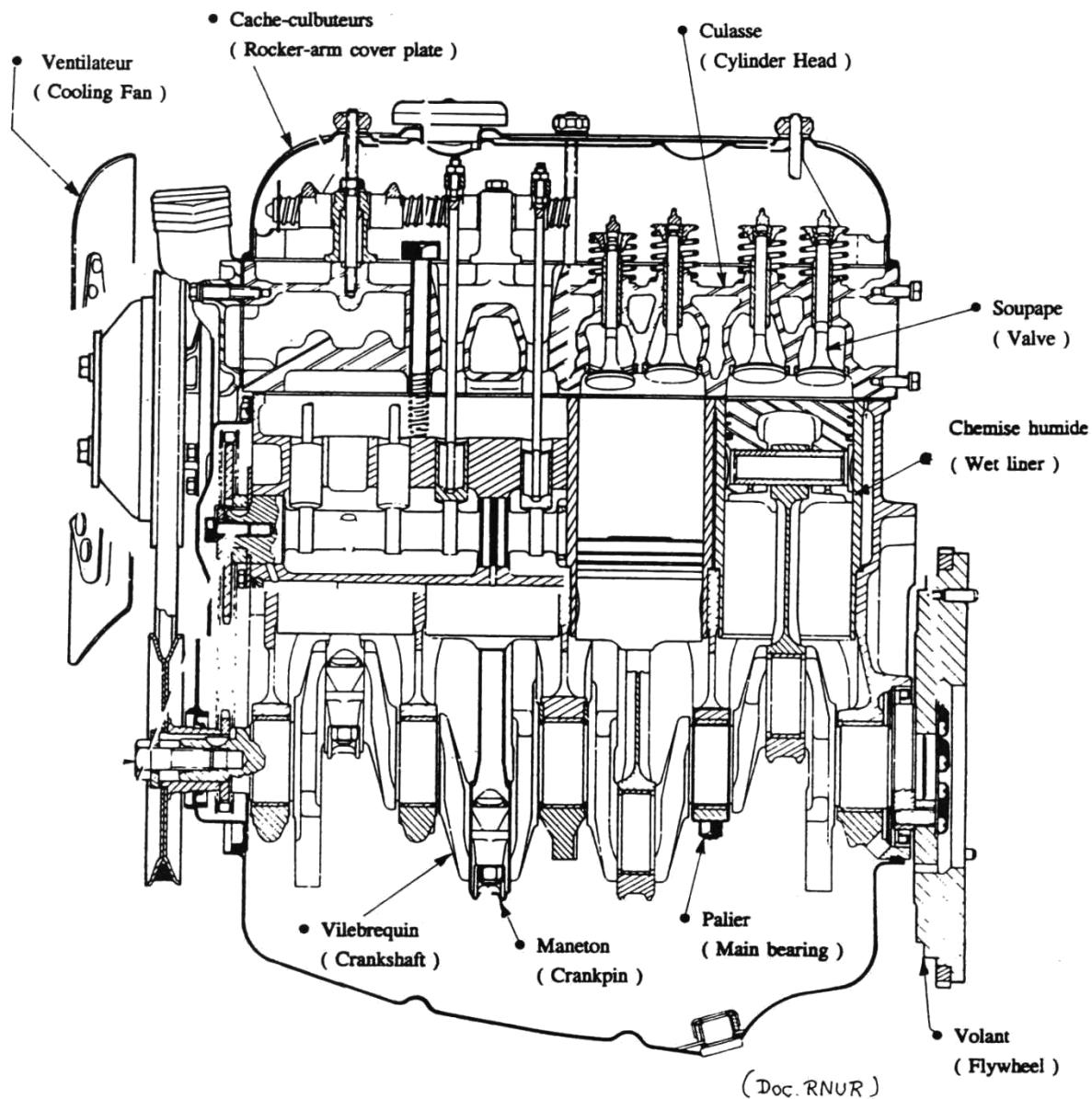


Fig. 1.4. Moteur à allumage commandé Renault type 847

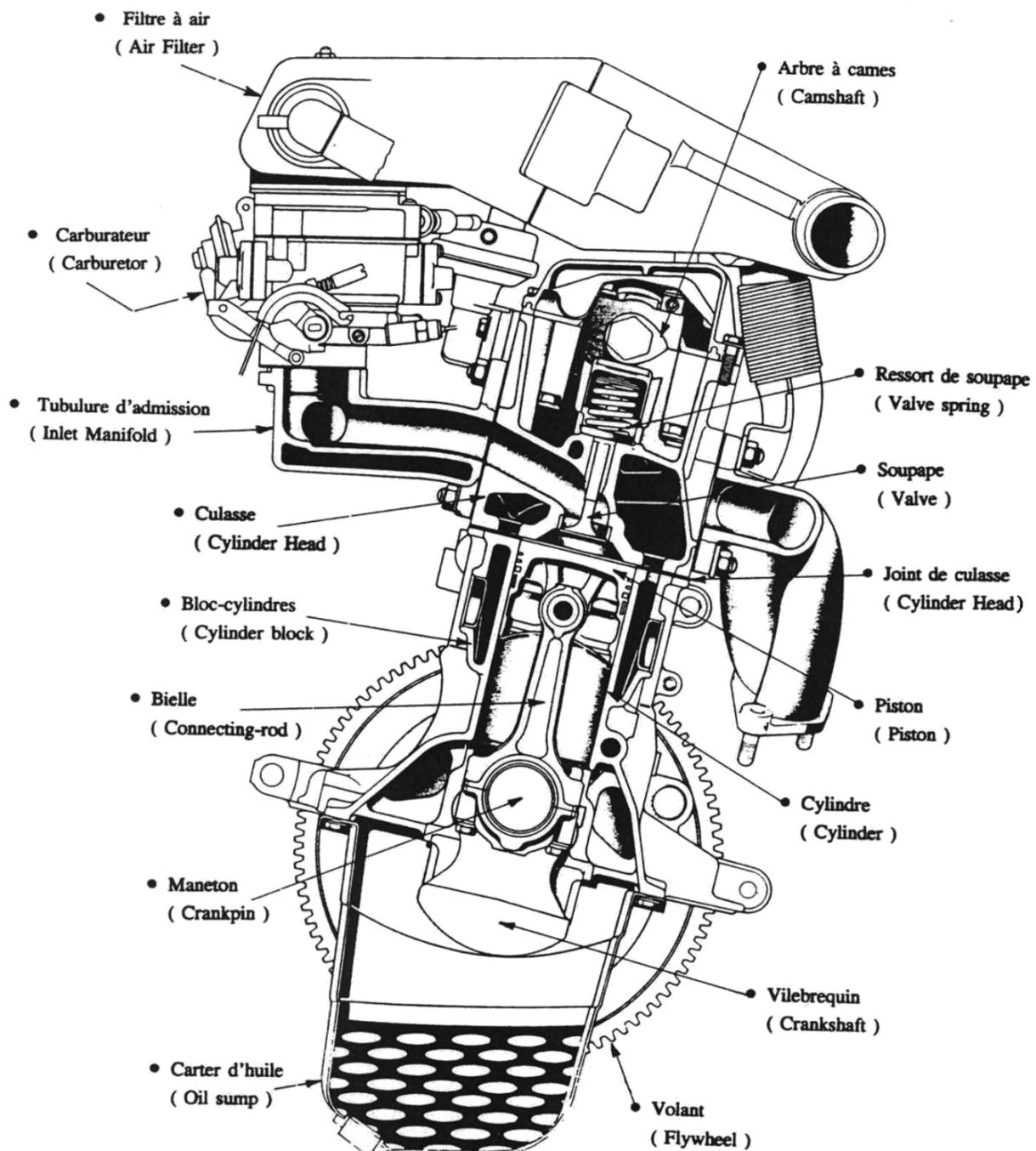


Fig. 1.5. Moteur à allumage commandé Fiat Fire 1000

 Architecture moteur

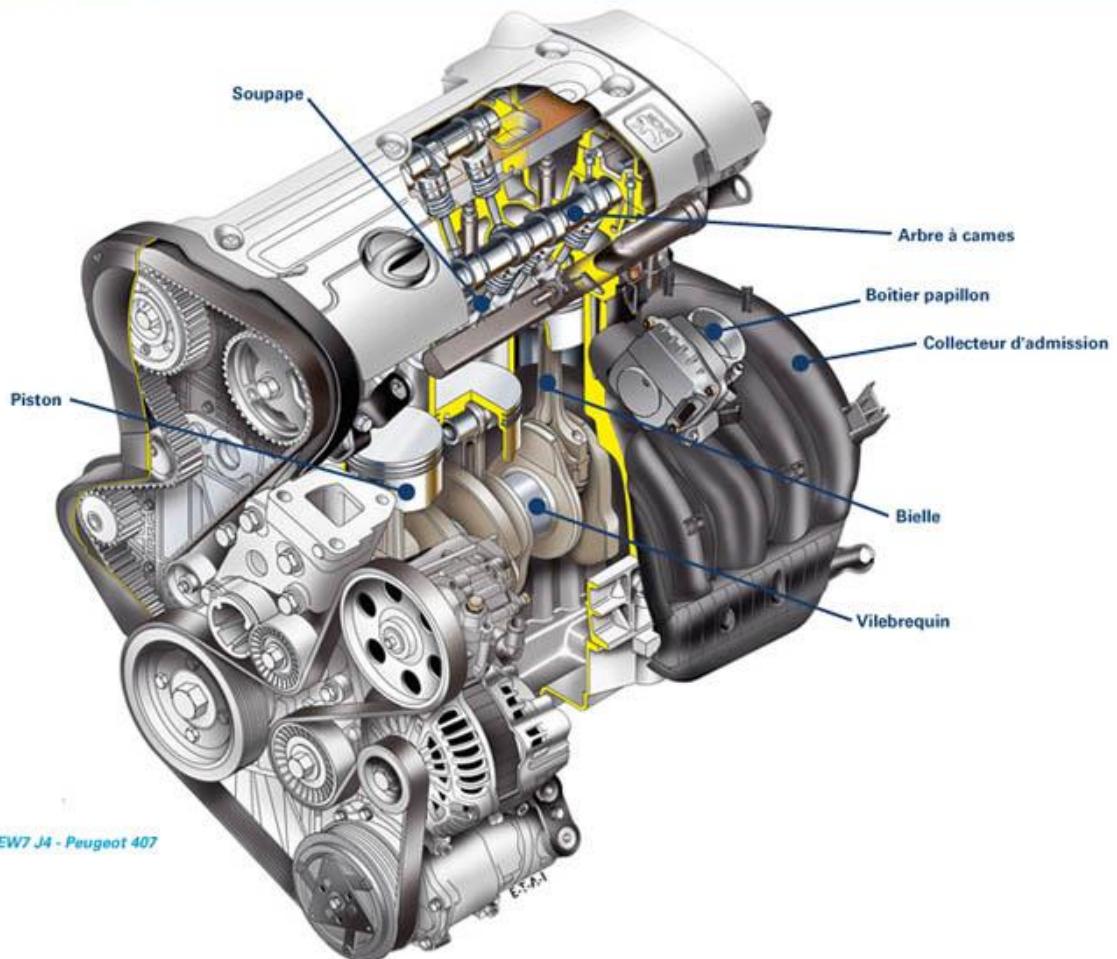


Fig. 1.6. Architecture d'un moteur EW7 J4- Peugeot 407

Les organes principaux sont :

- Carter-cylindre ou bloc moteur ou bloc-cylindres

Il sert de support à tous les organes principaux (vilebrequin, culasse,...) et aux organes annexes (démarreur, alternateur, embrayage,...).

- Cylindre

Il est soit alésé directement dans le bloc soit constitué d'une chemise sèche (fourreau emmanché dans le bloc) soit constitué d'une chemise humide (fourreau rapporté en contact avec le liquide de refroidissement).

- Piston

Organe mobile dans la chemise, il porte les **segments** pour assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter. Il est soumis à la pression des gaz qu'il transmet à la bielle par **l'axe de piston**.

- Bielle

Elle assure la liaison entre le piston et le vilebrequin et transmet à ce dernier l'effort résultant de la pression des gaz dans le cylindre.

- Vilebrequin ou Arbre manivelle

Son rôle essentiel est de transformer le mouvement linéaire alternatif du piston en un mouvement circulaire de l'arbre de sortie moteur. Sur les moteurs à plusieurs cylindres, suivant le nombre et la disposition de ceux-ci, différentes réalisations du vilebrequin sont utilisées. La rotation du vilebrequin à l'intérieur des **paliers** du bloc cylindre se fait par l'intermédiaire de portées ou **tourillons**. Les bielles s'articulent sur les manivelles ou **manetons**. Ces liaisons tournantes sont réalisées généralement par des **coussinets** recouverts de métal antifriction.

- Volant ou volant moteur ou volant d'inertie

Ce disque fixé en bout de vilebrequin permet grâce à son inertie de régulariser la vitesse de rotation, d'autant plus que le nombre de cylindres est faible. Il porte en général une couronne dentée pour le lancement du moteur par le démarreur.

- Culasse

Fixée à la partie supérieure du bloc-cylindre, elle délimite avec le piston le volume de la **chambre de combustion**. Un **joint de culasse** assure généralement l'étanchéité entre la

culasse et le bloc moteur. La culasse comporte les **orifices d'admission et d'échappement** dont la communication avec la chambre se fait grâce aux **soupapes**. L'ouverture et la fermeture des soupapes sont commandées par le **système de distribution** qui comprend en particulier l'**arbre à cames**, les **ressorts de soupapes** et éventuellement les **culbuteurs**, les **poussoirs**, les **tiges de culbuteur**,...

- Carter d'huile

C'est le carter inférieur du moteur qui sert de réservoir d'huile permettant d'alimenter le **système de lubrification** des éléments mobiles du moteur.

- Refroidissement

Un **système de refroidissement**, par eau ou par air est prévu pour évacuer une partie de la chaleur dégagée lors de la combustion afin d'assurer la tenue des pièces du moteur.

Si, dans le domaine automobile, l'architecture générale diffère peu entre les moteurs à essence et les moteurs Diesel, les différents éléments de ces derniers sont toutefois plus renforcés pour tenir compte des pressions internes plus élevées et des efforts plus importants qu'ils doivent transmettre.

Les différences technologiques des **systèmes d'alimentation en combustible** (injection directe et indirecte) et le **dispositif d'allumage** (pour le moteur à essence) de même que les dispositifs de dépollution résultent de processus de combustion distincts qui seront examinés par la suite.

1.3.2 Les dimensions caractéristiques d'un moteur (Fig. 1.7)

- **Alésage** : Diamètre D du cylindre (généralement exprimé en mm)
- **Course** : Distance L parcourue par le piston entre le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB) (généralement exprimée en mm) on a : $L = 2.R$ si R est le rayon de manivelle.
- **Cylindrée unitaire** : Volume balayé par le piston lors de la course L (généralement exprimée en cm³)

$$V_u = L \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

Si n est le nombre de cylindres du moteur, la **cylindrée totale** V_{cyl} est par conséquent égale à

$$V_{cyl} = n \cdot V_u$$

- **Rapport volumétrique de compression ou « taux de compression »**

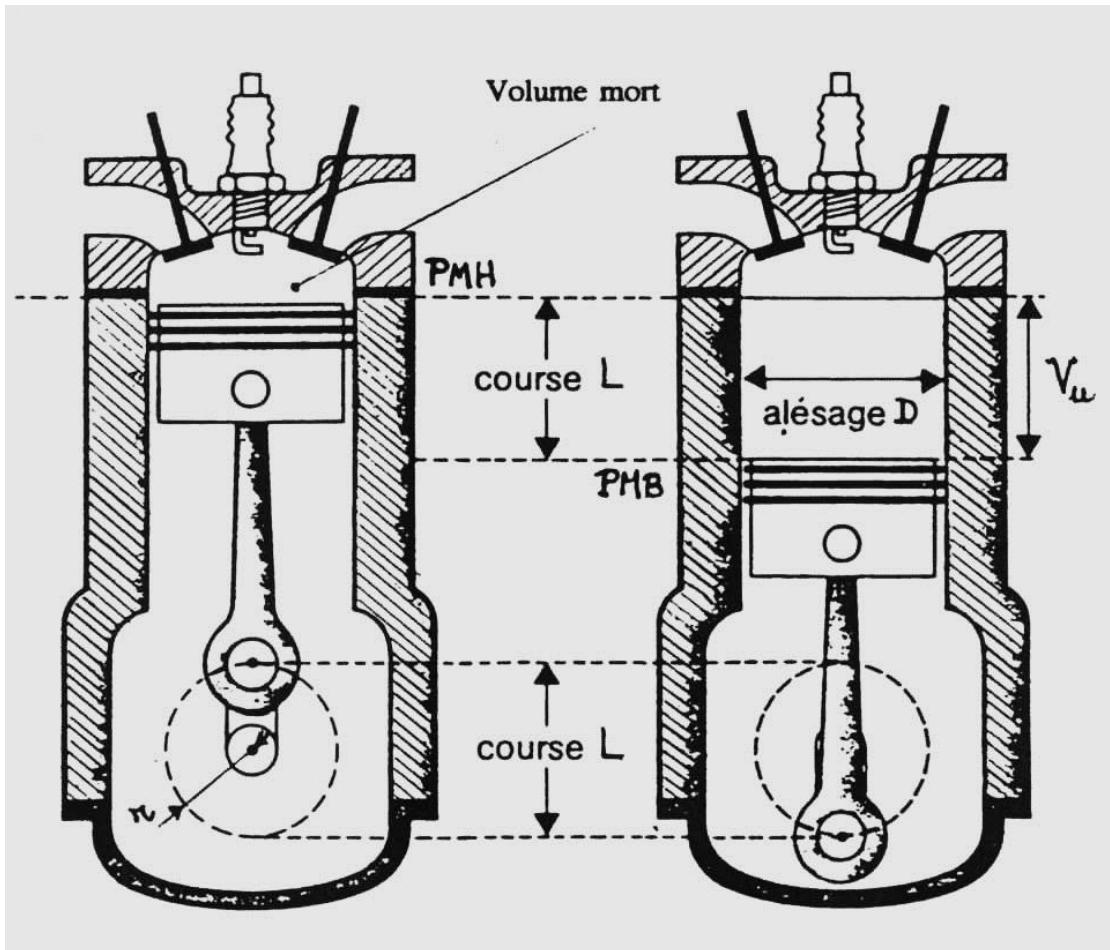


Fig. 1.7. Dimensions caractéristiques

Si V_{mort} est le volume de l'**espace mort** (volume de la chambre lorsque le piston est au PMH) on a :

$$\varepsilon = \frac{V_u + V_{mort}}{V_{mort}}$$

1.4 Les différentes familles de moteurs alternatifs

Les moteurs peuvent être classés en plusieurs familles, en considérant certains critères de base comme par exemple :

- Cycle thermodynamique

- quatre temps (Fig.1. 8) (voir § 1.6),
- deux temps (Fig.1.9) (voir § 1.6).

- Mode de combustion

- à allumage commandé ou allumage par étincelle,
- Diesel ou allumage par compression,
- à charge stratifiée,
- dual fuel.

- Nature du combustible

- combustible HC légers liquides : essence,
- combustible HC moyens liquides ; gasoil,
- combustible gazeux : méthane, LPG, biogaz,
- combustibles HC lourds liquides : fuel lourd,
- combustibles spéciaux : alcool, huile végétale,...

- Mode d'alimentation en combustible

- carburation d'essence,
- injection d'essence dans la chapelle d'admission,
- injection directe d'essence dans le cylindre,
- injection de gasoil dans une préchambre (injection indirecte),
- injection de gasoil dans le cylindre avec chambre de combustion unique (injection directe).

- Mode d'alimentation en air

- aspiration naturelle ou atmosphérique,
- suralimentation (par compresseur attelé, par turbocompresseur).

- Mode de refroidissement

- eau ou liquide,
- air.

- Disposition des cylindres ou architecture

On trouve le plus couramment (Fig. 1.10).

- moteur en ligne (vertical, horizontal, incliné),
- moteur en V,
- moteurs à plat, à cylindres opposés horizontaux.

On notera également certaines constructions particulières pour des utilisations spéciales. En aéronautique : moteur inversé (à une ou plusieurs rangées) (Fig. 1.11), moteur en étoile (simple ou double), (Fig. 1.12), moteurs en W, X, H (Fig. 1.13) dont la disposition permet de réduire l'encombrement.

- Cinématique du piston

- moteur alternatif,
- moteur à piston rotatif dont le plus connu est le moteur WANKEL (Fig. 1.15).

- Rapport entre course (L) et alésage (D)

- moteur « carré » pour lequel $L \approx D$
- moteur « super carré » pour lequel $L < D$
- moteur « à course longue » pour lequel $L \gg D$

- Disposition ou géométrie de certains organes du moteur

- soupapes : latérales, en tête, multisoupapes,...

Chapitre 1

- arbre à cames : latéral, en tête
- forme de chambre de combustion : hémisphérique, en toit, en baignoire, à chasse,...

