

Moteur à allumage commandé

par **Jean TRAPY**

Docteur ès sciences

Ingénieur principal à l'Institut français du pétrole (IFP)

1. Généralités. Description	BM 2 540 - 2
1.1 Principes	— 2
1.2 Éléments de construction	— 3
2. Fonctionnement	— 8
2.1 Cycle à 4 temps	— 8
2.2 Cycle à 2 temps	— 9
2.3 Particularités	— 9
3. Performances	— 11
3.1 Définitions	— 11
3.2 Bilans	— 12
3.3 Mesures et calculs	— 14
3.4 Paramètres influant sur les performances	— 15
4. Adaptation moteur-carburant	— 17
4.1 Combustions anormales	— 17
4.2 Indice d'octane des carburants	— 18
5. Émissions polluantes du moteur	— 18
5.1 Nature des émissions	— 18
5.2 Moyens de réduction des polluants	— 18
Pour en savoir plus	Doc. BM 2 540

Le moteur à allumage commandé (AC) est l'un des membres éminents de la grande famille des moteurs alternatifs à combustion interne, c'est-à-dire des moteurs qui produisent du travail par action directe sur un piston de la pression provenant de l'inflammation d'un mélange combustible, avec transformation du mouvement alternatif en rotation par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle. Le terme « allumage commandé » vient de ce que l'inflammation est initiée au moyen d'une étincelle, généralement d'origine électrique, en un moment bien déterminé du cycle. L'alimentation avec des mélanges homogènes d'air et de vapeur de carburant est indispensable pour assurer un bon allumage, ce qui impose des carburants de bonne volatilité, telles les essences de pétrole, d'où son appellation, plus familière, de « moteur à essence ». Son omniprésence dans le domaine de la traction routière, et particulièrement dans celui de l'automobile, est à l'origine de sa grande popularité ; rares sont les propulseurs capables actuellement de le concurrencer dans cette utilisation.

1. Généralités. Description

1.1 Principes

Le moteur AC est d'abord un moteur alternatif à combustion interne, c'est-à-dire que le travail est produit par la combustion d'un mélange carburé à l'intérieur d'un cylindre, dans lequel se déplace un piston en mouvement alternatif. Les deux limites extrêmes du mouvement sont appelées respectivement point mort haut (PMH) et point mort bas (PMB). Le volume balayé entre ces deux points constitue la **cylindrée unitaire**, et si d est le diamètre du cylindre (ou alésage) et C la course du piston, la cylindrée V s'écrit :

$$V = C\pi \frac{d^2}{4}$$

Au point mort haut le volume résiduel est appelé **volume mort** ; il détermine ce que l'on nomme la **chambre de combustion**, qui est donc la portion de volume limitée par la culasse, le haut de chemise et la partie supérieure du piston (figure 1). Du volume mort v et de la cylindrée V se déduit le **rapport volumétrique de compression** (ou taux de compression) :

$$\tau = \frac{V+v}{v}$$

Sa valeur est déterminante pour les performances du moteur, les valeurs les plus usuelles variant actuellement de 9 à 12.

Le mouvement alternatif du piston est transmis sous forme de rotation à l'arbre moteur, ou encore **vilebrequin**, par l'intermédiaire d'une **bielle**.

Les particularités essentielles du moteur AC résident dans ses modes d'alimentation et de combustion. En effet, le moteur est alimenté avec un mélange air-carburant réalisé soit avant son introduction dans le cylindre (mélange préalable), soit dans le cylindre (injection directe). La quantité d'air admise est modulée par un volet situé dans la tubulure d'admission (le « papillon ») et le carburant est dosé par un carburateur ou un système d'injection. La proportion entre combustible et comburant n'est pas indifférente et constitue ce que l'on appelle la **richesse** du mélange carburé. Le travail produit est proportionnel à la quantité de mélange introduite ; le niveau de charge du moteur est souvent caractérisé par son **remplissage en air**, qui est le rapport entre la masse d'air réellement présente dans le cylindre et la masse idéale qu'il contiendrait dans des

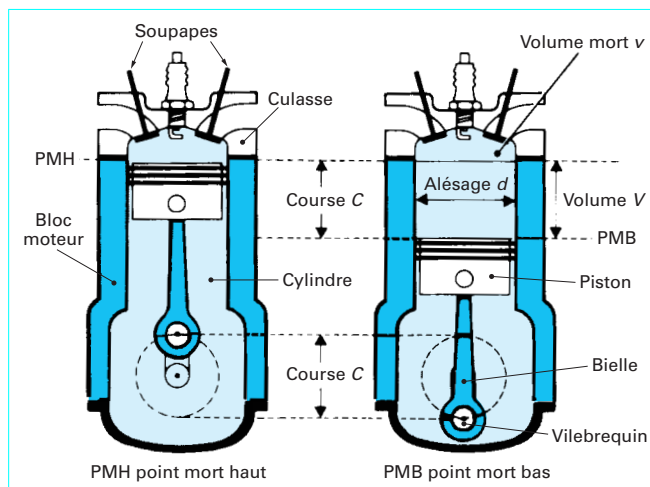


Figure 1 – Ensemble cylindre-piston-culasse [1]

Historique

Dès la fin du XVII^e siècle, les précurseurs Hautefeuille et Huygens avaient conçu le principe du moteur alternatif à combustion interne et réalisé des applications. Ils furent suivis par les Français Lebon et Lenoir en 1860, qui construisirent les premiers moteurs à allumage commandé, alimentés au gaz et fonctionnant selon un cycle à 2 temps. Le principe du moteur à 4 temps est énoncé pour la première fois en 1862 par Beau de Rochas ; en 1876 l'allemand Otto construit un premier moteur selon ce principe. Les besoins de l'automobile et de l'aéronautique naissantes, ainsi que la disponibilité de carburants nouveaux issus du pétrole, se conjuguent ensuite pour accélérer l'évolution des moteurs thermiques alternatifs, marquée par les noms de Benz, Daimler, De Dion, Bouton, Wright, Levavasseur, Seguin, Renault, etc.

D'une technologie commune à l'origine, les moteurs d'aviation et d'automobile se différencient dès la première décennie du XX^e siècle, ces derniers profitant ensuite des acquis de la formidable course à la puissance et à la fiabilité qui marque le domaine aéronautique entre les deux guerres. La Seconde Guerre mondiale correspond à une apogée de la technologie du moteur à allumage commandé, avec des réalisations qui tendent au gigantisme pour les besoins de puissance sans cesse accrus de l'aviation.

Un rapide déclin s'amorcera dans les années 1950 lorsqu'apparaîtront les propulseurs à turbine, qui depuis ont relégué définitivement les « moteurs à pistons » dans le domaine des faibles puissances (moins de 400 kW). Désormais, le moteur à allumage commandé est surtout un propulseur pour l'automobile et, dans cette utilisation, ses niveaux de fiabilité et de rapport performances/coût sont devenus tels que son remplacement définitif en faveur de systèmes plus évolués, c'est-à-dire plus économes et moins polluants (moteur électrique, turbine...), n'est pas envisagé avant la deuxième moitié du XXI^e siècle.

La place du moteur à allumage commandé

La production de moteurs à allumage commandé (AC) est largement majoritaire dans le monde, puisqu'elle représente 85 % du total des moteurs thermiques alternatifs (102 millions d'unités en 2000, sur une production totale de 121 millions).

La France se distingue avec une production diesel plus importante que la moyenne, qui ramène la proportion de moteurs AC à 52 % (environ 1,75 millions d'unités).

La motorisation diesel étant plutôt réservée aux unités de grande puissance, il est évident que les proportions indiquées deviendraient sensiblement différentes si elles étaient évaluées à partir des kilowatts produits.

Le domaine réservé du moteur AC est la **traction automobile**, qui représente 46 % de la production mondiale de ce type de moteur (36 % pour les véhicules particuliers, 10 % pour les camions), la proportion atteignant 65 % si l'on inclut les motocycles. Le reste est partagé entre les moteurs agricoles (21 %), les moteurs industriels (12 %), les moteurs marins et aéronautiques (statistiques 2000). La grande majorité de ces moteurs sont à cycle 4 temps (> 90 %), les moteurs 2 temps étant cantonnés dans les petites cylindrées (moins de 500 cm³), domaine privilégié des motos et des moteurs hors-bord.

conditions standards (1 atmosphère, 20 °C par exemple). Le couple et la puissance délivrés par le moteur sont directement proportionnels au remplissage en air. Si les conditions de référence sont celles régnant à l'admission, ce rapport devient alors le **rendement volumétrique**. Au cours d'un fonctionnement type automobile, le remplissage varie de 0,2 lors des faibles charges, à 1,0 à pleine ouverture pour des moteurs à aspiration naturelle ; il peut dépasser largement l'unité s'il y a suralimentation (3 à 4 en compétition).

À l'intérieur du cylindre, l'air et le carburant vaporisé se transforment en un mélange gazeux homogène et combustible ; l'allumage peut être alors déclenché en provoquant une élévation locale de la température, créant ainsi un noyau enflammé, puis un front de flamme se propageant dans le volume de la chambre. Le moment d'allumage est donc contrôlable, d'où la dénomination de ce type de moteur ; le moyen universellement choisi pour ce faire est de provoquer une étincelle électrique en un point de la chambre.

1.2 Éléments de construction

1.2.1 Cylindre, piston et culasse

Le **cylindre** peut être alésé directement dans le **bloc moteur** ou bien être constitué d'une chemise rapportée (généralement en fonte).

Les **pistons** sont en alliages légers et l'étanchéité avec le cylindre est assurée par des segments en fonte ou en acier.

La **culasse** est généralement réalisée avec des alliages légers ; elle assume le triple rôle de fermeture du haut de cylindre, de support du système de distribution, et de refroidissement de la chambre de combustion. C'est elle qui porte habituellement en empreinte la chambre de combustion, dont les géométries peuvent présenter une grande diversité (figure 2). Parfois la chambre est contenue en tout ou en partie dans le piston (chambre partagée telle la chambre « Héron » par exemple ou Toyota à injection directe).

Le moteur peut comporter plusieurs cylindres (moteur multicylindre), la configuration la plus courante du moteur d'automobile européen étant de 4 cylindres en ligne. Pour les nombres supérieurs ou égaux à 6, la disposition en ligne est souvent abandonnée pour des configurations en V moins encombrantes.

1.2.2 Distribution et alimentation

■ Le système de **distribution** assure le remplissage du cylindre et l'évacuation des gaz de combustion. Il comporte des **soupapes**, commandées par un ou plusieurs **arbres à cames**, et des mécanismes intermédiaires constitués de **poussoirs** et de **culbuteurs**. Le nombre de soupapes par cylindre est au minimum de 2 (admission et échappement) ; il peut être augmenté de manière à accroître les capacités de remplissage du moteur et donc ses performances. L'arbre à cames tourne à mi-vitesse par rapport au vilebrequin (moteurs 4 temps) ; il peut être situé au niveau du bloc moteur, ou encore au niveau de la culasse (arbre à cames « en tête »). Certains moteurs ont deux arbres à cames qui actionnent séparément soupapes d'admission et d'échappement, notamment lorsque les tubulures sont placées de part et d'autre de la culasse (système *cross-flow*).

■ Le système d'**alimentation** doit réaliser le dosage des débits d'air et de carburant pour que le mélange soit combustible et amener l'ensemble jusqu'au cylindre. Les principaux procédés d'alimentation sont la **carburation**, autrefois majoritairement utilisée, qui a été largement supplantée par l'**injection**. L'injection de carburant dans le collecteur d'admission (ou injection indirecte) est devenue prédominante en liaison avec l'introduction massive des systèmes de dépollution par catalyse (§ 5.2). L'injection directe d'essence sous haute pression dans le cylindre, connue depuis longtemps mais peu pratiquée en automobile, voit actuellement un regain d'intérêt du fait des substantielles améliorations de rendement qu'elle permet et en dépit des complications qu'elle impose aux systèmes de dépollution.

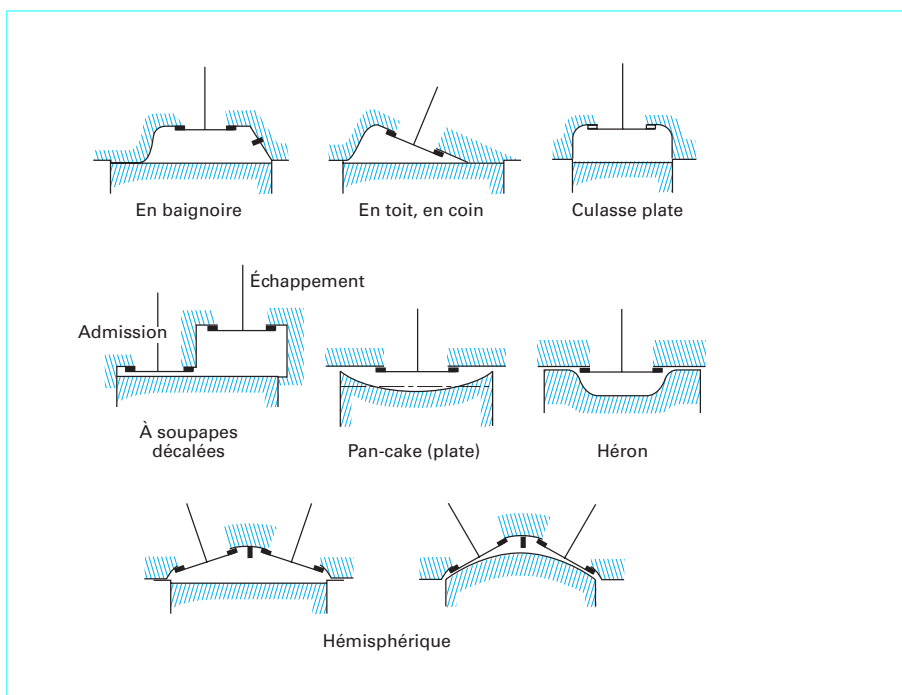


Figure 2 – Formes de chambres de combustion [2]

