

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE MUSTAPHA STAMBOULI DE MASCARA
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE



Polycopié de Cours

Moteur à combustion interne approfondie

Présenté par :

MEROUANE HABIB

**Ce cours est destiné aux étudiants de 2^{ème} Année Master génie
mécanique (énergétique)**

Algérie 2021/2022

Avant-propos

Conforme aux programmes du LMD, ce cours s'adresse aux étudiants de 2^{ème} année Master énergétique. Le cours présente des notions fondamentales et approfondies avec des applications et illustrations bien détaillées sur les moteurs à combustion interne

Le Polycopié a abordé approximativement la totalité du programme imposé par le ministère qui contient cinq chapitres répertoriés comme suit :

Le premier chapitre est consacré à une description plus détaillée sur les nouvelles techniques les plus utilisées pour améliorer le rendement des moteurs

Le deuxième chapitre traite les nouvelles techniques d'injection d'essence les plus utilisées dans les moteurs automobiles modernes

Le troisième chapitre concerne la formation des polluants due à la combustion des moteurs (CO_2 , CO , NO_x ...etc)

Le quatrième chapitre est destiné à la modélisation de la combustion dans les moteurs à combustion interne avec l'utilisation des différents modèles (modèle à une seule zone, deux zones et multizones)

Le cinquième chapitre présente la technique de suralimentation par turbocompresseur

Sommaire

Avant propos	i
Sommaire.....	ii
Chapitre I : Nouvelles techniques et amélioration du rendement des moteurs	
I.1 Sous-dimensionnement.....	1
I.1.1 Réduction de la cylindrée ou du nombre de chambres de combustion.....	1
I.1.2 Injection directe, injection indirecte.....	2
I.1.3 Injection directe.....	2
I.1.4 Injection indirecte.....	2
I.1.5 Injection indirecte essence.....	3
I.1.6 Injection indirecte diesel	3
I-2 Distribution variable.....	4
I. 2.1 Paramètres de la distribution.....	4
I.2.2 Potentialités de la distribution.....	5
I. 2.3 Technique multilingue.....	7
I. 2.4. Réalisations Constructives.....	8
I. 2.5 Décaleurs.....	8
I. 2.6. Décaleur à chaîne.....	8
I. 2.7 Décaleur à rampe hélicoïdale.....	10
I. 2.8 Décaleur à palettes (à lobes).....	11
I. 2.9 Variation de la levée et/ou de la durée.....	12
I. 2.10 Solution VVTL-i.....	13
I. 2.11 Solution MIVEC.....	14
I. 2.12 Solution AVTEC.....	14
I. 2.13 Solution Valvetronic Vanos (VARIABLE NOckenwelle Steuerung).....	16
I. 2.14 Solution Valvematic (Toyota).....	17
I-3 Taux de compression variable.....	18
I-3.1 Rapport volumétrique.....	18
I-3.2 Taux de compression dans le Moteur à essence.....	19
I-3.3 Taux de compression dans le Moteur diesel.....	20
I.4 Différents systèmes et difficultés.....	21
I.4.1 Chambre de combustion à volume variable.....	21
I.4.2 Pistons à hauteur variable.....	22
I.4.3 Culasse mobile : Saab.....	23
I.4.4 Vilebrequin sur excentriques.....	24
I.4.5 Embiellage avec articulations supplémentaires.....	25
I.5 Cycle de Miller-Atkinson, Moteur HCCI et PCCI.....	26
I.5.1 Cycle de Miller-Atkinson.....	26
I.5.2 Charge stratifiée	29
I.5.3 Technique d'injection.....	30
I.5.4 Moteur HCCI.....	30
I.5.5 Moteur PCCI (Partially Premixed Compression Ignition).....	32
Chapitre II: Techniques d'injection d'essence	
II. Techniques d'injection d'essence.....	34
II. 1 Gestion électronique et diagnostique moteur.....	34
II. 1.1 Le capteur de cliquetis.....	35
II. 1.2. Le capteur d'arbre à cames.....	35
II. 1.3 Capteur de position du vilebrequin - <i>CKP (Crankshaft Position Sensor)</i>	35
II. 1.4 Capteur de vitesse (<i>Speed Sensor</i>).....	36

II. 1.5 Capteur de pression de suralimentation.....	36
II. 1.6 Capteur de température d'admission d'air.....	36
II. 1.7. Les capteurs de température du liquide de refroidissement.....	37
II. 1.8. Les sondes lambda.....	37
II. 1.9 Capteur de pression absolue- MAP (<i>Manifold Absolute Pressure Sensor</i>)..	37
II.2 Système Injection électronique.....	38
II.2.1 Système d'injection K-Jetronic.....	38
II.2.2 Système d'injection L-Jetronic.....	41
II.2.3 Système d'injection D-Jetronic.....	43
Chapitre III : Modélisation de la combustion dans les moteurs	
III.1 Simulation des cycles modélisation à une seule zone.....	44
III.2. Modélisation à deux zones.....	47
III.2.1 Modélisation de la phase de combustion.....	47
III.2.2 Modélisation de la phase d'admission, de compression, de détente et d'échappement.....	47
III.2.2.1-Équations relatives aux lois de conservation de masse et de volume... 49	49
III.2.2.2 Équations relatives à la loi des gaz parfaits.....	49
III.2.2.3 Équations relatives au premier principe de la thermodynamique appliquées aux deux masses de gaz.....	49
III.2.3 Modélisation de la phase d'admission, de compression, de détente et d'échappement.....	51
III.2.3.1 Équations relatives à la loi de conservation de la masse et à la loi des gaz parfaits.....	52
III.2.3.2 Équations relatives au premier principe.....	52
Chapitre IV : Formation de polluants	
IV. Introduction sur les inventaires d'émissions.....	54
IV.1 Définition des polluants.....	54
IV.2 Composés carbonés.....	54
IV.2.1 Anhydride carbonique.....	54
IV.2.2 Monoxyde de carbone.....	56
IV.2.3 Hydrocarbures imbrûlés (HC).....	56
IV.2.3.1 Composés organiques volatils (COV).....	56
IV.2.4 Les oxydes d'azote (NOx).....	57
IV.2.5 Le dioxyde d'azote (NO ₂).....	58
IV.2.6 Le dioxyde de soufre ou l'anhydride sulfureux (SO ₂).....	59
IV.2.7 Poussières fines (PM10).....	60
Chapitre V : Suralimentation des moteurs à combustion interne par turbocompresseur	
V.1 Moteur suralimenté par turbocompresseur.....	61
V.1.2 Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur... 62	62
V.1.3 Compression de l'air d'admission.....	63
V.1.3.1-Puissance de compression.....	63
V.1.3.2 Rendement isentropique du compresseur.....	63
V.1.3.3 Refroidissement de l'air d'admission.....	64
V.1.4 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement.....	64
V.1.4.1 Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine.....	64
V.1.4.2 Rendement de la turbine.....	65
V.2.1 Autonomie du turbocompresseur.....	65
V.2.2 Caractéristiques fonctionnelles.....	65
V.2.3 Compresseur centrifuge.....	65

V.2.4 Courbes caractéristiques.....	67
V.2.5 Limites d'utilisation.....	68
V.2.5 Choix et adaptation du compresseur.....	69
V.3 Adaptation du turbocompresseur au moteur.....	70
V.3 1 Sensibilité du moteur Diesel à la suralimentation.....	70
V.3.2 Adaptation de turbocompresseur (Moteur Diesel).....	70
V.3 3 Adaptation de turbocompresseur (Moteur à essence).....	71
Référence.....	73

Chapitre I

Nouvelles techniques et amélioration du rendement des moteurs

I.1 Sous-dimensionnement

Le sous-dimensionnement des moteurs à combustion interne a pour but de réduire la cylindrée et la consommation des moteurs tout en réduisant les émissions polluantes telles que les CO_2 NO_x sans affecter sa puissance spécifique. Les évolutions de réglementation engendrent de nouvelles évolutions des moteurs thermiques, notamment : une réduction du rapport cylindrée/masse véhicule : cela permet de centrer les points d'utilisation du moteur à faible charge sur des zones d'isorendement plus favorables ; une amélioration du comportement en transitoire, ceci afin de conserver le même rendement qu'un moteur de plus forte cylindrée ; Une meilleure dépollution à la source et/ou en post-traitement sur des points en charge partielle et pleine charge

I.1.1 Réduction de la cylindrée ou du nombre de chambres de combustion

Il y a en effet deux types de downsizing. Le premier fut de réduire tout simplement le volume des chambres de combustion afin d'avoir moins de volume à remplir en carburant et comburant. L'autre consiste à réduire le nombre de chambres de combustion, et donc des pistons (Figure I.1), pour réduire les contraintes liées au frottement des pistons contre les cylindres. Car ce frottement fait perdre de l'énergie [1]



Figure I.1 : Moteur réduit à 3 cylindres [1]

La réduction de la taille et le nombre des chambres de combustion engendre un faible rendement donc une puissance très faible. Pour combler ce déficit on doit ajouter un système de suralimentation : le turbocompresseur qui permet d'envoyer plus de carburant et d'augmenter la pression dans les chambres de combustion afin d'avoir une détonation plus importante, et donc plus de puissance

Ils ont aussi privilégié l'injection directe qui permet de mieux contrôler l'apport de carburant (dosage et timing) tout en permettant pour les moteurs essence de pouvoir fonctionner en excès d'air (comme un diesel) dans certaines situations, c'est ce que l'on appelle le fonctionnement avec charge stratifiée. Cette injection est désormais à très haute pression grâce à l'utilisation d'une rampe commune qui sert d'accumulateur, car le but est de mélanger le mieux possible le carburant et comburant dans la chambre de combustion (il faut alors un "spray" très puissant qui vaporise le plus finement possible le carburant).

I.1.2 Injection directe, injection indirecte

L'injection est un dispositif permettant d'alimenter les moteurs à combustion et d'acheminer le carburant dans la chambre de combustion. Ce processus peut se faire soit par injection directe, soit par injection indirecte.

I.1.3 Injection directe

Méthode la plus répandue aujourd'hui, l'injection directe permet de réduire la consommation de carburant afin de répondre aux nouvelles normes environnementales. Ce système limite les émissions polluantes et améliorer les performances, autrement dit augmente le couple lors des passages en bas régime. Le système d'injection directe est similaire entre un moteur diesel et un moteur essence (Figure I.2)

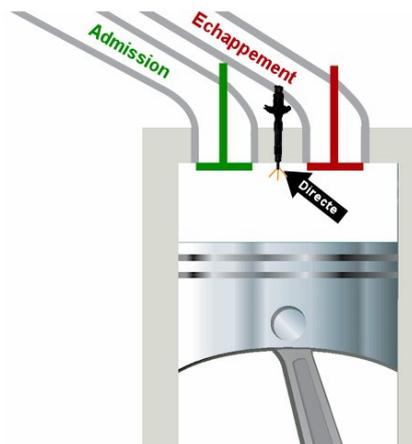


Figure I.2 Injection directe d'essence [1]

I.1.4 Injection indirecte

Le système d'injection indirecte ne fonctionne pas de la même manière qu'il s'agisse d'un moteur essence ou d'un moteur diesel. C'est la position des injecteurs qui détermine le type d'injection.

I.1.5 Injection indirecte essence

En ce qui concerne l'injection indirecte essence, les injecteurs sont placés avant la soupape d'admission, soit dans la tubulure d'admission (Figure I.3). Cela permet ainsi l'admission du mélange air/carburant dans le moteur lors de l'ouverture de la soupape d'admission. Les injecteurs évacuent l'air directement dans la chambre de combustion, au-dessus du piston. Cela permet ainsi au mélange de se faire dans la chambre de combustion.

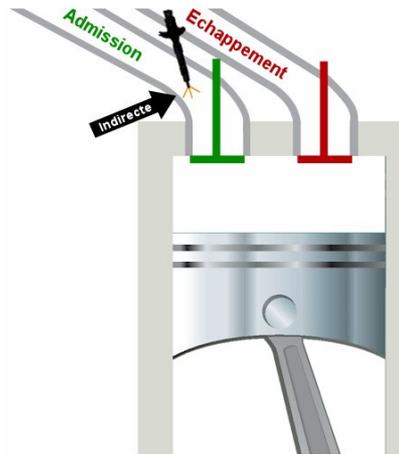


Figure I.3 Injection indirecte d'essence [1]

I.1.6 Injection indirecte Diesel

Contrairement à l'injection indirecte essence, les injecteurs sont placés après la soupape d'admission (Figure I.4). Ils débouchent dans une préchambre directement reliée à la chambre de combustion. La compression de l'air au-dessus du piston se fait puis le gazole est vaporisé dans cette chambre. Ainsi, cela produit une précombustion au contact de l'air chauffant à 400 °C. Enfin, la combustion complète se fait dans la chambre de combustion.

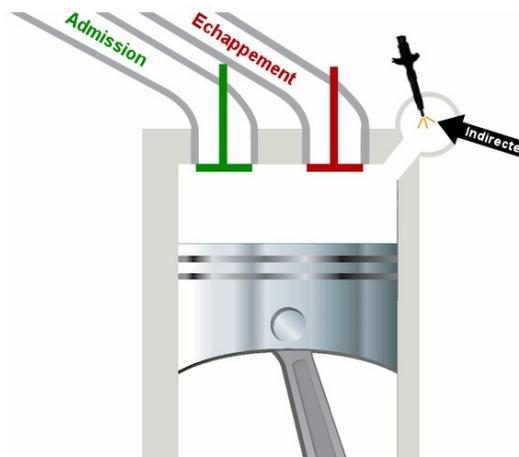


Figure I.4 Injection indirecte Diesel [1]

I-2 Distribution variable

La distribution variable est une réalisation importante qui existe pour les deux types de moteurs (essence et diesel), aussi bien pour l'admission que pour l'échappement, mais présente une adéquation plus forte pour le moteur à essence[2].

I. 2.1 Paramètres de la distribution

Le rôle de la distribution est de permettre la mise en communication du cylindre avec le milieu extérieur lors des phases de vidange et de remplissage (opérations de transvasement). Sa fonction est de définir la loi d'évolution de la section de passage des gaz brûlés et des gaz frais en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (diagramme de distribution).

La distribution joue véritablement un rôle primordial en ce qui intéresse les performances du moteur. Elle participe aussi de façon secondaire dans la formation des émissions polluantes. Avec les systèmes d'admission et d'échappement, elle définit la perméabilité du moteur et, par conséquent, son remplissage en air en fonction du régime et de la charge. Elle doit donc autoriser, en général, une vidange aussi complète que possible du cylindre et une introduction de la masse maximale d'air frais. Ces deux phénomènes étant fortement dépendants du régime de rotation, la distribution doit être adaptée, par ses caractéristiques et par les solutions technologiques retenues, aux objectifs du moteur : souplesse, puissance spécifique élevée, faible niveau de pollution, etc.

Le diagramme de distribution est défini par des positions angulaires du vilebrequin correspondant à l'ouverture et à la fermeture des soupapes. (Figure I.5).

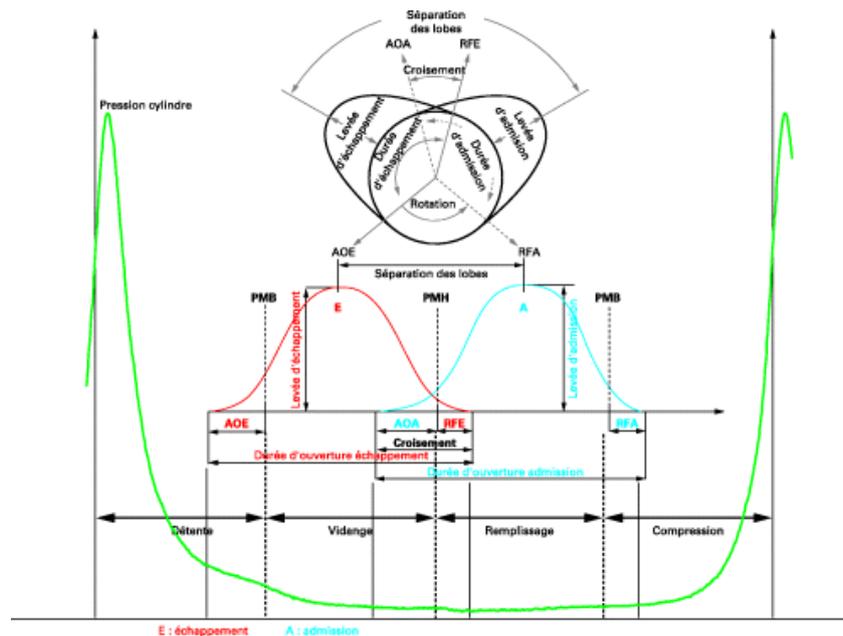


Figure I.5 - Diagramme de distribution et levée des soupapes [2]

Les grandeurs caractéristiques de distribution sont :

- AOA ($^{\circ}\text{V}$) : Avance Ouverture Admission/PMH (point mort haut) ;
- RFA ($^{\circ}\text{V}$) : Retard Fermeture Admission/PMB (point mort bas) ;
- AOE ($^{\circ}\text{V}$) : Avance Ouverture Échappement/PMH ;
- RFE ($^{\circ}\text{V}$) : Retard Fermeture Échappement/PMB ;
- croisement ($^{\circ}\text{V}$) : AOA + RFE ;
- étalement ou durée d'ouverture admission ($^{\circ}\text{V}$) : AOA + 180 + RFA ;
- étalement ou durée d'ouverture échappement ($^{\circ}\text{V}$) : AOE + 180 + RFE ;
- levée (mm) : course de la soupape ;
- calage ($^{\circ}\text{V}$) : positionnement de la loi de levée par rapport à un des points morts (PMH/PMB).