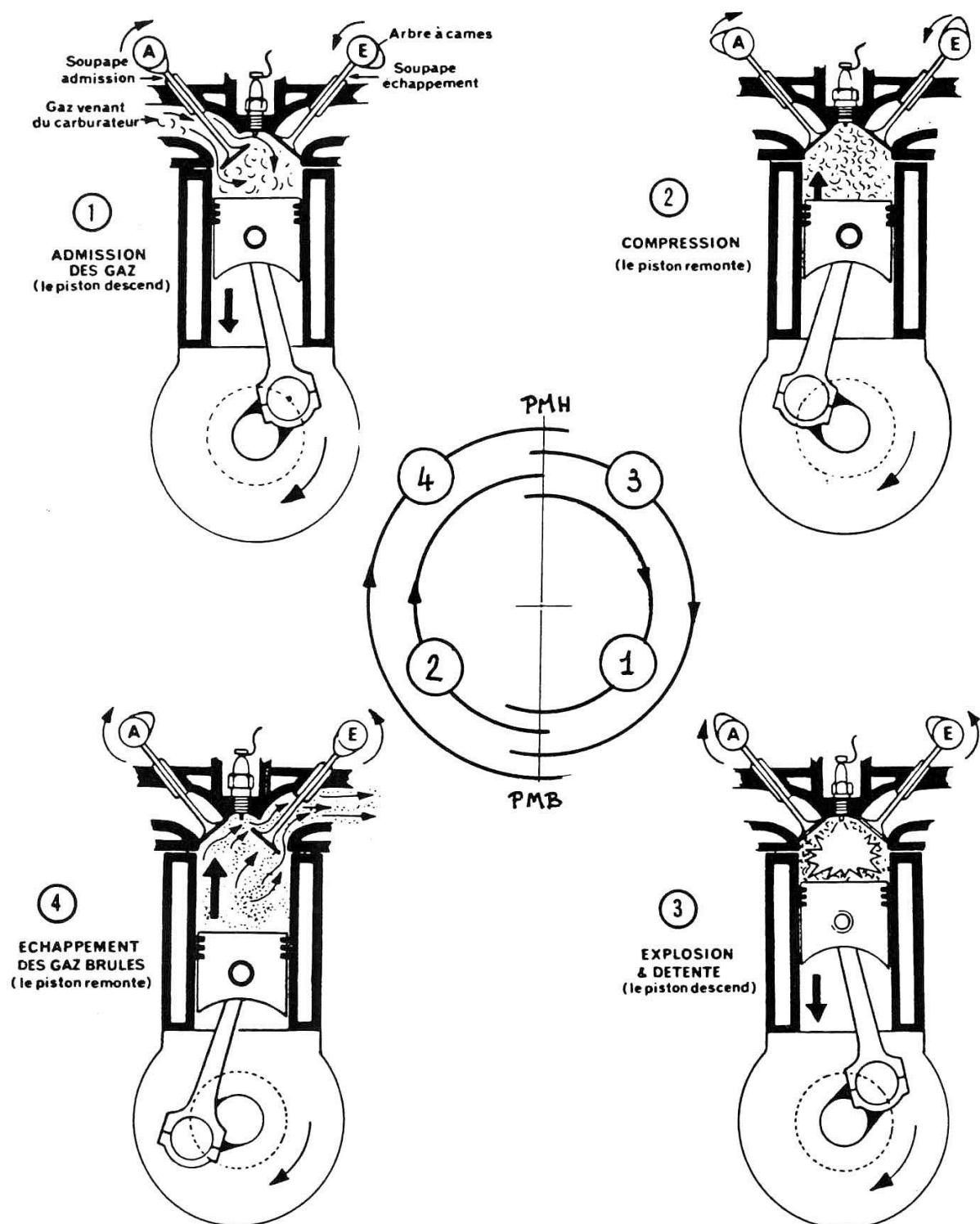


Fig. 1.8. moteur à quatre temps- principe de fonctionnement

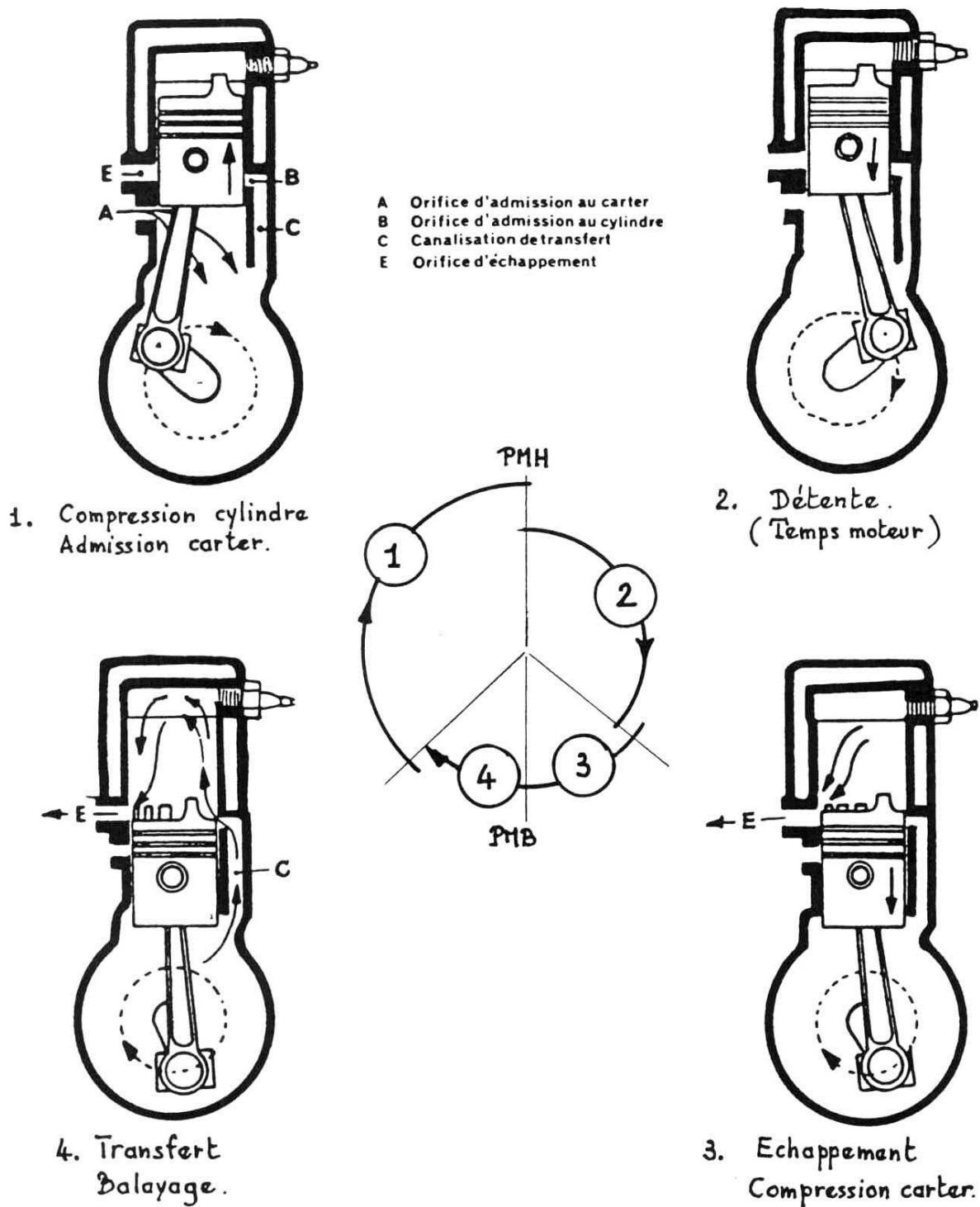


Fig. 1.9. Moteur à 2 temps – principe de fonctionnement

http://www.mechanics4u.com

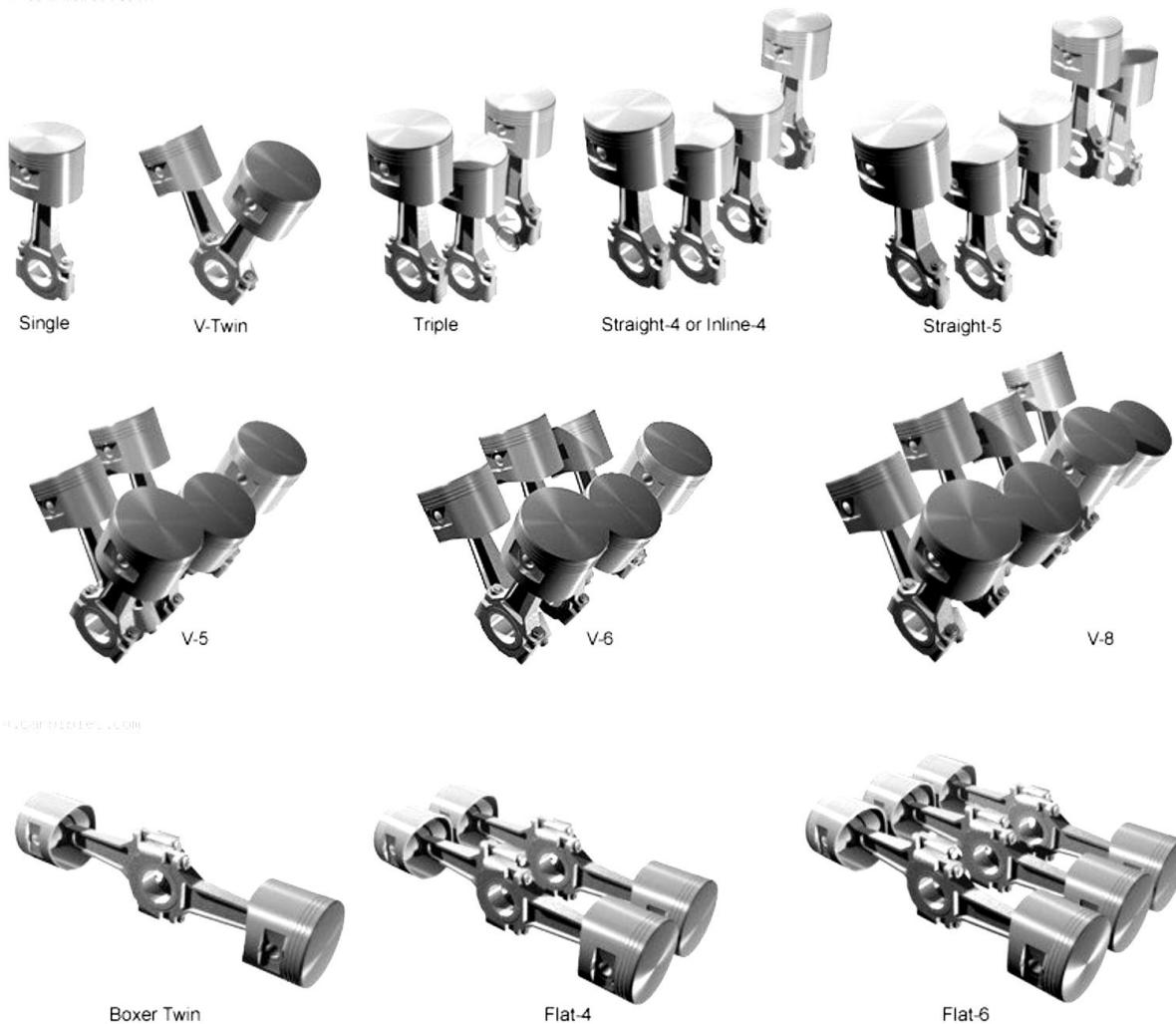


Fig. 1.10. Disposition classique des cylindres

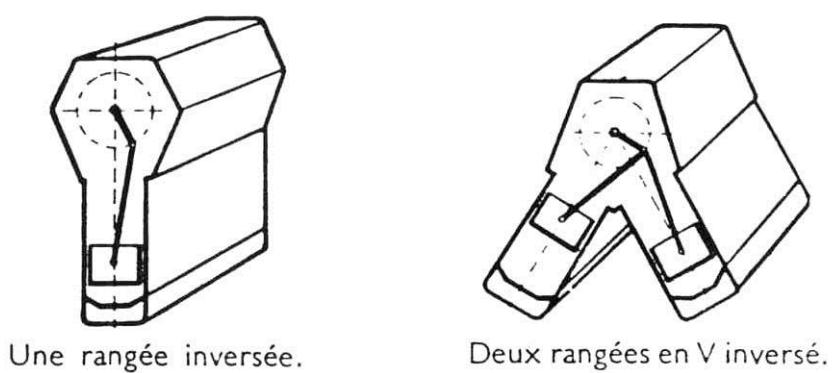
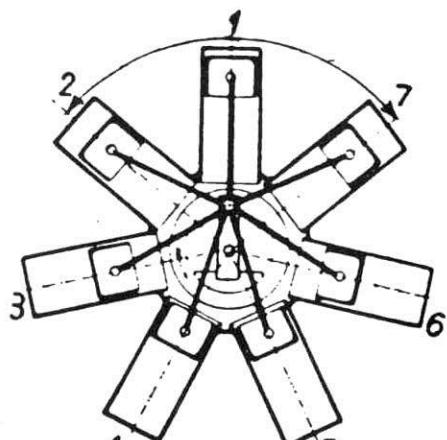
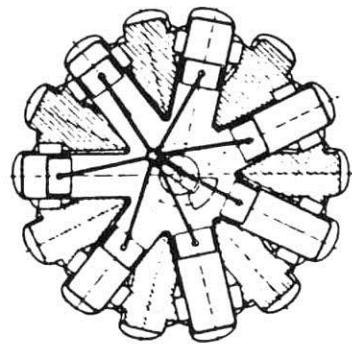


Fig. 1.11. Moteurs inversés

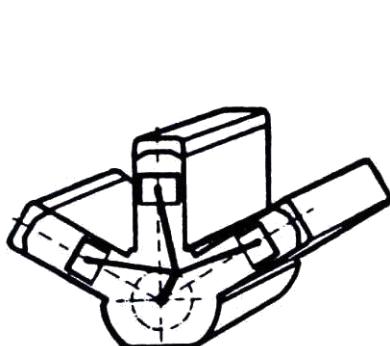


Moteur en étoile simple.

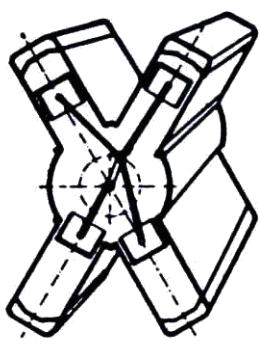


Moteur en étoile double.

Fig. 1.12. Moteurs en étoile



Trois rangées en W.



Quatre rangées en X.



Quatre rangées en H.

Fig. 1.13. Dispositions particulières des cylindres

Dans le cas de gros moteur Diesel, on trouve (Fig. 1.14) des moteurs à piston fourreau, des moteurs à crosse (simple et double effet).

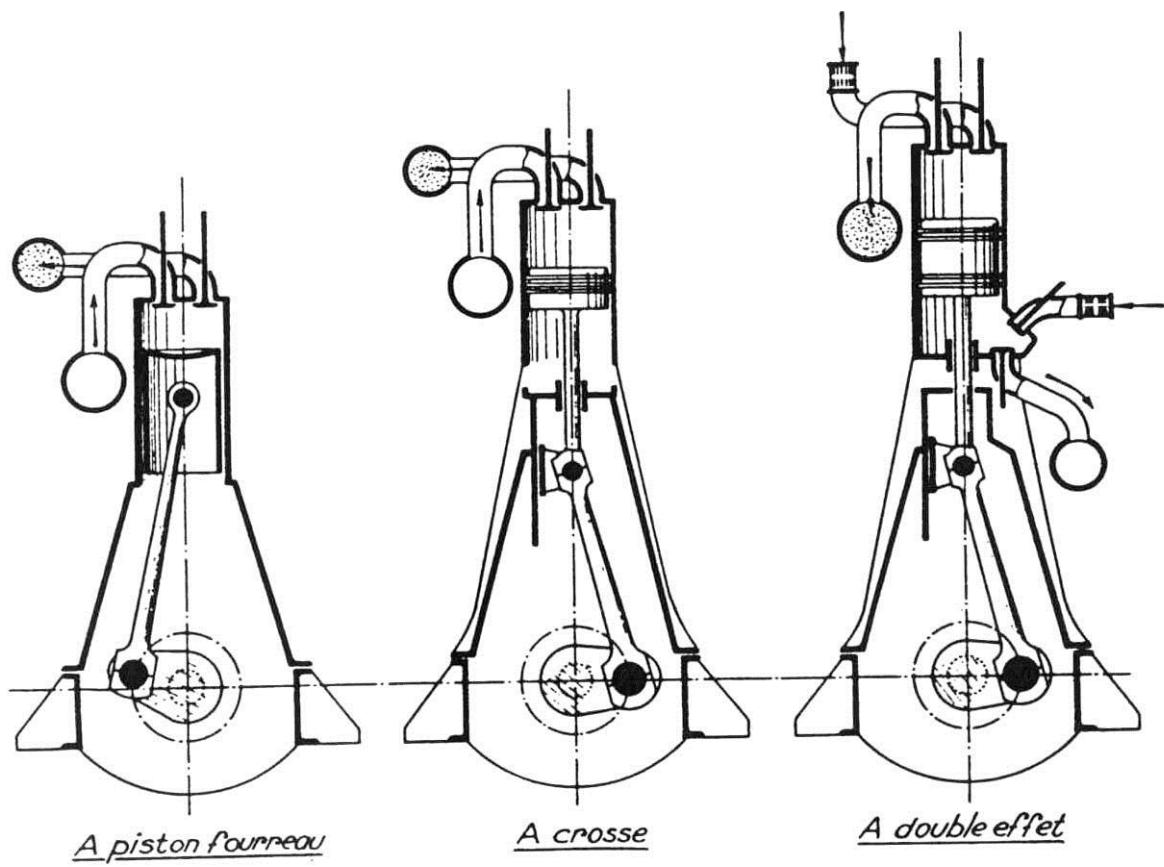


Fig. 1.14. Gros moteurs Diesel à 4 temps

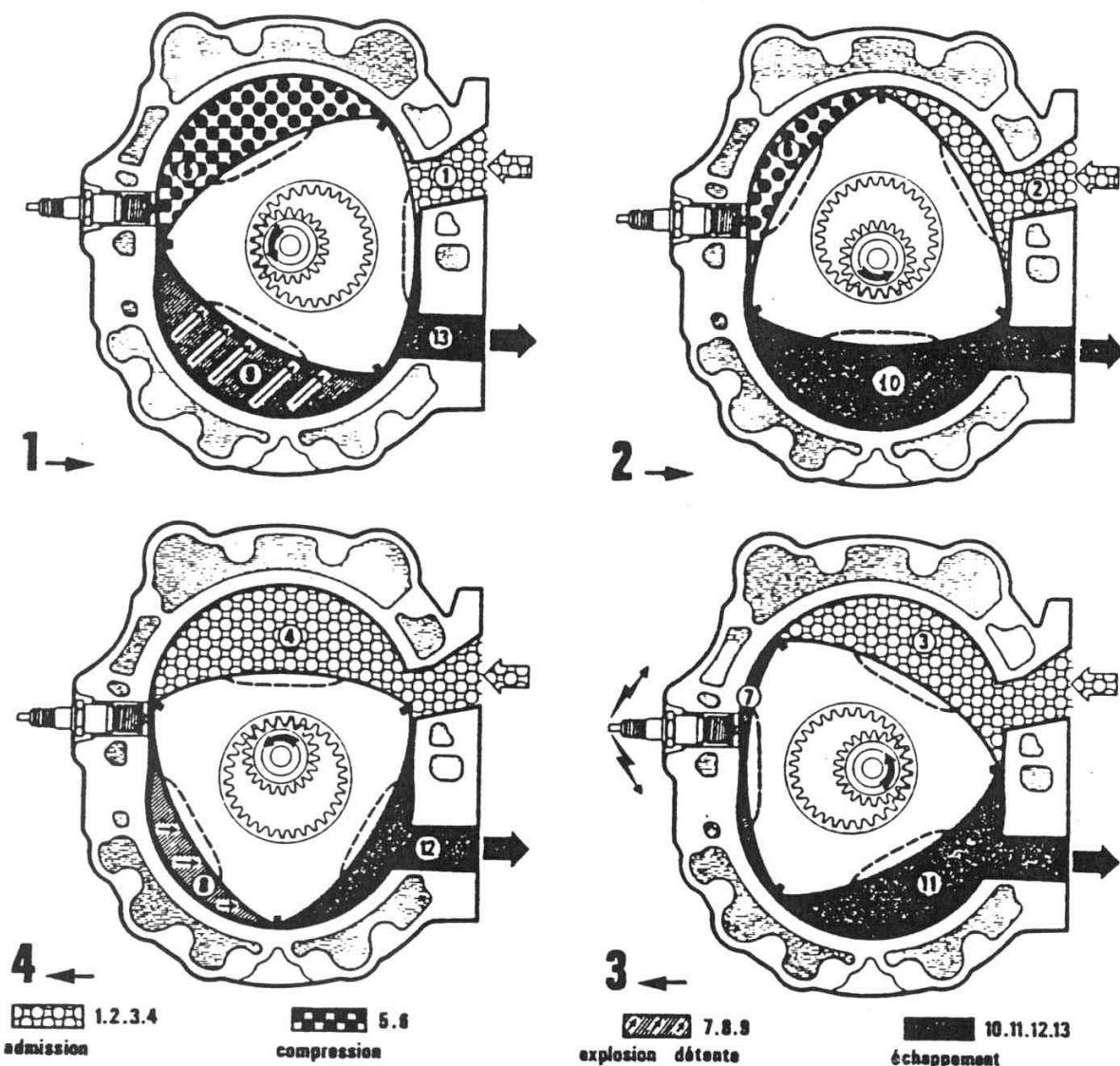


Fig. 1.15. Principe de fonctionnement du moteur Wankel

1.5 Vitesse moyenne du piston

La vitesse moyenne de piston V_{mp} exprimée en m/s est donnée par :

$$V_{mp} = 2.L \cdot \frac{N}{60} \cdot 10^{-3}$$

Avec :

L : course du moteur (mm)

N : vitesse de rotation (tr/min)

V_{mp} représente l'espace parcouru par le piston dans l'unité de temps. Sa valeur maximale est limitée par les contraintes acceptables dues aux forces d'inertie.