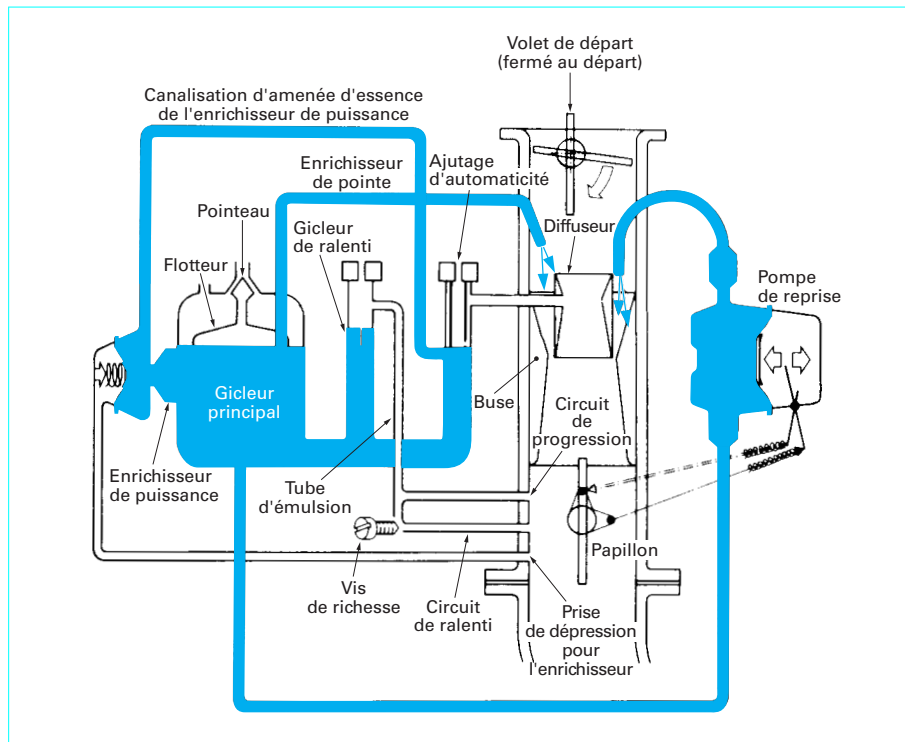


Figure 3 – Circuit de carburation [3]

La **carburation** consiste à aspirer et pulvériser le carburant dans l'admission en utilisant la vitesse de l'écoulement d'air admis. Elle est réalisée par un **carburateur** qui, très schématiquement, comporte un orifice calibré (le gicleur) pour doser le carburant, un étranglement (la buse) afin de créer localement sur le circuit d'admission une dépression capable d'aspirer le carburant, enfin en aval un volet pour régler la quantité de mélange admis. En plus du circuit principal ainsi décrit, il existe de nombreux circuits et dispositifs auxiliaires afin de prendre en compte tous les fonctionnements particuliers : circuit de ralenti, volet de départ, pompe de reprise, enrichisseur de pleine charge, etc. (figure 3). Les carburateurs évolués sont multicorps pour optimiser leur fonctionnement sur une plage étendue de charge et de régime et leur contrôle fait appel aux ressources de l'électronique (papillon motorisé, vannes électromagnétiques, etc.).

Certains moteurs fonctionnent avec des hydrocarbures gazeux (GPL, GNL...) ; la carburation se simplifie alors, du fait que la fonction pulvérisation n'est plus nécessaire et que le mélange avec l'air est plus aisé. Il faut prévoir, par contre, un système de vaporisation et de détente si l'alimentation est effectuée avec du gaz liquéfié.

L'alimentation par **injection indirecte** est réalisée en introduisant le carburant en jet liquide sous pression dans la tubulure d'admission. L'injection peut être **monopoint** si elle se produit très en amont des cylindres (figure 4) ou **multipoint** lorsqu'il existe un injecteur par cylindre, placé très près de la chapelle d'admission (figure 5). Le procédé le plus usité actuellement est l'injection dite « électronique », pour laquelle des injecteurs à soupape électromagnétique sont soumis à une pression de carburant constante, leur ouverture étant commandée par des impulsions électriques (Bosch Mono-Jetronic et L - Jetronic par exemple). Dans tous les cas, le système comporte une pompe électrique de mise en pression, un dispositif pour évaluer le débit d'air (plateau mobile, fil chaud, courbes programmées...), et un calculateur électronique gérant les informations issues des différents capteurs (température d'admission, pression...) et pilotant l'injection. Les fonctionnements particuliers

(démarrage, transitoires, pleine charge...) sont pris en compte par des corrections programmées électroniquement.

Remarque : la dépollution des moteurs AC par pot catalytique 3 voies ne peut se réaliser qu'avec l'aide d'une alimentation par injection, seule capable de remplir les conditions rigoureuses de dosage du mélange carburé que requiert ce procédé (§ 5.2).

L'**injection directe** a pour principe d'envoyer le carburant sous pression directement dans le cylindre (figure 6). Dans le cas des fonctionnements avec excès d'air (charges partielles), le carburant est injecté pendant la phase de compression. Le jet de carburant doit ainsi se vaporiser et se mélanger à l'air dans un délai très court ; la richesse du mélange n'est donc pas homogène dans la chambre de combustion. Tout l'art du motoriste est de gérer cette hétérogénéité et de pouvoir en contrôler à la fois la composition et la localisation. Dans le cas des fonctionnements en mélange homogène (pleine charge), le carburant est injecté pendant la phase d'admission et dispose du temps nécessaire pour se vaporiser et bien se mélanger à l'air.

Le gain de rendement provient du fonctionnement en mélange globalement pauvre et de l'accroissement du taux de compression qu'autorise l'abaissement des températures dans le cylindre provoqué par la vaporisation du carburant. Il y a, de plus, une réduction des pertes par pompage car l'admission d'air s'effectue en permanence à pleine ouverture. Des améliorations de 10 % du rendement sont ainsi observées sur des moteurs en production.

1.2.3 Allumage

L'allumage du mélange carburé est provoqué par une étincelle électrique éclatant entre les électrodes d'une bougie (figure 7). Un circuit spécial assure la mise en tension, la distribution entre les cylindres et la détermination de l'instant d'allumage. Encore récemment, le circuit d'allumage se composait d'une bobine d'induction, d'un rupteur (les vis platinées), et d'un distributeur. Le rupteur créait

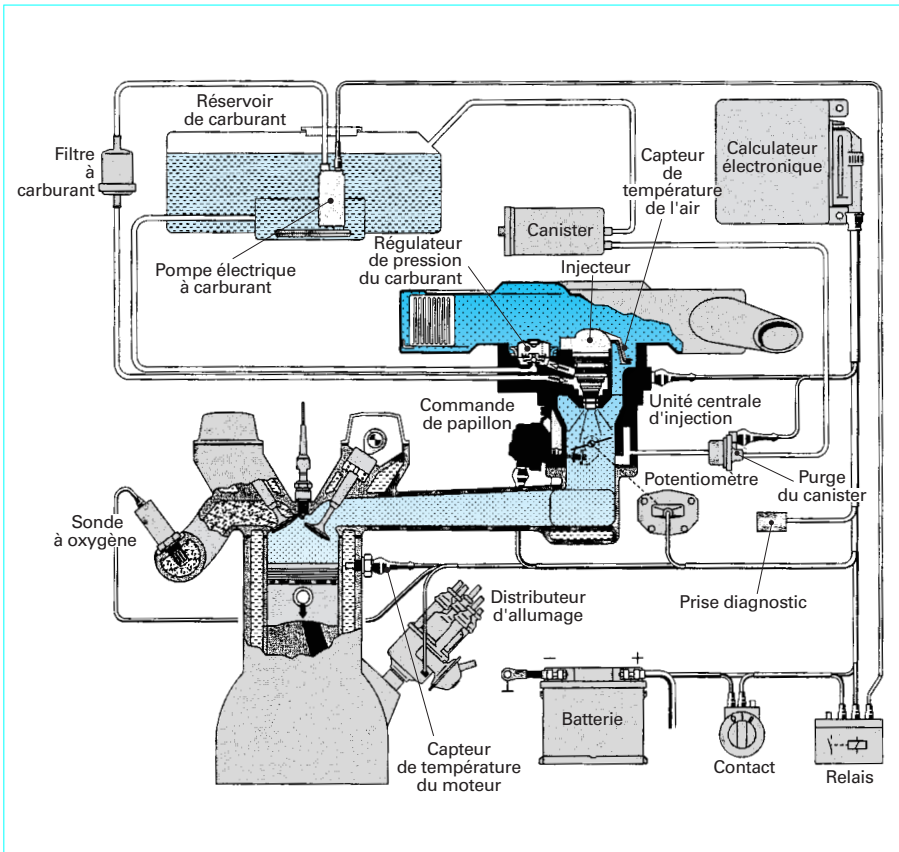


Figure 4 – Circuit d'injection monopoint (Bosch Mono-Jetronic) [13]

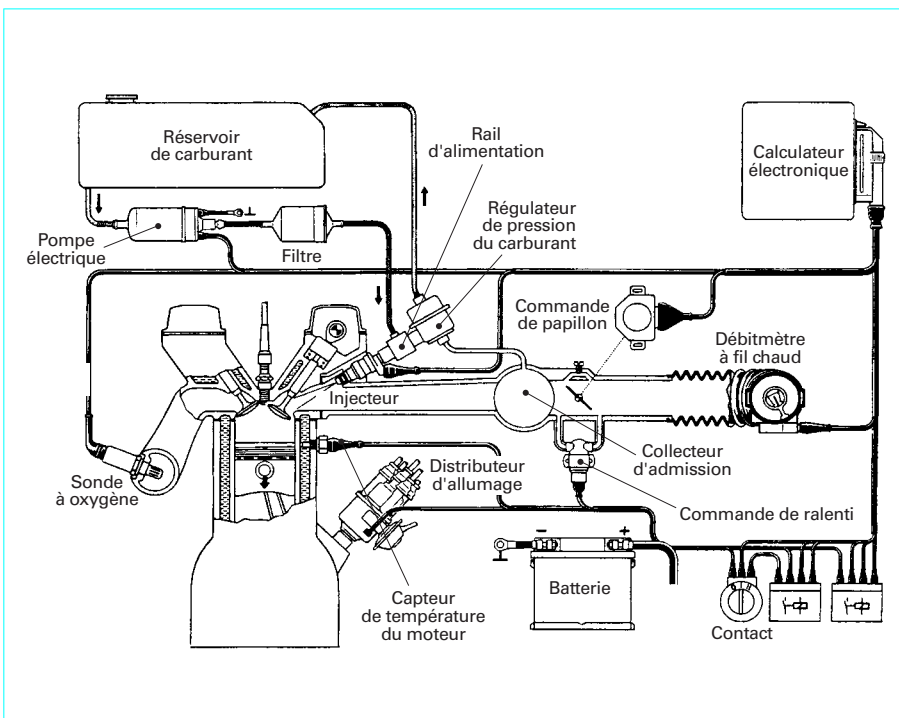


Figure 5 – Circuit d'injection multipoint (Bosch LH-Jetronic) [13]

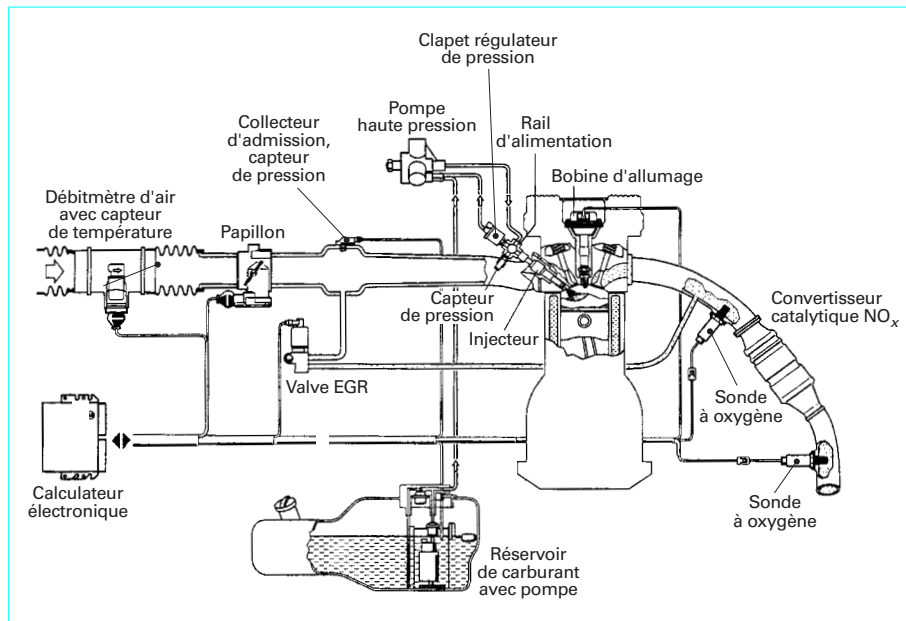


Figure 6 – Circuit d'injection directe (Bosch MED-Motronic) [13]

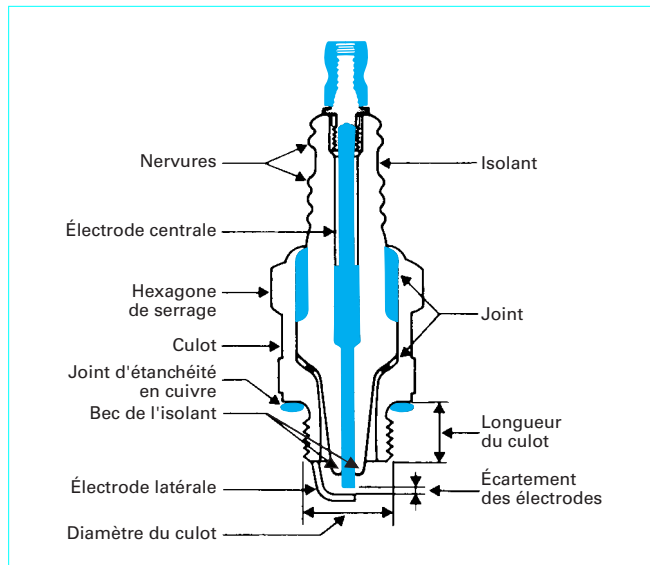


Figure 7 – Bougie d'allumage [4] [5]

une interruption périodique du courant, générant ainsi des impulsions que la bobine transformait en haute tension (> 10 kV). Le distributeur dirigeait le courant haute tension vers les bougies d'allumage; un condensateur permettait d'accorder le circuit oscillant ainsi constitué. Une première évolution, apparue dans les années 1970, a consisté à remplacer le rupteur par un transistor pour ouvrir et fermer le circuit primaire de la bobine (allumage transistorisé), apportant un gain décisif de fiabilité au système. Cette technologie est maintenant totalement supplantée par les allumeurs électroniques intégraux (AEI), pour lesquels un circuit électronique commandé par un calculateur génère les impulsions d'allumage (figure 8). Ce système est d'une grande souplesse, car l'énergie et

l'instant d'allumage peuvent être modulés par le calculateur en fonction d'un grand nombre de données (régime, charge, température, pollution, cliquetis...).

Les systèmes d'allumage actuels ont bénéficié de nombreuses études qui ont montré, entre autres, que l'énergie de l'étincelle pouvait varier de 0,2 mJ pour les mélanges stœchiométriques, à quelques millijoules pour les mélanges pauvres et turbulents. Un pic de haute tension est nécessaire pour initier l'étincelle, jusqu'à 30 kV pendant une fraction de milliseconde, il est suivi par un plateau de tension nettement plus faible qui correspond à la durée de l'étincelle (de l'ordre de la milliseconde) pendant laquelle a lieu l'échange d'énergie avec le milieu (figure 9).