On peut distinguer une distribution fixe et variable

Une distribution fixe, c'est-à-dire avec des paramètres de distribution constants (invariables pendant le fonctionnement du moteur), une distribution fixe ne permet pas de valoriser le potentiel du moteur sur chaque point de fonctionnement.

Une distribution est dite variable quand au moins un des paramètres du diagramme de distribution est variable (calage, durée d'ouverture, levée). Bien évidemment, leurs variations peuvent être combinées et peuvent se faire d'une manière continue ou discrète pendant le fonctionnement du moteur.

I.2.2 Potentialités de la distribution

Le schéma de la (Figure I.6) souligne les opportunités offertes par la distribution variable :

- réduction des pertes par pompage dont la possibilité de suppression du papillon de gaz et du contrôle de la charge par les soupapes d'admission ;
- amélioration de la qualité du mélange frais, homogénéisation et possibilité du contrôle de l'intensité de la turbulence ;
- optimisation du remplissage des cylindres, maîtrise des écoulements inverses, soit du mélange frais, soit des gaz brûlés (EGR *Exhaust Gas Recirculation* interne).

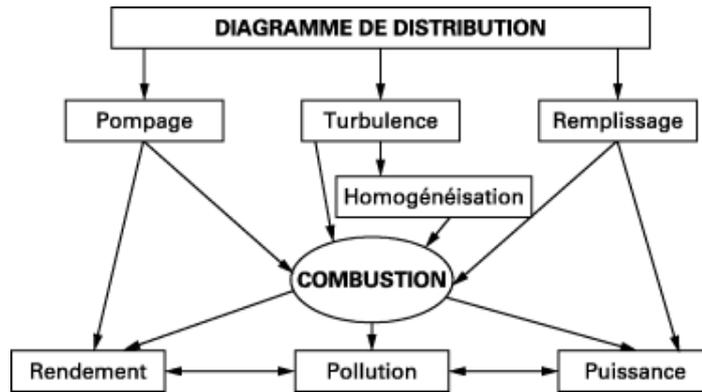


Figure I.6 Effets de la distribution variable [2]

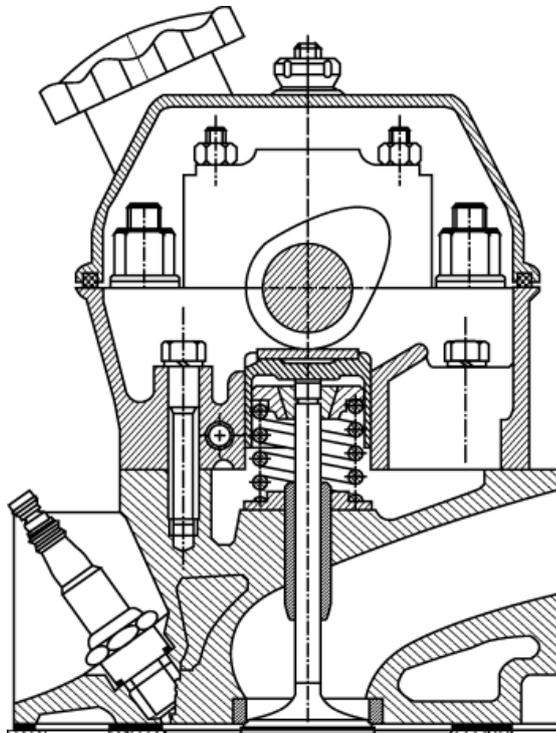


Figure I.7 - Distribution à attaque directe [2]

Tous ces paramètres influencent la combustion et ont donc une incidence directe sur le rendement, les émissions polluantes, le couple et la puissance du moteur.

Deux procédés sont utilisés pour commander la levée de soupape. Soit la came attaque directement la soupape (Figure I.7), soit elle est commandée par le biais d'une pièce intermédiaire (basculeur ou linguet) pour les moteurs à distribution culbuté (Figure I.8), l'arbre à cames pouvant alors être placé en tête (dans la culasse), ou dans le « bas moteur ».

I. 2.3 Technique multilingue

Plusieurs solutions ont été utilisées pour commander les soupapes :

VVA: *Variable Valve Actuation* (commande variable des soupapes) et VVT : *Variable Valve Timing* (commande de soupape variable en temps, le temps faisant référence à une notion de calage), cet acronyme étant généralement associé aux systèmes à déphaseurs ou décaleurs.

(Figure I.9) présente la variation des paramètres de la loi de distribution, côté admission[2]:

- a) variation de la levée en gardant constante la durée d'ouverture ;
- b) variation combinée de la levée et de la durée ;
- c) variation combinée de la levée et du moment de fermeture d'admission, la fermeture pouvant se faire précocement **EIVC** (*Early Intake Valve Closing*)

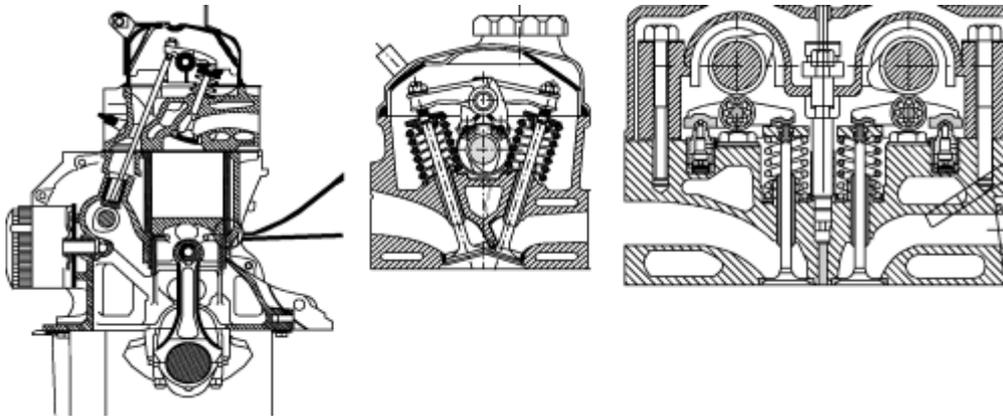


Figure I.8 Différents types de distribution culbutée[2]

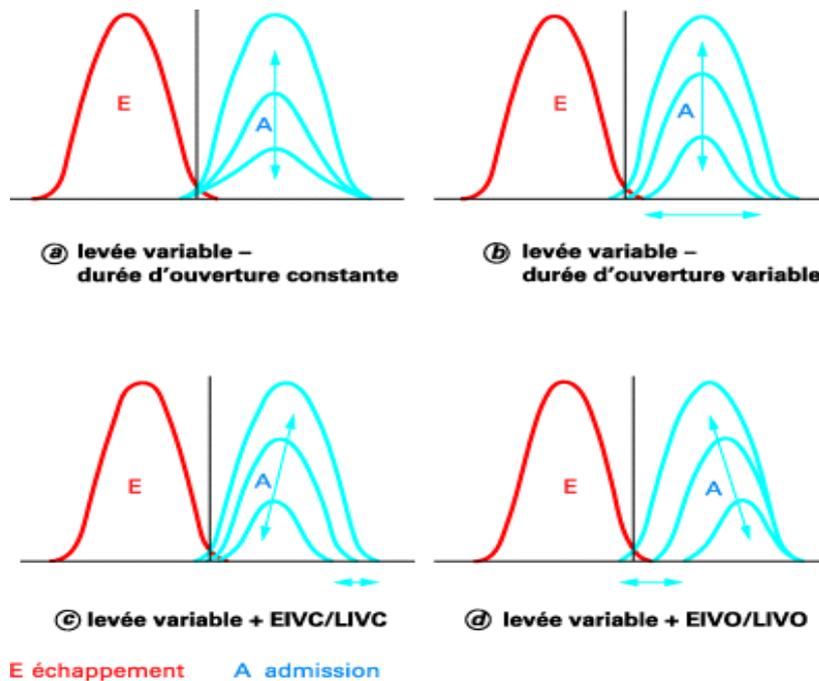


Figure I.9 Exemples de méthodes de variation des paramètres de distribution [2]

Bien entendu, le même genre de variations peut être envisagé à l'échappement. Les mécanismes utilisés seront, soit discrets (positions privilégiées), soit permettront des variations continues. En fonction des caractéristiques de ces mécanismes, les possibilités d'amélioration des performances ou du contrôle du moteur seront plus ou moins prononcées :

- amélioration du remplissage ;
- contrôle de la charge (réduction des pertes par pompage) ;
- réalisation du cycle Miller-Atkinson (fermeture précoce ou retardée de la soupape d'admission) ;
- variation du taux effectif de compression (augmentation pour démarrage à froid, diminution pour combustion HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*)) ;
- réduction du temps de réponse du turbocompresseur ;
- balayage des gaz résiduels à pleine charge ;
- amélioration de l'aérodynamique interne (accélération de la vitesse d'écoulement des gaz) ;
- frein moteur ;
- désactivation de cylindre ;
- fonctionnement multitemps (2 temps – 4 temps) ;
- recompression EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) par croisement négatif (combustion CAI (*Controlled Auto Ignition*) et HCCI) ;
- réaspiration d'EGR avec simple ou double levée (CAI et HCCI)

I. 2.4. Réalisations Constructives

I. 2.5 Décaleurs

Les décaleurs seront présentés suivant leur principe de construction : décaleur à chaîne, décaleur à rampe hélicoïdale, décaleur à palettes.

I. 2.6. Décaleur à chaîne

Ce décaleur a été utilisé par le constructeur Porsche en 1991. Il est maintenant abandonné au profit du décaleur à lobes. Le décaleur est monté entre la chaîne reliant les arbres à cames d'admission et d'échappement . L'arbre à cames d'échappement est entraîné par la poulie vilebrequin par l'intermédiaire d'une courroie crantée. Cet arbre entraîne l'arbre à cames d'admission, par l'intermédiaire d'une chaîne (Figure I.10 a) [3]. Un piston hydraulique, actionné par une électrovanne, commande le déplacement du tendeur de chaîne. Ce déplacement permet un décalage maximum d'environ 15 °V obtenu d'une manière discrète en tout ou rien. Un système similaire a été proposé par Audi (Figure I.10 b) [3].

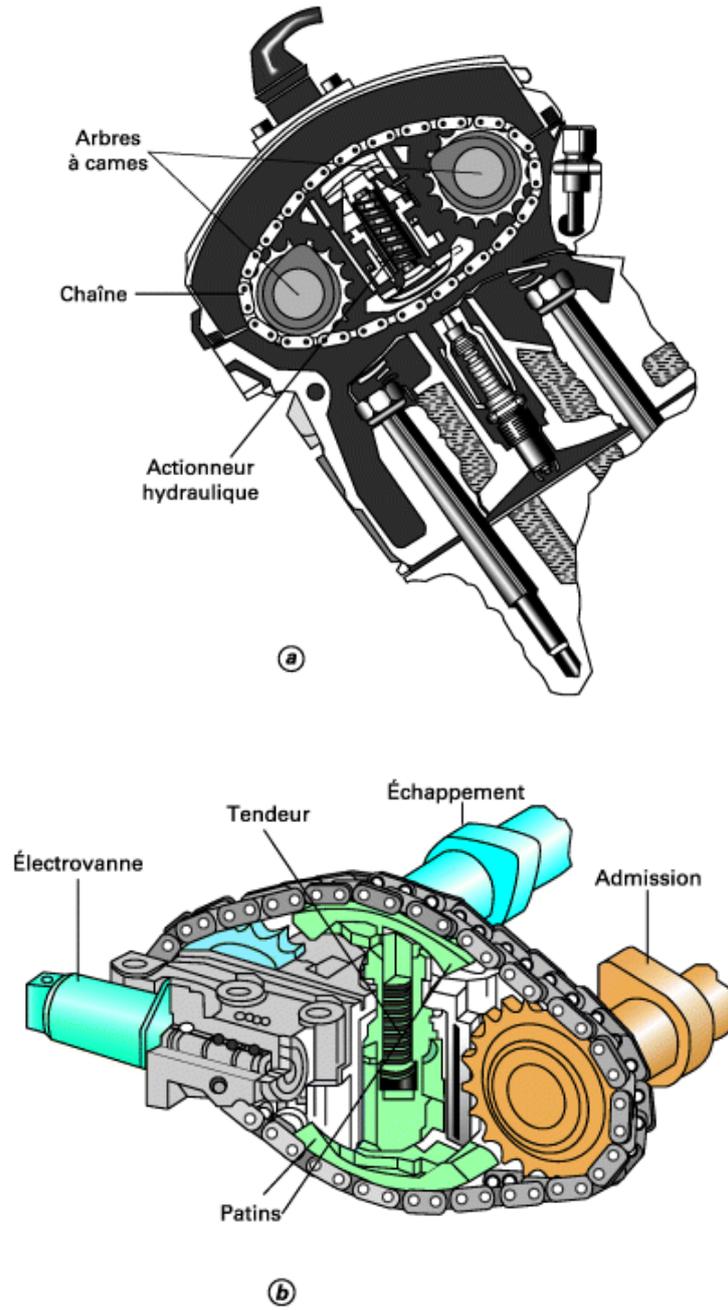


Figure I.10 Décaleurs à chaîne[3].

I. 2.7 Décaleur à rampe hélicoïdale

Ce décaleur à piston (axial) à rampe (à denture) hélicoïdale utilisé par : Alfa Romeo, PSA, BMW, Mercedes, Honda, Toyota, Chrysler, GM, est composé d'un boîtier recevant la poulie ou le pignon et d'un piston hydraulique en contact avec ce dernier par l'intermédiaire de dentures hélicoïdales. Le piston est centré sur l'arbre à cames. La liaison entre ces deux pièces est assurée par des cannelures (dentures droites ou hélicoïdales). Lorsque l'électrovanne transfère au décaleur l'huile sous pression, prélevée du système de lubrification du moteur, le piston se déplace axialement en suivant le parcours donné par les dentures, et tourne, entraînant l'arbre à cames avec lui. Le retour du piston est rendu possible par une diminution contrôlée de la pression d'huile et l'action d'un ressort de rappel. C'est un fonctionnement suivant le principe du piston à simple effet (Figure I.11) [3].

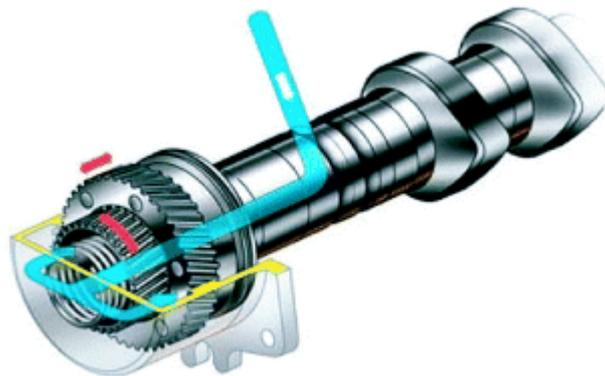


Figure I.11 Décaleur à rampe hélicoïdale PSA [3].

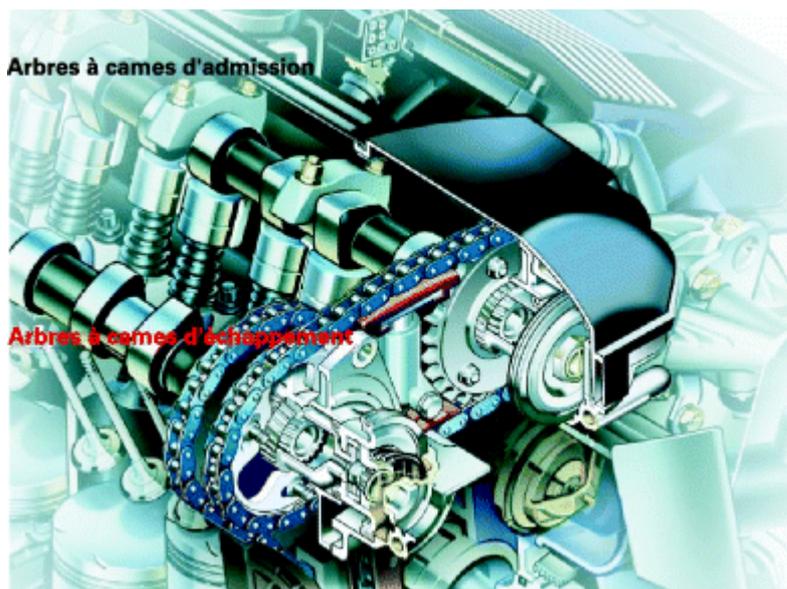


Figure I.12 Décaleur BMW Double Vanos [4]

I. 2.8 Décaleur à palettes (à lobes)

Les décaleurs à palettes ou à lobes fonctionnent suivant le même principe. Le décaleur est composé de deux roues concentriques dont les palettes/lobes sont séparées par des chambres à huile (Figure I.13). Une roue est solidaire avec le pignon de distribution (appelé stator), l'autre avec l'arbre à cames (appelé rotor). Les palettes sont des pièces distinctes du rotor (Figure 14), alors que les lobes font partie intégrante de celui-ci (Figure 15) [5].