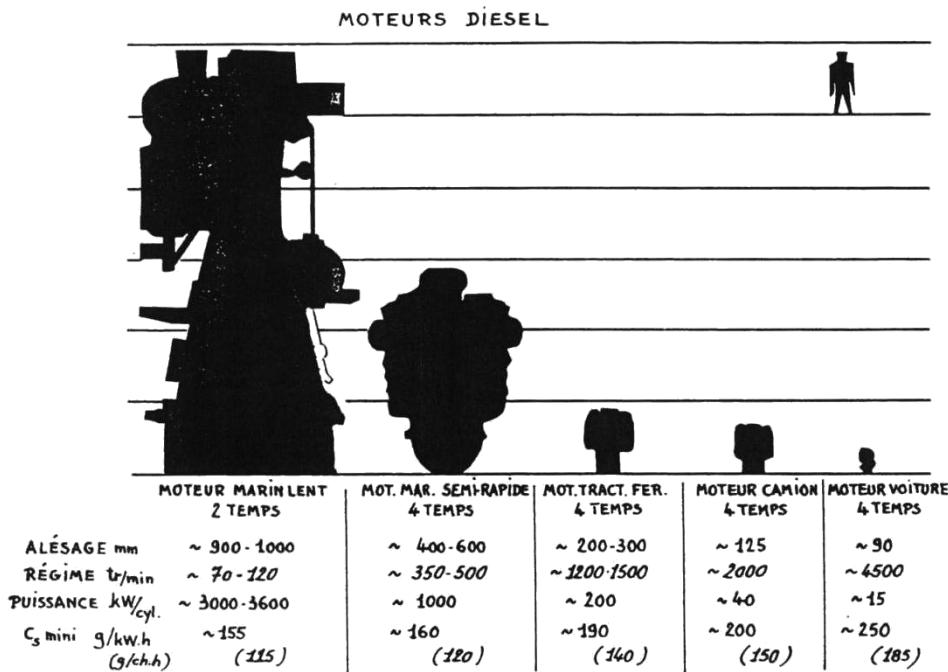


Fig. 1.16. Gamme des moteurs Diesel

Selon la valeur de V_{mp} au régime nominal on a :

Moteurs rapides :

Moteurs de compétition essence : > 20 m/s

Moteurs de traction automobile essence : $14 - 18$ m/s

Moteurs de traction automobile Diesel : 12 –14 m/s

Moteurs de traction poids-lourds : 10 –12 m/s

Moteurs semi rapides :

V_{mp} : 7- 9 m/s

Moteurs lents :

V_{mp} : 6 – 8 m/s

La Figure 1.16 donne les caractéristiques de construction et les performances moyennes de la gamme des moteurs Diesel

1.6 Principe général de fonctionnement

Les moteurs à combustion interne sont des machines volumétriques dans lesquelles on réalise de façon cyclique une série de transformations physico-chimiques qui opèrent sur un système principalement en phase gazeuse et se traduisent globalement par la production d'un travail sur l'organe moteur. Celui-ci est un piston qui effectue dans un cylindre un mouvement alternatif dont la cinématique est imposée par le système bielle - manivelle auquel il est lié (fig.1.17). Les positions extrêmes que peut atteindre le piston sont le point mort bas PMB et le point mort haut PMH.

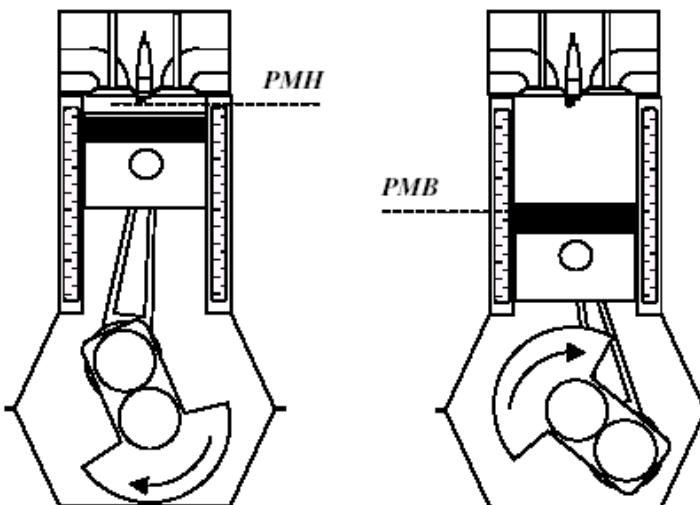


Fig. 1.17. Système bielle-manivelle

Le cylindre est fermé à sa partie supérieure par un couvercle appelé culasse. Celle-ci porte l'élément destiné à provoquer la combustion au sein de la charge que contient le cylindre, Selon le cas, cette charge est constituée :

- D'un mélange gazeux d'air et de carburant léger, que l'on enflamme au moment voulu par l'étincelle électrique d'une **bougie** (fig. 1.18 a). Le moteur est alors appelé à allumage commandé ou à allumage par étincelle, ou encore moteur Otto, du nom de Nikolaus Otto qui en a développé la version à quatre temps. Le carburant léger utilisé peut être un gaz ou un liquide volatil. Ainsi, le gaz de ville fut utilisé par Etienne Lenoir pour faire tourner le premier moteur "à explosion" breveté en 1860, alors que Carl Benz développait en 1886 la première voiture automobile roulant à l'essence de pétrole.
- D'une dispersion de carburant lourd injecté dans l'air porté par compression, dans le cylindre, à une température suffisante pour provoquer l'inflammation spontanée du mélange. La dispersion du carburant au moment souhaité pour l'allumage est assurée par un **injecteur** (fig.1.18 b), et le moteur est alors appelé à allumage spontané ou à allumage par compression, ou encore moteur Diesel, inventé en 1897 par Rudolf Diesel

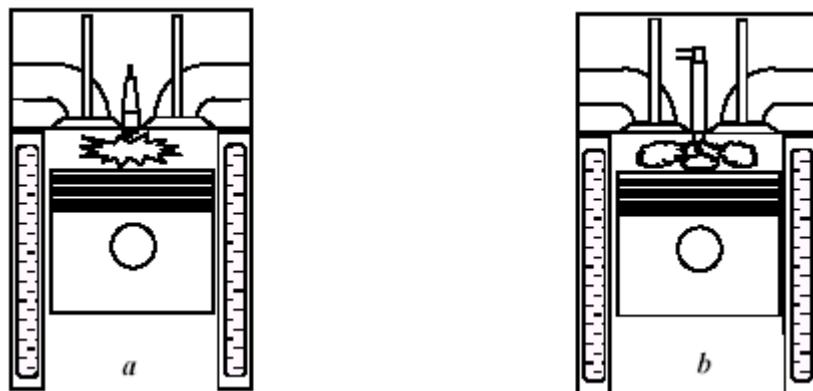


Fig. 1.18. L'étincelle électrique d'une bougie

Les phases fonctionnelles qui conduisent à la production d'un travail moteur sur le piston sont :

- **La phase motrice**, constituée de la séquence compression-combustion-détente. Cette phase a lieu dans l'enceinte du cylindre étanche au monde extérieur. Elle comporte toujours une course *PMB-PMH* du piston pour la compression, une phase de combustion effectuée lorsque

le piston est proche du point mort haut *PMH* et une course *PMH-PMB* pour la détente de la charge enfermée dans le cylindre (fig. 1.19).

La dilatation thermique du gaz due à la combustion intervenant entre compression et détente se manifeste par une hausse de pression à la position *PMH* du piston lorsque la combustion est assez rapide, ou par la persistance de valeurs élevées de la pression pendant le début de la course de détente lorsque la combustion est étalée dans le temps. Dans l'un et l'autre cas, pour toute position du piston, la pression durant la course de détente est supérieure à celle relative à la course de compression. Le travail développé sur le piston durant la détente est ainsi supérieur à celui développé par le piston durant la course de compression, ce qui confère au système sa caractéristique d'installation motrice.

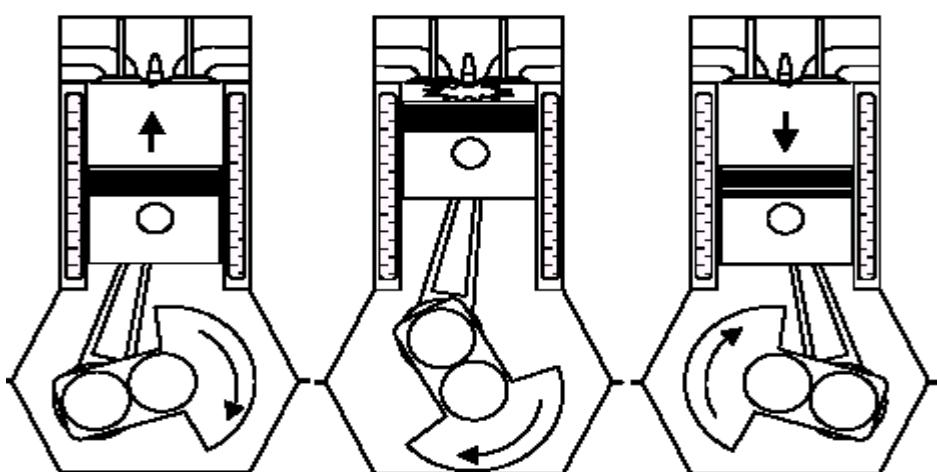


Fig. 1.19. La phase motrice

- **la phase de respiration**, qui consiste à admettre une charge fraîche d'air ou de mélange d'air et de carburant au début du cycle opératoire, et à évacuer les produits de la combustion en fin de cycle opératoire. On distingue à ce niveau deux types de moteurs :

1.6.1 Les moteurs à quatre temps (fig. 1.20)

Dans ce cas de figure, la respiration s'opère par ouverture adéquate de deux soupapes ou deux ensembles de soupapes, servant respectivement à l'évacuation des gaz brûlés (soupape(s) d'échappement) et au remplissage en charge fraîche (soupape(s) d'admission). La phase de respiration nécessite dans ce type de moteur une course complète du piston, sensiblement isobare *PMB-PMH*, échappement ouvert, pour l'évacuation des gaz brûlés et une course

complète sensiblement isobare *PMH-PMB*, admission ouverte, pour le remplissage en charge fraîche. La combinaison de ces deux courses à celles de la phase motrice porte à quatre le nombre total des " temps" du cycle opératoire complet.

- 1^{er} temps l'admission (A) : La descente du piston produit une dépression qui aspire le fluide par la soupape d'admission ouverte. La soupape se referme à la fin de la course

- 2^{ème} temps Compression (B) : Le fluide est alors comprimé par le mouvement ascendant du piston, les deux soupapes étant fermées.

Pour un moteur à essence le fluide est constitué d'un mélange gazeux d'air et de carburant léger, la température et la pression en fin de compression atteignent respectivement plus de 400°C et 10 à 15 bars.

Pour un moteur diesel le fluide en question est de l'air atmosphérique qui, comprimé par le mouvement ascendant du piston, atteint des valeurs de température et de pression de l'ordre de 600 à 700°C sous 50 à 60 bars car le taux de compression (rapport des volumes du cylindre et de la chambre de combustion au PMB et PMH) d'un diesel est beaucoup plus élevé que celui d'un moteur à essence.

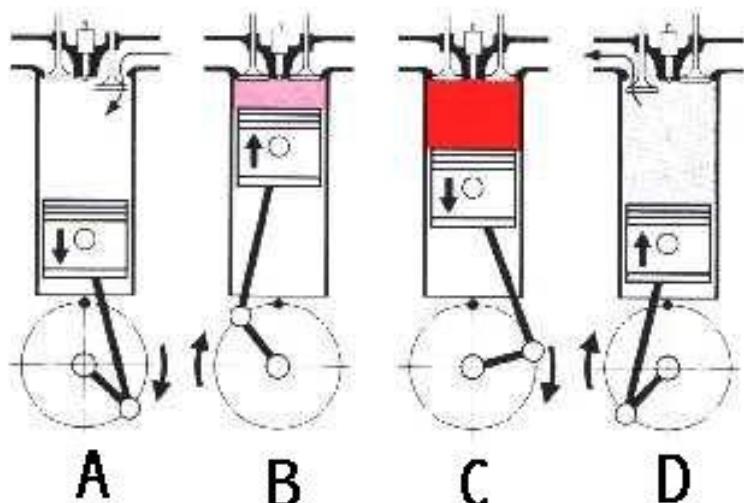


Fig. 1.20. Moteur a quatre temps

- 3^{ème} temps : combustion et détente (C):

Pour le moteur à essence, le mélange est enflammé par une étincelle produite par la bougie. La combustion produit une forte élévation de la température et de la pression. La flamme peut se propager jusqu'à plus de 100m/sec avec une température de 2000 voire 2500°C. La pression atteignant couramment 60 bars repousse violemment le piston. La soupape d'échappement commence à s'ouvrir en fin d'expansion pour diminuer la pression dans le cylindre et faciliter le retour du piston.

L'injection du gasoil commence en fin de compression et le combustible s'enflamme spontanément après un délai que l'on s'efforce de réduire au minimum. En effet, pendant ce délai, le gasoil continue d'être injecté et plus il y a de carburant dans la chambre lors de l'inflammation, plus l'augmentation de la pression sera brutale. Le délai diminue avec la température en fin de compression et c'est pourquoi les diesels claquent à froid.

La température monte à ~ 2000 °C. Une pression pouvant dépasser les 150 bars chasse le piston vers le point mort bas (PMB). La soupape d'échappement commence à s'ouvrir en fin d'expansion pour diminuer la pression dans le cylindre et faciliter le retour du piston.

- 4^{ème} temps Echappement (D) : Le nouveau mouvement ascendant du piston pousse les gaz de combustion dans l'orifice ouvert par la soupape d'échappement et les chasse du cylindre. Ce dernier accuse alors une légère surpression. Vers la fin de l'échappement, la soupape d'admission commence à s'ouvrir, celle d'échappement ne se refermant complètement qu'après le commencement de l'admission. Ce croisement de l'ouverture des soupapes est utile parce que leur ouverture totale nécessite un certain temps ; il permet un meilleur remplissage, particulièrement à haut régime.

En fonction de considérations chimiques théoriques, la combustion d'un gramme d'essence nécessite 14,7 grammes d'air (proportion stœchiométrique). Si le rapport air/essence est inférieur à 14,7 :1, le mélange est dit "riche"; les émissions de CO et d'imbrûlés sont accrues, les chambres de combustion s'encrassent et les parois des cylindres peuvent être lessivées. A l'inverse, si le rapport air/essence est supérieur à 14,7:1, le mélange est dit "pauvre". La propagation de la flamme est ralentie et la combustion peut aller jusqu'à se poursuivre pendant toute la phase d'échappement ce qui provoque des contraintes thermiques anormales, particulièrement sur les soupapes d'échappement. La fourchette admissible se situe entre 12:1 et 15:1.

La combustion d'un gramme de gazole nécessite 14,4 gr d'air. Cependant, et malgré des techniques d'injections perfectionnées, les microgouttelettes de carburant ne peuvent être pulvérisées suffisamment finement : une gouttelette supposée sphérique de 9 microns de diamètre englobe plus de 70000 milliards de molécules ! On est donc contraint d'adopter une combustion sous un important excès d'air par rapport à la valeur théorique de 14.4:1, ceci afin d'obtenir une consommation, des contraintes thermiques et des émissions de fumée à l'échappement acceptables. Sur un diesel, contrairement à un moteur à allumage commandé (moteur à essence) la quantité d'air admise est constante quelle que soit la charge et seule la quantité de fuel injecté varie. Il n'y a donc pas de papillon d'admission. Le coefficient d'excès d'air de combustion diminue avec la charge et la valeur minimum acceptable de ce coefficient limite la pression moyenne et le couple développé. La turbo-suralimentation permet d'augmenter la masse d'air admise et de brûler plus de fuel à coefficient d'excès d'air identique, voire supérieur. Le diesel suralimenté peut conserver un taux de compression suffisamment élevé pour que son rendement thermodynamique ne chute guère, contrairement au moteur à essence qui est soumis aux limites de détonation et de cliquetis.

1.6.2 Les moteurs à deux temps (fig. 1.21),

Dont la respiration s'effectue par balayage des gaz brûlés au moyen de la charge fraîche, pendant une très faible fraction de la course du piston autour du point mort bas. L'évacuation des gaz brûlés est obtenue soit par l'ouverture commandée de la (des) soupape(s) d'échappement au moment où le piston arrive à proximité du point mort bas (fig. 1.21 a, balayage longitudinal) soit par l'ouverture des lumières d'échappement pratiquées dans la partie inférieure du cylindre et découvertes à ce moment par le piston (fig. 1.21 b, balayage transversal).

La vidange amorcée se poursuit sous la poussée de la charge fraîche introduite par les lumières d'admission qui se situent tout en bas du cylindre : ces lumières, découvertes alors que le piston atteint sa position extrême *PMB*, sont alimentées en charge fraîche sous légère pression par une soufflante adéquate. Celle-ci peut être une soufflante centrifuge, une soufflante volumétrique rotative, ou encore la face arrière du piston lui-même, agissant comme " pompe" dans le carter d'embielage.

Pendant la fraction de la course du piston dévolue à la respiration, la pression dans le cylindre est voisine de celle qui règne dans le conduit d'échappement.

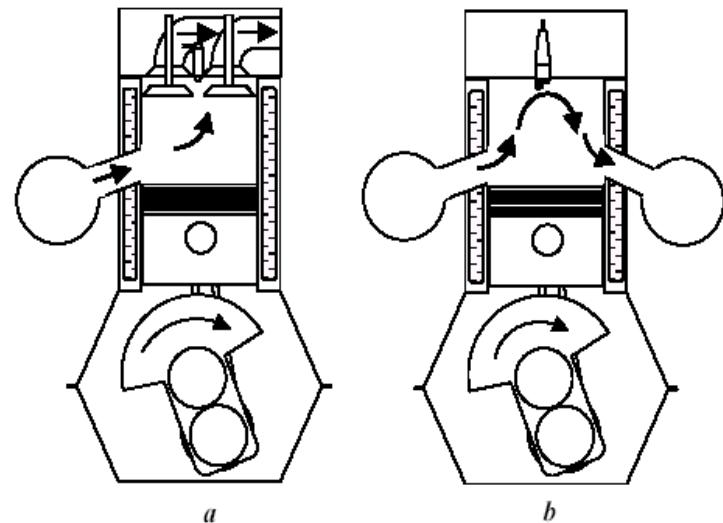


Fig. 1.21. Types de balayage:

Chapitre 2

Cycles Standards à Air

2.1. Introduction

Au cours de chaque cycle moteur, la charge change constamment, elle peut être un mélange de carburant et d'air ou encore des produits de combustion. La chaleur spécifique, ainsi que d'autres propriétés liés à la charge sont dépendants de la température, ainsi que de la composition du mélange.

Les études exactes et précises et l'analyse des processus qui ont lieu dans les MCI sont très compliquées. Pour un premier pas vers l'étude simplifiée d'un MCI, l'étude théorique "des Cycles à Air-Standard" est présentée avec les suppositions énumérées plus bas, le cycle à air standard peut être assimilé à un cycle ouvert.

1. Le cylindre contient une quantité constante d'air, considéré comme étant un gaz parfait ;
2. La chaleur spécifique, ainsi que les autres propriétés thermo-physiques et chimiques restent inchangées pendant le cycle ;
3. Au lieu d'avoir une production de chaleur par combustion, la chaleur est transférée à partir d'une source externe ;
4. Le processus de dégagement de la chaleur par les gaz d'échappement est représenté par un transfert thermique du cycle vers une source de chaleur externe ;
5. Il n'y a ni friction, ni turbulence; tous les processus sont supposés réversibles ;
6. Aucune perte d'énergie de la charge de travail vers le milieu ambiant.

2.2 Le Cycle Otto à volume constant

Ce cycle est appliqué pour les moteurs à essence, les moteurs à gaz et les moteurs diesel (gasoil) à grande vitesse, on peut voir la représentation de ce cycle sur la Figure 2.1.

Il est constitué des processus suivants :

- Le processus 1 à 2 est une compression isentropique; $q_{1-2} = 0$
- Un apport de chaleur à volume constant réversible pendant la transformation 2 à 3 :
$$q_{2-3} = c_v (T_3 - T_2) [kJ/kg]$$
- La transformation 3 à 4 est une détente isentropique ; $q_{3-4} = 0$

- La transformation 4 à 1 est un refroidissement à volume constant;

$$q_{4-1} = c_v (T_4 - T_1) [kJ/kg]$$

Ce cycle est applicable pour les moteurs à 4-temps et à 2-temps

Le rendement thermique du cycle est :

$$\eta = \frac{W_{Net}}{q_{2-3}} = \frac{W_{3-4} - W_{1-2}}{q_{2-3}} = \frac{q_{2-3} - q_{4-1}}{q_{2-3}} = 1 - \frac{q_{4-1}}{q_{2-3}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Pour une compression et une détente isentropiques, posons que $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$, on peut écrire que :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} = r^{\gamma-1}$$

Donc :

$$T_3 = T_4 r^{\gamma-1} \text{ et } T_2 = T_1 r^{\gamma-1}$$

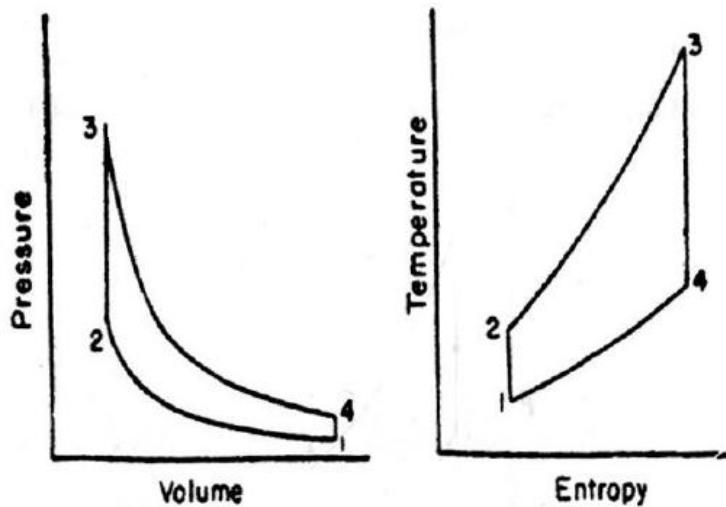


Figure 2.1. Cycle à volume constant

$$\text{Ou : } \eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_4 - T_1) r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

De cette relation on peut tirer les conclusions suivantes :

- η augmente quand le **rapport de compression** (CR) r augmente,
- η augmente quand le **coefficient** (indice) γ augmente,
- η est complètement indépendant de la **chaleur spécifique** c_v .