L'instant d'allumage détermine le calage de la combustion dans le cycle moteur et il est éminemment variable. En effet, il doit tenir compte de la durée de combustion qui, elle-même, dépend de nombreux paramètres, les principaux étant le régime et la charge. Pour réaliser cela, les systèmes moins évolués utilisaient des procédés mécaniques, telles la correction « centrifuge » pour le régime et la capsule à dépression pour la charge. L'électronique permet de prendre en compte beaucoup d'autres paramètres mesurés au moyen de capteurs (température de l'air, de l'eau, angle de rotation, position de l'accélérateur...), mais aussi d'intégrer des lois d'avance finement optimisées, et cela d'une manière indéfiniment adaptable. Les dernières générations de systèmes d'allumage sont capables d'auto-adaptation, c'est-à-dire de modifier leur comportement en fonction des évolutions du moteur au cours de sa vie.

1.2.4 Lubrification et refroidissement

Le moteur AC n'est pas particulièrement exigeant pour sa lubrification, sauf lorsqu'il s'agit d'utilisations spéciales (compétition, endurance...). Le circuit de graissage classique comporte une pompe (généralement à engrenages), un filtre et un réseau de canalisations qui amènent l'huile aux endroits nécessaires, les paliers d'arbres en particulier. Les cylindres sont lubrifiés par projection et, dans les moteurs performants, il se trouve des ajutages pour projeter l'huile sur les fonds de pistons et ainsi les refroidir. Des échangeurs huile-eau peuvent être aussi installés pour limiter la température du lubrifiant. Lorsqu'il y a un turbocompresseur, il est

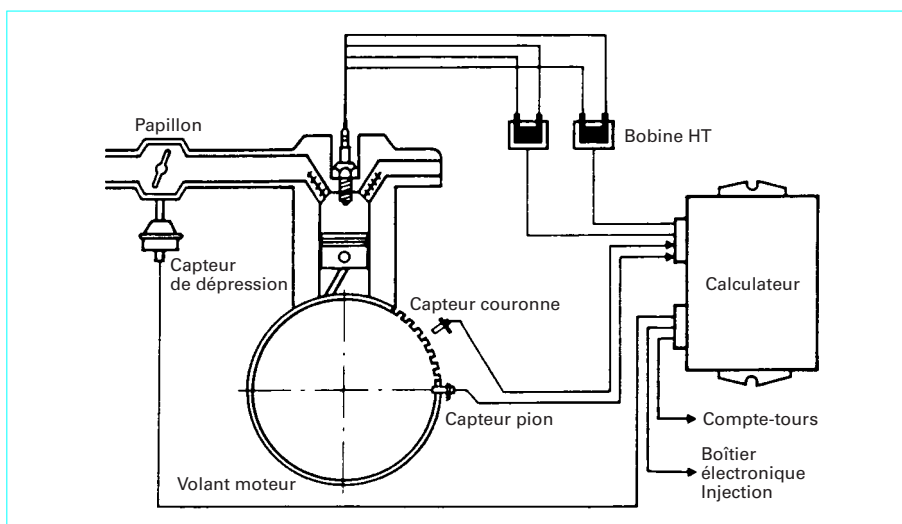


Figure 8 - Allumage électronique intégral [6]

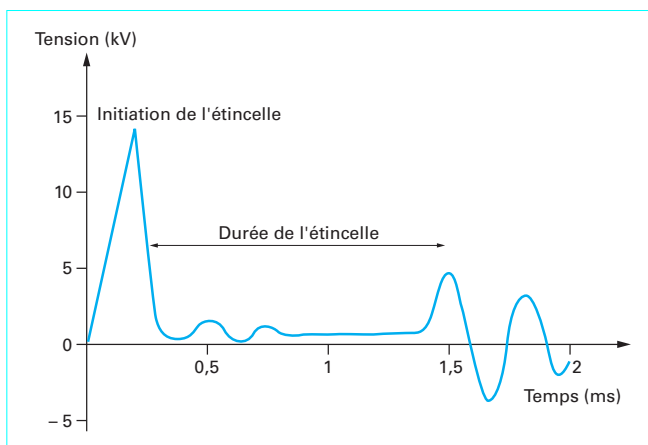


Figure 9 - Tension aux électrodes d'une bougie pendant l'allumage

lubrifié par le circuit principal, de même pour les poussoirs hydrauliques dont les moteurs modernes sont équipés et qui servent à rattraper automatiquement les jeux soupapes-culbuteurs. Les moteurs 2 temps de faible puissance et à admission par le carter sont lubrifiés par de l'huile mélangée au carburant (2 à 3 % en volume).

La plupart des moteurs AC sont refroidis par circulation d'un liquide, généralement un mélange d'eau et d'éthylène-glycol à 50 %. Les parties du moteur exigeant un refroidissement sont celles concernées directement par la combustion, c'est-à-dire la culasse (chambres de combustion) et les cylindres dans le bloc moteur. La circulation du liquide est assurée par une pompe entraînée directement par l'arbre moteur ; la température est limitée au moyen d'un échangeur liquide-air (le radiateur). Celui-ci peut être soufflé par un groupe moto-ventilateur, dès que la vitesse du véhicule est insuffisante pour assurer naturellement les échanges. Dans les moteurs d'automobiles, le circuit de refroidissement peut contribuer au chauffage de l'habitacle au moyen d'un échangeur spécifique monté en parallèle : l'aérotherme.

Pour accélérer la montée en température du moteur lors des démarrages à froid, un thermostat limite la circulation du liquide aux circuits internes au moteur et la rétablit dans les parties externes

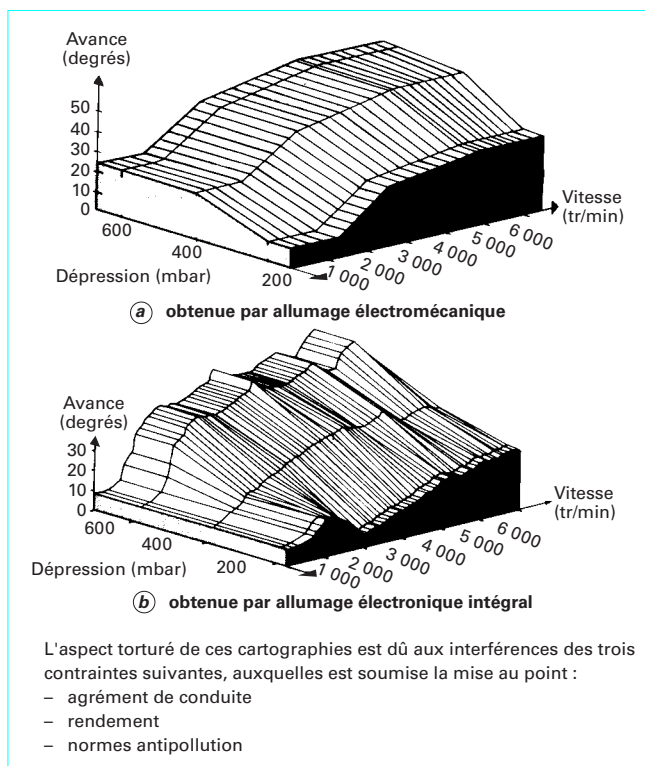


Figure 10 - Cartographies d'avance [7]

lorsque la température est suffisamment élevée (> 90 °C). Il règle ensuite cette température dans un intervalle de quelques degrés autour de la valeur nominale. Les thermostats sont généralement actionnés par une cire thermodilatante.

Les véhicules actuels sont équipés de circuits scellés, fonctionnant sous une légère pression. Du fait de la pression et du glycol contenu dans le mélange, la température d'ébullition du liquide peut atteindre 130 °C.

2. Fonctionnement

2.1 Cycle à 4 temps

La grande majorité des moteurs AC fonctionne selon le cycle à 4 temps, qui dure 2 tours de moteur et dont les phases caractéristiques sont les suivantes (figure 11).

■ Temps 1. Admission

Elle se produit alors que le piston descend du PMH au PMB, créant ainsi une dépression dans le cylindre et l'aspiration du mélange carburé ou de l'air dans le cas particulier des moteurs à injection directe. Les vitesses des gaz sont plutôt élevées (la vitesse du son peut être atteinte au passage des soupapes) et l'inertie des masses gazeuses ne peut pas être négligée. De ce fait et aussi parce qu'il y a des pertes de charge sur le circuit d'admission (papillon, soupapes...), le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement : le remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité. Pour améliorer ce taux, les inerties des masses gazeuses sont prises en compte en avançant l'ouverture de la soupape d'admission avant le PMH (AOA = avance ouverture admission). Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend de la gamme du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes.

La tendance moderne est de promouvoir des distributions variables en calage et en ouverture, actionnées au moyen de commandes magnétiques ou hydrauliques, de manière à pouvoir bénéficier d'un remplissage optimal sur toute la gamme des régimes. De tels systèmes existent déjà en série et sont présentés comme une des clés ouvrant la voie vers les moteurs à faible consommation et pollution zéro.

Un calage d'admission bien adapté peut entraîner une légère suralimentation du moteur en un point de régime tandis que l'accroissement du nombre de soupapes par cylindre améliore le remplissage à tout régime. La suralimentation par compresseur permet des accroissements plus substantiels du remplissage avec des pressions d'admission largement supérieures à l'atmosphère.

Quelle que soit la pression à l'entrée du circuit d'admission, la quantité de mélange admis dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. Dans un moteur AC la charge du moteur est donc en rapport (fortement non linéaire) avec la pression d'admission, appelée habituellement « dépression admission » puisqu'elle est le plus souvent inférieure à la pression atmosphérique.

■ Temps 2. Compression-allumage

Les soupapes étant fermées, le piston remonte vers le PMH en comprimant la masse gazeuse enfermée. La pression dans le cylindre croît et, sans combustion, elle attendrait à pleine ouverture 10 à 20 bar au PMH, selon le taux de compression. L'allumage intervient quelques instants (avance à l'allumage) avant le PMH (10 à 20 °V), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion.

Le degré vilebrequin (°V) est une unité de temps propre aux motoristes, c'est le temps nécessaire pour que le vilebrequin tourne d'un angle de 1 degré. Sa relation avec le temps réel (en secondes) est :

$$1 \text{ } ^\circ\text{V} = \frac{1}{6N} \text{ (secondes)}$$

avec N (tr/min) régime de rotation.

On remarquera ainsi que dans le cas d'un moteur fonctionnant à 5 000 tr/min le vilebrequin tourne de 30 °V par milliseconde.

Les moteurs à injection directe réalisent leurs charges partielles en modulant la quantité de carburant injectée, ce qui signifie que dans la chambre de combustion la répartition de la charge est hétérogène pour que localement une faible quantité de carburant puisse être associée à une faible part de l'air et que le mélange puisse être combustible. Le dessin et l'aérodynamique interne des chambres de combustion déterminent la formation du mélange et sa localisation, qui doit être impérativement proche d'une bougie d'allumage. Les pleines charges sont par contre obtenues en revenant à une charge homogène remplissant le volume entier du cylindre.

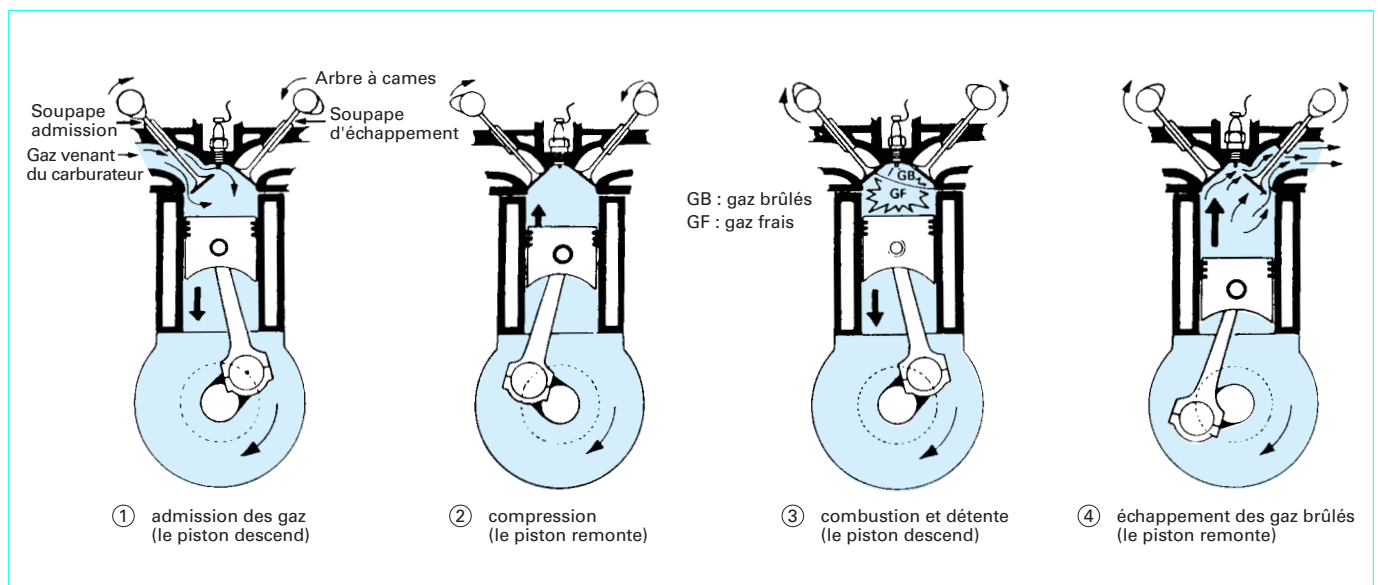


Figure 11 – Cycle à 4 temps [5]

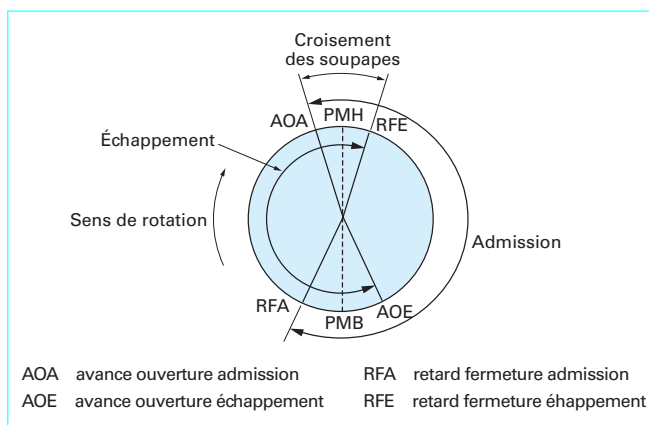


Figure 12 - Diagramme de distribution

■ Temps 3. Combustion-détente

La combustion se développe et la pression croît rapidement pour arriver normalement à son maximum une dizaine de degrés après le PMH, atteignant des valeurs supérieures à 60 bar à pleine charge. Les gaz sont à ce moment très chauds (2 000 à 3 000 K) et les transferts thermiques vers les parois sont intenses. Le piston descend ensuite vers le PMB, la pression et la température des gaz décroissent en même temps que du travail est fourni au piston. Le taux de détente est déterminant pour le rendement et certains concepts ont été imaginés pour profiter au mieux de cette phase (cycle de Miller).