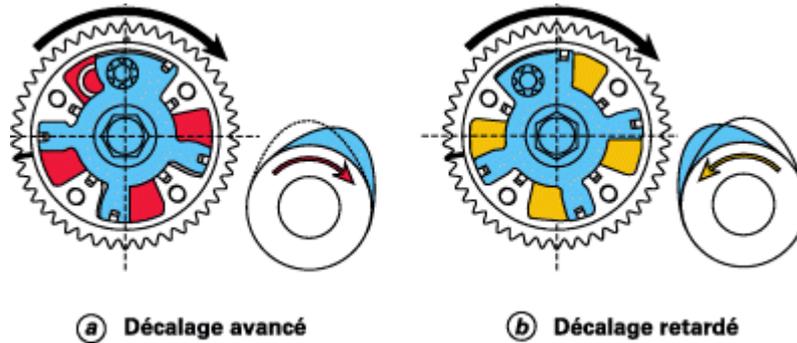


Figure I.13 Variation du calage [5]

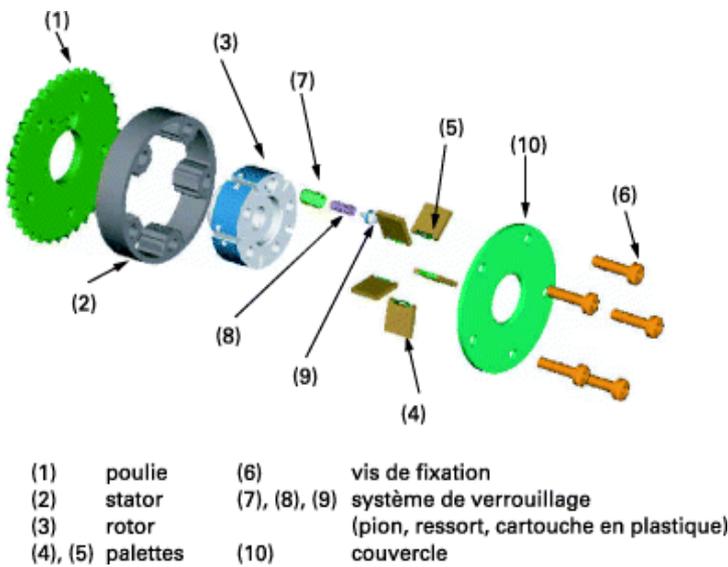


Figure I.14 - Vue éclatée de la poulie d'un décaleur à palettes [5]

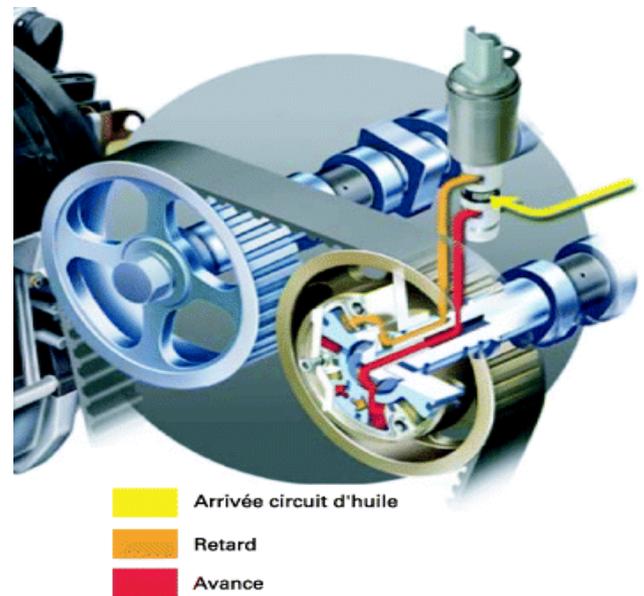


Figure I.15 - Décaleur à lobes [5]

Lorsque l'électrovanne transfère l'huile sous pression dans les chambres, les palettes ou les lobes se déplacent angulairement, entraînant en rotation le rotor, ainsi que l'arbre à cames. Si l'électrovanne est pilotée en mode discret, le décaleur n'a que deux positions possibles. Si elle est pilotée en mode continu, le décaleur peut adopter n'importe quelle position intermédiaire.

I. 2.9 Variation de la levée et/ou de la durée

Des réalisations plus récentes font appel à un contrôle continu de la levée (voire du calage) mais nécessitent une technologie beaucoup plus sophistiquée.

Les moteurs actuels utilisent le système i-VTEC (*Variable-valve Timing and Electronic-lift Control*) qui intègre un calage variable VTC (*Variable Timing Control*) et une commande indépendante pour chaque soupape d'admission d'un même cylindre.

Le principe de fonctionnement du système VTEC, applicable aussi bien à l'admission qu'à l'échappement, est représenté dans la (Figure 16). Deux « petites » cames (a1 et a2) actionnent les soupapes aux faibles régimes. La « grosse » came (A) est utilisée pour les hauts régimes (Figure 16a). Afin d'augmenter le *swirl*, les deux petites cames (a1 et a2) sont différentes (figure 16b). Un verrou électro-hydraulique assure les deux modes de fonctionnement par la solidarisation des deux culbuteurs extérieurs avec le culbuteur intérieur commandé par la « grosse » came (figure 16c, 16d).

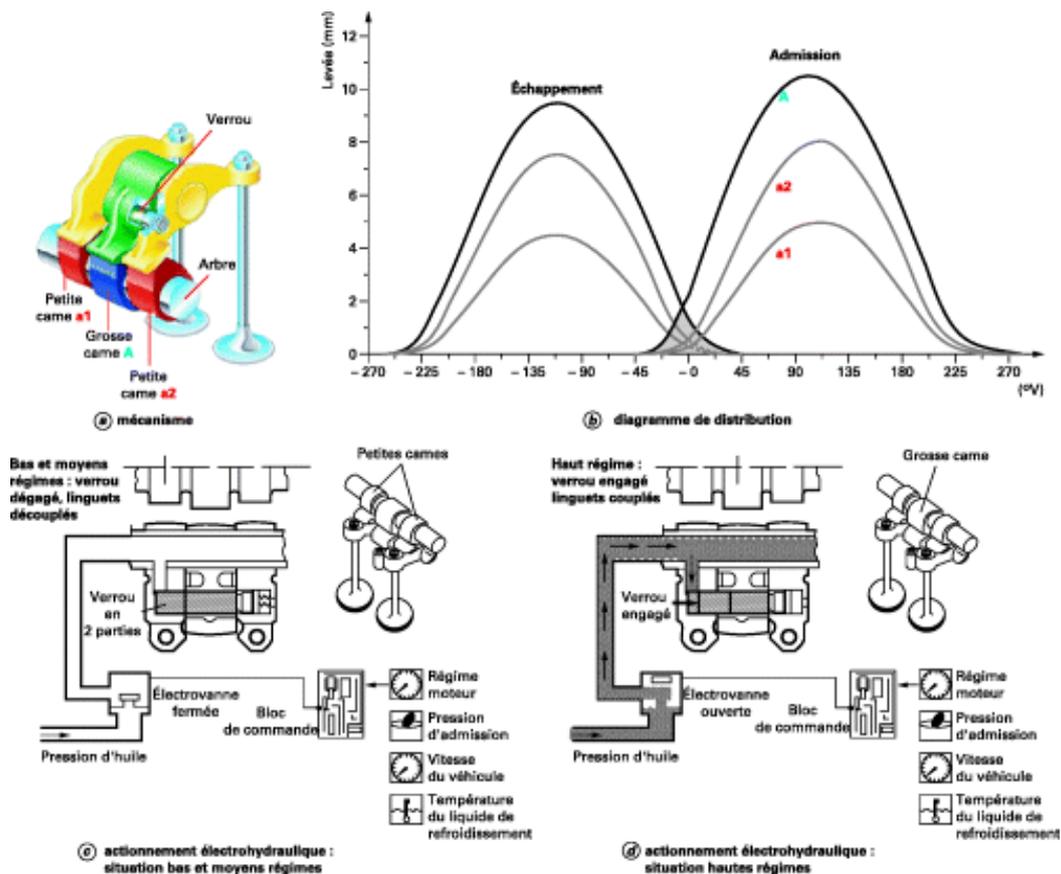


Figure I. 16 Système Honda VTEC [3]

I. 2.10 Solution VVTL-i

Le système VVTL-i (*Variable Valve Timing and Lift-intelligence*) proposé par Toyota s'applique aux soupapes d'admission et associe un décaleur continu sur l'admission [6].

En dessous de 6 000 tr/min, le mouvement est commandé par la « petite » came par l'intermédiaire d'un linguet à rouleau (Figure 17 a). Au-dessus de ce régime, une pression d'huile déplace le verrou sous le poussoir et les deux soupapes sont commandées par la « grosse » came (Figure 17 b). Lorsque le régime redescend en dessous de 6 000 tr/min, un ressort de rappel repousse le verrou. Le mouvement généré par la grosse came est absorbé par le ressort du poussoir et n'actionne plus les soupapes d'où l'appellation « mouvement perdu » (*lost motion*)

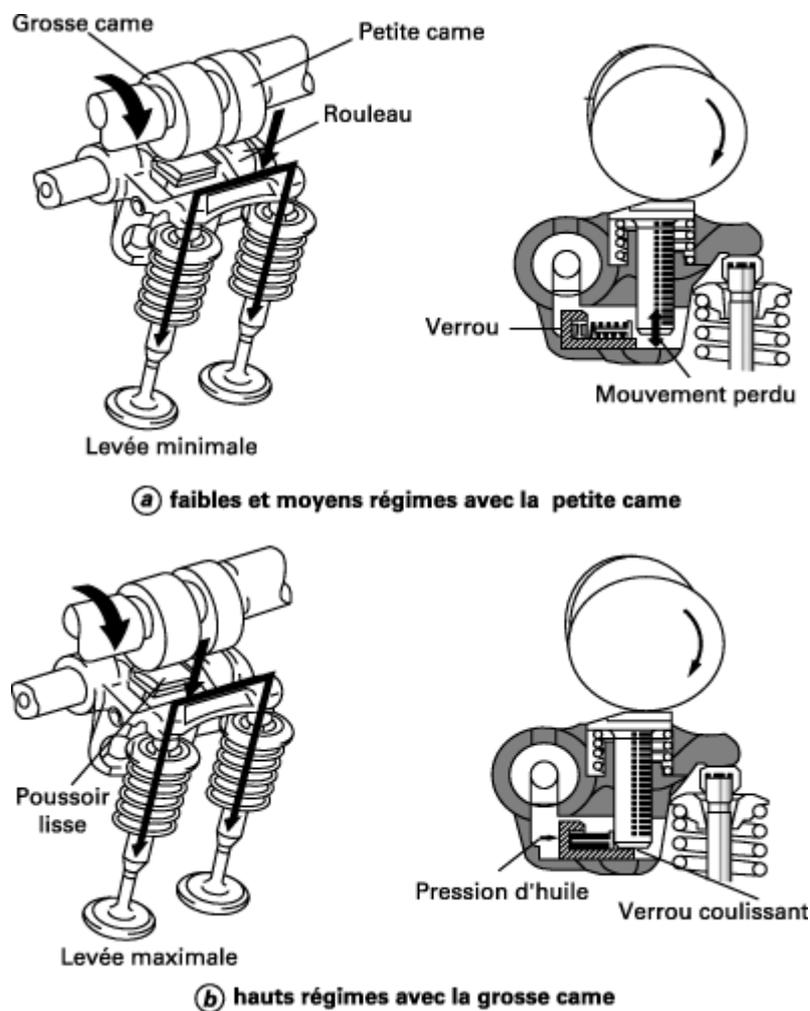
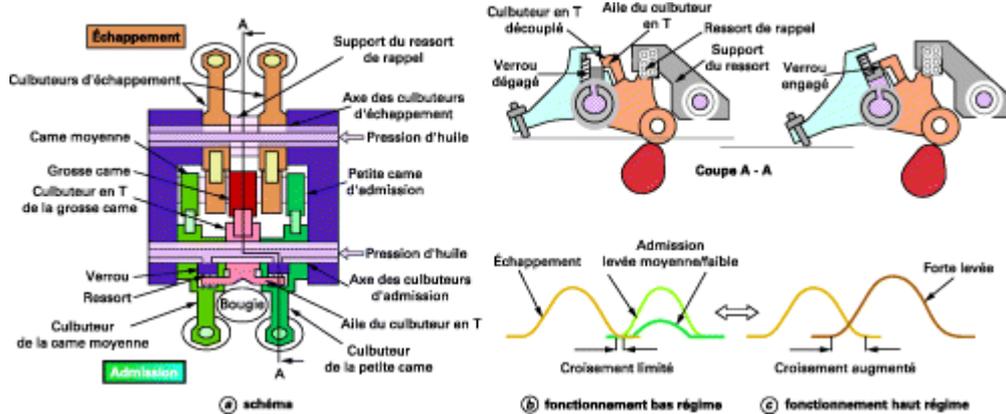


Figure I.17 Système VVTL-i (Toyota) [6]

I. 2.11 Solution MIVEC

le système MIVEC (*Mitsubishi Innovative Valve timing Electronic Control*) est appliqué sur les moteurs de série à injection directe, Il est ensuite utilisé à injection indirecte.

Le MIVEC (Figure I.18) permet deux modes de fonctionnement avec un basculement à un régime de 3 500 tr/min. L'arbre à cames comprend trois cames d'admission différentes. Pour les faibles et moyens régimes, une « petite » came et une « moyenne » came commandant chacune les deux soupapes. Pour les hauts régimes, une « grosse » came commande simultanément les deux soupapes[3]



I. 2.12 Solution AVTEC

Sous l'acronyme AVTEC (*Advanced VTEC*) [7], Honda propose une nouvelle technologie qui permet la variation simultanée et continue de la levée et de la durée d'ouverture des soupapes d'admission. Ce système, breveté en 2005, est complété par un décalage pour une souplesse supplémentaire. L'introduction sur des moteurs de série est envisagée en 2011.

La levée des soupapes est générée par la rotation de l'arbre à cames (7) (Figure I.19). Un cylindre oscillant (10), concentrique à l'arbre à cames (constitué des éléments (10a) et (10b)), est commandé par l'ensemble roue dentée (13), pignon (14). Le cylindre oscillant assure le déplacement du levier à rouleau (9). La position de celui-ci vis-à-vis du culbuteur à rouleau (8) détermine la levée de soupape.