2.3 Le Cycle Diesel à pression constante

Ce cycle représente le cycle théorique pour les moteurs à ignition par compression, connu sous l'appellation de moteur diesel, Figure 2-2.

Pour ce cycle :

$$q_{2-3} = c_p (T_3 - T_2) \quad [kJ/kg]$$

$$q_{4-1} = c_v (T_4 - T_1) \quad [kJ/kg]$$

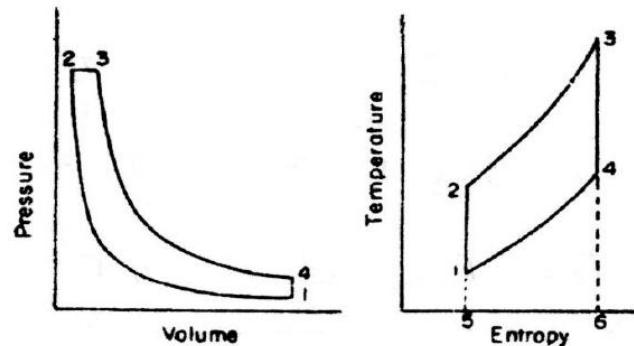


Figure 2.2. Cycle diesel à pression constante

$$\eta = 1 - \frac{q_{4-1}}{q_{2-3}} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{\gamma T_2} \left(\frac{\frac{T_4}{T_3} - 1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} \right)$$

Pour une compression et une détente isentropiques, on peut écrire que :

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\gamma-1}, \quad \text{et} \quad v_4 = v_1$$

Pour un apport de chaleur à pression constante (2-3), on a que : $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2}$

Ainsi on aura : $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{v_3/v_2}{v_2/v_1} \right)^{\gamma-1} = \frac{v_3}{v_2} \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^\gamma$

Par substitution on aura :

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1}} \left(\frac{\left(\frac{v_3}{v_2} \right)^\gamma - 1}{\left(\frac{v_3}{v_2} \right) - 1} \right)$$

On pose que $\frac{v_3}{v_2} = \beta$ et $\frac{v_1}{v_2} = r$

$$\text{Alors : } \eta = 1 - \frac{\beta^\gamma - 1}{(\beta - 1) \gamma r^{\gamma-1}}$$

Cette équation montre que l'efficacité thermique dépend non seulement de r , mais aussi du rapport de coupure β (Cut-ratio), Figure 2-3 (b), et des propriétés de la charge γ . Quand β augmente le travail fourni par le cycle augmente, mais η diminue. Quand r augmente plus de 22, l'augmentation de η est modérée, d'autre part, la pression maximale augmente beaucoup et la masse du moteur augmente aussi.

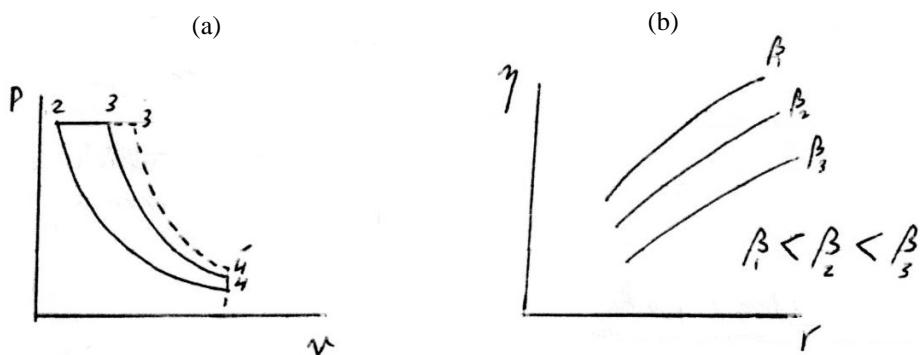


Figure 2.3. Variations du rendement thermique.

2.4 Le cycle Mixte

Ce cycle est appliqué pour les moteurs diesel à grande et moyenne vitesse. Le moteur peut être à 4 ou 2 temps, Figure 2-4.

$$q_{2-3} = q_{2-2'} + q_{2'-3} = c_v(T_2 - T_2') + c_p(T_3 - T_2')$$

$$q_{4-1} = c_v(T_4 - T_1)$$

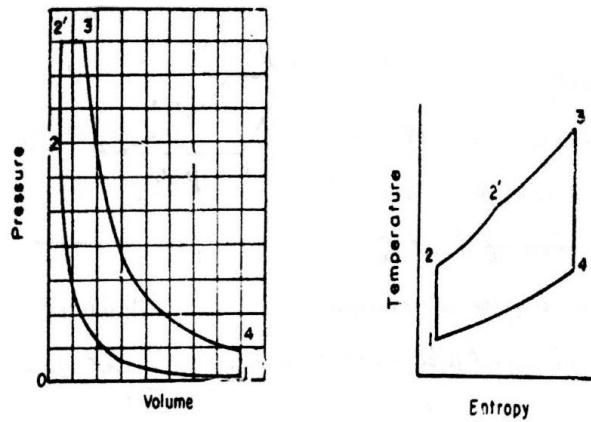


Figure 2.4. Le cycle Mixte.

$$\text{Donc } \eta = 1 - \frac{q_{4-1}}{q_{2-3}}$$

$$\text{On peut alors aisément démontrez que : } \eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[\frac{k\beta^\gamma - 1}{(k-1) + \gamma k(\beta-1)} \right]$$

$$\text{Où : } k = \frac{P_{2'}}{P_2} \text{ et } \beta = \frac{v_3}{v_{2'}}$$

Quand $k = 1$, alors $P_{2'} = P_2$, nous obtenons le cycle Diesel.

Et quand $\beta = 1$, alors $v_{2'} = v_3$ nous aurons le cycle Otto. Le rendement thermique du cycle se situe alors entre celui du cycle Diesel et celui du cycle Otto, voir la Figure 2-5.

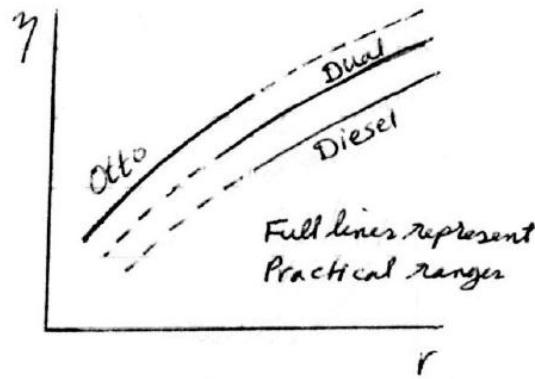


Figure 2.5. évolutions du rendement du cycle mixte.

2.5 Le cycle Lenoir

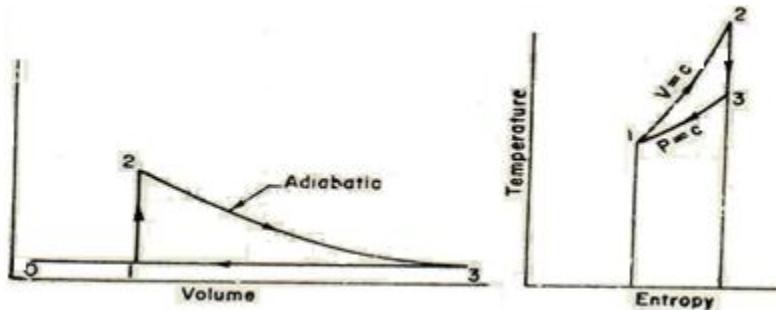


Figure 2.6. Cycle Lenoir

$$q_{\text{ajoutée}} = c_v (T_2 - T_1) \quad \text{et} \quad \eta = 1 - \gamma \frac{(T_3 - T_1)}{(T_2 - T_1)}$$

$$q_{\text{rejetée}} = c_p (T_3 - T_1)$$

2.6 Comparaison entre cycle Otto, diesel et cycle mixte

Les paramètres importants dans l'analyse de cycle sont le taux de compression, la pression maximale, la température maximale, l'apport de chaleur, le travail produit, etc.

2.6.1 Même rapport de compression et même énergie rajoutée

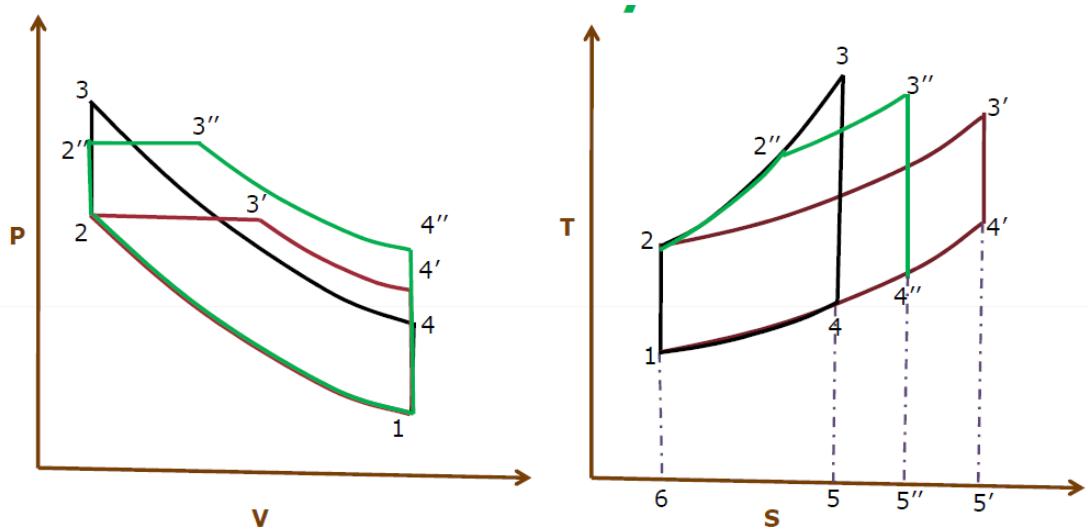


Figure 2.7. Diagramme P-V et T-S –même r et même $q_{rajoutée}$

1-2-3-4 cycle Otto,

1-2-3'-4' cycle Diesel et

1-2-2"-3"-4" cycle mixte.

- Tous les cycles débutent au même état initial 1. Ainsi l'air est comprimé jusqu'à l'état 2 dans tous les cycles étant donné que le rapport de compression r est le même.
- On observe que le rajout d'énergie à volume constant (cycle Otto) aboutit à la température et la pression les plus élevés. Tandis que pour la même quantité d'énergie rajoutée au cycle à pression constante (le Cycle Diesel), on aboutit à la température et la pression les plus basses. Les valeurs pour le cycle mixte se trouvent entre les deux.
- Sur le diagramme T-S, l'énergie rajoutée aux cycles Otto, Diesel et le cycle mixte est donnée par les aires 2-3-5-6, 2-3'-5'-6 et 2-2"-3"-5"-6, respectivement. Ces zones sont égales, étant donné que l'énergie rajoutée est identique pour les trois cycles.
- Les zones (surfaces) sous les courbes 4-1, 4'-1 et 4"-1 représentent la chaleur rejetée pour chaque cycle. Comme on peut le voir, la chaleur rejetée pour le cycle Otto est la plus basse tandis qu'elle est maximale pour le cycle Diesel.

Donc,

$$(\eta)_{\text{Otto}} > (\eta)_{\text{Mixte}} > (\eta)_{\text{Diesel}}$$

2.6.2 Même rapport de compression et même chaleur rejetée

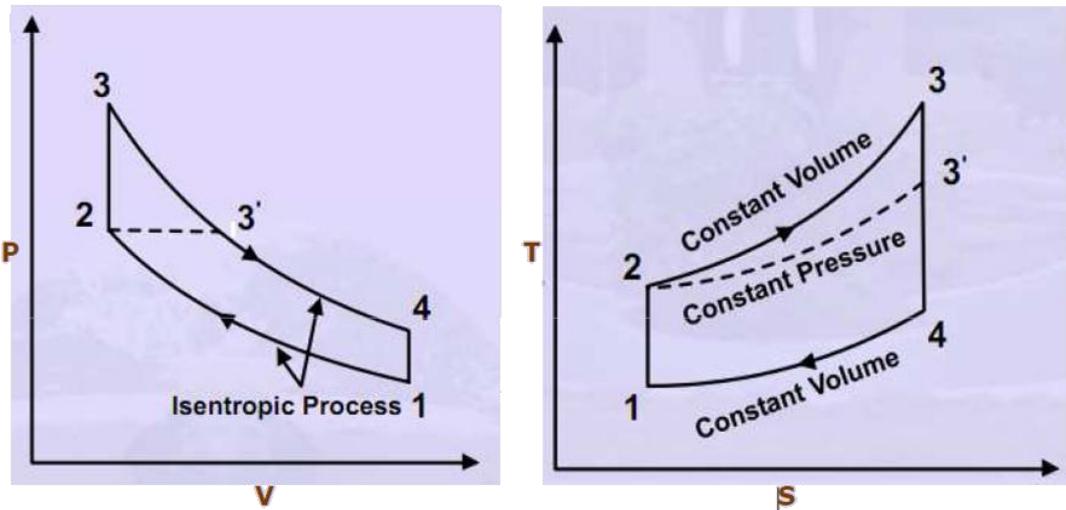


Figure 2.8. Diagramme P-V et T-S –même r et même $q_{rejetée}$

Le rendement thermique est défini par : $\eta = 1 - \frac{q_{rejetée}}{q_{rajoutée}}$

D'après le diagramme PV et TS on pourra écrire que :

$$(\eta)_{Otto} = 1 - \frac{q_{rejetée}}{q_{2-3}} \text{ pour le cycle Otto et } (\eta)_{Diesel} = 1 - \frac{q_{rejetée}}{q_{2-3'}} \text{ pour le cycle Diesel.}$$

Etant donné que l'énergie rajoutée au cycle Otto est supérieure à celle rajoutée au cycle Diesel, $q_{2-3} > q_{2-3'}$. Il revient à être évident que le rendement du cycle Otto soit supérieure à celui du cycle Diesel pour un même rapport de compression et une chaleur rejetée.

2.6.3 Même pression maximale et même énergie rajoutée

- Pour la même pression maximale, les points 3 et 3' sur le diagramme P-V sont sur le même niveau de pression, et pour la même chaleur rajoutée, les aires 2-3-5-6 et 2'-3'-5'-6 sur le diagramme T-S sont égaux.
- Il est clair, à partir du diagramme T-S, que l'énergie rejetée par le cycle Diesel, représentée par l'aire sous la courbe 4'-1 est inférieure à celle rejetée par le cycle Otto représentée par l'aire sous la courbe 4-1.

- Aussi, à partir de l'expression du rendement $\eta = 1 - \frac{q_{rejetée}}{q_{rajoutée}}$, dans ces conditions, le cycle diesel revient à être plus efficace que le cycle Otto. Le cycle Mixte reste toujours positionné entre les deux. Ainsi pour la même pression maximale et la même énergie rejetée du Cycle on a que : $(\eta)_{Otto} < (\eta)_{Mixte} < (\eta)_{Diesel}$

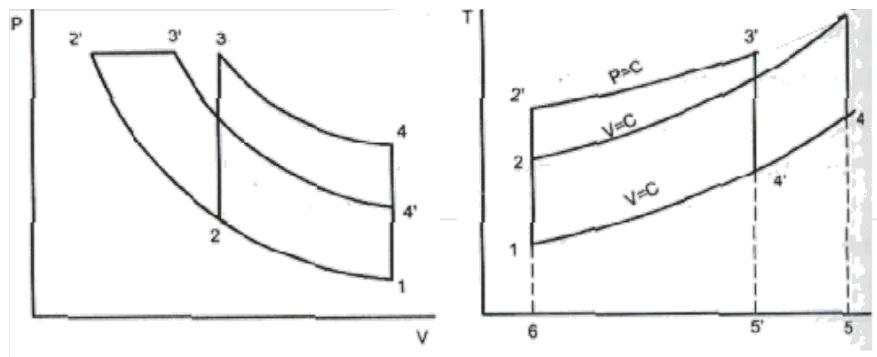


Figure 2.9. Diagramme P-V et T-S –même $P_{maximale}$ et même $q_{rajoutée}$

2.6.4 Même pression et température maximale et même énergie rejetée

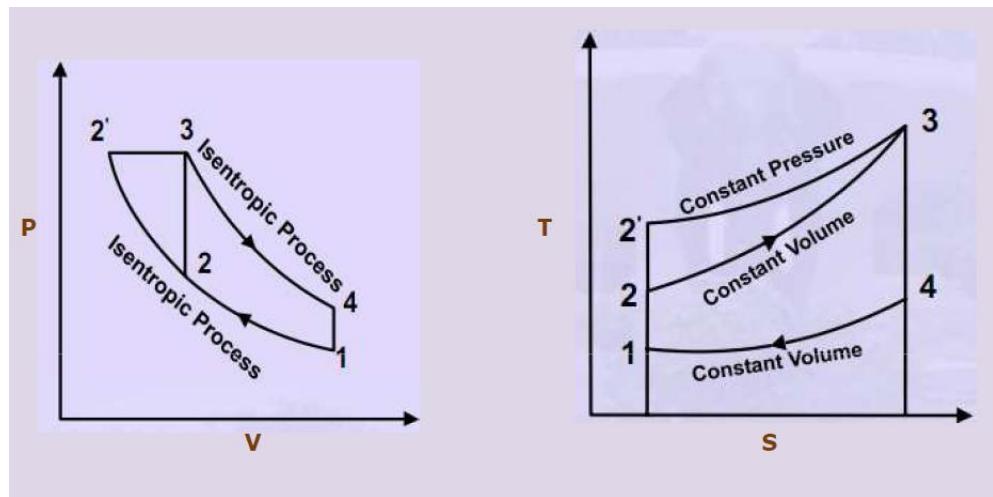


Figure 2.10. Diagramme P-V et T-S –même $P_{maximale}$, $T_{maximale}$ et $q_{rejetée}$

Les figures ci-dessus mettent en évidence le cycle Otto, 1-2-3-4, et le cycle Diesel, 1-2'-3-4', pour la même pression maximale, la même température maximale et la même énergie rejetée.

Le rendement thermique est défini par : $\eta = 1 - \frac{q_{rejetée}}{q_{rajoutée}}$

Donc d'après les diagrammes PV et TS on pourra écrire que :

$(\eta)_{Otto} = 1 - \frac{q_{rejetée}}{q_{2-3}}$ Pour le cycle Otto et $(\eta)_{Diesel} = 1 - \frac{q_{rejetée}}{q_{2'-3}}$ pour le cycle Diesel.

Etant donné que l'énergie rajoutée au cycle Otto est inférieur à celle rajoutée au cycle Diesel, $q_{2-3} < q_{2'-3}$. Il revient à être évident que le rendement du cycle Otto soit inférieur à celui du cycle Diesel pour un même rapport de compression et une chaleur rejetée donnée.

$$(\eta)_{Otto} < (\eta)_{Diesel}$$

2.6.5 Même pression maximale et même travail produit

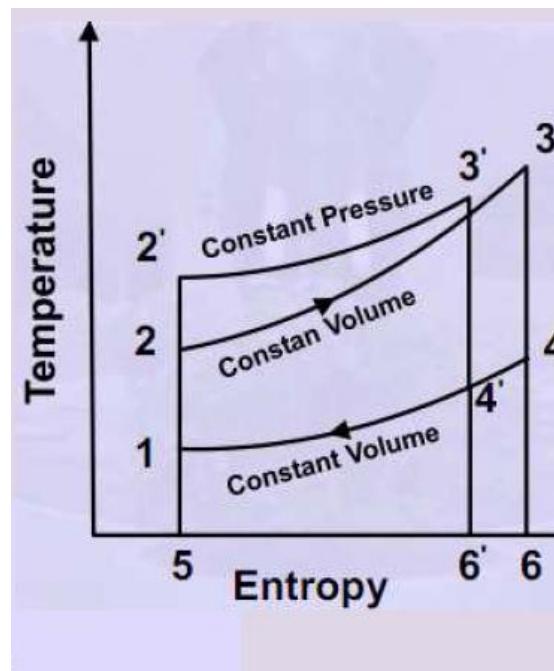


Figure 2-11. Diagramme T-S –même $P_{maximale}$ et $W_{produit}$

Le rendement thermique peut prendre la forme :

$$\eta = \frac{\text{travail net}}{\text{chaleur rajoutée}} = \frac{\text{travail net}}{\text{travail net} - \text{chaleur rejetée}}$$

Du diagramme T-S, pour un même travail produit, l'aire 1-2-3-4 (travail produit pour le cycle Otto) et l'aire 1-2'-3'-4' (travail produit pour le cycle Diesel) sont les mêmes. Pour réaliser ceci, l'entropie au point 3 doit être plus grande que celle du point 3'. Il est clair que l'énergie rejetée pour le cycle Otto est plus grande que celle du cycle Diesel. Ainsi pour ces conditions, le cycle Diesel est plus efficace que le cycle Otto. Le cycle mixte se trouve entre les deux.

CHAPITRE 3

Combustion et combustibles dans les moteurs à combustion interne

3.1. Réactions de combustion

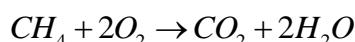
Les raisons qui font que le cycle réel d'un moteur à combustion interne soit très différent d'un cycle thermodynamique parfait (cycle standard à air) est le fait de considérer que :

- La chaleur fournie au cycle théorique provient d'une source chaude alors que pour le cas réel c'est une réaction qui convertie l'énergie chimique en une énergie thermique.
- Le milieu fluide (la charge) reste inchangé pour le cas théorique, alors que réellement on a au début, soit un mélange air + combustible soit de l'air pur (diesel). Après dégagement de la chaleur grâce à la réaction d'oxydation, le milieu de travail change pour devenir des fumées (résidus de la réaction ou encore des gaz d'échappement).