■ Temps 4. Échappement

La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston atteint le PMB, les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. Pour tenir compte des inerties des gaz, l'échappement peut s'ouvrir quelque peu avant le PMB (AOE = avance ouverture échappement), et se fermer après le PMH (RFE = retard fermeture échappement). Il peut se trouver ainsi quelques instants pendant lesquels les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément : c'est le **croisement de soupapes** (figure 12). Il est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime.

2.2 Cycle à 2 temps

Le cycle 2 temps ne dure qu'un tour moteur et ses phases de fonctionnement se distinguent par la présence ou non d'échanges gazeux avec l'extérieur.

■ Temps 1. Échappement-admission

C'est la phase clé pour un moteur 2 temps ; les ouvertures d'admission et d'échappement restent simultanément ouvertes pendant la plus grande partie de cette période qui voit le piston descendre du PMH vers le PMB, ce qui implique que l'admission des gaz frais et l'expulsion des gaz brûlés s'effectuent en même temps : c'est la phase dite de **balayage**. Les gaz de combustion s'échappent sous leur propre pression et les gaz d'alimentation doivent être comprimés pour pouvoir pénétrer dans le cylindre. Cette légère compression, quelques dizaines de millibars, peut être obtenue soit en profitant de la course vers le bas du piston et en comprimant les gaz dans le carter (admission par le carter (figure 13)), soit en utilisant un compresseur. L'alimentation en carburant peut s'effectuer en amont du cylindre, par carburation ou injection, pour permettre au mélange de se réaliser au préalable avec cependant le risque qu'une partie soit court-circuitée à l'échappement. Cet inconvénient

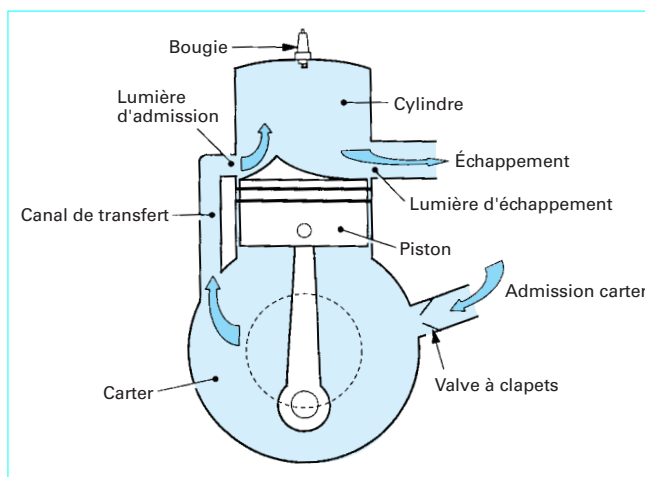


Figure 13 - Moteur 2 temps à alimentation par le carter

peut être évité par une injection directe dans le cylindre pendant la compression, solution plus coûteuse mais qui place alors le moteur 2 temps au même niveau que le 4 temps pour les consommations et la pollution.

La phase de balayage caractérise le moteur 2 temps dont elle détermine le bon fonctionnement ; elle en a fait le succès par la simplicité de construction qu'elle permet, mais aussi la mauvaise réputation sur les plans rendement et pollution par les pertes à l'échappement qui en ont été longtemps la conséquence.

■ Temps 2. Compression-allumage-détente

Les ouvertures d'admission et d'échappement sont fermées ; si l'alimentation n'est pas effectuée en amont du cylindre, le carburant peut être alors injecté lorsque le piston remonte. La fin de compression et la combustion se déroulent d'une manière identique à celles du moteur 4 temps. Le travail est récupéré pendant la détente qui se termine dès l'ouverture de l'échappement. Souvent, pour un moteur 2 temps, le taux de compression est évalué en partant d'une cylindrée comprise entre le PMH et l'ouverture de l'échappement : c'est donc un taux de détente.

2.3 Particularités

2.3.1 Alimentation

On se reportera au paragraphe 1.2.2 pour les définitions et les généralités sur les modes d'alimentation. Leur fonction est d'amener à l'intérieur du cylindre un mélange d'air et de carburant soigneusement dosé et de pouvoir moduler la quantité admise. Les proportions du mélange ne sont pas indifférentes et sont habituellement caractérisées par la **richesse** de mélange, dont la valeur est obtenue en effectuant la division du rapport des masses de carburant et d'air mélangées par la valeur de ce rapport pour un mélange **stœchiométrique**.

La combustion stœchiométrique correspond à la combustion complète du carburant sans excès d'air, avec comme produits uniquement de l'eau et du dioxyde de carbone. Le rapport des masses d'air et de carburant est alors d'environ 15 pour les carburants usuels. Il faut environ 9 000 litres d'air pour brûler 1 litre d'essence à la stœchiométrie.

La richesse 1 correspond donc au mélange stœchiométrique. Une richesse inférieure à l'unité caractérise les mélanges dits « pauvres » (excès d'air), une richesse supérieure à l'unité les mélanges « riches » (excès de carburant). Actuellement la richesse de fonctionnement d'un moteur automobile conventionnel varie entre 0,8 et 1,2. Dans le cas d'un moteur à injection directe fonctionnant en mélange pauvre, elle peut descendre à une valeur globale de 0,3 avec, dans la zone de combustion, une richesse locale supérieure à 0,8. Les mélanges pauvres sont facteurs de bons rendements, mais leur richesse est limitée inférieurement par l'apparition de ratés de combustion. Les mélanges riches sont préconisés pour les fortes puissances, car ils assurent une bonne répartition du carburant dans tous les cylindres et contribuent au refroidissement du moteur par évaporation de l'excès de carburant dans la chambre de combustion. Les richesses élevées sont aussi nécessaires lors des démarrages à froid, pour pallier la mauvaise vaporisation du carburant qui entraînerait des « trous de richesse » et des fonctionnements erratiques.

■ Moteurs carburés

On appelle ainsi les moteurs alimentés par carburateur ; cela signifie que l'arrivée de carburant s'effectue très en amont des cylindres et que la vaporisation et le mélange avec l'air sont en grande partie opérés dans les tubulures d'admission. Il peut alors se produire des inégalités de répartition du carburant entre les cylindres résultant d'une vaporisation et d'une homogénéisation incomplètes qui déséquilibrent les cylindres et sont nuisibles à des réglages précis de la carburation. Ainsi, la limite de fonctionnement en mélange pauvre d'un multicylindre carburé est toujours plus élevée que celle d'un monocylindre, et les richesses de mélange doivent être réglées en excès pour assurer une alimentation minimale à tous les cylindres.

Il est par ailleurs difficile, sinon impossible, de suivre les schémas précis de carburation que nécessitent les normes actuelles de consommation et de pollution : tous les « automatismes » qui ont fait longtemps l'attrait de la carburation se sont révélés des obstacles à son évolution.

■ Moteurs injectés

Longtemps réservée aux moteurs de haut de gamme parce qu'elle était coûteuse, l'injection apparaît maintenant comme un atout essentiel pour l'évolution du moteur AC. La technologie actuelle permet en effet de piloter l'injection avec la précision de l'électronique, la souplesse et la fiabilité du microprocesseur.

Injection indirecte : les injecteurs débitent dans les conduites d'admission ; la pression d'injection est modérée (1 à 4 bar) puisque le milieu à pénétrer est généralement sous une pression inférieure à l'atmosphère. Cela peut être un unique injecteur situé en amont, comme le serait un carburateur, et c'est de l'injection **monopoint**, ou un injecteur par cylindre qui débite dans la chapelle d'admission et c'est de l'injection **multipoint**. L'intérêt de la première est de permettre à faible coût un dosage global mais précis du carburant, compatible avec les exigences de l'antipollution, sinon elle présente des avantages et inconvénients similaires à ceux de la carburation. La solution multipoint permet des dosages encore plus précis et assure une répartition optimale du carburant dans les cylindres et ceci sans l'inertie due au transfert le long d'une canalisation. L'injection peut être continue durant le cycle moteur ou ponctuelle pendant la phase d'admission, elle est alors nommée **séquentielle**. L'injection multipoint représente un progrès important dans l'alimentation des cylindres et son seul inconvénient concerne la réalisation du mélange carburé, qui peut être imparfaite compte tenu des délais très courts. Des dispositifs de chauffage et d'aide à la pulvérisation existent pour améliorer ce dernier point.

Injection directe : les injecteurs débouchent dans les cylindres. Cette technique est aussi vieille que le moteur à explosion et fut autrefois exploitée dans l'aviation et les moteurs de compétition. Elle a été réactualisée car elle présente un potentiel d'amélioration substantielle du rendement des moteurs. Les difficultés à résoudre, évoquées au paragraphe 1.2.2, se résument dans le contrôle précis

de la localisation et de la qualité de la charge à allumer. Seuls des moyens d'étude et des technologies évolués permettent la mise au point d'un tel procédé.

Bien que les fonctions soient similaires, les technologies de l'injection directe se distinguent de celles de l'injection indirecte par des niveaux de pression beaucoup plus élevés (> 100 bar) pour pénétrer dans le cylindre en phase de compression.

L'inconvénient majeur du procédé résulte paradoxalement du gain de rendement qui en résulte : l'augmentation de température de combustion qui lui correspond entraîne un accroissement des émissions d'oxyde d'azote, polluant qu'il est difficile d'éliminer en mélange pauvre (cf. § 5).

2.3.2 Combustion

Le noyau initial généré par l'étincelle dans le mélange carburé se développe en formant un front de flamme dont la vitesse et la géométrie dépendent de la richesse du mélange, des conditions de température et de pression et des mouvements aérodynamiques dans la chambre de combustion. Un mélange riche et une turbulence élevée sont des facteurs favorables à la propagation de la flamme. Au contraire, un mélange pauvre dans une chambre calme sont autant d'éléments défavorables, surtout s'il y a mélange avec des gaz brûlés provenant de cycles précédents (les gaz résiduels). Cette conjugaison peut entraîner à la limite le non-départ ou l'extinction de la flamme (ratés de combustion).

À l'échelle du cycle moteur, la combustion n'est pas instantanée : les analyses montrent que sa durée est de l'ordre de 60 °V dans des conditions normales. Les lois de dégagement d'énergie sont des courbes en « S » dont les dérivées sont des courbes en « cloche » (modèle de Wiebe) (figure 14). Ces dernières, improprement nommées « vitesses de combustion », peuvent être paramétrées par les valeurs de leur maximum et de l'angle vilebrequin correspondant à 50 % de la charge brûlés. L'expérience montre que, pour une large gamme de fonctionnement, cet angle est situé de 5 à 10 °V après le PMH lorsque le calage de la combustion est optimal.

Régulièrement implanté sur les moteurs d'avion, l'allumage à deux bougies permet de fiabiliser le début de la combustion mais influence relativement peu la durée globale du processus ; il est aussi pratiqué ponctuellement en automobile.

Le **calage optimal** de la combustion correspond à l'obtention du couple maximal pour un point de fonctionnement donné.

La durée de la combustion pouvant varier, cela signifie que l'instabilité d'allumage ne doit pas être fixe si l'on désire conserver un réglage optimal. Les courbes d'avance à l'allumage sont sensées prendre en compte les variations de vitesse de combustion, tout au moins celles qui proviennent de modifications de régime de rotation et de la charge (figure 15). En fait, dans de nombreux cas, le calage optimum ne peut être conservé à cause de l'apparition du cliquetis (§ 4.1) ou de ratés de combustion. Néanmoins, l'autoadaptation au régime de la durée de combustion est remarquable, car elle permet au moteur de fonctionner naturellement sur une plage de régime pouvant aller jusqu'à largement plus de 10 000 tr/min. Cela résulte principalement des interactions de la flamme avec la turbulence, dont l'intensité croît proportionnellement avec le régime et accélère ainsi la propagation de la flamme.

Le **dispersion cyclique** est une manifestation typique de la combustion en allumage commandé (figure 14). Elle se caractérise par des variations du maximum des cycles de pression (10 à 20 % autour de la valeur moyenne), qui ont pour origine les fluctuations de vitesse de propagation de la flamme lors de l'initiation. Ces instabilités se répercutent sur tout le développement de la combustion et se traduisent par des variations à la fois du maximum de la vitesse de combustion et de son calage. Lorsque son amplitude est normale, la dispersion cyclique a peu d'incidence sur le travail produit (fluctuations de 1 à 2 %), car elle intervient à un moment du cycle où la vitesse de variation de volume de la chambre est faible

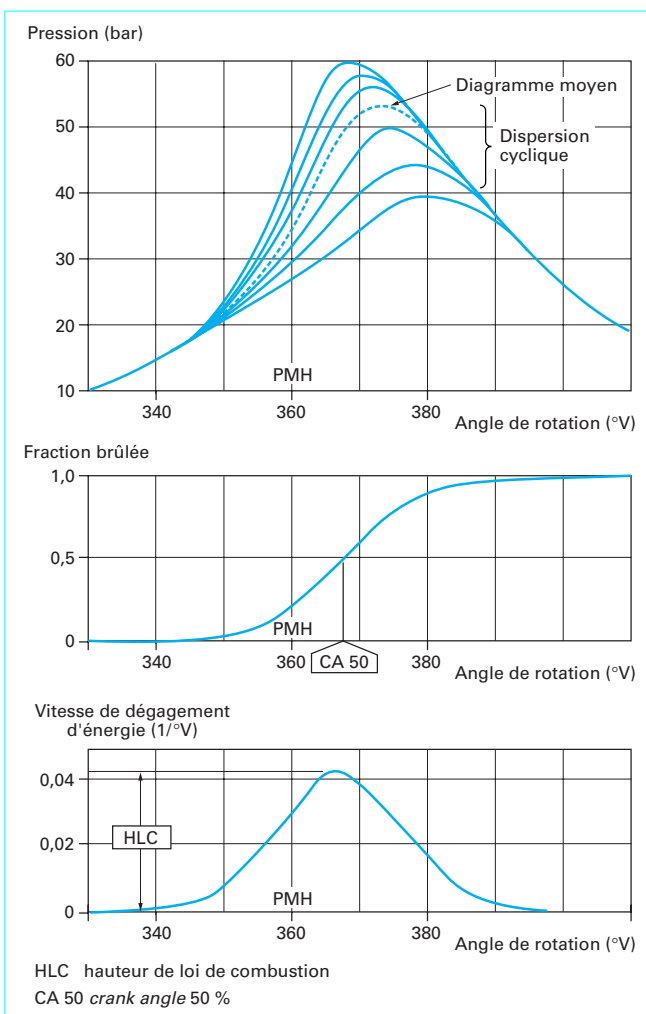


Figure 14 – Exemple de loi de combustion déterminée à partir d'un diagramme de pression [2]

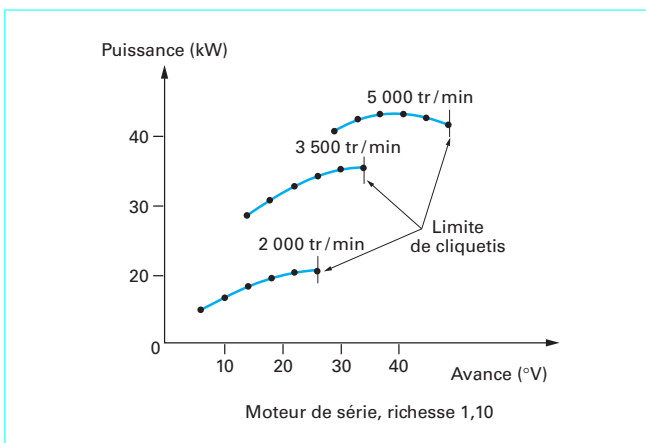


Figure 15 – Recherche de l'avance optimale à pleine admission (d'après IFP)

(zone du PMH). Lorsque les conditions de combustion deviennent difficiles, la dispersion s'aggrave et son effet sur le couple moteur peut devenir perceptible. L'accroissement de la durée de l'étincelle et de sa longueur sont autant de facteurs qui concourent à réduire la dispersion cyclique.