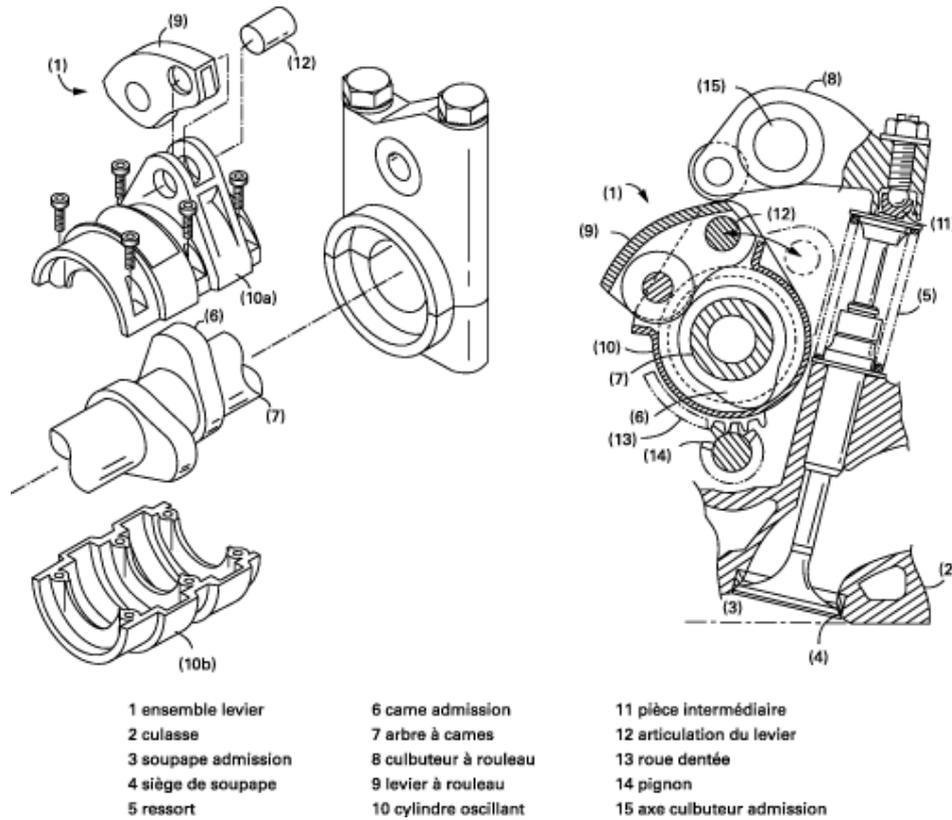


Figure I.19- Système Honda AVTEC [7]

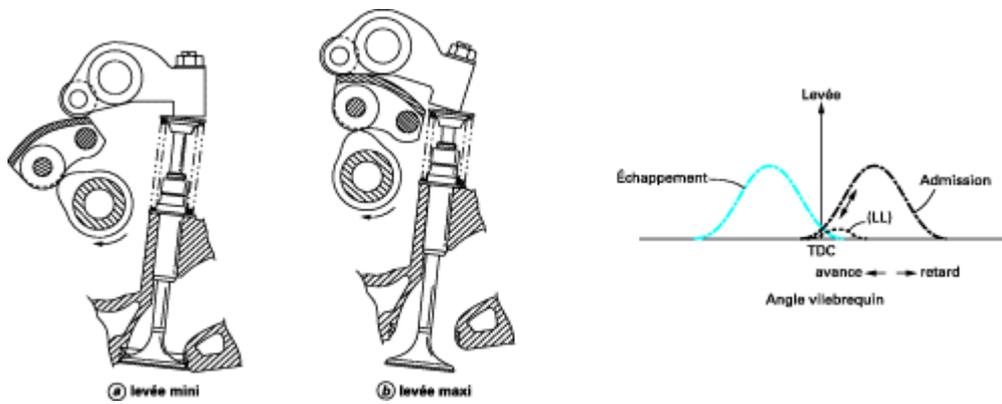


Figure I.20 - Positions et levées extrêmes du système Honda AVTEC [7]

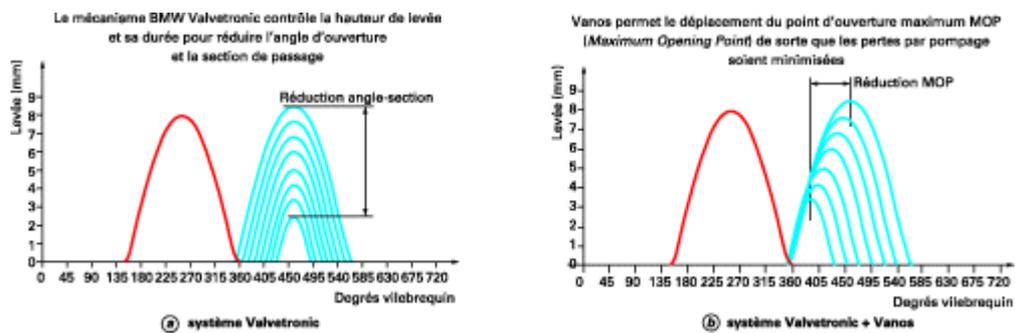


Figure I.21 Contrôle de la soupape d'admission [8]

I. 2.13 Solution Valvetronic Vanos (VARIABLE NOckenwelle Steuerung)

La technologie Valvetronic assure un contrôle continu de la levée de soupape (0,3 à 9,7 mm). Associée à la technologie Vanos de déphasage de came, elle permet le fonctionnement suivant la stratégie

Le déplacement d'un levier articulé intercalé entre la came et la soupape modifie la levée et la durée d'ouverture de la soupape (Figure I.22) [9]. La partie supérieure du levier est liée à une roue dentée dont la rotation est commandée par un moteur électrique. Ce dernier est piloté par le calculateur d'injection qui prend en compte les différents paramètres moteurs. Le contact permanent entre le levier et la came est assuré par un ressort spécifique. La partie inférieure du levier appuie sur un linguet à rouleau qui commande la soupape.

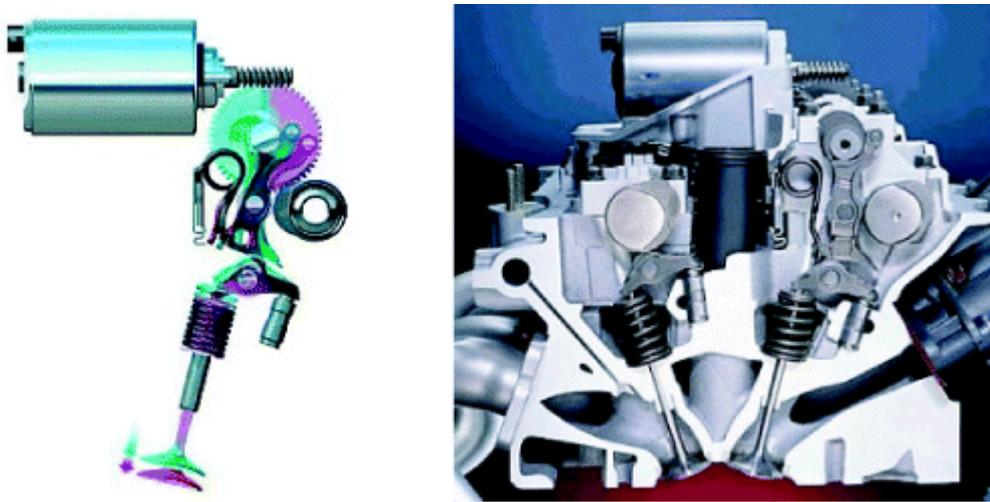


Figure 1.22 - Système BMW Valvetronic Vanos [9]

Cette technologie exige une grande précision de fabrication (précision jusqu'à un micron pour certains composants) et des matériaux spécifiques très résistants.

Introduite par BMW sur son modèle 316 TI compact en 2001, cette technologie a ensuite été déclinée aux autres modèles de ce constructeur. La solution BMW Valvetronic Double Vanos a été adoptée depuis 2006 sur les moteurs EP construits pour PSA/BMW. Ces moteurs à injection directe quatre cylindres existent en version atmosphérique dans les cylindrées 1,4 et 1,6 L. Seule la cylindrée 1,6 L est déclinée en version turbocompressée.

1. 2.14 Solution Valvematic (Toyota)

Le système, appliqué à l'admission du moteur, est constitué des éléments conventionnels d'une distribution. L'arbre à cames (Figure I.23) [10], entraîné par le moteur, commande le mouvement du culbuteur par l'intermédiaire d'un rouleau. Ce mouvement est transmis à la came oscillante qui, par le biais du linguet assure la levée de la soupape. La liaison entre le culbuteur et la came oscillante est réalisée par un arbre à denture hélicoïdale. Les rampes des cames oscillantes et du culbuteur sont inversées.

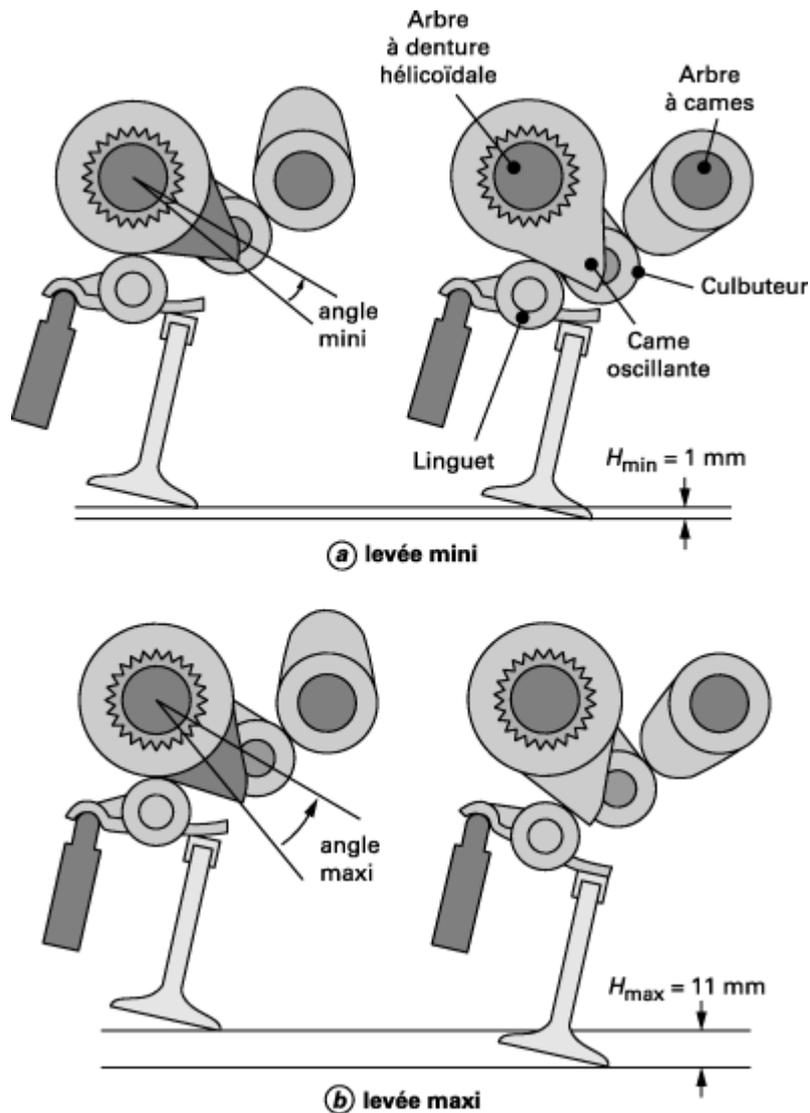


Figure I.23 Principe de fonctionnement du système Toyota Valvematic [10]

I-3 Taux de compression variable

la technologie des moteurs actuels a pour but de diminuer la consommation et les émissions des moteurs thermiques. Injection directe d'essence, stratification de la charge, désactivation de la moitié des cylindres, calage variable de la distribution, levée des soupapes variable, etc. L'ajustement du rapport volumétrique permettra des gains de rendement de l'ordre de 10%, voire 25% en conjonction avec des moteurs à haute pression de suralimentation et cylindrée réduite, et même jusqu'à plus de 35% si la course d'expansion est allongée par rapport à celle d'admission-compression.

Mais pour atteindre ces résultats, d'importants changements de l'architecture des moteurs à pistons sont nécessaires.

I-3.1 Rapport volumétrique

Le rendement thermodynamique théorique d'un moteur à combustion interne, qu'il fonctionne selon le cycle Beau de Rochas (moteur à essence) ou Diesel, dépend directement de son rapport volumétrique (RV), dit aussi taux de compression (ρ), qui est le rapport du volume maximal du cylindre avec sa chambre de combustion, piston au point mort bas (PMB), avec son volume minimal lorsque le piston est au point mort haut (PMH).

Au PMH, le volume du cylindre est réduit à celui de sa chambre de combustion (v). V étant la cylindrée unitaire (cylindrée par cylindre), la relation est $\rho = (V + v) / v$

Le rendement thermique d'un moteur à essence croît avec le taux de compression jusqu'à concurrence de 15:1 environ (Figure I.24). Au-delà, les pertes mécaniques dues aux pressions de fonctionnement accrues augmentent plus vite que le gain procuré par une élévation du taux de compression. La même tendance s'applique également aux moteurs diesel.

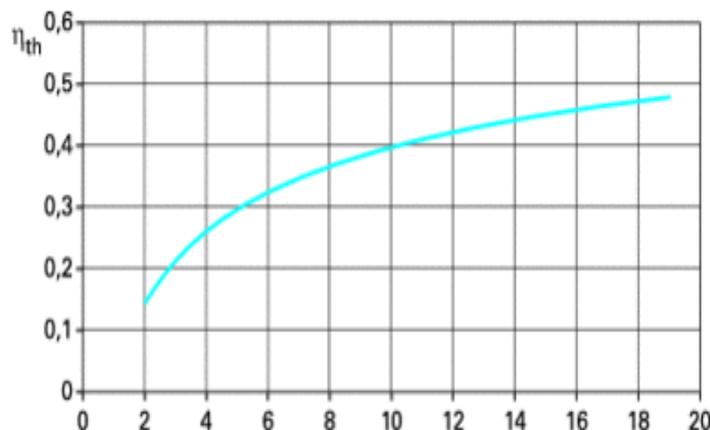


Figure I.24 Évolution du rendement thermodynamique en fonction du rapport volumétrique de compression [2]

L'importance du rapport volumétrique est due au fait qu'il est aussi et surtout le taux d'expansion, compression et expansion étant mécaniquement liés tout au moins dans les moteurs alternatifs conventionnels. Plus ce taux d'expansion est élevé et plus les gaz de combustion se détendent non pas dans l'atmosphère, mais à l'intérieur du cylindre en y produisant un travail. En se détendant, un gaz se refroidit, ce qui fait qu'avec un rapport volumétrique supérieur les gaz d'échappement sont moins chauds. Il en résulte un rendement plus élevé, une plus grande part de la chaleur dégagée par la combustion étant convertie en travail utile.

I-3.2 Taux de compression dans le Moteur à essence

Sur un moteur à essence, le taux de compression est en pratique fixé près du maximum acceptable pour le fonctionnement à pleine charge (accélérateur à fond) sans que se produise de détonation (auto-allumage, cliquetis), ce phénomène étant destructeur pour les structures du moteur. Selon les paramètres énumérés ci-dessous, le rapport volumétrique peut être plus ou moins élevé. Il est compris entre 9:1 et 11:1 sur les moteurs essence atmosphériques de production actuels [11].



Figure I.25 Piston détruit par une combustion détonante [11].

Il pourrait être plus élevé en charge partielle, mais alors la combustion serait détonante sous pleine charge, ce qui détruirait rapidement les pistons. La limite de détonation et de cliquetis résulte d'un certain nombre de variables, dont les principaux sont le pouvoir anti-détonant (indice d'octane) de l'essence, la forme de la chambre de combustion, l'avance à l'allumage ainsi que la pression et la température dans le cylindre en fin de compression. Ces deux derniers points découlent non seulement du rapport volumétrique, mais aussi de la pression et de la température en début de compression, qui dépend à leur tour de la pression d'admission

et du coefficient de remplissage du cylindre. Ce coefficient fluctue avec la position du papillon d'admission commandé par la pédale d'accélérateur et dans une moindre mesure avec le régime.

Les moteurs modernes sont équipés de capteurs de cliquetis qui, dès qu'ils détectent ce phénomène, réduisent immédiatement l'avance à l'allumage. Cependant, un allumage retardé par rapport à son point optimal réduit la puissance pour une consommation d'essence inchangée, ce qui détériore le rendement (la consommation spécifique en g/ch.h ou en g/kW.h augmente).

L'idéal serait donc de varier non pas l'avance à l'allumage mais le rapport volumétrique en fonction de la charge, de façon à rester à distance constante des conditions causant la détonation. Ce serait particulièrement bénéfique pour les moteurs suralimentés, sur lesquels le taux de compression est fixé à une valeur relativement basse pour éviter la détonation sous pleine charge.

I-3.3 Taux de compression dans le Moteur diesel

Le rapport volumétrique d'un moteur diesel n'est pas limité par la détonation. Il est généralement fixé à une valeur optimale (entre 15 et 19,5 pour les diesels à injection directe) en tenant compte du fait qu'à partir d'un certain point les pertes mécaniques dues à un dimensionnement accru de l'embellage nécessaire pour supporter des pressions de fonctionnement supérieures annihileraient le gain de rendement thermodynamique.

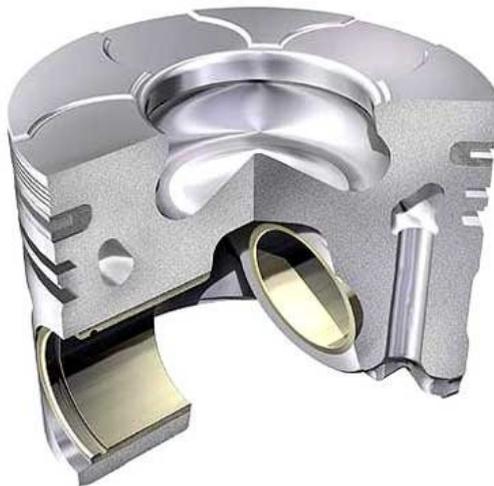


Figure I.26 Coupe d'un piston VW 2.0 TDI. La galerie d'huile de refroidissement et son canal d'alimentation sont bien visibles [11]

L'importance de ce problème est aujourd'hui quelque peu diminuée car les moteurs sont conçus dès le départ pour supporter des pressions de combustion extrêmement élevées. Ainsi, dans les nouveaux PA6 STC à turbo-suralimentation séquentielle, s'établit-elle à 180 bars au

lieu de 155 bars. Le rapport volumétrique a pu être relevé jusqu'à 12,5 :1 tout en maintenant approximativement la même puissance

I.4 Différents systèmes et difficultés

Réaliser un moteur à taux de compression variable est loin d'être facile, car on doit prévoir un mouvement relatif entre des composants qui sont soumis aux très fortes pressions de combustion, voire aussi à des forces d'inertie considérable pour certains d'entre eux. Il s'agit ni plus ni moins que de faire varier le volume de la chambre de combustion, comprise entre la tête de piston et la culasse. Pour cela les alternatives les plus sérieusement envisagées sont:

Variation du volume à l'intérieur de la chambre de combustion, Variation de la hauteur de compression du piston, déplacement de la culasse, déplacement du vilebrequin, modification du mouvement de bielle par une ou des articulations intermédiaires, installation de deux vilebrequins et un embiellage complexe, montage des manetons sur excentriques, adoption d'un moteur en barillet avec vilebrequin axial[11]

I.4.1 Chambre de combustion à volume variable

Variation du volume de la chambre de combustion au moyen d'un piston est une solution souvent adoptée sur des monocylindres de recherche. La chambre peut aussi être mise en communication avec une partie annexe au moyen d'une soupape.