Donc, les MCI tirent leurs énergies de la combustion d'un combustible, hydrocarboné, avec de l'air. La combustion, qui a lieu dans le moteur, convertit l'énergie chimique contenue dans le carburant en une énergie interne contenue dans les gaz. Il existe plusieurs milliers de carburant hydrocarbonés à différente composition, constitués principalement d'hydrogène et de carbone, mais peuvent également contenir de l'oxygène (alcools), de l'azote, et / ou du soufre, etc. La quantité maximale d'énergie chimique qui peut être dégagée (chaleur) à partir d'un combustible est quand ce combustible réagit (brûle) avec une quantité stœchiométrique d'oxygène (quantité stœchiométrique d'air).

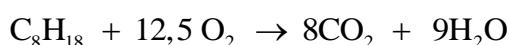
L'oxygène stœchiométrique (parfois appelé oxygène théorique) est la quantité exacte d'oxygène utilisée pour convertir la totalité du carbone contenu dans le combustible en CO_2 et la totalité d'hydrogène en H_2O , et, alors, il ne peut en rester d'oxygène (pur) une fois les réactions achevées.

L'équation de la réaction chimique équilibrée la plus simple d'un hydrocarbure, le méthane CH_4 , brûlant avec de l'oxygène stœchiométrique est:



Il faut deux moles d'oxygène pour réagir avec une mole de carburant, ce qui donne une mole de dioxyde de carbone et deux moles de vapeur d'eau.

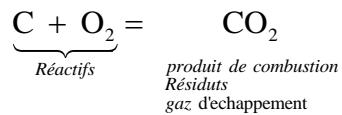
Si le carburant est composé d'isooctane, l'équation stœchiométrique de la combustion avec de l'oxygène serait:



Les molécules réagissent avec les molécules, de sorte qu'en équilibrant une équation chimique, les quantités molaires (nombre fixe de molécules) sont utilisées et non des quantités massiques.

Les composants du membre gauche d'une équation de réaction chimique, sont présents avant la réaction, et sont appelés **les réactifs**, tandis que les composants du membre droit de l'équation, qui sont présents après la réaction, sont appelés **produits de combustion** ou **gaz d'échappement**.

Par exemple pour la réaction de combustion du carbone on pourra écrire que :



Donc on aura que :

Le Rapport de masse : 12 kg de carbone + 32 kg de l'oxygène = 44 kg de dioxyde de carbone

Le Rapport de volume : 1 kmole C + 1 kmole O₂ = 1 kmole CO₂

1 kmole de CH₄=16.04 kg/kmole = 16.04 g/mole

1 kmole de O₂= 32.00 kg/kmole = 32.00 g/mole

1 mole =6.02 x 10²³ molécules

1 kmole =6.02 x 10²⁶ molécules

Théoriquement on peut construire de très puissants et en même temps réduits (petit, compacte) moteurs si le carburant brûle avec de l'oxygène pur. Cependant, le coût de l'utilisation de l'oxygène pur serait excessif, et ainsi impossible ; de l'air est alors utilisé comme source d'oxygène pour réagir avec le combustible.

L'air atmosphérique est constitué d'environ:

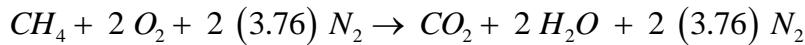
- 78% d'azote
- 21% d'oxygène
- 1% d'argon
- Des traces de CO₂, Ne, CH₄, He, H₂O, etc.

L'azote et l'argon sont chimiquement inertes et ne réagissent pas au cours de la combustion. Leur présence affecte cependant la température et la pression dans la chambre de combustion. Pour simplifier les calculs, sans causer de grandes erreurs, l'argon et l'azote sont regroupés ensemble pour ne former qu'un seul gaz inerte, et de ce fait, l'air atmosphérique est modélisé comme étant un mélange **de 21% d'oxygène et 79% d'azote**.

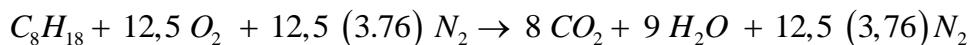
Pour chaque tranche de **0.21 kmole d'oxygène** il y'a également **0.79 kmole d'azote**, ou encore pour **une (1) kmole d'oxygène** il y'a **0.79/0.21=3.76 kmole d'azote**.

Donc, pour chaque kmole d'oxygène nécessaire à la combustion, 4.76 kmole d'air doivent être fournis: 1 kmole d'oxygène + 3.76 kmole d'azote.

La combustion stœchiométrique du méthane avec de l'air est alors:



Et de l'isoctane avec de l'air:



Il est commode d'équilibrer les équations de réaction de combustion pour un kg/mole de carburant. L'énergie libérée par la réaction aura ainsi une unité d'énergie par kg/mole de carburant, qui est facilement transformés en énergie totale lorsque le débit du carburant est connu. Les poids moléculaires peuvent être trouvés dans la Table3-1. Un poids moléculaire de 29 sera utilisé pour l'air.

Table 3-1. Masse molaire de quelques composés.

Substance	Masse molaire kg/kmole
Air	28.97
Argon Ar	39.95
Carbone C	12.01
Monoxyde de carbone CO	28.01
Dioxyde de carbone CO ₂	44.01
Hydrogène H ₂	2.02
Vapeur d'eau H ₂ O	18.02
Hélium He	4.00
Azote N ₂	28.01

3.2. Notion d'excès et de défaut d'air

Pour une quantité donnée de carburant, la combustion peut se produire entre deux limites, lorsque la présence de l'air dans le mélange est supérieur à la quantité stœchiométrique, on est dans un **régime pauvre**, la seconde situation c'est quand la quantité d'air est inférieure à la quantité stœchiométrique, on se retrouve alors dans un **régime riche**.

Si le méthane est brûlé avec 150% d'air stœchiométrique, l'excès d'air va se retrouver alors dans les produits de la réaction. Ainsi la combustion du méthane avec un surplus d'air nous donne:



Si l'isoctane est brûlé avec 80% d'air stœchiométrique, alors il n'y a pas assez d'oxygène pour transformer tous le carbone en CO_2 , et on retrouve du monoxyde de carbone dans les produits de combustion.



Le monoxyde de carbone est un gaz incolore, inodore et toxique qui peut être brûlé pour former le CO_2 . Il se forme dans n'importe quel processus de combustion quand il y'a manque d'oxygène. Il est encore souhaitable de ne pas avoir de combustion de carburant quand il y'a déficience en oxygène. Le carburant imbrûlé en s'échappant du moteur constituerait une pollution pour l'environnement.

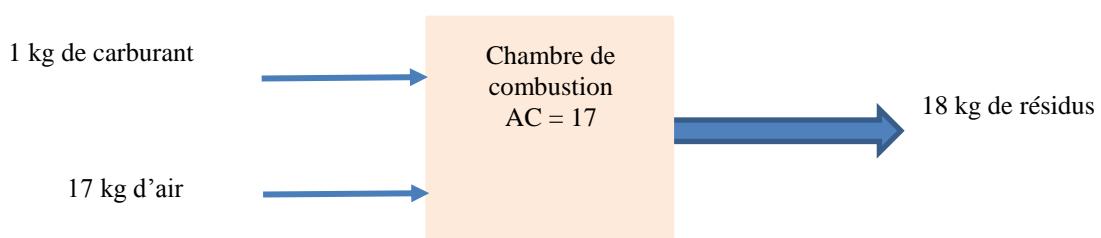
Plusieurs terminologies sont utilisées pour décrire l'air ou l'oxygène utilisé dans la combustion.

80% d'air stœchiométrique = 80% d'air théorique = 80% d'air = 20% manque d'air

**133% d'oxygène stœchiométrique = 133% d'oxygène théorique = 133% d'oxygène
= 33% d'excès d'air**

3.3. Rapport air/carburant stœchiométrique

Le Rapport (ratio) **air-carburant stœchiométrique** représente la quantité d'air utilisé durant le processus de combustion par unité de masse de carburant, ainsi il pourra être illustré par la figure suivante :



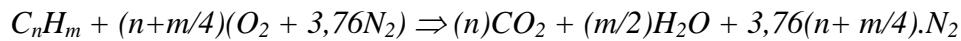
$$(AC)_{stœchiométrique} = \left(\frac{m_a}{m_c} \right)_{stœchiométrique} = \text{Rapport (ratio) air-carburant stœchiométrique}$$

m_a = masse de l'air

m_c = masse du carburant

Le rapport **stœchiométrique** air-carburant ne change jamais, parce qu'il est défini à partir de la réaction de combustion théorique. Il dépend cependant du type de carburant utilisé.

D'une façon générale, l'équation de combustion stœchiométrique pour un carburant hydrocarboné s'écrit :



Donc on pourrait facilement calculer la masse d'air nécessaire pour brûler 1g de carburant :

$$AC = \text{masse d'air/masse de carburant} = \frac{(n+m/4)(32+3,76 \times 28)}{12n+m}$$

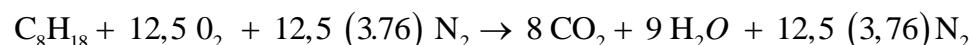
Ce rapport air/carburant stœchiométrique est parfois appelé **pouvoir comburivore**.

Par exemple pour un combustible C_8H_{18} , on obtient :

$$AC = 15,11$$

Exemple :

Pour de l'isoctane avec de l'air:



$$(AC)_{\text{stœchiométrique}} = \left(\frac{12,5 \cdot (1+3,76) \cdot 29}{1 \cdot 114} \right)_{\text{stœchiométrique}} = 15,13$$

3.4. Dosage du mélange carburé ou rapport CA carburant/air:

Le dosage du mélange carburé est le rapport entre la masse de carburant injectée pendant un temps donné et la masse d'air aspirée par le moteur pendant le même temps.

$$(CA)_{\text{réel}} = \left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{\text{réel}} = \text{Rapport (ratio) carburant-air réel}$$

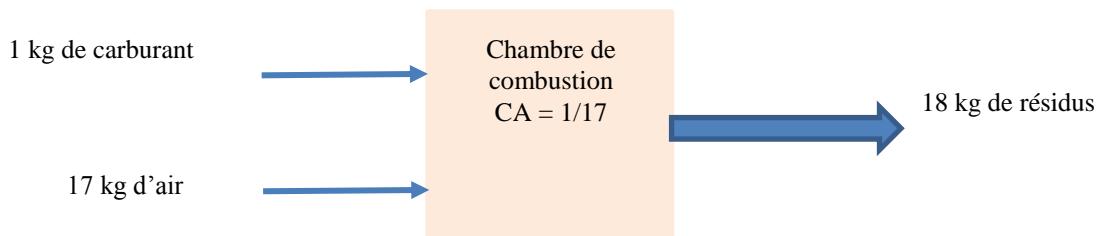
m_a = masse de l'air

m_c = masse du carburant

Dosage stœchiométrique :

Le dosage stœchiométrique correspond au dosage théorique permettant une combustion complète du carburant avec l'air.

$$(CA)_{\text{stœchiométriques}} = \left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{\text{stœchiométriques}} = \text{Rapport (ratio) carburant-air stœchiométrique}$$



3.5. Richesse d'un mélange ϕ

On définit la richesse ϕ pour une combustion réelle dans un moteur (en anglais équivalence ratio) par :

$$\phi = \frac{(CA)_{réel}}{(CA)_{stœchiométriques}} = \frac{(AC)_{stœchiométriques}}{(AC)_{réel}}$$

Elle représente une mesure du mélange carburant-air par rapport à des conditions stœchiométriques.

Si $\phi < 1$, on parle de **mélange pauvre** (il y a en réalité plus d'air que requis par la stœchiométrie). Le mélange est pauvre en combustible.

Si $\phi = 1$ on parle de **mélange stœchiométrique**.

Si $\phi > 1$ on parle de **mélange riche** (il n'y a pas assez d'air que nécessaire stœchiométrique). Le mélange est riche en combustible.

Les moteurs à essence opèrent normalement avec une richesse comprise dans l'intervalle de 0.9 à 1.2, fonction des conditions opératives.

Le Coefficient d'excès d'air λ est égal à l'inverse de la richesse :

$$\lambda = \frac{1}{\phi}$$

Exemple 1

De l'isoctane est brûlé avec 120% d'air théorique dans un petit moteur automobile turbo à trois cylindres.

Après avoir écrit les réactions chimiques équilibrées, stœchiométrique et réelle, Calculer :

- a- Le rapport air-carburant
- b- Le dosage du mélange
- c- La richesse du mélange

3.6. Analyse des gaz d'échappement d'un moteur

Il est de pratique courante d'analyser les gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne. Les systèmes intelligents et modernes de contrôle d'un moteur d'automobile comprennent des capteurs qui surveillent en continu les gaz d'échappement sortant du moteur. Ces capteurs déterminent la composition chimique des gaz d'échappement chaud par diverses méthodes électroniques, thermiques et chimiques. Ces informations, ainsi que des informations provenant d'autres capteurs, sont exploités par le système de gestion du moteur (**engine management system** EMS) pour réguler le fonctionnement du moteur par le contrôle du rapport air-carburant, de l'avance d'allumage, les avances et les retards d'ouverture ou de fermeture des soupapes, etc.

Les ateliers de réparation et les stations de contrôle analysent régulièrement les gaz d'échappement d'une automobile afin de déterminer les conditions de fonctionnement et / ou des émissions à l'air ambiant.

Cela se fait par prélèvement d'un échantillon des gaz d'échappement et de l'analyser grâce à un analyseur de gaz externe. Au cours de cette opération, il existe une forte probabilité que le gaz d'échappement se refroidit en dessous de la température du point de rosée avant qu'il ne soit complètement analysé, et l'eau de condensation modifiera la composition des gaz d'échappement. Pour compenser cela, une analyse sèche peut être effectuée en enlevant tout d'abord la vapeur d'eau à partir des gaz d'échappement, habituellement par certains moyens thermochimiques.

Exemple (détermination de la richesse en fonction d'une analyse de gaz)

Le moteur à quatre cylindres d'un camion léger détenu par une société de service a été transformé pour fonctionner avec un carburant en propane. Une analyse à sec des gaz d'échappement donne les pourcentages volumiques suivants:

CO_2	4.90%
CO	9.79%
O_2	2.45%

Calculer la richesse du mélange avec laquelle le moteur fonctionne.

3.7. Les combustibles-essence (hydrocarbonés)

Le principal combustible pour les moteurs à allumage direct est l'essence, qui est un mélange hydrocarboné issu de la distillation du pétrole brut. Le pétrole brut a été découvert en Pennsylvanie en 1859, et la ligne de production du carburant s'est développée avec le développement des moteurs à combustion interne. Le pétrole brut est constitué presque entièrement de carbone et d'hydrogène avec des traces d'autres espèces. En pourcentages massique, on aura de 83% à 87% de carbone et 11% à 14% d'hydrogène.

De sa distillation il en sort principalement, l'essence pour automobile, le carburant diesel, l'essence pour les aéronefs, le mazout de chauffage, le combustible de chauffage industriel, le gaz naturel, les huiles de lubrification, de l'asphalte, les alcools et le reste sous forme de Caoutchouc, Peinture, Plastiques, Explosifs.

L'essence est un liquide inflammable, issu de la distillation du pétrole, utilisé comme carburant dans les moteurs à combustion interne. C'est un mélange d'hydrocarbures, auxquels peuvent être ajoutée des additifs. On y trouve en moyenne :

- 20 % à 30 % d'alcanes, hydrocarbures saturés de formule C_nH_{2n+2} ;
- 5 % de cyclo-alcanes, hydrocarbures saturés cycliques ;
- 30 % à 45 % d'alcènes, hydrocarbures insaturés ;
- 30 % à 45 % d'hydrocarbures aromatiques, de la famille du benzène.

3.7.1 Certains composants hydrocarbonés communs

On distingue trois grandes familles de composés hydrocarbonés, voir Table 3-2 ci-dessous:

Table 3-2. Familles de composés hydrocarbonés

Type de famille	Désignation courante	Désignation officielle	Motif structural	Formule globale
Saturés	Paraffines	Alcanes	$\begin{array}{c} & \\ -C-C- \\ & \end{array}$	C_nH_{2n+2}
	Naphtènes	Cyclanes	Cycle à 3, 4, 5 ou 6 carbones	$C_nH_{2n}^*$
Insaturés	Oléfines**	Alcènes	$\begin{array}{c} \backslash & / \\ C=C \\ / & \backslash \end{array}$	$C_nH_{2n}^{***}$
	Acétyléniques	Alcynes	$-C \equiv C-$	C_nH_{2n-2}
Aromatiques	Aromatiques	-		$C_nH_{2n-6}^{****}$

Les **hydrocarbures saturés** qui ne comportent que des liaisons carbone-carbone simples. Ils se divisent en deux catégories : les paraffines et les naphtènes,

La table 3-3 donne les préfixes utilisés pour identifier les paraffines d'autres familles d'hydrocarbures en accord avec le nombre d'atomes de carbones dans la chaîne principale. La famille des paraffines utilisant ainsi le suffixe "ane", sont méthane, propane, butane, etc.

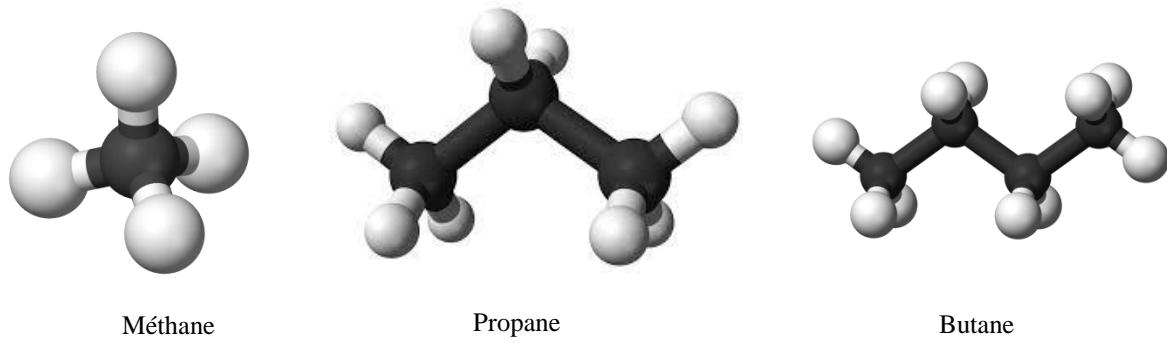
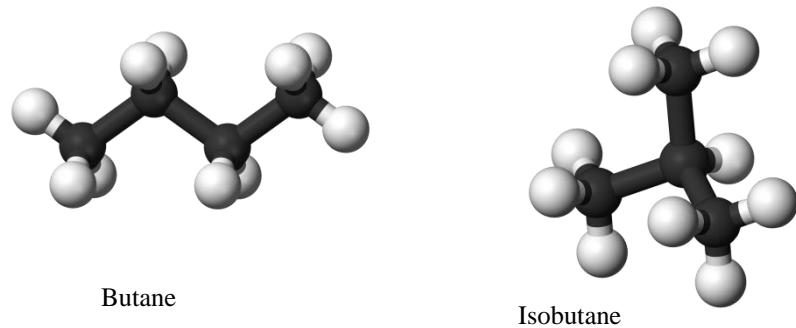


Table 3-3. Préfixes pour les composés hydrocarbonés

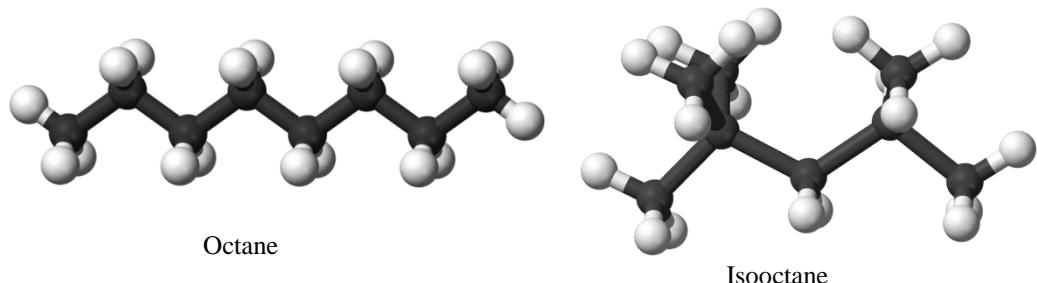
Nombre d'atome de carbone dans la chaîne principale	Préfixe
1	meth
2	eth
3	Prop
4	But
5	Pent
6	Hex
7	Hept
8	Oct
9	Non
10	Dec
11	Undec
12	Dodec

Parfois dans la chaîne, les molécules sont liées entre eux, et d'autres structures moléculaires sont obtenues avec le même nombre d'atomes de carbone et d'hydrogènes. En chimie organique, on parle d'*isomérie* lorsque deux molécules possèdent la même formule brute mais ont des formules développées ou stéréochimiques différentes.