3. Performances

3.1 Définitions

Deux critères sont importants pour caractériser un moteur, ce sont sa puissance et son rendement.

■ La **puissance effective** P_e est le produit du couple C mesuré sur l'arbre en sortie du moteur, par la vitesse angulaire de rotation Ω de cet arbre :

$$P_e = C\Omega$$

avec C en $N \cdot m$, Ω en rad/s et P_e en W .

Soit en introduisant le régime du moteur N en tr/min :

$$P_e = \frac{\pi}{30} CN$$

Les motoristes utilisent aussi la notion de **pression moyenne effective** (pme), qui est la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif.

Pour un moteur 4 temps :

$$pme = \frac{1\ 200 P_e}{VN} = 0,13 \frac{C}{V}$$

avec P_e en kW , V en litres, N en tr/min , C en $N.m$ et pme en bar.

La pme sert à exprimer le niveau de charge du moteur, elle est inférieure à 2 bar à faible charge et varie de 8 à 12 bar à pleine admission en aspiration naturelle. La suralimentation peut accroître considérablement ce maximum.

Pour un moteur 2 temps :

$$pme = \frac{600 P_e}{VN} = 0,065 \frac{C}{V}$$

Le **rendement effectif** η_e est le rapport du travail effectif W_e produit par le moteur par l'énergie introduite dans les cylindres via le pouvoir calorifique (PCI) du carburant :

$$\eta_e = \frac{W_e}{PCI \cdot C_s}$$

C_s étant la masse de carburant consommé pour produire le travail W_e .

Les motoristes lui préfèrent souvent la **consommation spécifique effective** (CS_e) qui correspond à la masse de carburant consommée pour produire une unité de travail, et qui est liée au rendement par l'expression :

$$CS_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e PCI}$$

avec CS_e en g/kWh , PCI en kJ/kg (le PCI d'un eurosuper est d'environ 42 000 kJ/kg).

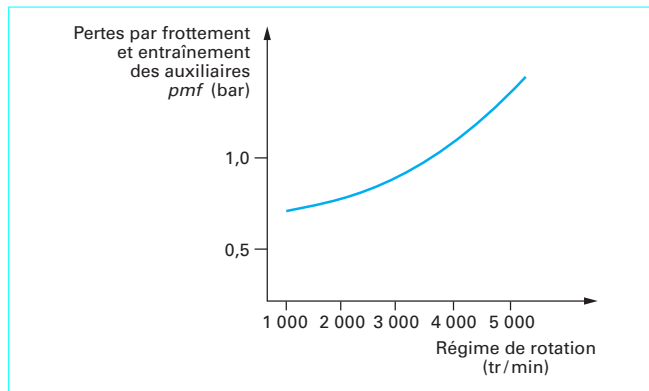


Figure 16 - Évolution de la pression moyenne de frottement en fonction du régime de rotation (d'après IFP)

■ D'une manière analogue, on peut définir des performances indiquées (pmi , CS_i), qui correspondent à ce que l'on pourrait mesurer (figure 18) s'il n'y avait pas de pertes mécaniques dues aux frottements et à l'entraînement des accessoires.

Nota : le terme « indiqué » vient du diagramme pression-volume obtenu autrefois au moyen de l'indicateur de Watt.

La relation avec les performances effectives s'écrit :

$$pmi = pme + pmf$$

où pmf exprime une **pression moyenne de frottement**. Ainsi :

$$pmi \cdot CS_i = pme \cdot CS_e$$

est une manière d'écrire l'invariance du débit de carburant, qu'il soit évalué à partir des performances indiquées ou effectives ; on en déduit :

$$CS_e = CS_i(1 + [pmf / pme])$$

La valeur de pmf dépend essentiellement du régime de rotation, avec une faible sensibilité à la charge du moteur (figure 16). Une valeur de 0,7 à 1 bar à 2 000 tr/min est représentative d'un multicylindre actuel.

3.2 Bilans

3.2.1 Identification et réduction des pertes

L'énergie libérée par la combustion du carburant n'est pas intégralement disponible sur l'arbre moteur, à cause des pertes qui sont de trois types : les transferts thermiques, l'échappement et les frottements.

Remarque : en toute rigueur, dans un moteur, la transformation du carburant en énergie utilisable n'est jamais complète. Le rendement de combustion est inférieur à 1, car il y a production d'imbrûlés et de résidus d'oxydations incomplètes (CO), ou formation endothermique de polluants (NO_x). Cette perte est normalement minime, mais elle peut devenir importante lorsqu'il y a de mauvaises combustions ou que la richesse du mélange carburé est notablement supérieure à la valeur 1. Dans ce dernier cas, l'essentiel de l'excès de carburant peut être considéré comme perdu.

Les **transferts thermiques** au travers des parois de la chambre de combustion se retrouvent dans milieu ambiant en ayant transité par le lubrifiant et/ou le liquide de refroidissement. L'énergie qui serait récupérable est trop dégradée pour la transformer en travail, mais elle peut assurer par contre des fonctions de chauffage. L'isolation

des parois du moteur afin de réduire les transferts thermiques est un concept totalement inapplicable au moteur AC, car elle entraînerait un accroissement considérable des températures des parois et des gaz et rendrait inévitable le fonctionnement avec cliquetis ou préallumage.

Les moteurs récents, au rendement élevé, présentent, en contrepartie, des transferts thermiques réduits. Cela induit un défaut de chaleur au niveau de l'habitacle, qui n'a pas d'inconvénient en fonctionnement normal, mais peut devenir sensible lors des démarrages à froid ; des chauffages d'appoint sont parfois nécessaires pour accélérer la mise en température du moteur et de l'habitacle.

Les **pertes à l'échappement** procèdent inéluctablement des lois de la thermodynamique. L'enthalpie à l'échappement, qui caractérise ces pertes, est fonction des niveaux de température et de pression des gaz, ainsi que de l'énergie évacuée dans les produits de combustion incomplète. Il est tout à fait envisageable de prélever de l'enthalpie échappement pour récupérer du travail en lui faisant actionner une turbine par exemple, ou encore comme source chaude pour entamer un autre cycle thermodynamique (Stirling, machine à vapeur).

L'usage fait intégrer dans les **pertes par frottement** à la fois les frottements réels (paliers, pistons-chemises) et le travail nécessaire pour entraîner les accessoires indispensables au fonctionnement du moteur (pompes, alternateur...). Elles sont prises en compte dans la pression moyenne de frottement (pmf) qui relie les performances indiquées aux performances effectives (§ 3.1). Les frottements augmentent significativement avec la cylindrée et le régime (figure 16), et relativement peu avec la charge.

Leur influence sur le rendement effectif est déterminante, surtout lorsque la charge est faible puisque alors le travail nécessaire pour les vaincre devient comparable au travail utile. Leur niveau absolu peut être diminué en agissant sur les processus fondamentaux (contacts entre surfaces, lubrification, rendements des accessoires...) et de gros efforts sont accomplis dans ce sens par les constructeurs afin de limiter les consommations. Leur niveau relatif peut être minimisé en augmentant la puissance du moteur sans en augmenter les pertes. Pour cela, un procédé immédiat est l'accroissement du remplissage par la **suralimentation** naturelle ou mécanique : remplissage dynamique, compresseur relié directement à l'arbre ou entraîné par une turbine à l'échappement. Ainsi, bien que répertoriée depuis longtemps comme un moyen d'accroître la puissance des moteurs, la suralimentation est aussi reconnue comme un procédé d'économie car ses effets sont équivalents à une augmentation fictive de cylindrée sans modification des frottements. Le gain de rendement est alors surtout sensible à faible charge, où il peut atteindre 30 % ; en moyenne il est de 10 à 20 % (figure 17).

Les **pertes par pompage** sont souvent incorporées dans les frottements. Elles proviennent du travail nécessaire pour remplir le moteur de mélange frais : c'est la boucle « basse pression » du cycle de pression (figures 18 et 19). Dans un moteur 4 temps, elles sont d'autant plus élevées que la perte de charge à l'admission est grande, ce qui se produit en particulier aux faibles charges lorsque le papillon des gaz se ferme. Des procédés sont étudiés afin de les réduire, notamment au moyen de soupapes avec levées et durées d'ouverture variables (« distributions variables »), qui permettent d'accroître l'ouverture du papillon à charge partielle et limiter ainsi le laminage des gaz. Le gain potentiel de ce procédé peut être cependant en partie atténué par une dégradation du rendement de combustion, conséquence de la réduction du rapport volumétrique de compression. Les pertes par pompage peuvent être aussi diminuées en maintenant ouverte l'admission quelle que soit la charge. C'est précisément la stratégie employée pour les moteurs à injection directe où toutes les phases à charges partielles sont réalisées admission grande ouverte et en modulant la charge par la quantité de carburant injecté (§ 2.1).

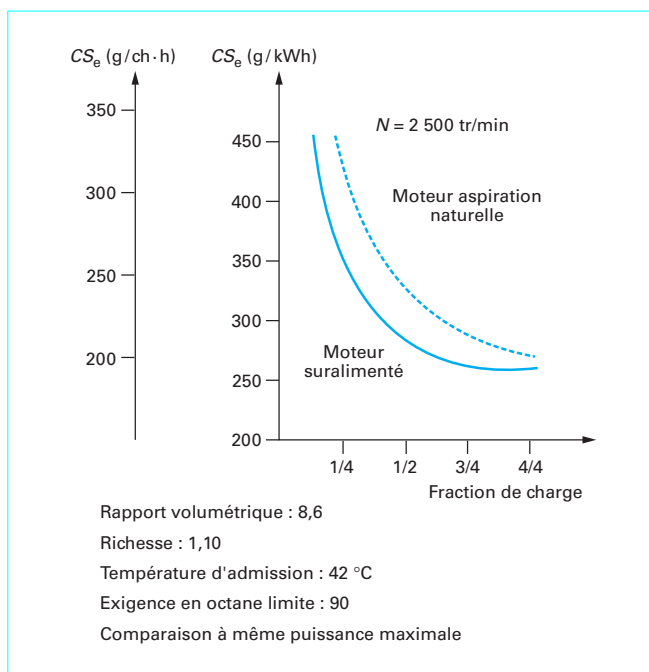


Figure 17 – Simulation du fonctionnement du moteur suralimenté : gains de consommation à performances égales [8]

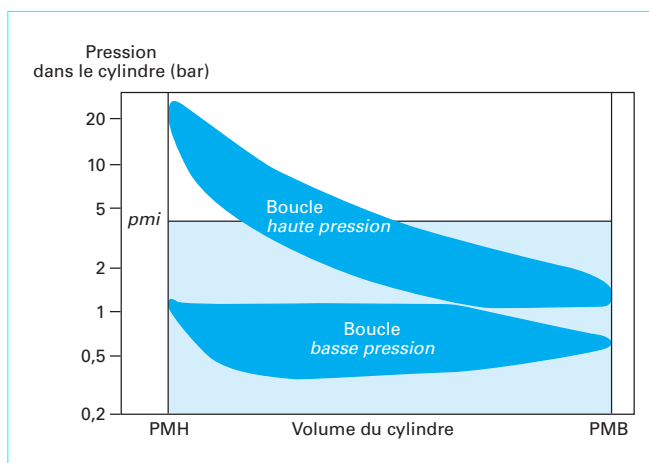


Figure 18 – Diagramme de pression et pression moyenne indiquée (pmi)

Remarque : contrairement au moteur 4 temps, les pertes par pompage du moteur 2 temps autoalimenté par le carter diminuent en même temps que la charge. C'est une raison de principe qui rend ce moteur très attractif pour des utilisations urbaines, où la charge moyenne est très faible et les pertes ainsi minimisées.