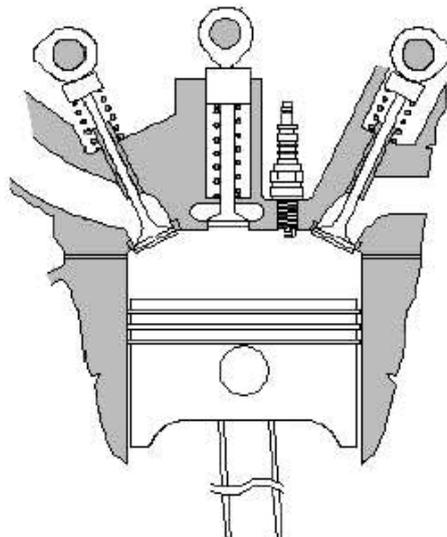


Figure I.27 Chambre de combustion à volume variable [11]

Ces solutions présentent l'inconvénient d'une forme de chambre de combustion défavorable et elles ajoutent un dispositif encombrant la surface de la chambre, où l'on désire précisément allouer une surface maximale aux soupapes d'admission et d'échappement.

I.4.2 Pistons à hauteur variable

Des pistons à hauteur de compression variable hydrauliquement ont été testés dès la fin des années 60 par en Grande-Bretagne (Figure I.28). Ces pistons avaient une coquille externe comprenant la tête et la jupe (A) et une partie intérieure (B) reliée au pied de bielle par l'axe. Un transfert d'huile d'une chambre supérieure (C) à une chambre annulaire inférieure (D) modifiait la hauteur relative des deux parties. L'huile, amenée par une canalisation (E) dans la bielle, était conduite dans les deux chambres par des canaux internes (G) avec clapets de retenue (H et J).

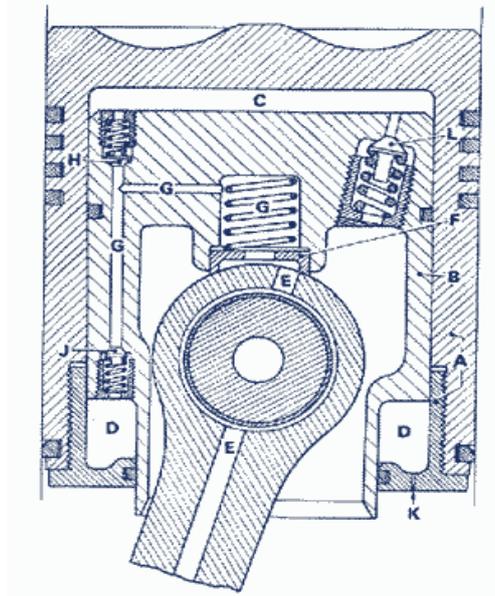


Figure I.28 Pistons à hauteur variable [11]

En fin d'échappement début d'admission, les forces d'inertie tendaient à élever la coquille, ce qui augmentait la pression dans la chambre inférieure, forçait l'évacuation d'une partie de son huile par un trou calibré (K) et permettait sous charge partielle l'élévation effective de ladite coquille de quelques centièmes de mm à chaque cycle. Par contre, sous pleine charge, la pression sur la tête du piston était suffisante pour provoquer un déplacement inverse, ce qui diminuait le taux de compression. Un clapet de refoulement (L) limitait la pression dans la chambre supérieure.

I.4.3 Culasse mobile : Saab

Déplacer la culasse permet d'éviter de toucher aux équipages mobiles, mais ce n'en est pas pour autant un programme simple car la culasse et ses annexes constituent un ensemble volumineux et lourd, soumis aux fortes pressions de combustion et relié à l'échappement ainsi qu'au vilebrequin pour la distribution.

Saab a toutefois réalisé plusieurs prototypes exploitant ce principe et nommés SVC, pour Saab Variable Compression.

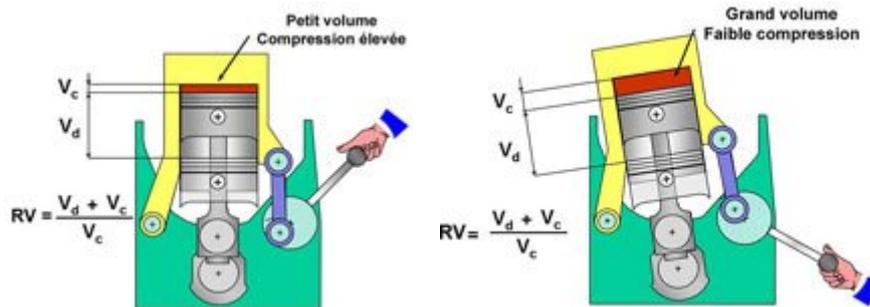


Figure I.29 Culasse mobile : Saab [11]

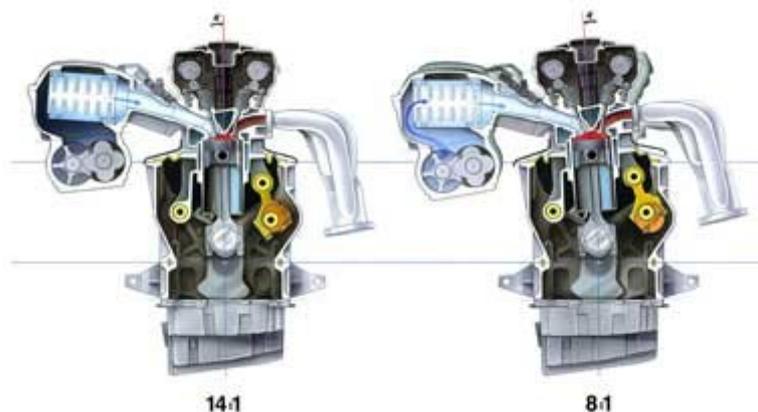


Figure I.30 Culasse mobile [11]

La partie supérieure du moteur intègre la culasse monobloc avec les cylindres, ce qui nécessite un équipement spécial pour l'usinage des sièges de soupapes. Cette partie peut pivoter sur un axe, de 4° par rapport à la partie inférieure qui constitue le carter de vilebrequin. Des bielles montées sur un arbre à excentrique contrôlent ainsi la hauteur et accessoirement l'angle de tout le haut du moteur, et par là le rapport volumétrique. Un joint souple ferme l'espace entre les deux parties du moteur. Un raccord flexible est également nécessaire pour l'échappement.

I.4.4 Vilebrequin sur excentriques

Sur base Audi 1.8 Motorentechnik a réalisé un prototype avec vilebrequin dont les tourillons tournent dans des paliers sur excentriques. Ces excentriques sont pivotés par des secteurs dentés engrenant sur des pignons solidaires d'un arbre de commande. Le RV peut être ajusté en continu entre environ 8,5 et 16:1 grâce à une rotation de 63° des excentriques par un moteur électrique de 200 W, ce qui donne une excentricité maxi de 5,5 mm [11].

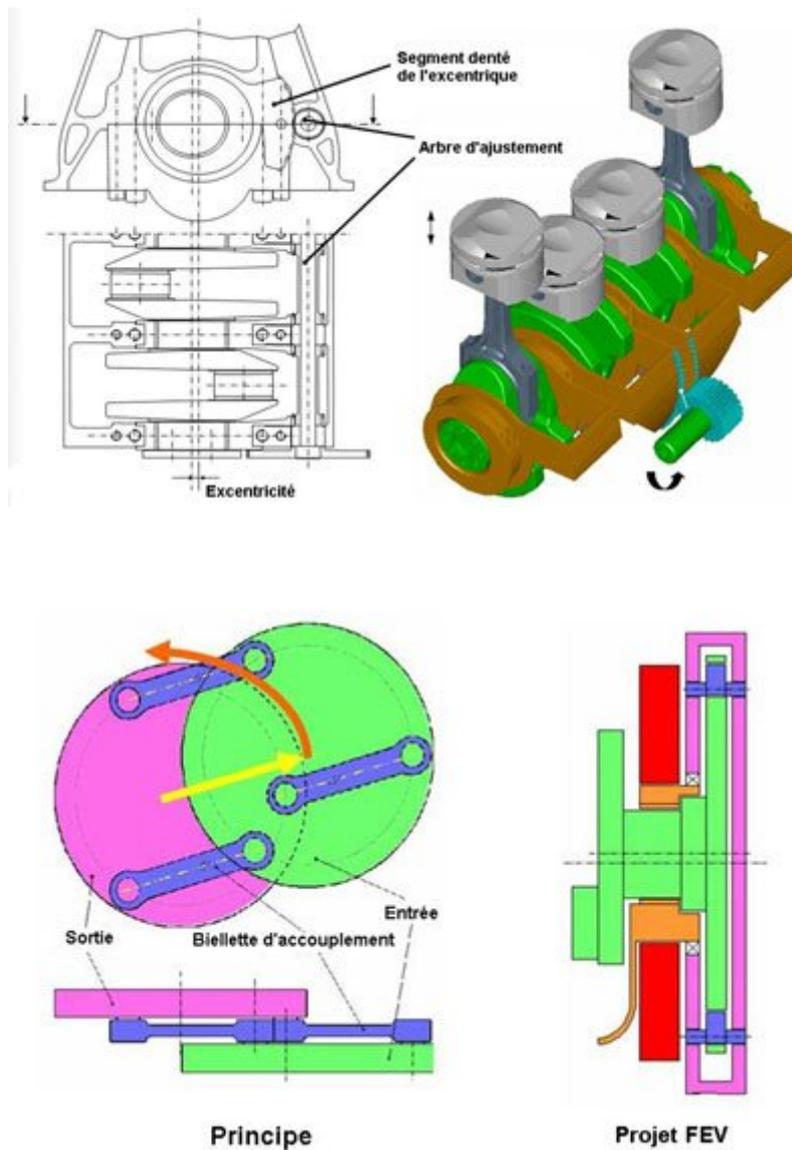


Figure I.31 Vilebrequin sur excentriques [11]

I.4.5 Embiellage avec articulations supplémentaires

Ce principe a été appliqué initialement à partir de 1989 en Russie sur des moteurs diesel et essence expérimentaux nommés "Traverse". Il est repris actuellement dans des exécutions légèrement différentes par Nissan et par PSA Peugeot-Citroën[11].

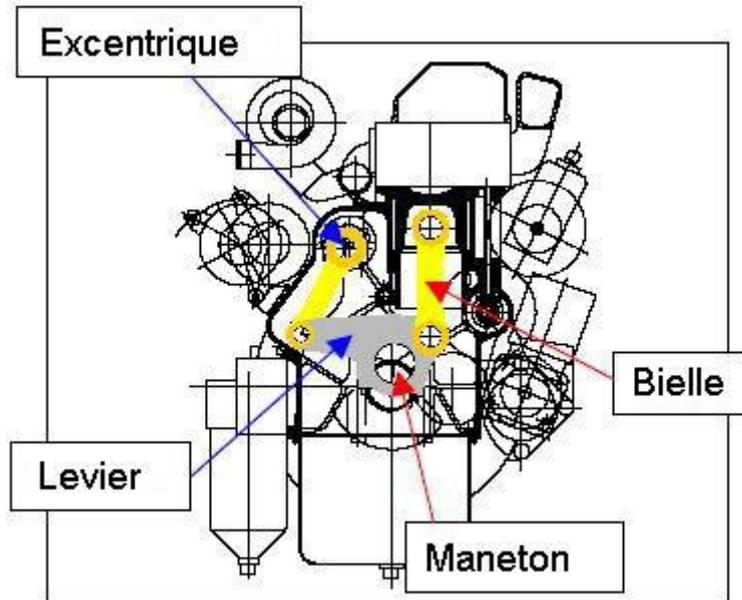


Figure I.32 Embiellage avec articulations supplémentaires [11]

Un levier intermédiaire entre le maneton et la bielle est articulé sur un point d'appui relié par une biellette à un actionneur, vérin ou excentrique. En déplaçant la trajectoire du point d'appui, on modifie la cinématique de l'embiellage et la hauteur du piston dans le cylindre. La course peut être environ 40% plus longue que celle produite par le rayon de manivelle du vilebrequin. Selon la géométrie de l'ensemble, la course peut également augmenter lorsque le taux de compression diminue, ce qui accroît la cylindrée. En outre, la trajectoire de la tête de bielle n'est plus circulaire, mais elliptique, diminuant ainsi l'obliquité de la bielle, particulièrement lors de la course motrice.

Ni la ligne d'arbre ni la culasse ne sont déplacées, permettant de conserver un moteur rigide dont les dimensions et positions des accouplements externes ne varient pas et qui se raccorde donc aisément à ses organes périphériques. Par contre la masse et la complexité de l'embiellage sont augmentées, ce qui limite le régime.

I.5 Cycle de Miller-Atkinson, Moteur HCCI et PCCI

I.5.1 Cycle de Miller-Atkinson

Un moteur classique utilise un cycle de Beau de Rochas (ou cycle Otto) à quatre temps, ou la course de compression identique à la course de détente. Dans le cycle de Miller, la soupape d'admission est laissée ouverte lors de la remontée du piston, ce qui fait qu'une partie du mélange déjà aspiré est refoulé dans l'admission. Il y a par conséquent moins d'air admis et la puissance du moteur en est réduite. La détente ayant lieu sur toute la course permet une récupération d'énergie plus complète pour une quantité de carburant donnée. La faible compression est compensée par l'usage d'un compresseur, de prédilection volumétrique afin d'avoir une bonne compression à bas régime [12].

La caractéristique principale du cycle de Miller est que la course de compression démarre uniquement après que le piston ait éjecté une partie de la charge. Ceci se produit au à peu près de 20 à 30% de la course.

Le cycle de Miller présente un avantage si l'énergie dépensée pour la compression est inférieure à celle dépensée par un piston pour faire le même travail. Sur toute la gamme de compression d'un moteur, le compresseur est utilisé pour générer une pression assez basse, et la haute pression complémentaire est assurée par le piston. Le cycle de Miller utilise les compresseurs volumétriques dans leur zone de meilleure efficacité. Les moteurs de production à cycle de Miller ont généralement une distribution variable pour permettre de revenir à un cycle conventionnel là où le cycle de Miller n'est plus efficace.

Dans un moteur à allumage par étincelle, le cycle de Miller offre un avantage complémentaire. L'air d'admission est comprimé préalablement et ensuite refroidi. Cette basse température d'admission combinée avec une compression par le piston plus faible, donne une température finale plus basse que si la compression avait été faite seulement par le piston. L'allumage peut être anticipé comparé à ce qui se ferait généralement, sans risque de détonation et permet de perfectionner le rendement.

Un autre avantage d'une température de charge basse est une émission de NO_x réduite sur les moteurs diesel, ce qui est important sur les bateaux et les groupes électrogènes fixes.

Le rendement est perfectionné en augmentant le taux de compression. Dans un moteur à allumage commandé respectant les traditions, le taux de compression est limité par la température d'auto-allumage de l'air comprimé. Du fait de la course de compression réduite, une pression plus élevée dans le cylindre (par compression préalable + compression par le piston) est envisageable, et le cycle de Miller offre un meilleur rendement.

L'avantage lié à l'utilisation d'un compresseur volumétrique se paye par la puissance demandée par le compresseur, d'environ 15 à 20% de la puissance globale produite par le moteur.

Une méthode identique de fermeture différée de la soupape d'admission est utilisée dans des moteurs modernes fonctionnant suivant le cycle d'Atkinson, sans la compression préalable. Ces moteurs sont généralement utilisés dans les voitures hybrides, afin de perfectionner le rendement. La perte de puissance est compensée par l'aide d'un moteur électrique.

Le cycle Atkinson idéal se compose de :

- Compression adiabatique
- Apport de chaleur à volume constant.
- détente adiabatique.
- restitution de la chaleur à pression constante.