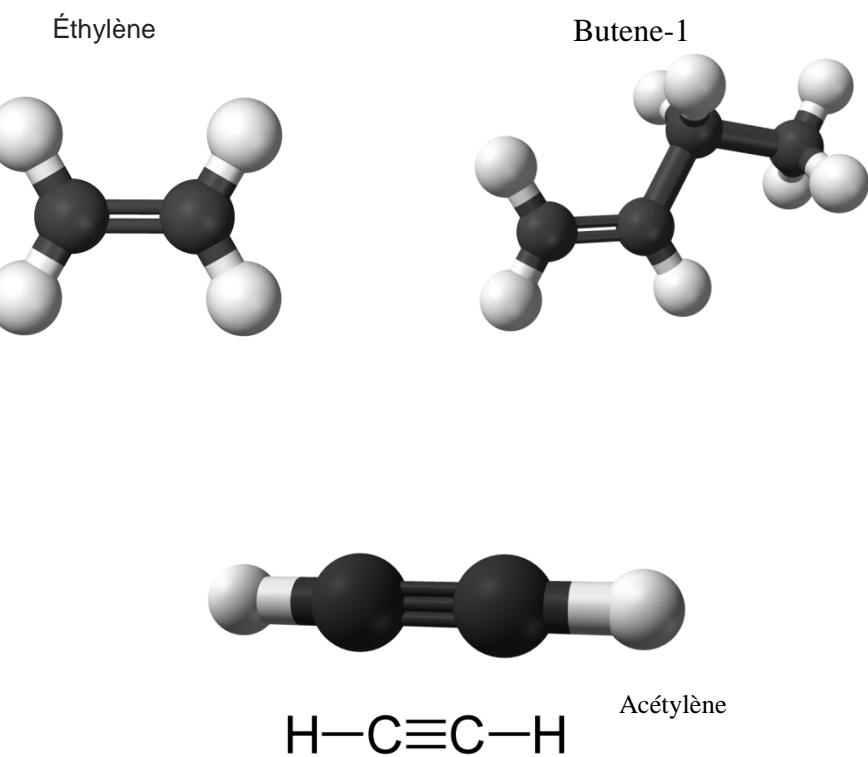
Par exemple l'*isobutane* est un isomère du butane, qui possèdent la même formule (C_4H_{10}) mais avec des structures différentes.



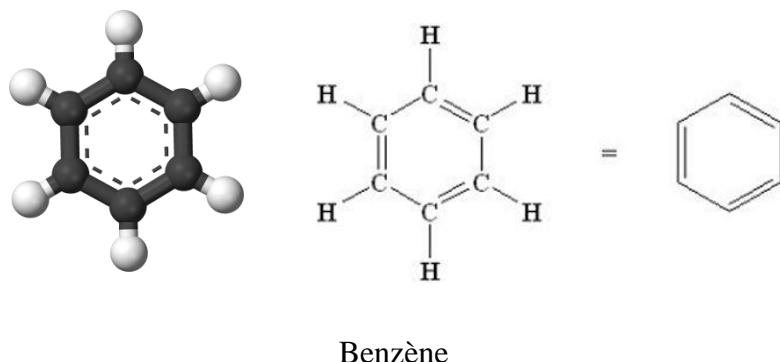
L'isooctane, est un hydrocarbure de formule brute C₈H₁₈. C'est un isomère de l'octane.



Les **hydrocarbures insaturés** qui se répartissent eux-mêmes en : oléfines (double liaisons) et acétylénique (triple liaison).



Les **hydrocarbures aromatiques** qui contiennent un ou plusieurs cycles insaturés à 6 atomes de carbone comme le benzène.



3.7.2 Rôle particulier des composants

Parmi les alcanes, deux d'entre eux jouent un rôle particulier : l'octane C_8H_{18} et l'heptane C_7H_{16} . En effet, ces deux alcanes possèdent des propriétés radicalement différentes du point de vue de leur tendance à l'auto-allumage.

- Un mélange d'air et de vapeur d'isooctane va difficilement s'enflammer spontanément, ce sera donc bien la bougie qui provoquera l'allumage et créera au moment voulu une déflagration (explosion), c'est-à-dire une flamme de pré-mélange qui se propage dans le mélange à une vitesse inférieure à la vitesse du son.
- Au contraire, avec de l'heptane, l'auto-allumage est facile : pour des taux de compression moins élevés, l'allumage aura lieu dans le cylindre avant que la bougie ne se déclenche. Ce phénomène caractéristique des moteurs à allumage commandé s'appelle le cliquetis et provoque la formation d'ondes de choc dans le cylindre, d'où le bruit caractéristique. Dans le pire des cas, il peut y avoir création d'une détonation qui peut aller jusqu'à faire fondre le piston, le front de flamme se déplaçant plus vite que le son en se couplant à l'onde de choc. Il est donc assez courant, notamment dans la littérature anglo-saxonne, de parler improprement de détonation quand on parle en réalité seulement de cliquetis.

En l'état actuel des technologies un *moteur à détonation* aurait une durée de vie très courte par rapport aux moteurs à combustion interne actuels. Le terme populaire en France de moteur à *explosion* est peu précis, car les déflagrations tout comme les détonations sont toutes les deux des explosions. Il vaudrait mieux employer le terme de *moteur à combustion interne*.

Les carburants contiennent en plus des additifs spécifiques à chaque compagnie pétrolière: des détergents, des inhibiteurs de corrosion, des modificateurs de friction, une anti-mousses, des antioxydants, des dés-émulsifiants, des ré-odorants, etc.

3.8 Auto-allumage et indice d'octane

3.8.1. Auto-allumage Caractéristiques des carburants

Si la température d'un mélange air - carburant est suffisamment élevée, le mélange s'auto-enflammera sans la nécessité d'une bougie ou d'un autre déclencheur externe. La température au-dessus de laquelle cela se produit est appelé la température d'auto-allumage (Self Ignition Temperature SIT).

Ceci est le principe de base de l'allumage dans un MCI par compression. Le taux de compression est assez élevé que la température s'élève au-dessus de la SIT pendant la course de compression. L'auto-allumage se produit alors lorsque le carburant est injecté dans la chambre de combustion.

D'autre part, l'auto-allumage (ou le pré-allumage ou encore l'auto-inflammation) n'est pas souhaitable dans un moteur **à allumage commandé (moteur essence)**, où une bougie d'allumage est utilisée pour enflammer le mélange air-carburant au moment approprié, au cours du cycle.

Les rapports de compression dans les moteurs à allumage commandé sont limités à environ 11:1 pour éviter l'auto-allumage. Lorsque l'auto-inflammation se produit dans un moteur à allumage commandé d'une façon indéterminée, des impulsions de pressions sont générées. Ces impulsions à haute pression peuvent causer au moteur des dommages considérables, sans parler de la nuisance sonore, parce que ces phénomènes se produisent assez souvent dans une gamme de fréquences audibles (les cliquetis (knock en anglais)).

Le cliquetis^(*) est avant tout un phénomène de combustion anormale dans les moteurs à allumage commandé, perceptible extérieurement par un bruit métallique provenant du moteur. Il en résulte l'apparition d'ondes de choc dans la chambre à combustion, très probablement initiées par une auto-inflammation dans les gaz non encore brûlés (gaz frais).

(*) dans le **Petit Larousse - cliquetis n.m.**

Cliquetis [klikti], cliquètement ou cliquettement

Succession de bruits légers, sonores, produits par des corps qui s'entrechoquent. Cliquetis d'épées, d'un trousseau de clés qu'on agite.

Bruit anormal du moteur d'une automobile, dû au phénomène de détonation.

Ce phénomène n'est pas une détonation (**), au sens strict du mot, mais s'y apparaîte, ce qui explique l'appellation de détonation dans l'usage anglo-saxon. Ce phénomène est destructeur, surtout à haut régime moteur, et doit être évité dans la conception du moteur (limitation du taux de compression et de l'avance à allumage) et dans 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 les intensités de cliquetis.

La Figure 3-1 illustre le processus de base de ce qui se passe quand l'auto-allumage se produit. Si un mélange air - carburant combustible est chauffé à une température inférieure au SIT, pas d'inflammation. Mais par contre si le mélange est chauffé à une température supérieur au SIT, l'auto-allumage se produit après un court retard appelé retard allumage (ignition delay ID). Plus la température s'élève en-dessus du SIT, plus l'ID sera court. Les valeurs du SIT et de l'ID pour un mélange air-carburant sont complexes, et restent fonction de nombreuses variables, à savoir la température, la pression, la masse volumique, la turbulence, vortex, rapport air-combustible, la présence de gaz inertes, etc..

Le Retard d'allumage (Ignition Delay ID) est généralement très court, des fractions de seconde. Pendant ce temps, les réactions chimiques qui créent le pré-allumage se produisent, y compris l'oxydation de certains composants du carburant et même le craquage (séparation) de certains grands composants d'hydrocarbures en molécules plus petites d'hydrocarbures. Ces réactions de pré-allumage élèvent la température en des endroits bien localisés, qui par suite favorisent des réactions supplémentaires jusqu'à ce que, finalement, la réaction de combustion réelle se produise.

Le Petit Larousse - cliquetis n.m.

Détonation

Bruit violent, fort, produit par une explosion ou qui évoque une explosion.

Décomposition extrêmement rapide d'un explosif qui se caractérise par la propagation d'une onde de pression à une vitesse de plusieurs kilomètres par seconde.

Anomalie de combustion, accompagnée d'un bruit, affectant le fonctionnement d'un moteur thermique.

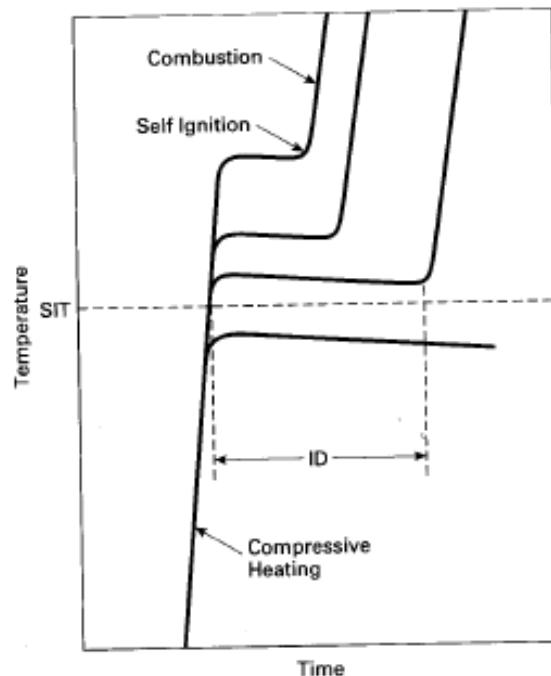


Fig. 3-1 Caractéristiques de l'auto-allumage des carburants

La figure 3.2 montre l'évolution de la courbe **pression-temps** dans un cylindre d'un Moteur à allumage commandé.

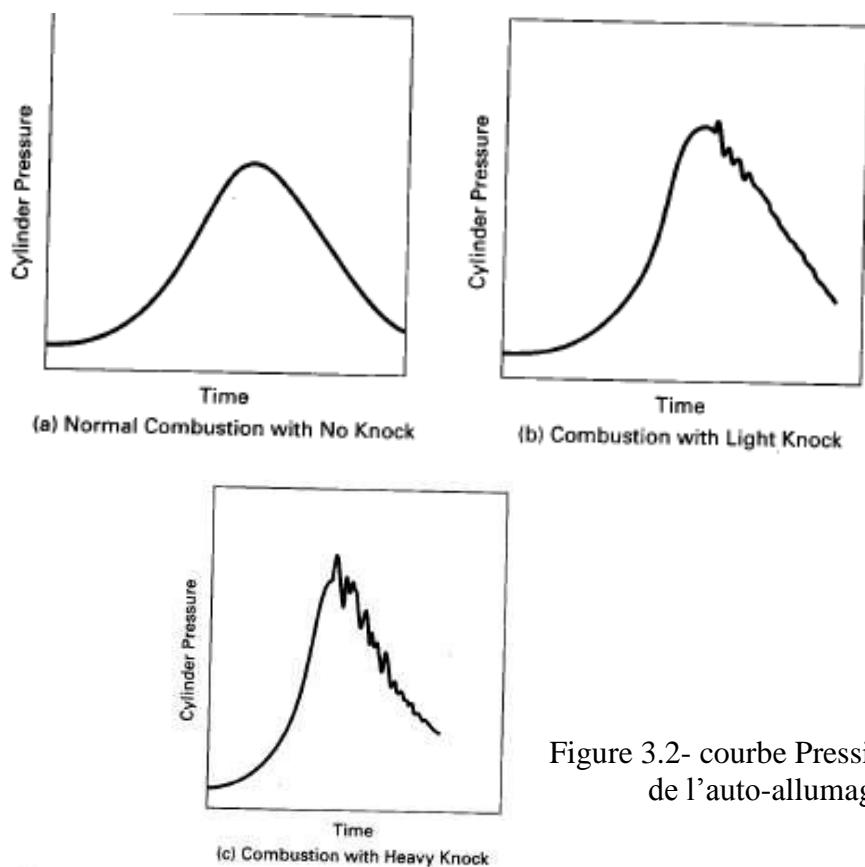


Figure 3.2- courbe Pression temps de l'auto-allumage

En l'absence d'auto-allumage, la force de pression sur le piston suit une courbe lisse, synonyme de bon fonctionnement du moteur. Alors qu'en présence du phénomène d'auto-allumage, les forces de pression sur le piston ne sont pas régulières et des cliquetis se produit.

3.8.2 Nombre d'octane et auto-allumage moteur

La propriété du carburant qui décrit la façon dont un combustible s'enflammera ou non de lui-même est appelé **l'indice d'octane**. Il s'agit d'une échelle numérique générée par la comparaison des caractéristiques d'auto-inflammation d'un combustible usuel à des combustibles standards dans un moteur test spécifique et dans des conditions opératoires spécifiques.

Les deux carburants de référence standards utilisés sont l'isoctane (2,2,4 triméthylpentane), qui possède un indice d'octane (ON) de 100, et le n-heptane, dont l'ON est 0. Plus l'indice d'octane d'un carburant est élevé, moins l'auto-allumage a lieu. Les moteurs avec des taux de compressions faibles peuvent utiliser des carburants à indice d'octane faible, mais les moteurs à haute compression doivent utiliser du carburant avec un indice d'octane élevé pour éviter l'auto-allumage.

Il existe différents tests pour évaluer l'indice d'octane, dont chacun fournit une valeur légèrement différente entre eux. Les deux procédés les plus courants pour l'évaluation de cet indice pour l'essence et pour d'autres combustibles des moteurs à allumage commandés sont "la méthode de moteur" et la "méthode de recherche", elles fournissent "**the motor octane number**" (MON) (l'indice d'octane moteur) et "**the research octane number**" (RON) (indice d'octane de recherche). Une autre méthode moins commune est le Procédé aviation, qui est utilisé pour le carburant d'avion et fournit un "aviation Indice d'octane" (AON). Le carburant d'avion est un carburant spécifique utilisé dans les moteurs d'avions à pistons. Il est à très haut indice d'octane et traité de façon à être moins volatil que l'essence ordinaire en particulier pour le vol en haute altitude.

Le moteur utilisé pour mesurer le MON et le RON a été développé dans les années 1930. Il s'agit d'un moteur monocylindre, à soupapes en tête fonctionnant à quatre temps suivant le cycle Otto. Il possède un taux de compression variable qui peut être ajusté de 3 à 30. Les Conditions de test pour mesurer le MON et le RON sont données dans la **Table 3-4**.

Pour trouver l'ON d'un combustible, la procédure d'essai suivante est utilisée. Le moteur de test est mis en service dans des conditions spécifiées en utilisant le carburant à tester. Le taux de compression est ajusté jusqu'à ce qu'un niveau standard de **cliquetis** soit identifié. Le carburant à tester est ensuite remplacé par un mélange de deux carburants classiques. Le

Le système d'admission du moteur est conçu de telle sorte que le mélange des deux carburants standard peut être modifié d'un pourcentage à 100% d'isooctane ou à 100% de n-heptane. Le mélange de combustibles varie ainsi de cette façon au cours du test jusqu'à ce que les mêmes caractéristiques de cliquetis, que celles du carburant de test, soient observées. Le pourcentage de l'isooctane dans le mélange de carburant est l'ON du carburant test. Par exemple, un carburant qui possède les mêmes cliquetis qu'un mélange de 87% d'isooctane et 13% de n-heptane aurait un ON de 87.

Table 3.4- Conditions de test pour la mesure du nombre d'octane

	RON	MON
Engine Speed (RPM):	600	900
Inlet Air Temperature (°C):	52 (125°F)	149 (300°F)
Coolant Temperature (°C):	100 (212°F)	100
Oil Temperature (°C):	57 (135°F)	57
Ignition Timing:	13° bTDC	19°-26° bTDC
Spark Plug Gap (mm):	0.508 (0.020 in.)	0.508
Inlet Air Pressure:	atmospheric pressure	
Air-Fuel Ratio:	adjusted for maximum knock	
Compression Ratio:	adjusted to get standard knock	

Adapted from [58].

Dans les stations de service automobile, on retrouve sur les pompes de carburant l'**indice d'anti-cliquetis** : $AKI = \frac{(RON + MON)}{2}$

Ceci est souvent désigné comme l'indice d'octane du carburant.

L'indice d'octane commun (indice anti-cliquetis) des combustibles utilisés dans les voitures à essence se situe entre 87 et 95, avec des valeurs plus élevées disponibles pour des moteurs spéciaux, à hautes performances, de course.

D'un autre côté, les moteurs d'avions utilisent généralement des combustibles faibles teneurs en plomb avec un indice d'octane dans la gamme de 85 à 100.

Généralement, il y a un fort rapport entre le taux de compression et l'ON nécessaire pour un carburant afin d'éviter le cliquetis (fig. 3-3).

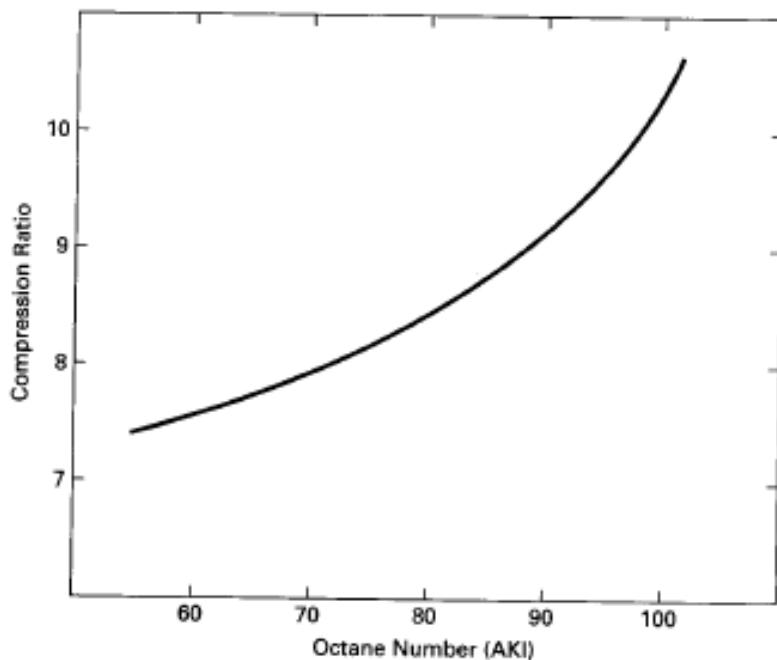


Figure 3.3- rapport de compression critique en fonction de l'AKI

Si plusieurs combustibles possédant des ON connus sont mélangés entre eux, une bonne approximation du nombre d'octane du mélange serait:

$$\text{ON}_{\text{mélange}} = (\% \text{ de A}) (\text{ON}_A) + (\% \text{ de B.}) (\text{ON}_B) + (\% \text{ de C}) (\text{ON}_C) \quad (4-11)$$

Où % = pourcentage de masse.

Pendant de très nombreuses années, on rajoutait à l'essence une certaine quantité de plomb-tétraméthyle $\text{Pb}(\text{CH}_3)_4$ ou au mieux du **plomb-tétraéthyle (TEL)** $\text{Pb}(\text{C}_2\text{H}_5)_4$ afin de diminuer la tendance à la détonation de l'essences contenant un fort pourcentage d'heptane. C'était une manière d'augmenter artificiellement l'indice d'octane (on gagnait 10 points avec 1g·de TEL) et de favoriser la lubrification des moteurs mais cela conduisait à disperser dans l'environnement de fortes quantités de plomb et de métal dont on connaît la toxicité.

Les essences comportant du plomb sont désormais interdites. On connaît d'autres solutions, pas forcément exemptes d'inconvénients, par exemple utiliser davantage d'hydrocarbures aromatiques (beaucoup plus toxiques que les alcanes), ajouter des alcools, etc.

Mais l'essence d'avion contient toujours du plomb-tétraéthyle bien qu'il soit supprimé pour les automobiles.

Les cliquetis des moteurs à combustion interne peuvent également être provoqués par la surface des cylindres. L'existence d'un point chaud sur la paroi de la chambre de combustion peut enflammer le mélange air-carburant et causer le même type de perte de contrôle de la combustion du cycle.

3.9 Carburant Diesel

Le carburant diesel (gazole, fioul) peut être obtenu sur une large gamme de poids moléculaires et des propriétés physiques. Diverses méthodes sont utilisées pour classer, certains utilisant des échelles numériques et certains le désignant pour diverses utilisations. D'une manière générale, plus le raffinage effectuer sur un échantillon de combustible est poussé, plus bas est son poids moléculaire, plus faible est sa viscosité et plus il est onéreux. Les échelles numériques de classification englobent généralement un chiffre de un (1) à cinq (5) ou six (6), avec des sous-catégories en utilisant les lettres alphabétiques (par exemple, AI , 2D , etc.). Les chiffres les plus bas ont le plus bas poids moléculaires et la viscosité la plus faible, carburants typiquement utilisés dans les moteurs à allumage. Les combustibles à numérotation supérieure sont utilisés dans le secteur résidentiel, les appareils de chauffage et les fours industriels. Les combustibles avec un plus grand chiffre (de classement) sont très visqueux et ne peuvent être utilisés que dans de grandes unités de chauffage massives. Pour plus de commodité, les carburants diesel pour moteurs à combustion interne peuvent être divisés en deux catégories extrêmes. Gasoil léger avec une masse moléculaire d'environ 170 et peut être approximée par la formule chimique $C_{12.3} H_{22.2}$. Le carburant diesel lourd aura un poids moléculaire d'environ 200 et peut être approchée comme $C_{14.6}H_{24.8}$.