3.2.2 Différents bilans

La quantité d'énergie introduite dans le moteur sous forme de carburant peut être évaluée en multipliant la masse de carburant

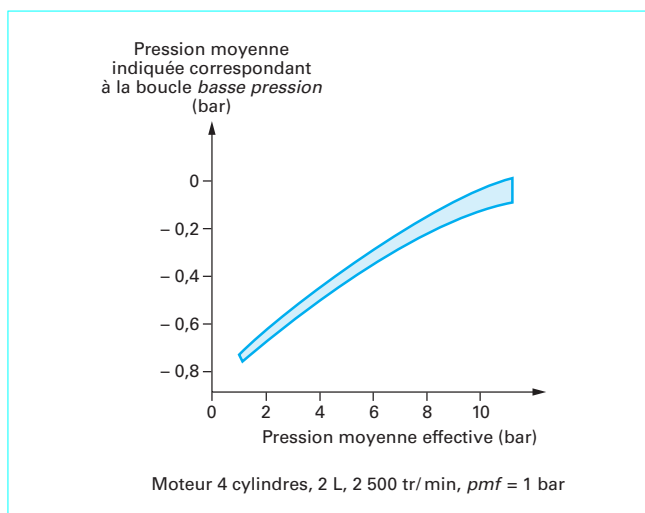


Figure 19 – Exemple de pertes par pompage sur moteur de série [9]

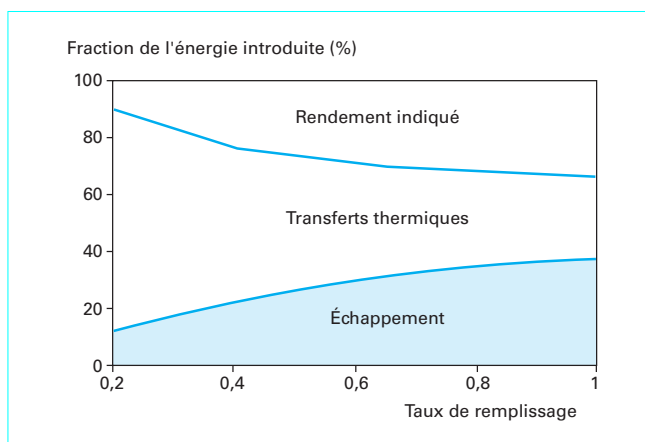


Figure 20 – Bilan thermodynamique d'un moteur en fonction de la charge (isovitesse) (d'après IFP)

consommé par son PCI. Cette énergie se transforme au cours d'un cycle moteur pour une part en travail, pour une autre en chaleur transmise au milieu extérieur à travers les parois et enfin en enthalpie évacuée avec les gaz d'échappement. La répartition dépend des conditions de fonctionnement et toute action sur l'un des postes a une incidence sur les deux autres. Ainsi la suppression des transferts thermiques se traduirait, certes, par un accroissement du travail sur l'arbre, mais surtout par une augmentation de l'énergie échappement.

Le bilan thermodynamique (figure 20) d'un moteur ne fait apparaître que les trois partitions : le travail indiqué, l'enthalpie échappement et la chaleur transférée aux parois. Le bilan thermique complet (figures 21 et 22) met en évidence les pertes qui interviennent entre la transformation du carburant et le travail recueilli sur l'arbre, c'est-à-dire les pertes dues aux imbrûlés du carburant, au pompage et aux frottements.

L'exploitation du cycle thermodynamique théorique ne présente qu'un intérêt pratique limité car, en particulier, les transferts aux parois n'y sont pas pris en compte. On peut cependant en déduire un résultat utile en appliquant le premier principe de la thermodyna-

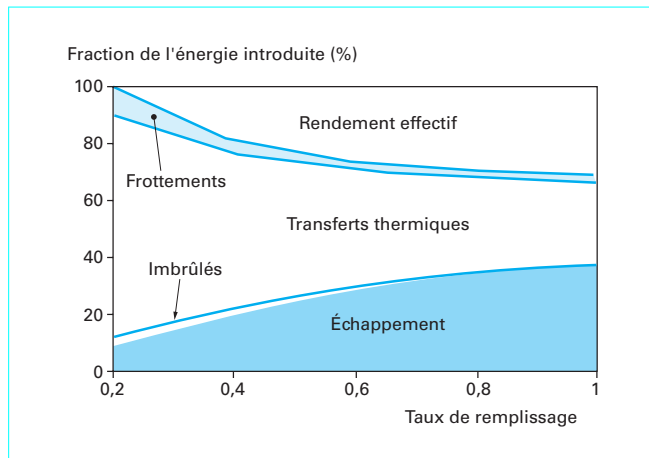


Figure 21 – Bilan thermique complet d'un moteur en fonction de la charge (isovitesse) (d'après IFP)

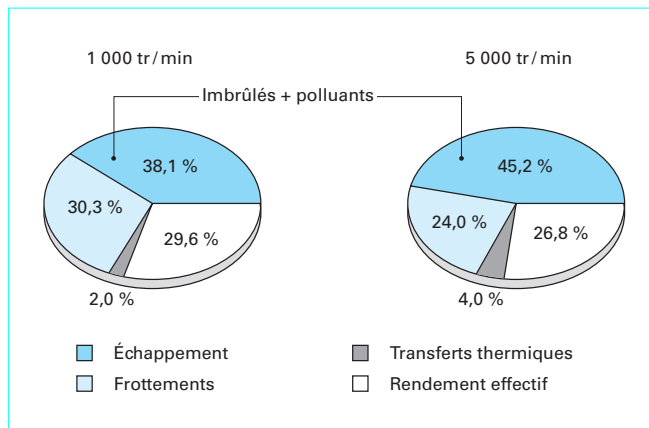


Figure 22 – Bilan thermique d'un moteur en fonction du régime, à pleine charge (d'après IFP)

mique pour établir une relation entre le rendement théorique η_{th} et le rapport volumétrique de compression τ :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}}$$

Cette relation est exploitable à condition de donner au coefficient polytropique γ une valeur empirique voisine de 1,22 ; on vérifiera qu'une élévation d'un point de rapport volumétrique de compression correspond à un gain de rendement d'environ 4 %, dans la gamme des taux usuels (figure 23).

3.2.3 Facteurs influant sur les bilans

Les bilans varient avec les conditions de fonctionnement : charge et régime (figures 21 et 22). Les amplitudes des variations sont beaucoup plus marquées en fonction de la charge qu'en fonction du régime. En effet, les valeurs des pertes par frottement et des transferts aux parois sont peu dépendantes de la charge et deviennent ainsi proportionnellement prépondérantes lorsque le travail produit est faible. Par contre, les pertes par pompage augmentent lorsque la

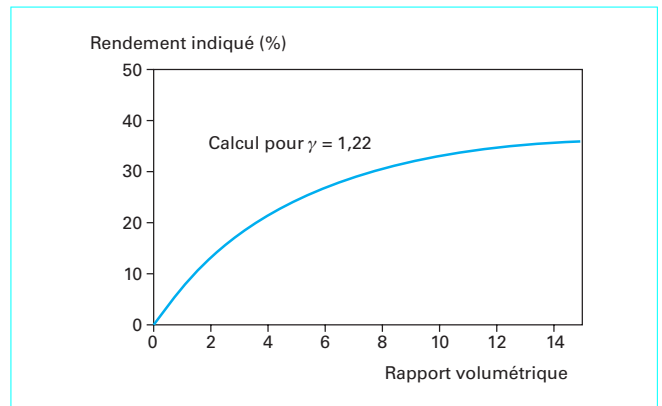


Figure 23 – Rendement indiqué en fonction du rapport volumétrique de compression (d'après IFP)

charge diminue (dans un moteur 4 temps) et le travail indiqué s'annule lorsque le travail des forces de pression est égal au travail de pompage. Le rendement indiqué s'annule donc au remplissage zéro. Le travail effectif et le rendement effectif sont nuls lorsque le travail indiqué est égal au travail des frottements. C'est le cas pour un moteur fonctionnant au ralenti et plus généralement à vide ; le régime qui s'établit alors est celui qui produit des frottements compensant exactement le couple indiqué.

Pour dissocier les pertes par pompage du travail indiqué, il faudrait écrire :

$$pmi_{HP} + pmi_{BP} = pme + pmf$$

où apparaît le travail indiqué de la boucle haute pression pmi_{HP} et celui de la boucle basse pression pmi_{BP} , que l'on attribue au pompage (il est normalement négatif). Cette disposition est intéressante pour faire apparaître le rendement thermodynamique réel du moteur, à partir du travail de la boucle haute pression, ou encore lorsque le travail de pompage ne se déduit pas du cycle de pression cylindre. C'est le cas du moteur 2 temps autoalimenté par le carter, pour lequel le travail de pompage est obtenu par intégration du cycle de pression carter en fonction du volume.

3.3 Mesures et calculs

Les performances effectives s'évaluent à partir du couple mesuré sur l'arbre à la sortie du moteur ; pour ce faire de nombreux moyens sont disponibles : frein hydraulique ou électrique, couplemètre, etc. La quantité d'énergie consommée est accessible en mesurant le débit de carburant à l'entrée moteur : débit volumique (pipette) ou débit massique (balance). Les consommations s'en déduisent directement, et on peut tracer des courbes d'isoconsommation, telles que celles représentées sur la figure 24 ou calculer les valeurs de rendement correspondant, comme on l'a vu précédemment.

Les performances indiquées nécessitent la mesure du cycle de pression dans le ou les cylindres. Cela est possible en implantant à travers les parois des chambres de combustion (généralement dans la culasse) des capteurs de pression miniatures (piézo-électriques ou à jauges de contraintes), reliés à des systèmes d'acquisition analogiques ou numériques. Un capteur optoélectrique ou magnétique sert à repérer sur le volant l'angle de rotation du vilebrequin, d'où se

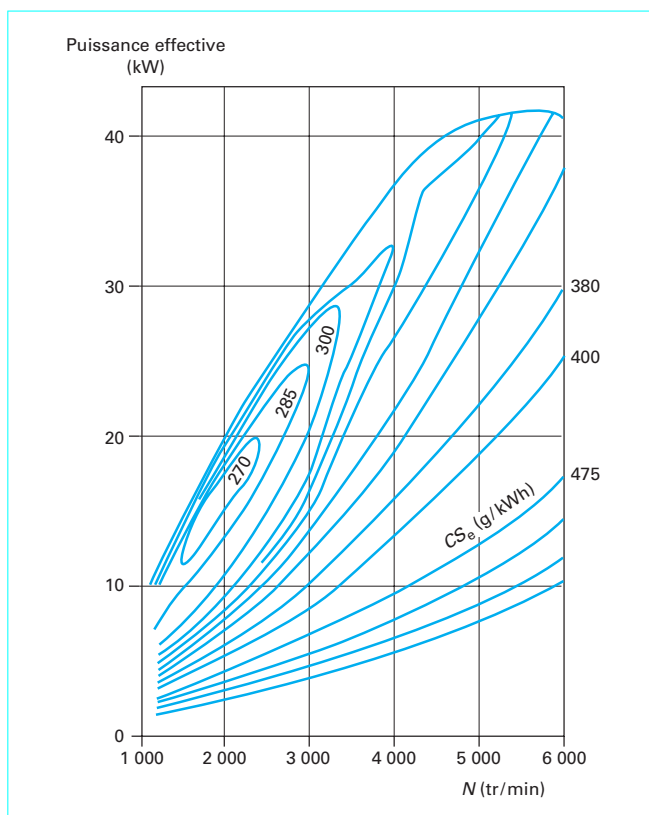


Figure 24 – Exemple de réseau de courbes isoconsommation [10]

déduit le volume instantané du cylindre. Le travail indiqué est par définition :

$$W_i = \int p dv$$

d'où la valeur de la pmi :

$$pmi = \frac{W_i}{V} = \frac{1}{V} \int p dv$$

Les mesures des performances effectives et indiquées sont suffisantes pour caractériser le fonctionnement d'un moteur et permettent notamment de déduire le travail dissipé dans les frottements.

Lorsque ces mesures sont impossibles à réaliser ou indisponibles, il peut être fait appel au calcul. Deux types de codes numériques sont disponibles actuellement pour évaluer les performances d'un moteur. Les plus simples donnent accès aux performances indiquées et aux bilans (simulations thermodynamiques ou phénoménologiques). Les plus évolués constituent de véritables outils de conception (codes multidimensionnels ou modèles directs).

Les **simulations phénoménologiques** considèrent le cylindre comme un système thermodynamique homogène et résolvent les équations de la thermodynamique à chaque instant du cycle. La combustion y est décrite par une loi de dégagement d'énergie monodimensionnelle ; les transferts thermiques sont pris en compte avec un modèle global plus ou moins empirique. L'utilisation de tels codes numériques est relativement aisée avec des temps calcul très raisonnables. Si l'on prend soin de caler le calcul à partir de mesures, on dispose alors d'un outil commode d'analyse

et de synthèse pour la compréhension du fonctionnement d'un moteur. L'extrapolation peut être par contre aventureuse.

Les **modèles directs** ont pour ambition de décrire le plus fidèlement possible le cycle moteur, à partir des lois fondamentales qui gouvernent tous les processus physiques mis en jeu (aérodynamique, combustion...). Les équations sont résolues localement dans le temps et dans l'espace, ce qui nécessite la décomposition du cylindre en volumes élémentaires (maillage) et l'usage de méthodes numériques type éléments finis ou différences finies. La mise en œuvre de ces codes impose de nombreuses données et l'utilisation des calculateurs les plus performants. Néanmoins, leur degré opérationnel est devenu maintenant suffisant pour qu'ils soient déjà des aides indispensables à la conception des moteurs.

3.4 Paramètres influant sur les performances

3.4.1 Données de conception

Elles concernent essentiellement le dimensionnement du moteur.

La **cylindrée** a une influence directe sur la quantité de travail fournie par le moteur, le couple et la puissance lui sont proportionnels. Le rendement s'améliore lorsque la cylindrée augmente, car les transferts thermiques sont proportionnels au carré de la dimension linéaire alors que la puissance l'est au cube.

Le **rapport volumétrique de compression** est déterminant pour le rendement, mais les effets de son accroissement sont très atténués au-dessus de la valeur 10 (figure 23). D'autre part, dès que ce rapport dépasse 12 (9 pour un moteur suralimenté), les augmentations des niveaux de pression et de température peuvent entraîner du cliquetis.

Le **rapport course-alésage** doit être minimisé si l'on désire augmenter le régime maximal du moteur en limitant la vitesse du piston. La tendance est de le rendre inférieur à 1 (moteurs « carrés » et « super-carrés »), afin de disposer d'une surface d'alésage suffisante pour accroître les dimensions ou le nombre de soupapes.

Le **nombre de soupapes** est un facteur influençant la puissance spécifique par modification de la perméabilité du moteur et donc de son aptitude au remplissage. Dans le domaine automobile, la multiplication des soupapes est un procédé bien établi car, sans atteindre les gains possibles avec un compresseur, il permet une plus grande souplesse de fonctionnement sur toute la plage d'utilisation du moteur.

La **géométrie de la chambre de combustion** (figure 2) est importante pour la combustion et peut jouer en particulier sur la sensibilité au cliquetis. Elle constitue un moyen efficace pour contrôler la turbulence interne, donc la propagation de la flamme, et devient un paramètre déterminant pour certains modes de fonctionnement (mélanges pauvres homogènes et injection directe).

3.4.2 Réglages

Ce sont les moyens prévus par le constructeur pour adapter le moteur aux différentes utilisations et conditions de fonctionnement auxquelles il doit répondre.