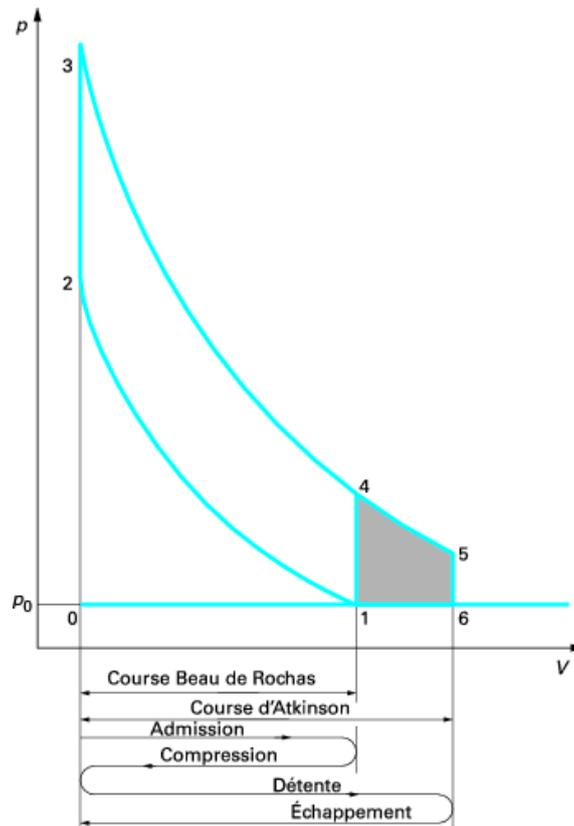


Figure I.33 - Cycles théoriques Beau de Rochas et d'Atkinson [13]

Pour Cycles théoriques Beau de Rochas les courses de compression et de détente sont identiques, aussi le rapport volumétrique de compression, ρ_c , est égal au rapport volumétrique de détente, ρ_d , et égal au rapport volumétrique, ρ :

$$\rho_c = \frac{V_1}{V_2} = \rho_d = \frac{V_4}{V_3} = \rho \quad (I.1)$$

la détente des gaz à l'intérieur du cylindre n'est pas complète ($p_4 > p_0$)

l'expression du rendement thermodynamique du cycle théorique s'exprime indifféremment de la manière suivante :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\rho_c^{\gamma-1}} \quad \text{ou} \quad \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\rho_d^{\gamma-1}} \quad (I.2)$$

L'amélioration du rendement du moteur passe donc par l'accroissement du rapport volumétrique ρ . il apparaît intéressant d'augmenter plutôt l'intensité de la détente (celle-ci étant en fait la seule course utile du cycle). Le cycle théorique offrant cette possibilité, course de détente supérieure à la course de compression $\rho_d > \rho_c$, cycle d'Atkinson représenté dans la (Figure I.33) par le parcours 0-1-2-3-5-6-0.

D'un point de vue théorique, on prolonge la détente jusqu'à la pression atmosphérique point 5, d'où le cycle de la (Figure I.34) (parcours 0-1-2-3-5-0), $P_5 = P_1 = P_0 = P_{atm}$

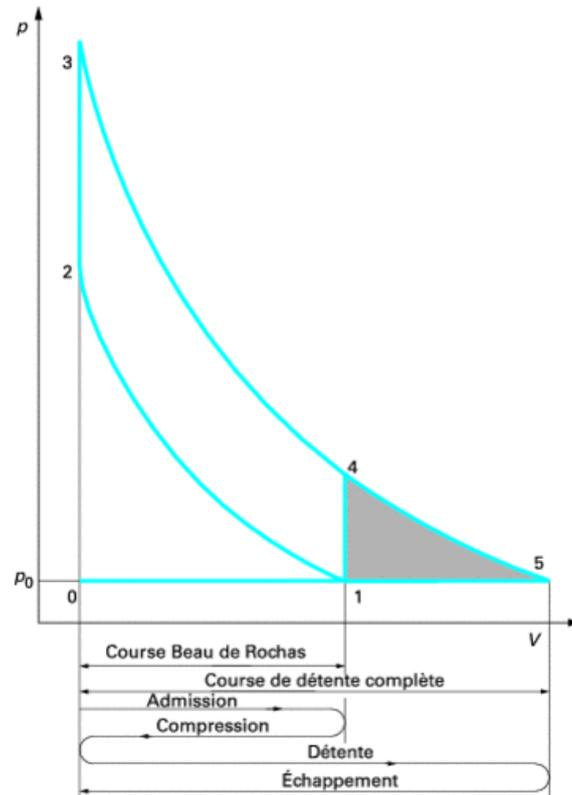


Figure I.34 Cycle théorique d'Atkinson : détente complète [13]

ce qui conduit à définir un rapport volumétrique de détente maximal, ρ_{dmax} .

En posant, $\lambda = \frac{P_3}{P_2}$, et les évolutions étant adiabatiques réversibles, il vient :

$$\rho_{dmax}^\gamma = \frac{P_3}{P_5} = \frac{\lambda P_2}{P_5} = \frac{\lambda P_1 \rho_c^\gamma}{P_5} = \lambda \rho_c^\gamma \quad (I.3)$$

$$\text{d'où : } \rho_{dmax} = \lambda^{1/\gamma} \rho_c \quad (I.4)$$

On définit ainsi un taux de surdétente exprimé par la relation suivante :

$$\tau_{sd}(\%) = 100 \frac{\rho_d - \rho_c}{\rho_{dmax} - \rho_c} \quad (I.5)$$

Dans le cas d'un moteur à allumage commandé, le rendement thermodynamique du cycle d'Atkinson a pour expression :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\rho_c^{\gamma-1}} \frac{(\gamma-1) \left(\frac{\rho_c}{\rho_d} \right) + \lambda \left(\frac{\rho_c}{\rho_d} \right)^{\gamma-1} - \gamma}{(\lambda-1)} \quad (I.6)$$

I.5.2 Charge stratifiée

On dit qu'un moteur à explosion fonctionne en mode charge stratifiée quand ce dernier n'utilise pas la totalité de la chambre de combustion pour la combustion du mélange mais utilise une technique d'injection qui sert à créer un mélange riche autour du point d'allumage de la bougie, puis d'allumer ce mélange (Figure I.35) [3].

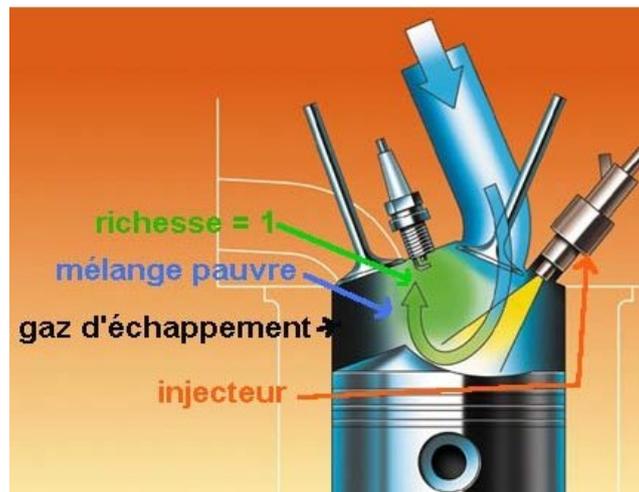


Figure I.35 Injection en mode charge stratifiée [3]

I.5.3 Technique d'injection

Initialement le mode charge stratifiée est utilisé quand le moteur fonctionne a bas régime et faible charge. Grâce à l'injection directe d'essence, on arrive a injecter au moment de compression (contrairement au moment admission en mode homogène), ce qui a pour effet de créer un mélange riche autour des électrodes de la bougie mais qui est isolé du reste de la paroi de la chambre de combustion par un mélange trop pauvre pour être enflammé et par des résidus de la combustion précédente

Avantage

Une partie de l'énergie de combustion est perdue en chaleur, le fait d'isoler la combustion de la paroi de la chambre sert à limiter ces dites pertes. Aussi, en mode stratifié, le moteur fonctionne en excès d'air (papillon ouvert au maximum), ce qui sert à diminuer largement les pertes par pompage. L'effet final est une baisse appréciable de la consommation de carburant en mode stratifié de l'ordre de 15% accentué par le fait que le mélange est (en charge stratifié) plus pauvre en carburant que le mode homogène pour le même volume de chambre.

Inconvénients

Pour des raisons de pertes de puissance, le moteur ne peut fonctionner exclusivement en mode stratifié, car ce dernier est soumis bien entendu à des changements de charge et de régime. Cela implique le passage du mode stratifié au mode homogène (ou le contraire) durant la marche du véhicule sans que le conducteur ne s'en rende compte, strict une maitrise totale des différents paramètres de combustion. Aussi le problème de l'injection directe (obligatoire pour le mode stratifié) est une augmentation des rejets de certaines particules, actuellement le problème est contourné en utilisant un dispositif de dépollution particulièrement élaboré.

I.5.4 Moteur HCCI

Le moteur Homogeneous Charge Compression Ignition, ou HCCI, est un type de moteur à combustion interne dans lequel le mélange air-carburant est mélangé de la manière la plus homogène envisageable et est comprimé assez fortement pour atteindre le point d'auto-allumage[12,15]

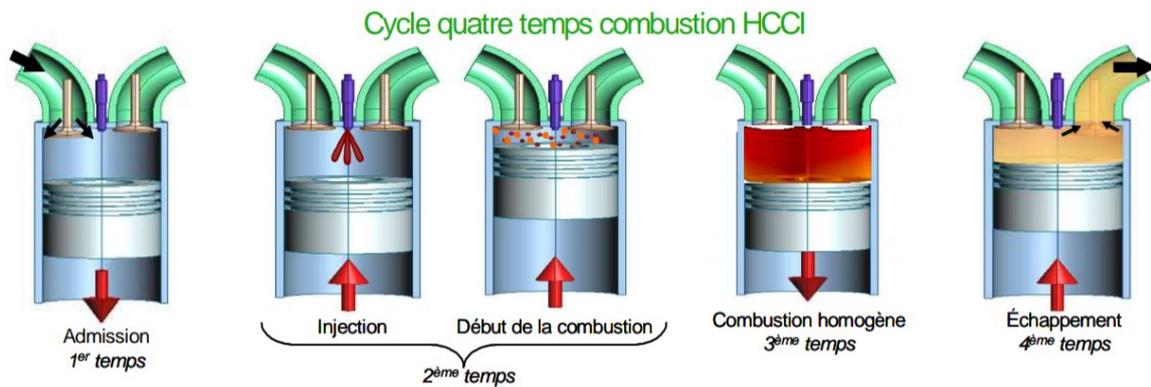


Figure I.36 fonctionnement de moteur HCCI [15]

Comme dans d'autres types de combustion, la réaction exothermique dégage de l'énergie transmise au moteur sous forme de travail et de chaleur.

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

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

Avantages

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

Inconvénients

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

I.5.5 Moteur PCCI (Partially Premixed Compression Ignition)

Combustion partiellement prémélangée (PPC), également connue sous le nom d'allumage par compression partiellement prémélangé (PCCI), vu sur la Figure I.37[15], a été proposé et étudié comme une solution au problème de contrôler le déphasage de la combustion dans les moteurs HCCI. Pendant le PPC, une partie (partielle) du carburant opérationnel est injecté par l'orifice pendant la course d'admission d'air, puis le reste du carburant est directement injecté en haut de la course de compression. À la fin de la prise course, le carburant partiel ajouté au flux d'air d'admission avec l'air d'admission ont été bien mélangés dans le cylindre du moteur. Puis l'injection en haut de la course de compression (reste de carburant à brûler) s'allume automatiquement, contrôlant le phasage de la combustion.

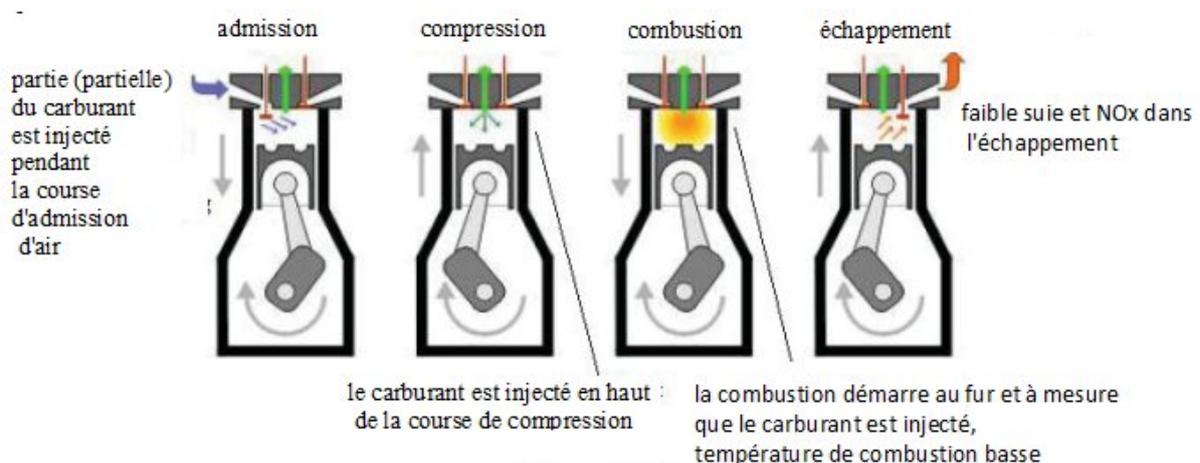


Figure I.37 Cycle moteur de combustion partiellement prémélangée [15], [16]

Le PPC est un moyen pratique d'obtenir une faible teneur en NOx et en suie dans les moteurs CI. Similaire à HCCI, NOx est réduite en raison d'une température de combustion basse et la suie est réduite en raison de l'air-carburant plus pauvre mélange dans la zone de combustion.

Chapitre II

Techniques d'injection d'essence

II. Techniques d'injection d'essence

II. 1 Gestion électronique et diagnostique moteur

L'évolution de l'électronique automobile a nécessité l'apparition du calculateur moteur pour assurer le pilotage de ses différentes fonctions. Par ailleurs, appelé ECU (Engine Control Unit), le calculateur moteur (Figure II.1) [19].regroupe l'ensemble de capteurs et d'actionneurs qui modulent le fonctionnement du moteur à combustion, sa consommation de carburant et ses performances écologiques. Étant un boîtier électronique, le calculateur moteur peut subir différentes pannes qui altèrent son fonctionnement [19].

Le Calculateur moteur (exemple Siemens Sirius) traite les informations données par capteurs pour indiqués les problèmes existants.

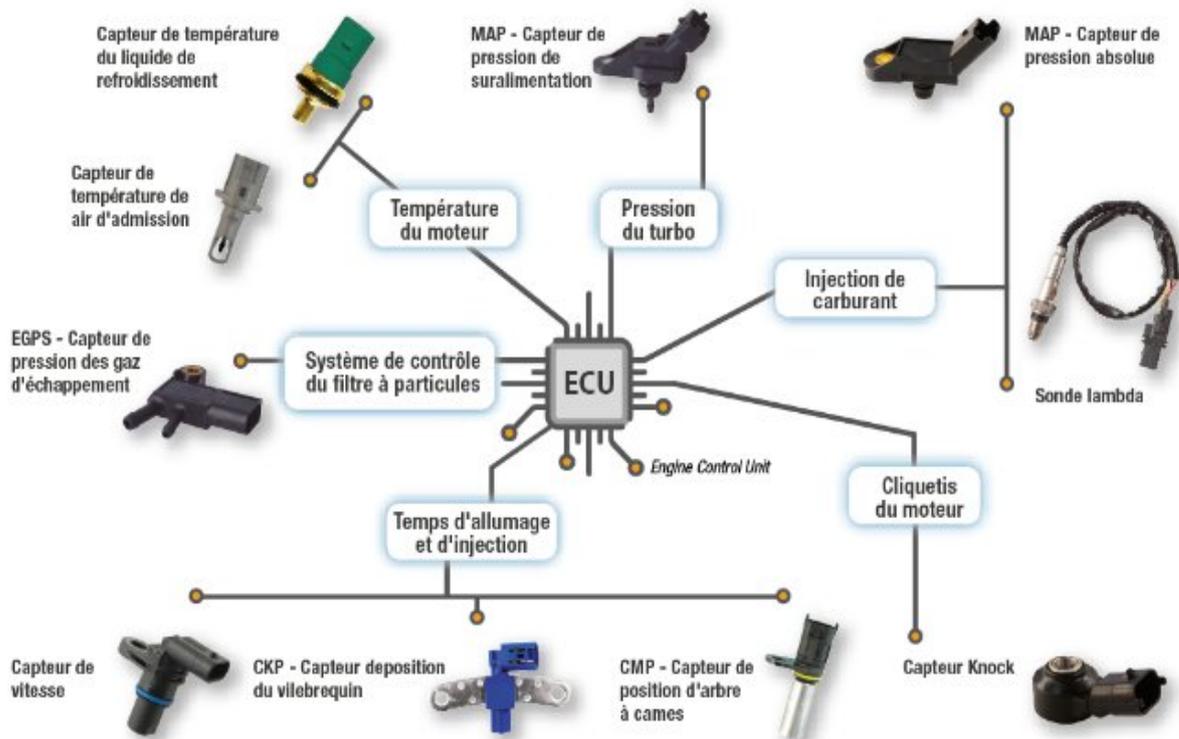


Figure II.1. Capteurs qui interviennent dans la gestion du moteur [19].

II. 1.1 Le capteur de cliquetis

Ce capteur est complémentaire du capteur de l'arbre à cames. En effet, il signale toute combustion incontrôlée (Figure II.2). Le rôle du capteur cliquetis est donc être de transmettre l'information des vibrations détectées sur le bloc moteur au calculateur moteur.



Figure II.2 Capteur de cliquetis [19]

II. 1.2. Le capteur d'arbre à cames

Son rôle est de renseigner au calculateur les données relatives au cycle de combustion du moteur. Alors, ce capteur (Figure II.3) détecte toutes les informations de l'admission, la combustion et l'échappement [19].