3.9.1 Indice de cétane

Dans un moteur à allumage par compression, l'auto-inflammation du mélange air-carburant est une nécessité. Le carburant approprié doit être choisi de telle façon qu'il s'enflamme au moment précis dans le cycle du moteur. Il est donc nécessaire d'avoir connaissance, ainsi que du contrôle, du temps de retard à l'allumage du combustible. La propriété qui quantifie ce phénomène est appelée **l'indice de cétane**. Plus L'indice de cétane est élevé, plus court est l'ID et le plus rapide l'auto-inflammation du carburant aura lieu dans la chambre de combustion. Un faible indice de cétane impliquera un ID long. Comme l'indice d'octane, l'indice cétane est établi en comparant le carburant d'essai à deux carburantes normes de référence. Le composant de carburant hexadécane (n-cétane), $C_{16}H_{34}$, possède une valeur de l'indice de cétane de 100, tandis que heptaméthylnonane (HMN), $C_{12}H_{34}$, aura la valeur de 15.

L'indice de cétane (CN) d'autres combustibles est alors obtenu en comparant l'ID de ce carburant à l'ID du mélange des deux carburants de référence avec :

$$\text{CN du carburant} = (\text{percent of n-cetane}) + (0.15)(\text{percent of HMN})$$

La norme pour l'indice de cétane se trouve entre 40 à 60.

Un nombre de Cétane inférieur à 40 représente un niveau inacceptable des fumées d'échappement, illégal envers la plus part des lois d'émissions. Le nombre de Cétane peut-être augmenté par certains additifs qui contiennent des nitrates et des nitrites. Il existe un rapport inverse assez fort entre le nombre de cétane d'un carburant et son nombre d'octane.

Chapitre 4

Cycle Air-Carburant

4.1. Introduction

Le problème fondamental dans une analyse basée sur un cycle théorique standard à air est le fait de considérer beaucoup de suppositions simplificatrices, et reste la cause principale de la surestimation des résultats par rapport aux performances réelles d'un moteur. Pour exemple, prenant un moteur avec un rapport de compression CR=7 qui procède un rendement thermique, basé sur le cycle standards à air, de 54% alors, que réellement cette valeur ne dépasse pas les 30%. Cela est principalement dû aux raisons suivantes:

1. une combustion non-instantanée du carburant
2. le fonctionnement des soupapes qui n'est pas instantané,
3. une surestimation des valeurs des propriétés de la charge,
4. une combustion incomplète,
5. supposer toujours que la chaleur spécifique de la charge est constante.
6. Considérer la charge comme étant de l'air

Le cycle théorique basé sur les propriétés réelles de la charge est appelé le cycle air-carburant.

Ce cycle prend en considération ce qui suit:

- 1 - La composition réelle du contenu du cylindre (air + carburant + vapeur d'eau + résidus de combustion).
- 2 - La variation de la chaleur spécifique de la charge dans le cylindre.
- 3 - L'effet de dissociation.
- 4 - La variation du nombre de moles présent dans le cylindre lorsque la pression et la température changent.
- 5 - Pas de changements chimiques dans le carburant ou l'air avant la combustion.
- 6 - La combustion a lieu instantanément au point mort haut.
- 7 - Tous les processus sont adiabatiques.
- 8 - Le carburant est bien mélangé avec l'air.

4.2. Chaleur spécifique variable

La chaleur spécifique est définie comme étant la quantité de chaleur nécessaire pour l'augmentation de la température d'une substance de 1 degré. Généralement tous les gaz observant une augmentation de la chaleur spécifique à haute température, excepter le gaz monoatomique, comme on peut le voir sur la figure 4.1.

Cette augmentation ne peut être décrite par aucune loi mathématique, par contre elle peut être subdivisée en deux régimes

Pour $300 \text{ K} < T < 1500 \text{ K}$

$$c_p = a + bT$$

$$c_v = c + bT$$

Pour $T > 1500 \text{ K}$

$$c_p = a + bT + cT^2$$

$$c_v = e + fT + dT^2$$

Par exemple $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg-K}$ à 0°C et $c_p = 1.264 \text{ kJ/kg-K}$ à 2000°C

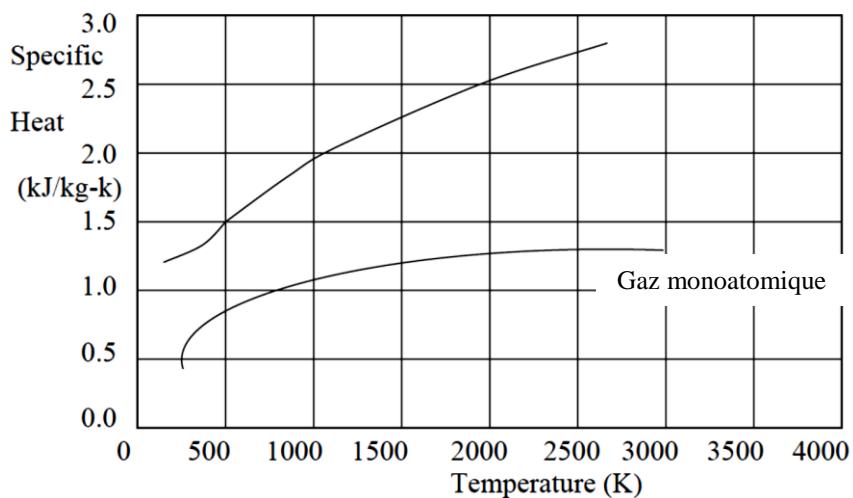


Figure 4.1- la chaleur spécifique vs. la température

Une explication logique pour ce phénomène où la chaleur spécifique augmente avec la température est que lorsque la température augmente, une grande partie de la chaleur absorbée est utilisée pour la production du mouvement des atomes dans les molécules. Étant donné que la température est le résultat même du mouvement global de la molécule, la chaleur (ou l'énergie) qui va participer au mouvement des atomes ne contribue pas à l'augmentation de la température. Ainsi plus d'énergie est nécessaire pour augmenter la température d'une unité de masse de un degré.

4.2.1. Pertes dues à la variation de la chaleur spécifique

Etant donné que pour un gaz, la différence entre le c_p et le c_v est constante, la valeur de γ décroît quand la température augmente. La figure 4-2 met en évidence quelques phénomènes qui peuvent être expliqués de la manière suivante :

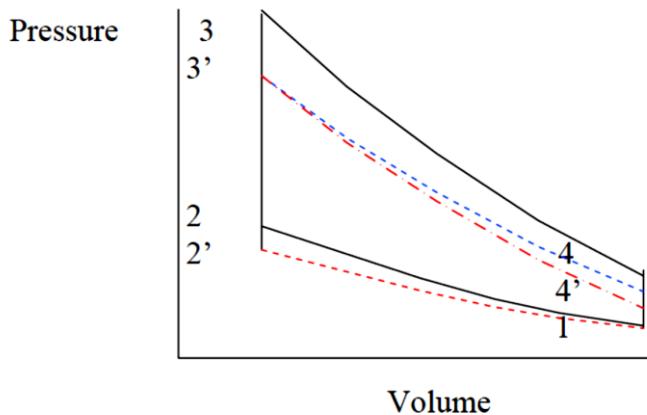


Figure 4.2- Effet d'une chaleur spécifique variable

Durant le temps de compression : la température et la pression à la fin de la compression seront plus basses comparées à celles obtenues pour une chaleur spécifique constante, i.e., on aura $2'$ à la place de 2.

Durant le temps de combustion : en raison de l'augmentation de la température pendant ce temps, ce qui va décroître le c_p . Aussi en raison que la température à la fin de la compression (T_2') est inférieur à T_2 , à la fin de la combustion ; la température et la pression vont être plus basses que celles qu'on aura pour une c_p constant ; donc $3'$ prendra la place de 3.

Durant le temps de détente : la détente adiabatique est représentée par la courbe de $3'-4$, mais en raison d'une chaleur spécifique variable elle va suivre la trajectoire $3'-4'$. Parce que la chaleur spécifique décroît avec la diminution de la température au cours de la détente, donc toujours inférieur à la température atteinte pour un cycle idéal T_4 .

Conclusion: ainsi le fait de considérer une chaleur spécifique variable aura pour effet de diminuer la pression et la température aux points 2 et 3 et ainsi le travail fourni par le cycle serait plus bas que pour le cas de la chaleur spécifique constante, voir Figure 4.2.

4.3. La Dissociation ou encore dite pertes chimique

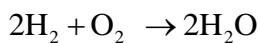
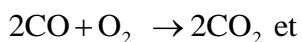
La Dissociation est définie comme étant la désintégration des gaz brûlés à haute température. La désintégration augmente avec l'augmentation de la température, comme on peut le voir dans ce qui va suivre.

L'effet général de la dissociation peut être expliqué comme suit: l'augmentation de la température accroît considérablement l'énergie absorbée par les éléments chimiques successibles de se dissociés. Cette énergie sera libérée une fois que ces éléments vont se recombiner entre eux quand la température chute.

Conclusion: ainsi on note que l'effet de dissociation est la suppression d'une partie de l'énergie de chauffe durant la phase de compression et la libération de cette même énergie lors de la phase de détente. L'effet de ce phénomène est le même que celui de la variation de la chaleur spécifique, quoique son effet reste beaucoup plus inférieur

Le phénomène de dissociation de composants normalement stables, intervient aux hautes températures (> 1500 K). Ainsi le CO_2 se dissocie en CO et O , le N_2 se dissocie en azote monoatomique N , l' O_2 en O et ainsi de suite. Ce phénomène n'affecte pas que les réactions de combustion, mais reste le facteur majeur de l'émission nocive des moteurs à explosions. En effet l'azote, N_2 , comme élément diatomique ne réagit avec aucune substance, mais dissocié à température élevée en azote monoatomique, N , réagit fortement avec l'oxygène pour former les fameux oxydes d'azote, NO_x , le NO , NO_2 , Pour remédier à cela on doit abaisser la température dans les moteurs qui fera aussi que l'efficacité va diminuer car elle reste fonction principalement de la température.

On constate que lors de la combustion adiabatique, la température maximale atteinte est inférieure à celle attendue sur la base de calculs élémentaires. Une raison importante en est que le processus de combustion exothermique peut être inversé dans une certaine mesure si la température est suffisamment élevée. Le processus inverse est endothermique, c'est à dire l'énergie est absorbée. Dans un processus réel, la réaction se déroule dans les deux directions simultanément et un équilibre chimique est atteint lorsque le taux de dissociation (désintégration) de molécules qui se produit est égal à leur vitesse de formation. Ceci est représenté, par la combustion de CO et H_2 , par:



Ces deux équations peuvent avoir lieu simultanément dans le même processus de combustion. Les proportions des constituants s'ajustent pour satisfaire les conditions d'équilibres et leurs valeurs réelles dépendent de la pression et de la température.

La dissociation peut être négligée à une température inférieure 1500K. Comme les gaz se refroidissent dans la course de détente, la dissociation est réduite et la recombinaison des molécules dissociées cède de la chaleur.

4.3.1. Pertes dues au phénomène de dissociation

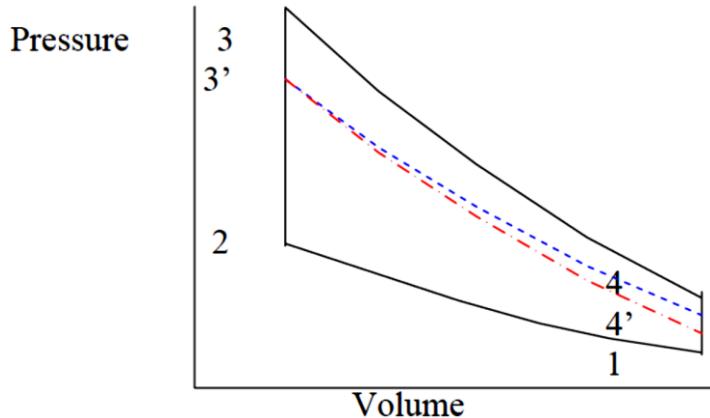


Figure 4.3- Perte par dissociation

Sur la figure 4.3, les effets de la dissociation peuvent être expliqués comme suit:

Durant le temps de compression : pas de changement significatif, la température est inférieure à la température nécessaire au commencement de la dissociation.

Durant le temps de la combustion : avec l'augmentation de la température au cours de cette phase, le phénomène de dissociation augmente considérablement occasionnant une perte de pression et de température à la fin de combustion, ceci est représenté par le point 3' au lieu de 3.

Durant le temps de détente : la détente adiabatique est représentée par la courbe 3'-4, mais en raison de la réassociation (recombinaison) la détente va suivre la courbe 3'-4'. Ceci est dû à la libération de l'énergie au cours du processus de réassociation et accroît de ce fait la température et la pression en fin de détente, mais toujours inférieure à celle obtenue par un cycle idéal.

Conclusion: ainsi l'effet de la dissociation est d'abaisser la température et la pression au début de la phase de détente. Cela va causer une perte en puissance et une diminution du rendement thermique et un accroissement de la consommation spécifique du carburant

Remèdes: étant donné que la combustion d'un mélange stœchiométrique a pour effet de produire la température maximale, la dissociation va être maximum pour une réaction stœchiométrique. Quand le mélange devient pauvre ou riche, la production thermique de la combustion serait plus basse et ainsi la dissociation pourrait être supprimée. Ceci est bien présenté par la figure suivante.

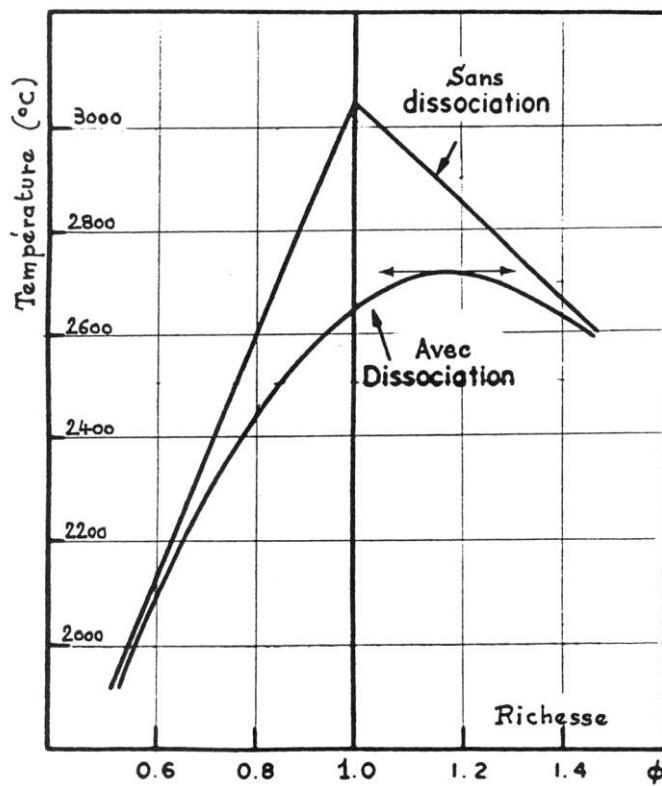


Figure 4.4- effet de la dissociation sur la température adiabatique de la flamme de benzène - air

Le tableau ci-dessous établit une comparaison des diagrammes P-V entre un cycle Standard à Air et un cycle Air-carburant pour un moteur à essence (Sparks ignition)

Cycle	P3 (bar)	T1 (K)	T2 (K)	T3 (K)	T4 (K)	MEP (bar)	η (%)
A	127.5	333	765	6310	2260	21.6	57.0
B	100	333	740	4030	2180	19.0	49.4
C	79.4	333	653	2800	1700	14.2	35.5

A – est le cycle standard à Air avec une chaleur spécifique constante.

B – est le cycle standard à Air avec une chaleur spécifique variable.

C – est le cycle carburant-Air.

4.4. Détermination de la constante d'équilibre de dissociation

Considérons les gaz A et B réagissent pour former les produits C & D dont les proportions sont dictées par l'équation stœchiométrique:



Les proportions des gaz A, B, C et D dans le mélange équilibré sont déterminées par la constante d'équilibre de dissociation, K, qui est définie en tant que:

$$K = \frac{P_C^{\nu_c} P_D^{\nu_d}}{P_A^{\nu_a} P_B^{\nu_b}}$$

K est fonction de la température et ses valeurs sont tabulées en fonction de la température pour chaque équation de réaction.

P_i Sont les pressions partielles de chaque composé

La **pression partielle** d'un gaz parfait i dans un mélange de gaz parfaits de pression totale P_{tot} est définie comme la pression P_i qui serait exercée par les molécules du gaz i si ce gaz occupait seul tout le volume offert au mélange, à la température de celui-ci. Elle correspond donc à la contribution de ce gaz i à la pression totale du mélange.

La Loi de Dalton, valable rigoureusement pour un mélange idéal de gaz parfaits, relie la pression partielle P_i et la pression totale P_{tot} par l'intermédiaire de la fraction molaire x_i du constituant considéré dans le mélange:

$$x_i = \frac{n_i}{n_{tot}}$$

Où n_i est le nombre de mole d'un constituant quelconque repéré par l'indice i dans le mélange et n_{tot} le nombre total de moles dans le mélange.

La pression partielle du constituant i est égale au produit de sa fraction molaire par la pression totale.

$$P_i = x_i P_{tot}$$

La pression d'un mélange idéal de gaz parfaits est la somme des pressions partielles de chacun de ses constituants.

$$\sum P_i = (\sum x_i) P_{tot} = P_{tot} \quad \text{Puisque} \quad \sum x_i = 1$$

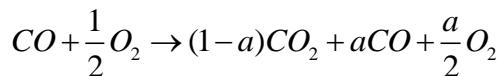
Exemple (4-1):

Les produits de combustion d'un mélange stœchiométrique de CO et O₂ sont à une pression de 1atm et une certaine température. L'analyse des produits montre que 35 pour cent de chaque kmol de CO₂ est dissocié.

- a- Déterminer la constante d'équilibre à cette température.
- b- Trouver le pourcentage de dissociation lorsque les produits sont à la même température mais comprimés à 10 atmosphères.

Solution

L'équation de la combustion est :



Ou

a est la fraction de CO₂ dissociée

à 1atm. Les produits consistent en 0.65CO₂ + 0.35CO + 0.175O₂ = n_{tot}

i.e., le nombre totale de moles des produits est=1.175

$$P_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{tot}} P = \frac{0.65}{1.175} = 0.553 \text{ atm.}$$

$$P_{CO} = \frac{n_{CO}}{n_{tot}} P = \frac{0.35}{1.175} = 0.298 \text{ atm.}$$

$$P_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{tot}} P = \frac{0.175}{1.175} = 0.149 \text{ atm.}$$

En se basant sur l'équation d'équilibre $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$

$$k = \frac{P_{CO_2}}{P_{CO}(P_{O_2})^{1/2}} = \frac{0.553}{0.298(0.149)^{1/2}} = 4.81 \text{ atm.}^{1/2}$$

À une pression P, la pression partielle devient :

$$P_{CO_2} = \frac{1-a}{1+a/2} P, \quad P_{CO} = \frac{a}{1+a/2} P, \quad P_{O_2} = \frac{a/2}{1+a/2} P$$

Et la constante d'équilibre serait :

$$k = \frac{\left(\frac{1-a}{1+a/2}\right)}{\left(\frac{a}{1+a/2}\right)\left(\frac{a/2}{1+a/2}\right)^{1/2}} \times \frac{P}{P \cdot P^{1/2}}$$

Etant donné que la température reste inchangée, K aura toujours la valeur de $4.81 \text{ atm}^{1/2}$. A 10 atm. :

$$4.81 = \frac{(1-a)(2+a)^{1/2}}{a^{3/2}} \times \frac{1}{10^{1/2}}$$

Ce qui revient à écrire :

$$230.4a^3 + 3a = 2$$

Est la solution est $a = 0.185$, donc 18.5% de CO_2 seront dissociés.

Ceci indique que malgré que K soit indépendante de la pression du mélange réactif, la fraction réelle des produits dissociés habituellement varie avec la pression.

4.5 Rendement thermique et consommation de carburant

Une analyse du rendement thermique à travers le cycle standard à air ne fait apparaître aucune dépendance avec les contraintes du mélange de combustion. D'un autre côté la même analyse mais cette fois ci à travers le cycle Air-carburant fait apparaître une détérioration du rendement du moteur alimenté avec un mélange enrichi. Ceci est expliqué par le fait de l'accroissement des pertes dues au phénomène de dissociation et la variation de la chaleur spécifique quand la température du moteur augmente à cause de l'enrichissement du mélange de carburant par rapport à un mélange stoechiométrique. Plus encore, cet enrichissement au-delà du mélange correct chimiquement va induire une dé-utilisation du surplus de carburant et ainsi le rendement thermique va chuter rapidement.

Cela veut dire que l'efficacité thermique va accroître avec un mélange pauvre en carburant. Cela est vrai en dessus de certaine limite et au-delà, le rendement va diminuer à nouveau à cause d'une combustion irrégulière du carburant. Le meilleur rendement thermique devrait avoir lieu pour un mélange pauvre qui s'approche, de plus en plus, du mélange stoechiométrique.