Le **calage de la distribution** permet de façonner la courbe de remplissage en fonction du régime et, en particulier, de déterminer la position du couple maximal dans la plage de fonctionnement (figure 25). L'amplitude du croisement des soupapes devient importante lorsque le moteur est destiné à fournir de la puissance à haut régime, alors que l'obtention d'un couple élevé à bas régime nécessite le « décroisement » des soupapes. Les distributions variables permettent de modifier en fonctionnement le calage et les lois

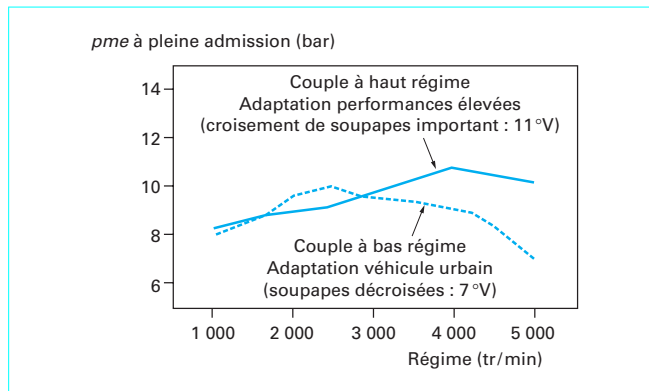


Figure 25 – Adaptation des performances par le calage de la distribution (d’après IFP)

d’ouvertures de soupapes par des moyens mécaniques ou hydrauliques. Le couple maximal peut être ainsi atteint sur une grande partie de la gamme de régime ; cela autorise une conjugaison optimale puissance/souplesse. L’implantation de ce type de distribution est actuellement en progression et dans un proche avenir deviendra probablement standard pour répondre aux exigences de consommation et de pollution.

Le **calage de la combustion** dans le cycle s’opère en modifiant « l’avance à l’allumage ». Le constructeur cherche à établir des courbes d’avance optimisées pour tous les points de fonctionnement, mais il est contraint à la fois par le cliquetis et les exigences de l’antipollution (cf. § 4.1 et 5). Le cliquetis peut se manifester avant que l’avance optimale soit atteinte et il est alors nécessaire de diminuer l’avance de plusieurs degrés afin de constituer une « garde au cliquetis » (figure 15). Les moteurs évolués ont une détection du cliquetis (par mesure accélérométrique des vibrations) qui permet un réglage en « boucle fermée » de la garde au cliquetis. D’autre part, le contrôle des émissions de polluants (§ 5), essentiellement les oxydes d’azote et les imbrûlés, impose des dispositifs (recirculation des gaz d’échappement, mélanges pauvres) qui entraînent généralement des retards d’avance par rapport à l’optimum.

Le réglage de la **richesse** du mélange carburé est un moyen de contrôler le rendement et les émissions polluantes du moteur. Le rendement s’améliore lorsque le mélange s’appauvrit mais, arrivé à une certaine limite (la « limite pauvre », figure 26), la combustion devient erratique et entraîne une rapide détérioration du rendement. Cette limite peut se manifester à la richesse 0,8 lorsque aucune précaution particulière n’a été prise et descendre en dessous de 0,6 pour des moteurs étudiés spécialement. Les émissions d’oxydes d’azote étant maximales à la richesse 0,9 et celles des imbrûlés augmentant rapidement lorsque la limite pauvre est atteinte, la marge est étroite pour la mise au point de moteurs « à mélange pauvre », dont les réglages doivent à la fois favoriser le rendement et réduire les émissions. De toute manière, le couple maximal ne pourra être atteint qu’en rétablissant une richesse de mélange carburé au moins égale à 1, valeur qui sera même dépassée lors des « enrichissements de pleine charge », afin de ne pas surcharger thermiquement le moteur.

3.4.3 Paramètres de fonctionnement

Ce sont les paramètres imposés par l’utilisateur, qui agissent essentiellement sur le régime et la charge.

Le **régime de rotation** a une influence déterminante sur les pertes par frottement, donc sur le travail effectif. Lorsque le régime croît, la

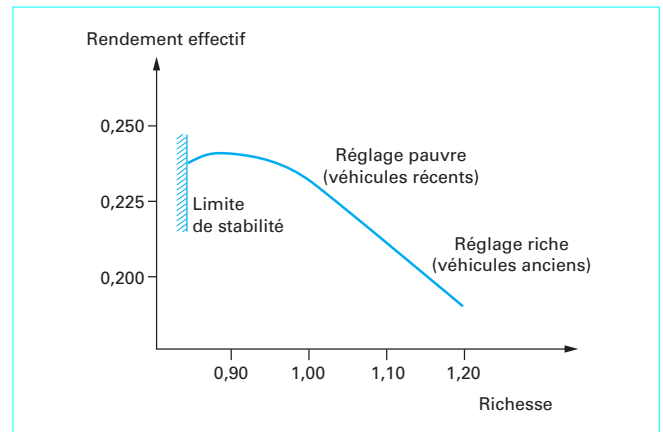


Figure 26 – Évolution du rendement effectif en fonction de la richesse (d’après IFP)

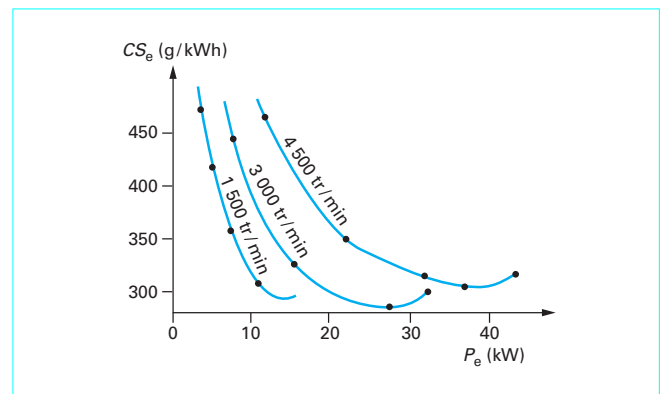


Figure 27 – Courbes d’utilisation relevées sur un moteur de série [10]

part du travail effectif diminue et, pour une charge imposée constante, le rendement global décroît (figure 22).

À un régime donné, le rendement se dégrade très rapidement lorsque la charge diminue : les « courbes d’utilisation » présentent une allure hyperbolique caractéristique (figures 17 et 27). Cela traduit le fait que les frottements prennent alors une part de plus en plus importante du travail indiqué.

3.4.4 Contrôle du fonctionnement

Les moteurs actuels sont considérés comme des systèmes et gérés dans leur ensemble par des calculateurs électroniques (systèmes M-Motronic de Bosch par exemple). En effet, les fonctions essentielles (l’alimentation et l’allumage) étant déjà totalement commandées par l’électronique, il était naturel d’étendre le potentiel du calculateur afin de prendre en considération quantité d’autres paramètres tels que l’antipollution, la consommation, la gestion du véhicule et de sa conduite... Ainsi est apparue une nouvelle discipline : le « contrôle moteur » dont l’importance et la complexité vont croissantes. Les fonctions annexes susceptibles d’être prises en compte sont nombreuses :

- contrôle des émissions par la sonde à oxygène ;
- contrôle du cliquetis ;
- gestion du système de recirculation des gaz d’échappement ;

- contrôle de l'injection d'air secondaire dans l'échappement (réduction des HC) ;
- régulation du régime de ralenti ;
- gestion du système d'absorption des vapeurs d'essence ;
- gestion du turbocompresseur ;
- gestion d'une distribution variable.

Le domaine peut même s'étendre au véhicule par la gestion d'une boîte de vitesses automatique, d'un ABS (système anti-blocage des freins) ou d'un contrôle de traction.

Le « contrôle moteur » assure sa propre surveillance par des tests continus des capteurs et des réponses du système. En cas de défaillance d'une des fonctions, des procédures de repli sont prévues afin d'éviter la panne et indiquer au conducteur, ou au réparateur, l'origine du défaut. Les normes américaines exigent depuis 1993 le contrôle permanent des systèmes antipollution par OBD (*On Board Diagnosis*), la norme européenne l'introduit à partir de 2000.

4. Adaptation moteur-carburant

À cause de ses modes d'alimentation et de combustion, le moteur AC ne peut fonctionner qu'avec un spectre relativement étroit de carburants : les essences, les hydrocarbures gazeux (méthane, propane, butane...) et quelques produits oxygénés (alcools, éthers, cétones...). La limite principale à l'utilisation d'autres combustibles est la génération d'anomalies de combustion.

4.1 Combustions anormales

Ce sont des combustions qui ne résultent pas de la propagation normale d'une flamme provoquée par une étincelle : on distingue le préallumage et le cliquetis.

Le **préallumage** (ou encore **autoallumage**) caractérise une combustion qui se déclenche avant et indépendamment de l'étincelle d'allumage. Lorsqu'il apparaît, il devient vite systématique et se manifeste par des cycles avec une pression maximale très élevée et une quasi-absence de dispersion cyclique. Les incidents résultants sont souvent graves : fusion de soupapes ou de bougies, grippage ou percement de pistons ; ils sont tous la traduction d'un accroissement important des transferts thermiques. Il a été constaté que le préallumage se produisait lorsque la température de paroi en un point de la chambre de combustion devenait proche de 1 000 °C ; en pratique, ce sont souvent des dépôts sur la soupape d'échappement ou un mauvais degré thermique de la bougie d'allumage qui en sont la cause. Le problème peut être alors résolu par un bon choix de bougie ou une formulation appropriée des carburants et lubrifiants.

Le **cliquetis** est un phénomène qui avait été remarqué dès les premiers temps des moteurs ; on sait maintenant qu'il a pour origine une brutale inflammation d'une partie de la charge située en avant du front de flamme, intervenant avant la fin de combustion. Il en résulte une brusque augmentation locale de la pression (figure 28), suivie d'ondes de pression dans le cylindre et de vibrations des structures, avec un bruit métallique caractéristique qui est à l'origine de l'appellation. Lorsqu'il est intense et prolongé, le cliquetis peut aussi conduire à des incidents graves : rupture du joint de culasse, grippage ou fusion du piston, détérioration des parois de la chambre de combustion. Le mécanisme de ces destructions est maintenant connu et consiste principalement en un accroissement important des contraintes thermiques, qui d'une part augmente le niveau thermique du moteur et peut induire du préallumage, et

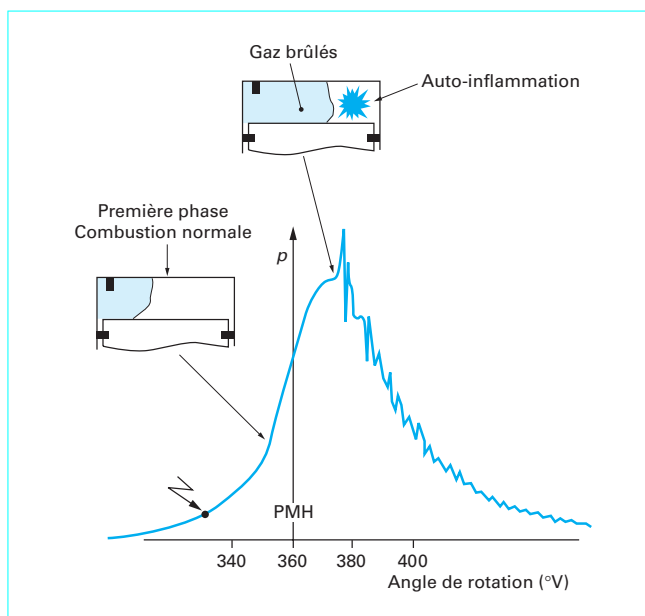


Figure 28 – Diagramme de pression avec cliquetis intense [2]

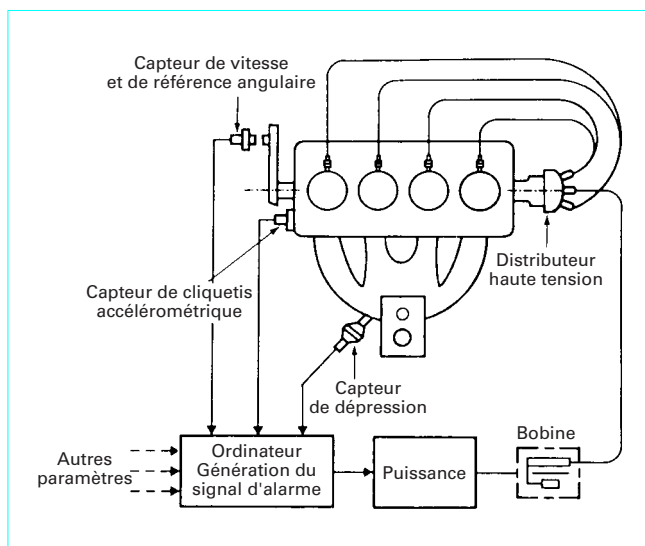


Figure 29 – Système d'allumage asservi au cliquetis [11]

d'autre part provoque des dommages locaux que viennent aggraver les chocs très intenses subis par les parois (jusqu'à 100 000 g).

Actuellement, la progression des performances du moteur AC se heurte encore à la barrière du cliquetis et des systèmes sont conçus pour repousser ou approcher au plus près ses limites. Les asservissements anticliquetis en sont un exemple. Ils comportent des accéléromètres fixés en des points choisis du moteur, de manière à capter les vibrations caractéristiques du cliquetis (5 à 8 kHz). Lorsqu'il y a détection, le système commande une action sur un paramètre de réglage (avance à l'allumage, pression d'admission) jusqu'à disparition du phénomène (figure 29).

4.2 Indice d'octane des carburants

L'étude détaillée du cliquetis a montré qu'un paramètre important était le **décali d'auto-inflammation** du carburant, qui détermine le moment d'inflammation spontanée d'un mélange carburé et diminue très rapidement quand la température et la pression augmentent. Pour un carburant donné, l'apparition du cliquetis sera d'autant plus probable que le décali sera court comparé à la durée de combustion. Les points de fonctionnement les plus sensibles sont ceux qui entraînent des pressions et températures élevées (fortes charges, avances à l'allumage importantes, hauts taux de compression) ou des combustions lentes (faibles régimes).

La résistance à l'auto-inflammation d'un carburant est en pratique caractérisée par son **indice d'octane**. Cet indice est établi en utilisant un moteur de laboratoire (moteur CFR (Cooperative Fuels Research)), selon une norme ASTM précise, qui consiste à comparer l'intensité de cliquetis produit par le carburant testé à celle qui donne un mélange de deux hydrocarbures de référence (les carburants PRF (Primary Research Fuel)). L'un de ces PRF est peu résistant au cliquetis, c'est du *n*-heptane et son indice est défini à 0 ; l'autre est très résistant, c'est de l'isooctane (2, 2, 4 triméthylpentane) auquel est attribué l'indice 100. L'indice d'octane est la proportion en volume d'isooctane dans ce mélange, il est compris entre 0 et 100 (avec extrapolation jusqu'à 120). En France, la norme fixe cet indice au minimum à 95 pour l'euro-super (autrefois à 98 pour le « super plus »), et à 90 pour le carburant « ordinaire ». La plupart des moteurs d'automobile produits actuellement exigent un indice égal à 95 et les moteurs plus performants (compétition, aviation) peuvent exiger plus de 100. Les essences actuelles sont dites « sans plomb » car elles ne comportent plus d'additif antidétonant dérivé du plomb (plomb tétraéthyle), longtemps utilisé pour ajuster l'indice d'octane. Cet additif a disparu car il provoquait l'empoisonnement du catalyseur des systèmes antipollution.