Figure II.3 Capteur d'arbre à cames [19]

II. 1.3 Capteur de position du vilebrequin - CKP (*Crankshaft Position Sensor*).

Il est chargé de vérifier la position de l'axe du vilebrequin et il est utilisé par la ECU pour calculer les révolutions et la position du vilebrequin et pour contrôler les temps d'allumage et d'injection (Figure II.4) [19].



Figure II.4 Capteur de position du vilebrequin [19]

II. 1.4 Capteur de vitesse (*Speed Sensor*).

Il contrôle le régime moteur et les points de changement de vitesses de la boîte de vitesses (Figure II.5)



Figure II.5 Capteur de vitesse [19]

II. 1.5 Capteur de pression de suralimentation.

Lorsque le capteur de pression de suralimentation (Figure II.6) détecte que la pression de suralimentation a augmenté jusqu'à la valeur maximale, la ECU règle la soupape de pression en faisant passer une partie des gaz d'échappement directement dans le tuyau d'échappement, sans passer par la turbine du turbo, limitant la pression dans le collecteur d'admission.



Figure II.6 Capteur de pression de suralimentation [19].

II. 1.6 Capteur de température d'admission d'air.

Ils renseignent la température de l'air à d'admission (Figure II.7) [19].



Figure II.7 Capteur de température d'admission d'air [19].

II. 1.7. Les capteurs de température du liquide de refroidissement.

Ils renseignent la température de l'eau dans le moteur (Figure II.8).



Figure II.8 Capteur de température [19]

II. 1.8. Les sondes lambda

Ce sont ces sondes qui détectent et renseignent la qualité des gaz d'échappement (Figure II.9).



Figure II.9 sonde lambda [19]

II. 1.9 Capteur de pression absolue- MAP (*Manifold Absolute Pressure Sensor*).

Contrôle la pression d'admission d'air (Figure II.10).



Figure II.10 Capteur de pression absolue [19]

Un diagnostic automobile est la solution idéale pour identifier l'organe responsable de la panne et du dysfonctionnement. En fait, le diagnostic auto permet d'identifier les composants électroniques défectueux dans le compartiment moteur et de définir la réparation électronique nécessaire.

II.2 Système Injection électronique

L'utilisation de l'injection électronique a permis de perfectionner le rendement du moteur grâce à un calculateur électronique qui détermine la durée de l'injection, et par conséquent la quantité de carburant injectée, pour doser idéalement ou presque le mélange air/combustible. Le rapport théorique parfait air/essence pour le moteur à explosion est de 14,7 : 1 soit 14,7 parts d'air pour 1 part de carburant. On parle dans ce cas de mélange stœchiométrique. En pratique, pour obtenir une combustion parfaite et ainsi permettre une économie de carburant, on brûle une proportion air/essence d'environ 18 : 1

La gestion de l'injection se fait avec un ECU. (Electronic Control Unit) qui reçoit les informations des capteurs (sondes) tels que l'enfoncement de la pédale d'accélérateur, la température du moteur, la teneur en oxygène de l'air, etc. À partir de ces informations, il agit sur des actionneurs (injecteurs, volets d'admission d'air...).

L'injection directe d'essence est intéressante car elle permet d'avoir des charges bien plus stratifiées en diminuant la consommation de carburant et d'augmenter l'efficacité du moteur.

Les dispositifs à injection permettent de réaliser un dosage plus précis et permettent de diminuer la présence de produits toxiques et polluants dans les gaz d'échappement. Les émissions de CO₂ des moteurs essence sont généralement excessives. Comme les moteurs Diesel, ces moteurs produisent des particules à cause des différences de tailles de gouttelettes que contient le spray. En effet, les plus grosses gouttelettes présentes dans le cylindre n'ont pas le temps de s'évaporer et ne sont par conséquent que partiellement brûlées. L'injection permet d'homogénéiser le mélange pour une combustion presque complète.

II.2.1 Système d'injection K-Jetronic

Ce système d'injection est à la fois simple et complexe; simple parce qu'il s'agit d'une injection mécanique, continue qui ne fait intervenir que quelques éléments de fonctionnement simple. Mais complexe, parce que tous ces éléments fonctionnent ensemble et répondent à des impératifs comme le ralenti, l'accélération, la décélération, le démarrage à chaud etc. Examinons les éléments mis en jeu dans ce type d'injection: -les injecteurs: comme il s'agit d'une injection mécanique, ceux-ci fonctionnent en "tout ou rien". Une aiguille est poussée par un ressort taré, lorsque la pression d'essence augmente, le ressort se comprime, à partir d'une certaine pression (donnée par le constructeur), l'aiguille repousse le ressort et laisse passer le carburant qui sera pulvérisé sous forme de jet.

Le carburant est acheminé aux injecteurs par les tubulures provenant du doseur-distributeur. Celui-ci dose le carburant en fonction de la quantité d'air admis par le biais du débitmètre (il s'agit d'un débitmètre volumétrique):

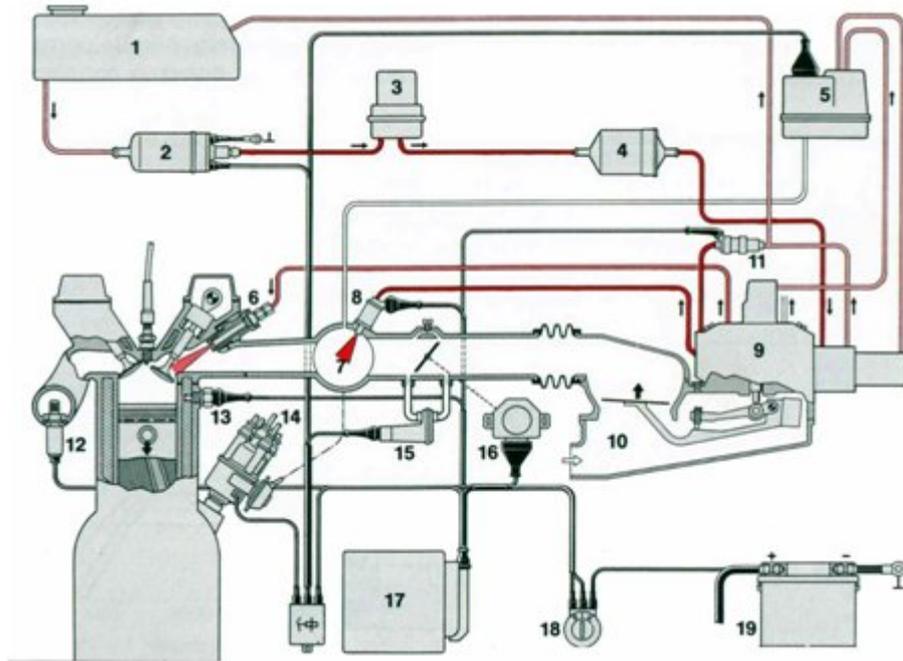


Figure II.11 Schéma de l'installation du système K- Jetronic [20]

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------------|
| 1. Réservoir à carburant | 11. Electrovanne de cadence |
| 2. Pompe électrique à carburant | 12. Sonde Lambda |
| 3. Accumulateur de carburant | 13. Thermocontact temporisé |
| 4. Filtre à carburant | 14. Allumeur |
| 5. Correcteur de réchauffage | 15. Commande d'air additionnel |
| 6. Injecteur | 16. Contacteur de papillon |
| 7. Collecteur d'admission | 17. Centrale de commande électronique |
| 8. Injecteur de départ à froid | 18. Commutateur d'allumage-démarrage |
| 9. Régulateur de mélange | 19. Batterie |
| 10. Débitmètre d'air | |

Le débitmètre est constitué d'un disque placé dans le passage de l'air, il est fixé sur un bras mobile et se déplace en fonction du volume d'air admis, le bras qui lui est solidaire est pivotant, et agit sur un tiroir (piston) (Figure II.12). Celui-ci coulisse dans un cylindre comportant des fentes calibrées (Figure II.14) (autant de fentes que de cylindres à alimenter)

Le piston que l'on aperçoit grossièrement sur la (Figure II.14) commande la quantité d'essence dirigée vers les injecteurs (Figure II.13) [20].

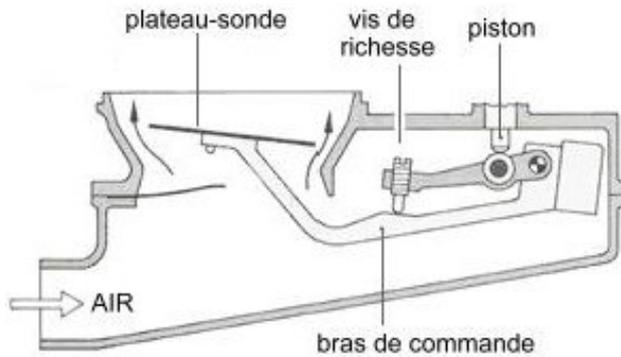


Figure II.12 débitmètre [20]

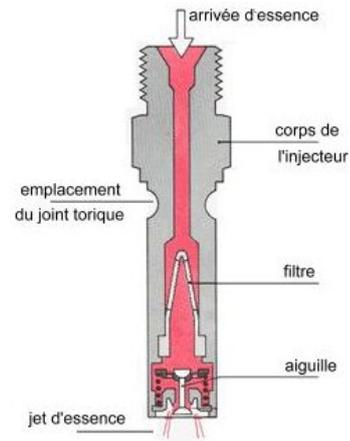


Figure 2.13 Injecteur [20]

Tous les injecteurs reçoivent la même quantité d'essence simultanément. Ce piston est commandé par le bras, lui-même solidaire du plateau-sonde (Figure II.12). Le déplacement du piston est donc régi par le déplacement du plateau-sonde, ce déplacement suit une variation mathématique linéaire (tant que possible en pratique) qui répond au rapport stoechiométrique.

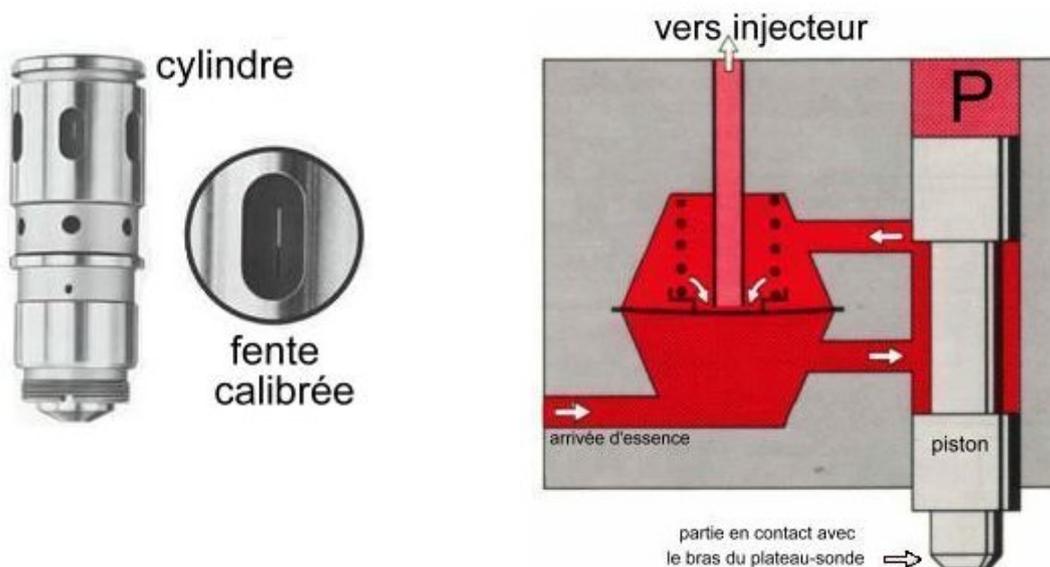


Figure II.14 Piston [20]

II.2.2 Système d'injection L-Jetronic

Le système d'injection L-Jetronic [21], apparu, en 1981 est une adaptation du L-Jetronic datant de 1973 développée par BOSCH. Il se distingue par un contrôle de départ à froid intégré au calculateur.

A l'inverse du K-Jetronic, c'est un système entièrement électronique sans entraînement mécanique. Son cœur est donc un calculateur appelé ECU (Engine Control Unit). Le but est d'injecter dans le collecteur d'admission une quantité de carburant nécessaire à optimiser la combustion en fonction des paramètres instantanés du moteur. Chaque cylindre reçoit un injecteur, Il y en a donc 4, c'est une injection dite multipoint. Le carburant est injecté devant les soupapes dans la tubulure d'admission d'air, c'est une injection dite indirecte.

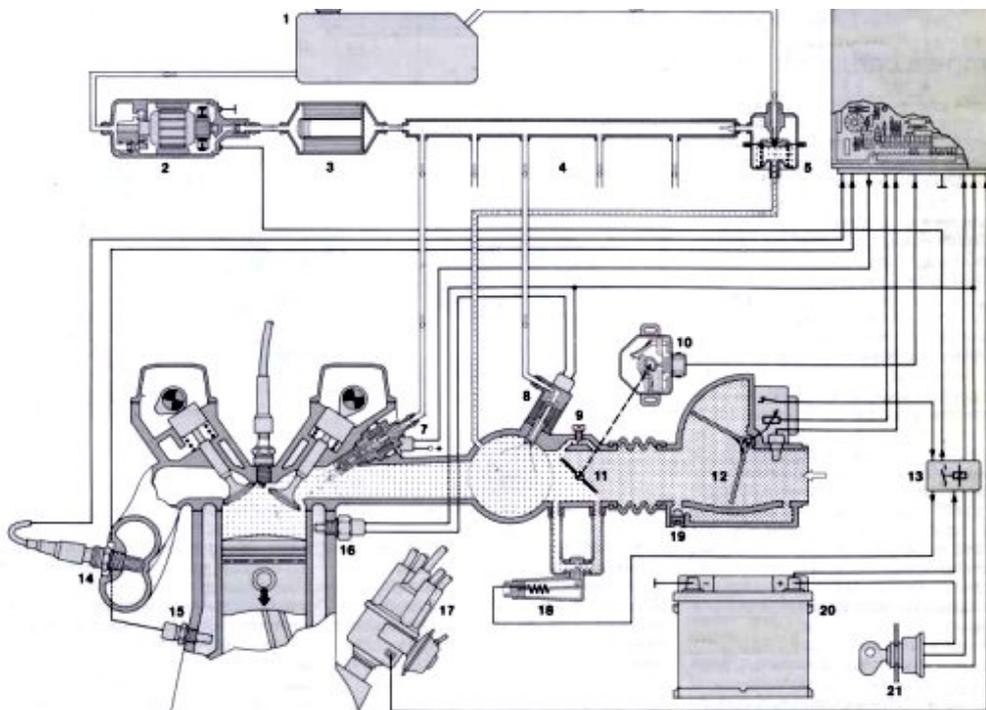


Figure II.15 Représentation du système L- Jetronic [21]

- | | |
|--|---|
| 1. Réservoir à carburant | 12. Débitmètre d'air |
| 2. Pompe électrique à carburant | 13. Ensemble de relais |
| 3. Filtre à carburant | 14. Sonde Lambda |
| 4. Rampe de distribution | 15. Sonde de la température du moteur |
| 5. Régulateur de pression | 16. Thermo-contact temporisé |
| 6. appareil de commande électronique | 17. Allumeur |
| 7. Injecteur | 18. Commande d'air additionnel |
| 8. Injecteur de départ à froid | 19. Vis de réglage de la vitesse du ralenti |
| 9. vis de réglage de la vitesse du ralenti | 20. Batterie |
| 10. Contacteur de papillon | 21. Commutateur d'allumage/démarrage |
| 11. papillon | |

Le L-Jetronic fonctionne aussi selon le principe de la mesure du débit d'air. Des injecteurs à commande électromagnétique se chargent de la distribution du carburant. La perte de charge au niveau du point de dosage de l'injecteur est maintenue à un niveau constant grâce au régulateur de pression. Le débit d'injection dépend donc uniquement de la durée d'ouverture des injecteurs. Plusieurs capteurs transmettent à la centrale de commande électronique des signaux qui caractérisent l'état de marche du moteur. Selon la quantité des fonctions, la centrale de commande est conçue en technique analogique ou numérique. Un débitmètre d'air, disposé dans le canal d'admission du moteur, fournit un signal dépendant du débit d'air aspiré. Les injecteurs sont commandés deux fois par tour d'arbre à cames. La variation des impulsions d'ouverture des injecteurs permet d'adapter le mélange à l'aide des fonctions de base et des fonctions supplémentaires suivantes, commande de démarrage, enrichissement de mise en action et d'accélération, correction de ralenti, coupure en décélération, limitation de régime et régulation Lambda

II.2.3 Système d'injection D-Jetronic

Pour l'injection analogique, la dépression est mesurée par un capteur situé dans le collecteur d'admission afin de déterminer le temps d'ouverture des injecteurs. À l'origine, ce modèle était simplement appelé D-Jetronic, le nom D-Jetronic n'a été utilisé que plus tard pour la distinguer des versions plus récentes. Le 'D' signifie 'Druck' (pression).