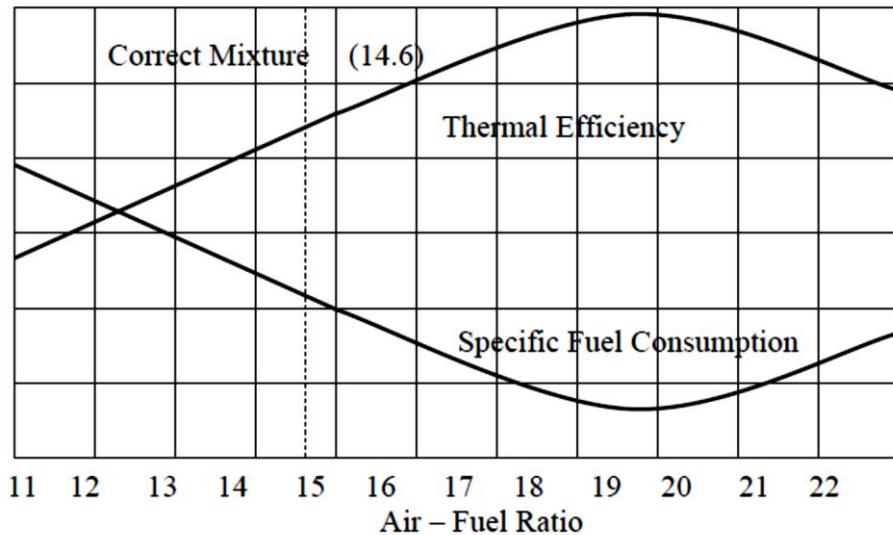


Figure 4.5- effet de la richesse du mélange carburé

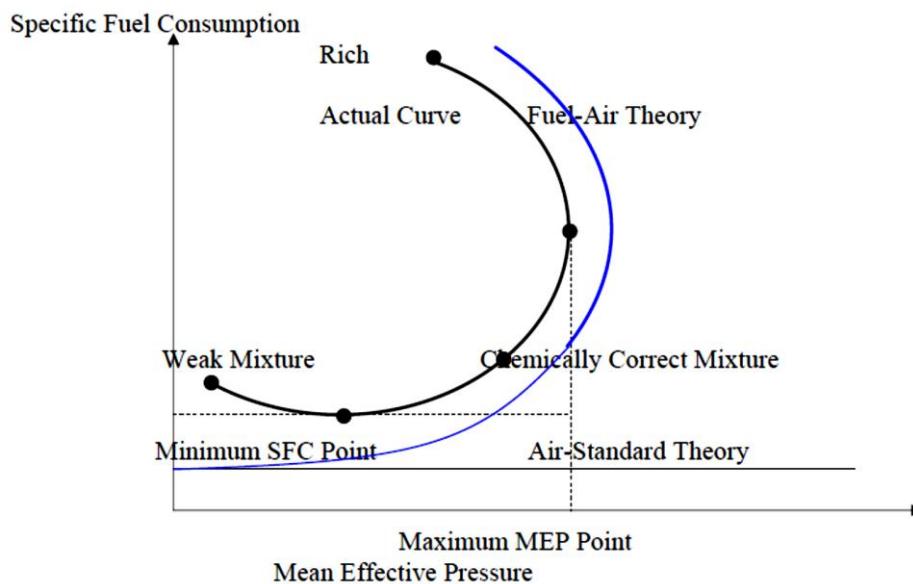


Figure 4.6- Boucle de Combustion

Cette courbe est appelée la Boucle de Combustion. Elle est dessinée pour le moteur fonctionnant à un régime (vitesse) constant et une alimentation variable en carburant.

4.6 Effets des variables sur les performances des moteurs

Puisque le cycle air-carburant nous donne plus d'informations sur l'effet de CR, du ratio AC et beaucoup d'autres paramètres sur la performance du moteur, essayons de voir l'effet de ces deux facteurs principaux sur la performance du moteur.

4.6.1 Effet de Taux de compression CR

L'efficacité de cycle augmente avec CR de la même manière que pour le cycle à air-standard à cause de la portée du travail de détente qui augmente. Aussi, l'augmentation de la pression et de la température en fin-de-compression causent à leurs tours l'augmentation de la pression et la température de fin-de-combustion.

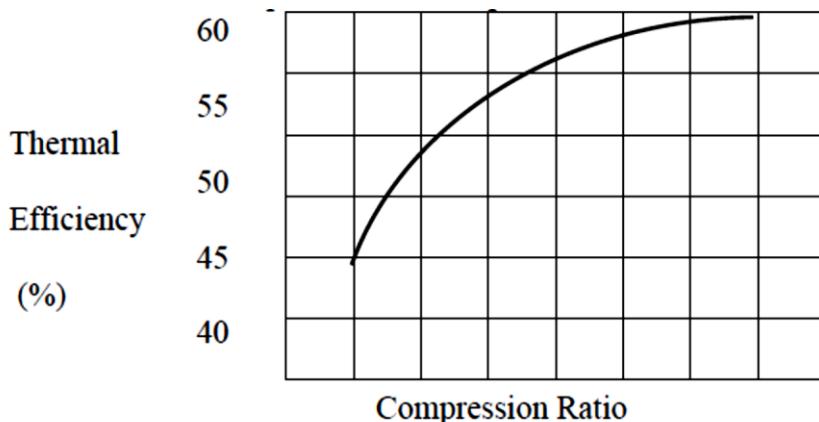


Figure 4.7- effet du rapport de compression sur le rendement.

4.6.2 L'effet du rapport carburant-air CA

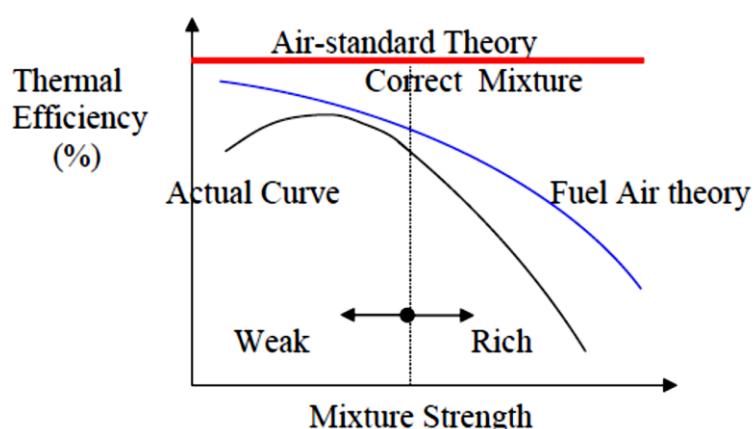


Figure 4.8- effet de la richesse sur l'efficacité

De la figure ci-dessus nous voyons que quand le mélange est pauvre (carburant en moins) l'efficacité thermique augmente. Ceci est due à une baisse de l'énergie thermique libérée au cours de la combustion qui aboutit à une baisse de la température et de la pression dans le cylindre d'où la réduction des pertes dues à la chaleur spécifique et la dissociation. Ce phénomène reste valable jusqu'à une certaine limite au-delà duquel, l'efficacité baisse de nouveau en raison de la combustion irrégulière du carburant

Selon la théorie de cycle standard à air, la puissance d'un moteur est maximum au mélange chimiquement correct, figure 4.9. Selon la théorie de cycle air-carburant, il atteint un niveau maximal au mélange plus riche de 10 %, au-delà duquel la puissance du moteur chute rapidement en raison de la combustion irrégulière, incomplète aussi bien que d'autres pertes.

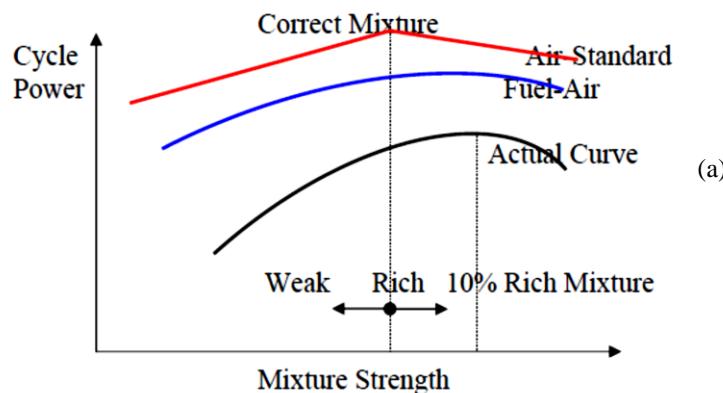
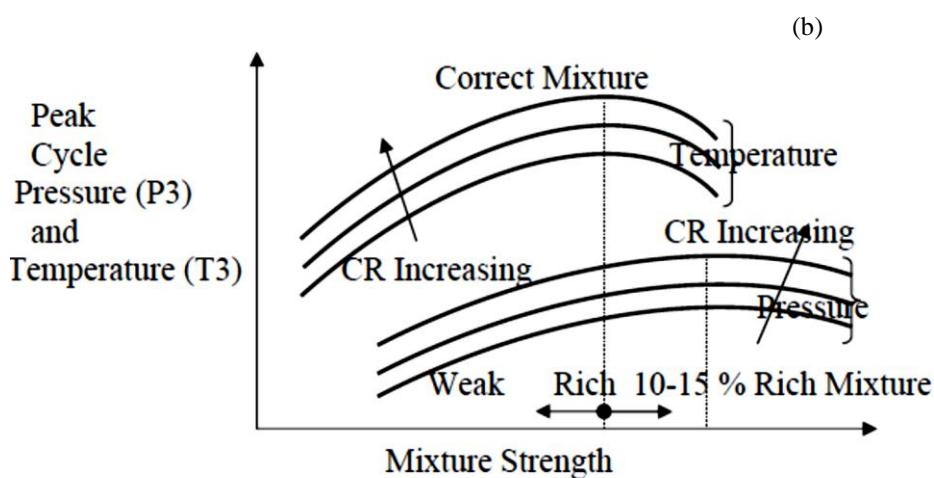


Figure 4.9- (a) effet de la richesse sur la puissance. (b) effet de la richesse sur le pic de température et de pression



Pour un taux de compression donné, la température de cycle maximale est atteinte quand le mélange est légèrement riche (environ 6 % plus riche) et dont la pression maximale du cycle est à environ 10 % plus riche, Figure 4.9(b). Et pour cause de la présence toujours de l'oxygène au point d'état 3, ceci causera que plus de carburant vont se combiner avec l'oxygène et s'oxyder engendrant une augmentation de la température dans le cylindre.

EXEMPLES

1) Un moteur à essence avec un taux de compression de 6, utilise un carburant de valeur énergétique de 44000 kJ/Kg.

Le rapport air/carburant est 15:1. La température et la pression de la charge à la fin de la phase d'admission sont 60 °C et 1 bar, respectivement. Déterminez la pression maximale dans le cylindre si l'indice de compression γ est 1.32 et la chaleur spécifique des produits à volume constant est exprimée par : $C_v = 0.71 + 20 \cdot 10^{-5} * T$ [kJ / Kg. K] , où "T" est la température en K. Comparez cette valeur déterminée avec celle qu'on aura si la chaleur spécifique constante est constante, $C_v = 0.71$ kJ/Kg. K.

2) Une combustion de moteur diesel à pression constante est supposée commencer au point mort bas. Le rapport air/carburant est 28:1, la valeur énergétique du carburant est 42000 kJ/Kg et la chaleur spécifique des produits de combustion à volume constant est exprimée par : $C_v = 0.71 + 20 \cdot 10^{-5} * T$ [kJ / Kg. K] où "T" est la température en K et "R" pour les produits de combustion est 0.287 kJ/Kg. K. Si le taux de compression est 14:1 et la température à la fin de compression est 800 °K, trouver à quel pourcentage de la cylindrée le processus de combustion sera complétée. [Réponse :10.96 %]

Chapitre 5

Cycle Réel

5-1 Introduction

Le cycle réel qui se dégage du fonctionnement des moteurs à combustion internes est un cycle ouvert avec une composition changeante de la charge, l'efficacité du cycle réel est beaucoup plus basse que l'efficacité d'un cycle standard à air en raison des pertes diverses qui ont lieux dans le moteur réel. Ces pertes sont comme suit :

- Pertes en raison de variation de chaleurs spécifiques avec température : déjà discuté.
- Pertes en raison de dissociation : déjà discuté.

On va discuter dans ce qui va suivre le reste des phénomènes qui font que les cycles standards à Air et le cycle Air-carburant ne peuvent en aucun cas être considérés comme des cycles réels.

5-2 Pertes de désynchronisation (Timing losses)

Pertes dites en anglais "timing losses", par traduction on dira perte par désynchronisation. Dans les cycles théoriques, la combustion est supposée être instantanée. Tandis que, dans le cycle réel, la combustion est complétée durant un intervalle défini de temps. L'effet de ce laps (intervalle) de temps est que la pression maximale ne sera pas produite quand le volume est minimal; mais à un instant après le PMH, est ceci va causer une réduction du travail produit.

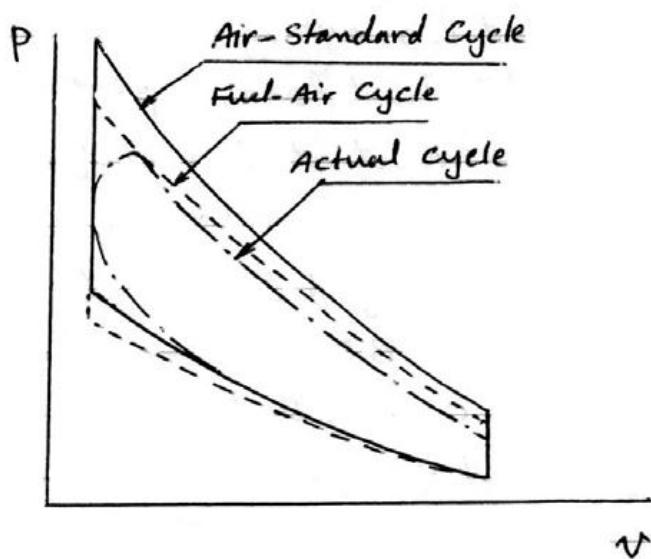


Figure 5.1- Pertes de désynchronisation

Afin que la pression maximale ne soit pas atteinte trop tard dans la phase de détente, le temps auquel s'enclenche la combustion va être adapté en variant le moment de l'étincelle (l'avance à l'allumage), ou le moment d'injection du carburant (Diesel), on parlera alors d'avance d'injection AI.

La figure ci-après met en évidence l'effet d'une désynchronisation du moment d'étincelle, $\phi = 0$ signifie que l'étincelle à lieu au PMH, le décalage est nulle. Dans ce cas le pic de pression est relativement bas et a lieu presque à 40° après le PMH. Alors une avance d'étincelle est opérée pour permettre une combustion au PMH, et d'un autre côté un travail supplémentaire est exigé pour comprimer les gaz. Dans la pratique un retard optimum est provoqué dans le déclenchement de l'étincelle pour éliminer le phénomène de cliquetis (détonation) et réduire les émissions à l'échappement de HC et CO.

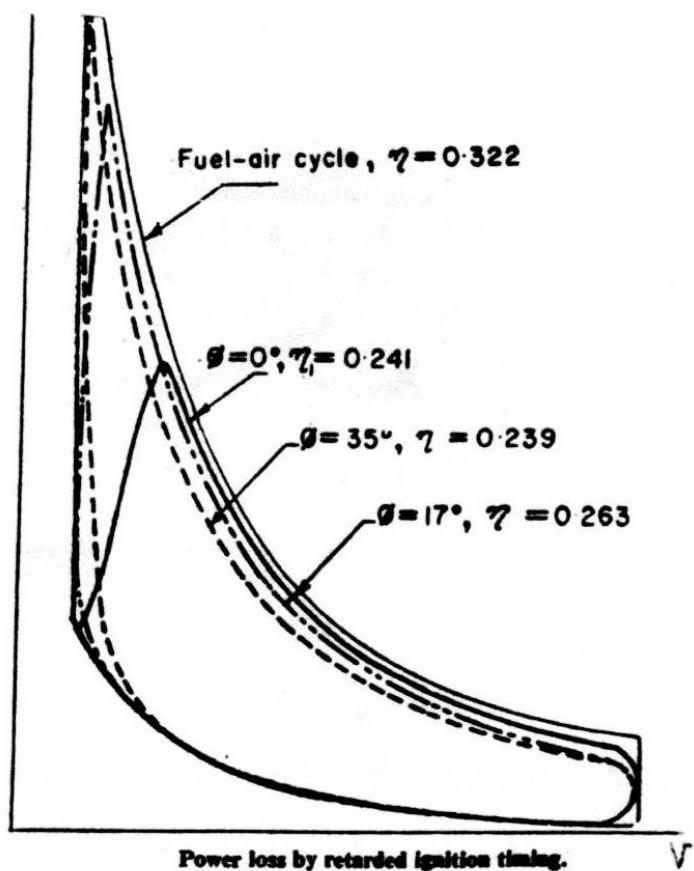


Figure 5.2- Pertes de désynchronisation et pic de pression

5-3 Pertes dues à une combustion incomplète

La vapeur de carburant, l'air et le gaz résiduels sont présents dans le cylindre, ceci fait qu'il est impossible d'obtenir un mélange homogène parfait. Donc une certaine quantité de carburant ne brûlera pas en CO_2 mais plutôt partiellement en CO et de O_2 apparaîtra dans l'échappement. L'énergie réelle qui se dégage dans le moteur est environ 90 à 93 % de l'énergie de carburant.

5-4 Perte direct d'énergie

Pendant la combustion et la phase de détente qui lui succède, la chaleur se transmet de la charge à travers les parois du cylindre et de la culasse vers l'eau de refroidissement. Cette perte d'énergie ne représente qu'une partie, alors que la plus grande partie est celle qui se dégage avec les gaz d'échappement.

5-5 Perte par avance d'ouverture des soupapes d'échappement

L'ouverture de la soupape d'échappement avant le PMB va occasionner une réduction de pression dans le cylindre, et va causer un arrondissement en fin du processus de détente sur diagramme de P-V, cela signifie une réduction du travail produit par le cycle, comme on peut le voir sur la figure suivante.

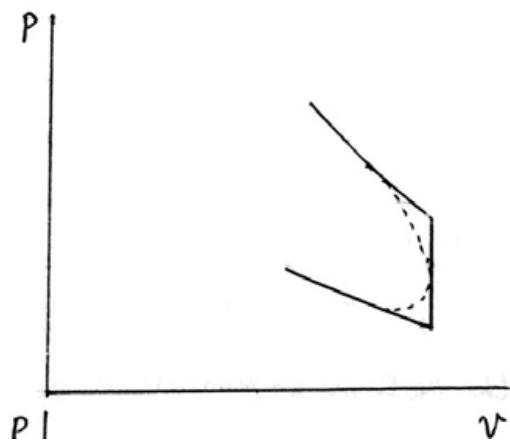


Figure 5.3- Pertes par AOE

5-6 Perte par pompage (balayage)

Les pertes par pompage sont dues à l'expulsion des résidus de combustion (fumées, gaz d'échappement) et l'aspiration de la charge fraîche. Dans le moteur avec aspiration naturelle (sans compresseur) ceci serait un travail négatif.

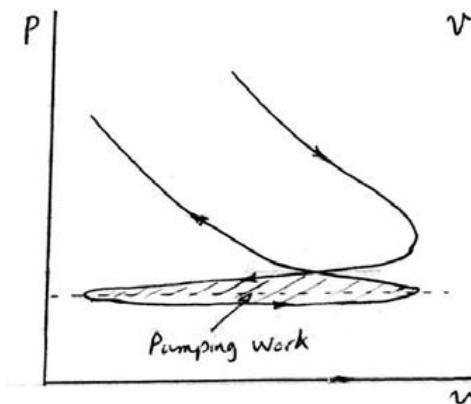


Figure 5.4- Pertes par balayage

5.7 Pertes par frottement

Ces pertes sont dues au frottement entre le piston et la paroi du cylindre, les roulements et les paliers lisses divers qui existent dans le moteur, ainsi que le reste des auxiliaires qui possèdent un mouvement, à l'image des pompes, etc...

5.8 Effets d'ouverture de la valve papillon d'alimentation

Quand le moteur fonctionne avec la valve papillon de l'alimentation semi-ouverte, le carburant qui arrive au moteur est réduit et ceci conduit à une perte dans la puissance produite, comme on peut le voir sur le graphe ci-dessous.

La boucle supérieure représente le travail positif (A) alors que la boucle d'en bas (B) représente le travail négatif des phases d'admission et d'échappement. Plus la valve en papillon est fermée et plus la pression dans la phase d'admission est basse et plus le travail négatif (de pompage) est important

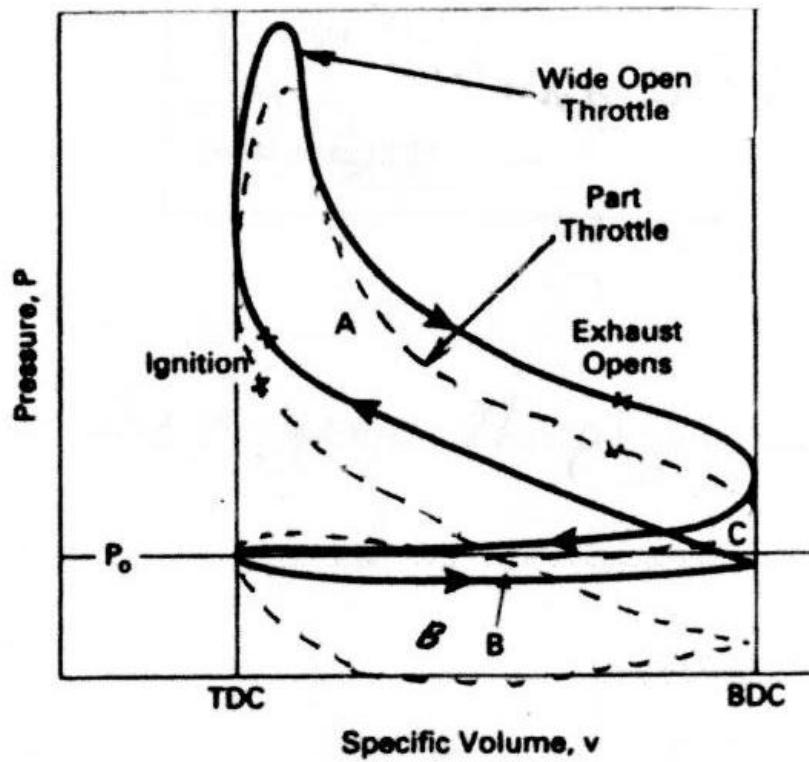


Figure 5.5- Effet d'ouverture de la vanne papillon de l'alimentation

BIBLIOGRAPHIE

Livres

Internal combustion engine fundamentals, J.B. HEYWOOD, Ed. McGraw Hill, 1988
Internal combustion engines, Colin R. FERGUSON, Ed. J. Wiley et sons, 1986
La Combustion et les flammes, R. BORGHI et M. DESTRIAU, Ed. Technip, 1995
Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Willard W. Pulkrabek, Ed. Prentice Hill, 2003