5. Émissions polluantes du moteur

5.1 Nature des émissions

La combustion parfaite d'un hydrocarbure conduit à la formation de dioxyde de carbone et d'eau. Ce schéma idéal est rarement réalisé dans un moteur : les gaz d'échappement sont constitués d'un grand nombre de molécules, dont certaines sont des polluants identifiés, tels le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azote (NO, NO₂, N₂O, représentés comme NO_x) et les hydrocarbures imbrûlés (HC). Le paramètre déterminant pour la production de ces polluants est la richesse du mélange carburé dans lequel s'est développée la combustion (figure 30). Les mélanges riches produisent du CO et des imbrûlés ; le CO disparaît en dessous du rapport stœchiométrique et réapparaît avec des HC lorsque se manifestent les ratés de combustion de la limite pauvre. Les oxydes d'azote sont caractéristiques des mélanges pauvres, leur maximum est atteint à la richesse 0,9 et ils disparaissent en dessous de 0,7.

Les CO, HC et NO_x étant identifiés comme nuisibles, leurs émissions sont réglementées, mais les spécialistes ont répertorié d'autres molécules susceptibles de s'ajouter à la liste existante (oxydes de soufre, hydrocarbures polynucléaires aromatiques...). Ainsi, le dioxyde de carbone est entré dans la réglementation depuis qu'il est fortement soupçonné de contribuer à l'effet de serre et au réchauffement de l'atmosphère. C'est en fait un marqueur des consommations et sa limitation est un des motifs de la réduction des consommations.

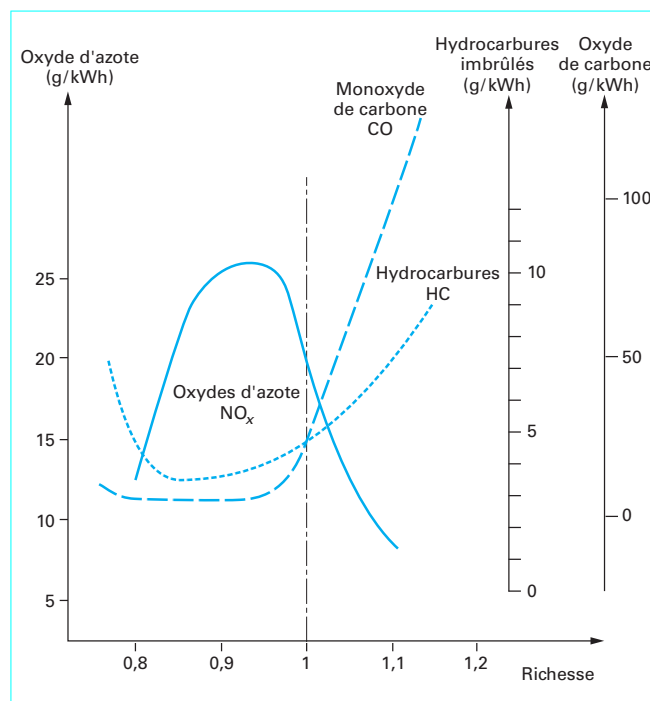


Figure 30 – Évolution des émissions de polluants en fonction de la richesse (d'après la Régie nationale des usines Renault)

Les normes d'émissions en vigueur dans la CEE pour les voitures particulières à essence sont depuis le 1/01/2000 : 2,30 g/km de CO, 0,20 g/km d'HC et 0,15 g/km de NO_x. Les mesures doivent être effectuées en parcourant le cycle ECE/EU (cycle urbain parcouru 4 fois après départ à froid, suivi d'un cycle périurbain [14]). Les émissions de CO₂ seront limitées à partir de 2005 à une moyenne de 120 g/km pour l'ensemble des véhicules produits, ce qui correspond à une consommation de 5 L/100 km sur cycle normalisé.

5.2 Moyens de réduction des polluants

La réduction des émissions de polluants peut s'envisager de plusieurs manières : en amont en contrôlant la richesse du mélange carburé, dans le cylindre en intervenant sur les processus de formation et dans l'échappement en transformant les polluants en effluents inoffensifs.

Le contrôle de la richesse du mélange carburé peut s'effectuer de façon à se situer dans la zone de mélange pauvre où il n'y a plus ni CO, ni NO_x, et encore peu d'imbrûlés (figure 30). La difficulté réside dans l'obtention de combustions correctes avec des richesses aussi faibles (0,6 à 0,8), ce qui impose des études approfondies sur la combustion et ses relations avec les processus internes au cylindre.

La limitation de la formation des polluants pendant la combustion a jusqu'à maintenant été appliquée aux seuls oxydes d'azote. Le procédé le plus usuel est la **recirculation des gaz d'échappement** (RGE), qui consiste à prélever des gaz à l'échappement et à les envoyer à l'admission en aval du papillon. L'action sur la formation des NO_x est très efficace (jusqu'à 50 % de réduction globale) ; elle s'interprète par une diminution des températures des gaz de combustion due à la dilution et un ralentissement conséquent de la cinétique de formation du polluant. La quantité de gaz recyclée peut atteindre 20 % en masse du débit admis (figure 31).

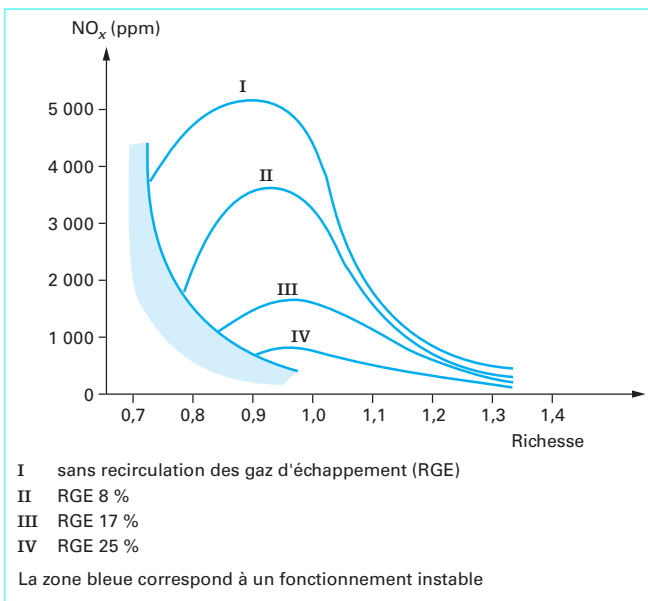


Figure 31 - Influence du recyclage des gaz d'échappement sur les émissions d'oxyde d'azote

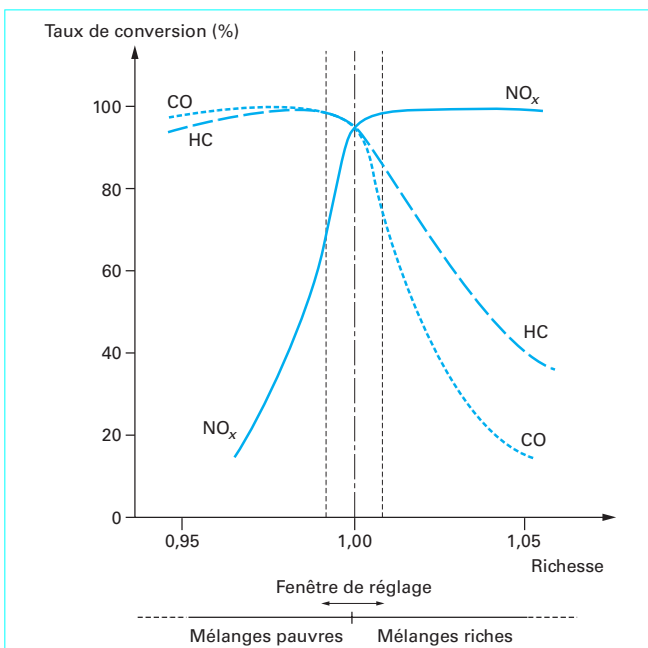


Figure 32 - Efficacité de la catalyse multifonctionnelle (d'après IFP)

Le moyen de dépollution le plus répandu et le plus efficace actuellement est le **traitement catalytique des gaz d'échappement** : oxydation du CO et des imbrûlés, réduction des oxydes d'azote. Il est parfaitement opérationnel puisque pratiqué en série depuis 1975 aux États-Unis. La catalyse multifonctionnelle (ou pot catalytique « 3 voies ») réalise les trois opérations simultanément, avec pour contrainte de ne pouvoir fonctionner qu'avec un mélange carburé

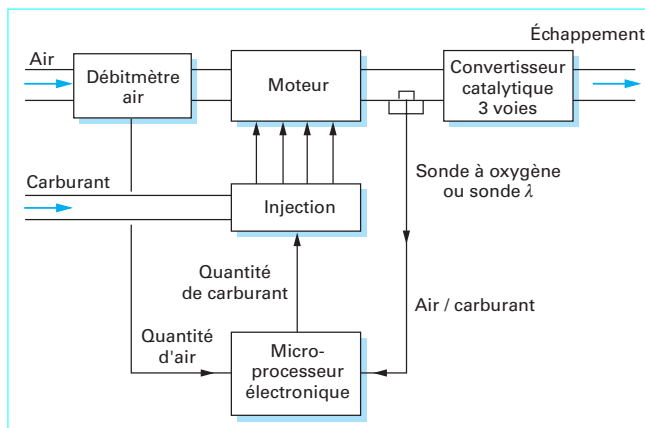


Figure 33 - Catalyse multifonctionnelle [12]

stœchiométrique (figure 32). Les moteurs ainsi dépollués sont équipés d'un système d'injection électronique, le réglage à la richesse 1 étant effectué en boucle fermée au moyen d'une sonde à oxygène dans l'échappement (sonde λ) (figure 33). La catalyse ne s'amorce qu'à partir d'un seuil de température (environ 400 °C), qui impose un délai de fonctionnement dans les phases froides de démarrage. L'efficacité d'un catalyseur en bon état est supérieure à 90 %, elle diminue progressivement avec le vieillissement.

Les démarrages à froid restent une cause importante de pollution du fait des enrichissements nécessaires pour assurer une carburation correcte et du délai de mise en température des catalyseurs. Des techniques existent pour en diminuer les conséquences, c'est ainsi que l'on peut rapprocher les pots catalytiques de la sortie moteur, isoler thermiquement les conduits d'échappement ou insérer un catalyseur de démarrage près du moteur. Par ailleurs, le moteur fonctionnant en mélange riche pendant ces phases, il est nécessaire d'injecter de l'air supplémentaire à l'échappement afin d'assurer une oxydation suffisante du CO et des imbrûlés. Cet air secondaire est introduit en amont du moteur au moyen d'une pompe électrique et d'un système de vannes commandées électriquement (figure 34).

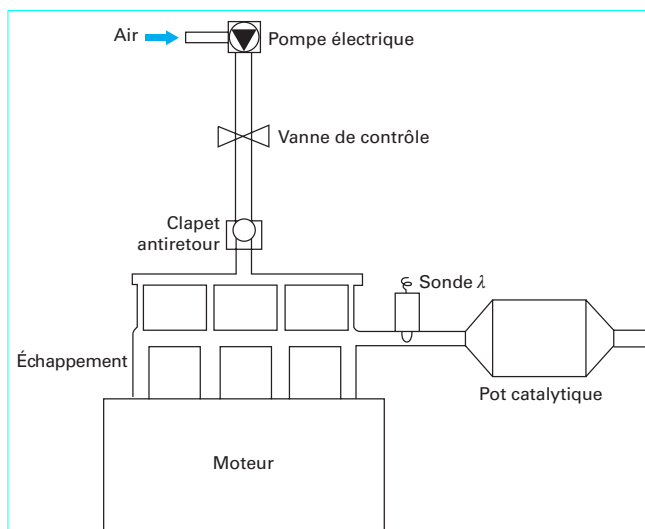


Figure 34 - Système d'injection d'air secondaire à l'échappement

Les moteurs à injection directe présentent la particularité de fonctionner en mélange globalement pauvre au cours des faibles charges, et d'émettre cependant des oxydes d'azote. La stratification de la charge en est la cause et fait qu'il y a localement des combustions se développant en mélange riche. Ainsi, des oxydes d'azote se retrouvent à l'échappement dans un milieu riche en oxygène, donc peu propice à une réduction chimique par les méthodes habituelles. Le peu d'efficacité des catalyseurs déNO_x actuellement disponibles pour réaliser une telle réduction a conduit à une solution qui consiste à fixer les oxydes d'azote sous forme de nitrates lors des fonctionnements en mélange pauvre et de réduire ces derniers par des excursions périodiques en mélange stœchiométrique ou riche (figure 35). Ces procédés sont rendus possibles grâce à un contrôle précis de la richesse et, comme les catalyseurs mis en œuvre sont très sensible au soufre, les carburants doivent contenir un très faible taux de soufre. Pour cette raison, le taux de soufre des essences sera progressivement réduit (de 150 ppm masse en 2000 à 50 ppm en 2005).

Il n'existe pas de procédé pour diminuer les émissions de dioxyde de carbone et les seuls moyens qui soient authentiquement efficaces sont d'augmenter les rendements et réduire les consommations. Le choix du carburant peut cependant contribuer à baisser globalement ces émissions, notamment avec les carburants gazeux (GNL, GPL) dont la molécule contient un plus faible nombre d'atomes de carbone. De ce fait, les moteurs AC alimentés au gaz devraient connaître une certaine expansion.

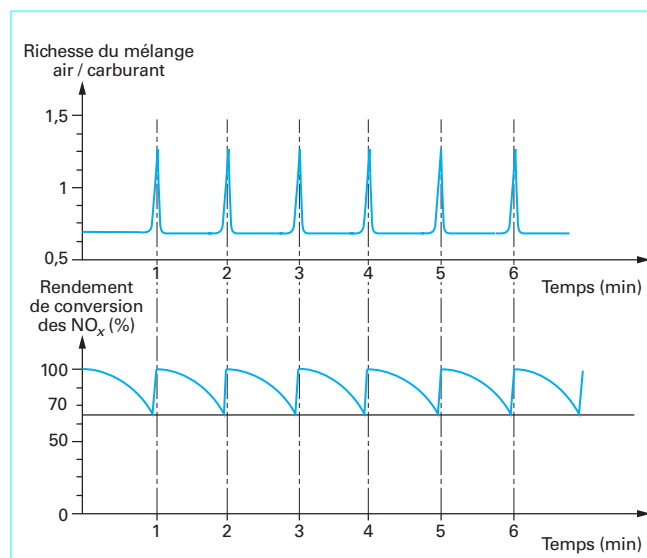


Figure 35 – Mode de fonctionnement d'un catalyseur déNO_x avec piégeage (d'après IFP)