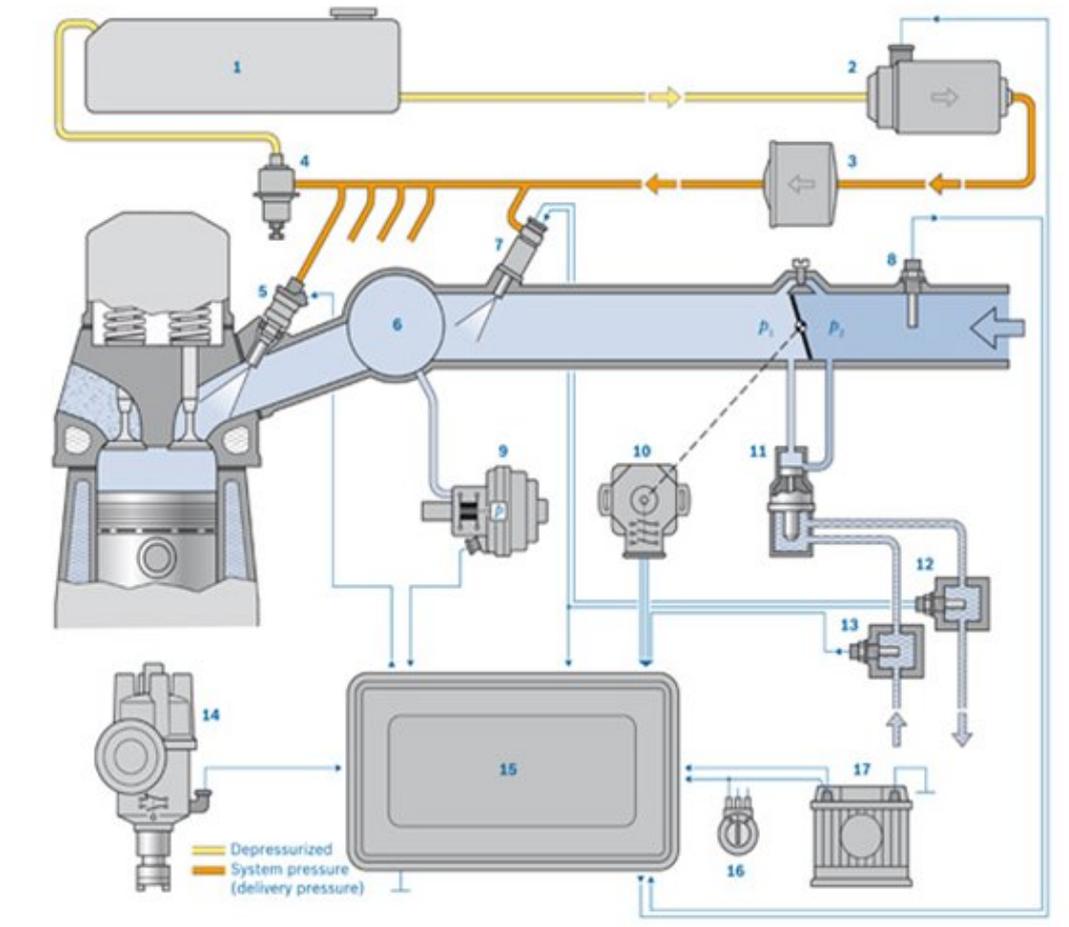


Figure II.16 Représentation du système D- Jetronic

Chapitre III

Modélisation de la combustion dans les moteurs

III.1 Simulation des cycles modélisation à une seule zone

Pour la modélisation de la combustion dans une chambre de combustion avec le modèle à une seule zone, la pression, la température et la composition de la charge dans le cylindre sont considérées comme uniformes. Ce modèle ne distingue pas les gaz brûlés des gaz frais (le mélange est considéré comme homogène). Le modèle à une zone a pour avantage d'avoir une formulation plus simple des phénomènes de transfert de masse et de chaleur. La combustion dans ces modèles peut être considérée comme un simple système qui subit un apport de chaleur de l'extérieur [14].

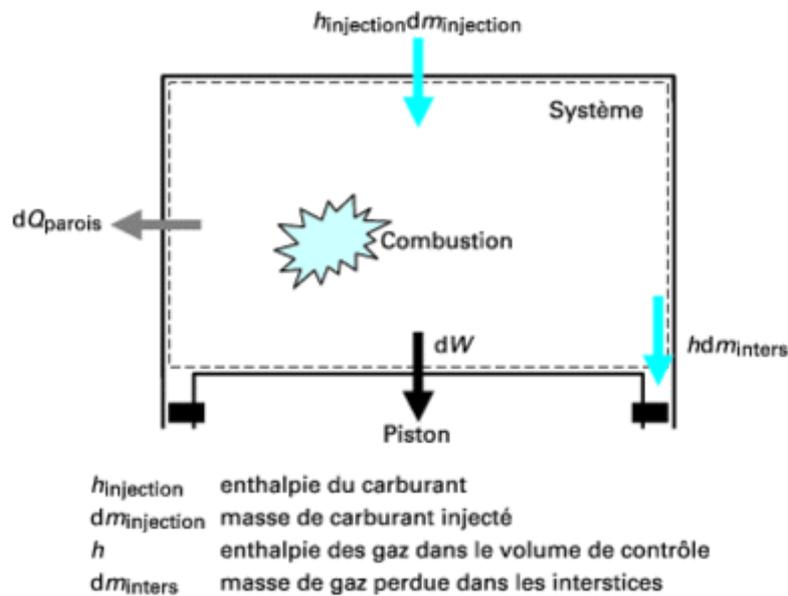


Figure III.1 Volume de contrôle [14]

L'équation de conservation de l'énergie, plus particulièrement ici le premier principe de la thermodynamique est appliquée. Pour la modélisation de la compression, de la combustion et de la détente, il peut être pris en compte des phénomènes de blow-by ou bien de fuites interstitielles. L'écriture du premier principe se fait dans le cadre d'un système ouvert (Figure III.1). L'écriture ne pose aucune difficulté supplémentaire par rapport à un système fermé si ce n'est qu'il est nécessaire de connaître l'expression des sous-modèles spécifiques de transfert de masses. L'énergie totale est considérée réduite à l'énergie interne (on néglige l'énergie cinétique du gaz du fait des faibles vitesses considérées dans la chambre et aussi l'énergie potentielle). L'hypothèse d'un fonctionnement quasi statique permet d'écrire :

$$dW = -PdV \quad (III.1)$$

En décomposant l'énergie interne et l'enthalpie en une partie sensible et une partie de formation, on peut écrire

$$\frac{dmu}{dt} = -P \frac{dv}{dt} + \frac{dQ_{\text{parois}}}{dt} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (\text{III.2})$$

$$u = u_f^0 + \int_{T_0}^T C_v dT \quad (\text{III.3})$$

P : pression

T : température

V : volume de la chambre de combustion

m : masse dans le cylindre

u : énergie interne massique (J/kg)

Q parois : ensemble des pertes thermiques aux parois (convention du signe liée au sens de transfert)

h_j : enthalpie des gaz entrant ou sortant du volume isolé de gaz

t : temps

dm_j / dt : débit de ces gaz (convention du signe liée au sens du transfert).

En général, m_j peut représenter l'injection d'un carburant dans le cas d'une injection directe, des fuites de gaz dans les interstices ou bien des fuites au travers de la segmentation. L'ensemble des interstices peut être modélisé à l'aide d'un seul volume ayant une enthalpie h_{inters} . T_0 est la température de référence, u_f^0 est l'énergie interne de formation à la température de référence T_0 .

L'équation peut aussi s'exprimer en fonction des degrés vilebrequin θ . Elle peut être traitée directement à l'aide d'un sous-modèle de combustion donnant en fonction du temps la fraction de mélange brûlé ainsi que la quantité d'énergie dégagée. On peut aussi, par la connaissance de la pression cylindre, obtenir le taux de dégagement de chaleur. Dans le cas d'une perte de masse du système vers les zones interstitielles, la loi de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{\text{inters}}}{dt} < 0 \quad (\text{III.4})$$

Dans le cas où les zones interstitielles possèdent une température constante, et lorsque la pression est égale à celle de la chambre de combustion, le débit transféré peut s'écrire :

$$\frac{dm_{\text{inters}}}{dt} = V_{\text{inters}} \frac{dP}{rT_{\text{inters}}} \quad (\text{III.5})$$

avec :

T_{inters} : température de la zone interstitielle proche de la température de paroi

V_{inters} : volume de la zone interstitielle.

$$\frac{dQ_{\text{comb}}}{dt} = mC_V \frac{dT}{dt} + P \frac{dV}{dt} - \frac{dQ_{\text{parois}}}{dt} + \sum_j (u - h) \frac{dm_{\text{inters}}}{dt} \quad (\text{III.6})$$

Lorsque le transfert est inverse, le dernier terme s'exprime alors par :

$$\sum_j (u - h_{\text{inters}}) \frac{dm_{\text{inters}}}{dt} \quad (\text{J/s}) \quad (\text{III.7})$$

Le terme Q_{comb} représente la loi de dégagement de chaleur due à la combustion, h et u sont respectivement l'enthalpie et l'énergie interne massiques des gaz provenant de la chambre :

$$h = u + \frac{PV}{m} \quad (\text{III.8})$$

On voit, dans l'écriture des deux équations précédentes, qu'il faut décrire les sous-modèles utilisés (transfert thermique, transfert de masse dans les zones interstitielles, loi de combustion).

Les sous-modèles de transfert thermique sont souvent exprimés grâce à une corrélation basée sur la température moyenne des gaz dans la chambre, d'un mouvement d'ensemble des gaz et d'une analogie convective de la couche limite. La plupart des corrélations correspondent à une moyenne de phase sur un ensemble de cycles. La grande difficulté de ces corrélations est de fournir une grande exactitude sur la valeur du flux alors qu'elles sont basées sur des températures moyennes. Le gaz contenu dans la chambre de combustion suit la loi des gaz parfaits :

$$PV = mrT \quad (\text{III.9})$$

avec :

r : constante du gaz dans la chambre, fonction de la composition du mélange.

Le dépouillement de la pression cylindre (Figure III.2) permet de déterminer le taux de dégagement d'énergie qui nous renseigne sur le calage du début de combustion, sur l'évolution de la vitesse de combustion

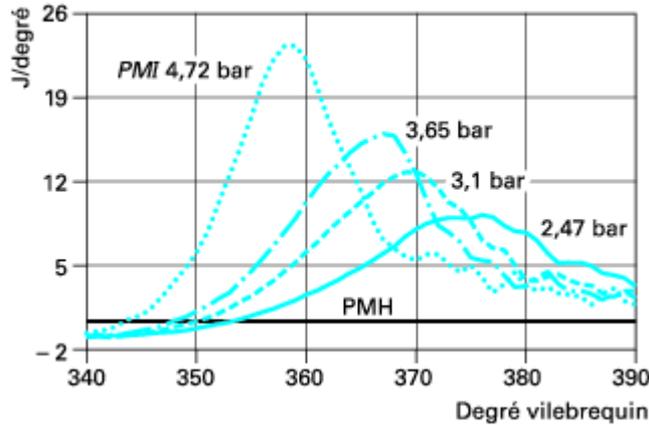


Figure III.2 Évolution de la loi de dégagement de chaleur pour une combustion à allumage commandé en fonction de la charge[14]

III.2. Modélisation à deux zones

III.2.1 Modélisation de la phase de combustion

III.2.2 Modélisation de la phase d'admission, de compression, de détente et d'échappement

La modélisation multizone peut tenir compte des spécificités de la combustion (progression, propagation de front de flamme, combustion par diffusion) ; dans certains cas, elle peut tenir compte de la géométrie de la chambre de combustion et elle permet de préciser, pour les différentes zones, une composition spécifique. Cette partie se focalisera sur le cas de deux zones (Figure III.3) ; l'extension à un nombre de zones supérieur ne pose en théorie aucune difficulté, il conviendra d'adapter certains sous-modèles. Le cas de deux zones se justifie pour une application de simulation de cycle de moteur à allumage commandé à charge homogène. Il sera distingué une zone où il n'y aura que des gaz frais et une autre zone ne contenant que des gaz brûlés. La surface de séparation représente assez bien une zone de progression du front de flamme de prémélange[15]. Dans chaque zone sont considérés une température, un volume et une composition particulière. La pression est, quant à elle, uniforme dans toute la chambre.

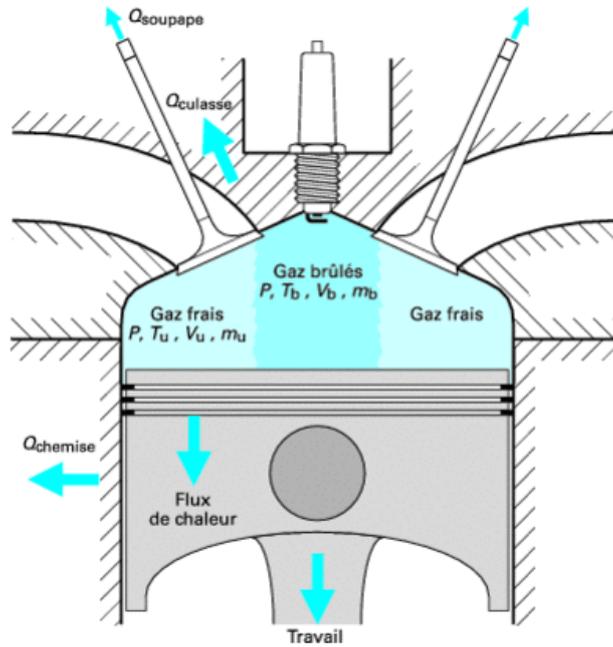


Figure III.3 Schéma du modèle à deux zones pendant la phase de combustion[14]

Les deux masses de gaz sont supposées homogènes en température et composition. L'hypothèse de température uniforme dans la zone de gaz frais est raisonnable ; par contre, il existe des gradients de température significatifs dans la zone des gaz brûlés provenant des masses de gaz qui sont successivement brûlées entre le début et la fin de la combustion.

Les gaz sont considérés comme un mélange de gaz parfaits. Leurs propriétés thermodynamiques (enthalpie, énergie interne, capacités thermiques massiques, masse molaire...) sont calculées suivant les lois de mélange de gaz parfaits. La pression est considérée comme uniforme pour les deux masses de gaz.

Les gaz frais ont une composition constante pendant la compression (oxygène, azote et argon, carburant C_xH_y , gaz d'échappement résiduels ou bien gaz issus d'une recirculation externe des gaz d'échappement (EGR)) car les dissociations sont négligées.

Les gaz brûlés ont une composition qui peut varier par la prise en compte des dissociations. Le front de flamme délimitant l'interface entre les gaz frais et les gaz brûlés a une croissance géométrique choisie (sphérique, cylindrique centrée sur l'axe de la bougie). Cette hypothèse a pour effet majeur de donner une géométrie particulière aux deux zones. Ce choix est utile dans certains sous-modèles d'échanges aux parois.

Les masses de gaz échangent de la chaleur avec des parois qui peuvent être distinguées par leurs températures respectives (par exemple : culasse, piston, chemise, soupapes d'admission et d'échappement). Ces parois ont une température constante et uniforme.

La masse totale de gaz dans le cylindre reste constante durant la combustion. On pourra toutefois prendre en compte le « *blow-by* », débit de gaz qui passe par la segmentation.

Les équations qui gouvernent les deux zones (zone de gaz frais et zone de gaz brûlés) sont au nombre de trois : la loi de conservation de la masse, la loi de conservation de l'énergie et la loi des gaz parfaits pour chaque zone de gaz. L'indice « u » désigne la zone de gaz imbrûlés (*unburnt zone*) et « b » désigne la zone de gaz brûlés (*burnt zone*)

III.2.2.1 Équations relatives aux lois de conservation de masse et de volume :

$$\frac{dm_{total}}{dt} = \frac{dm_u}{dt} + \frac{dm_b}{dt} = \sum_j \frac{dm_{u,j}}{dt} + \frac{dm_{b,j}}{dt} \quad (III.10)$$

$$m_{total} = m_u + m_b \text{ et } V = V_u + V_b$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV_u}{dt} + \frac{dV_b}{dt} \quad (III.11)$$

III.2.2.2 Équations relatives à la loi des gaz parfaits :

$PV_u = m_u r_u T_u$ et $PV_b = m_b r_b T_b$ seront utilisées sous forme différentielle :

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V_u} \frac{dV_u}{dt} = \frac{1}{m_u} \frac{dm_u}{dt} + \frac{1}{T_u} \frac{dT_u}{dt} + \frac{1}{r_u} \frac{dr_u}{dt} \quad (III.12)$$

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V_b} \frac{dV_b}{dt} = \frac{1}{m_b} \frac{dm_b}{dt} + \frac{1}{T_b} \frac{dT_b}{dt} + \frac{1}{r_b} \frac{dr_b}{dt} \quad (III.13)$$

III.2.2.3 Équations relatives au premier principe de la thermodynamique appliquées aux deux masses de gaz :

$$\frac{d(m_u u_u)}{dt} = -P \frac{dV_u}{dt} + \frac{dQ_{parois}^u}{dt} + h_u \frac{dm_u^R}{dt} + \sum_j \frac{dm_{u,j}}{dt} h_{u,j} \quad (III.14)$$

$$\frac{d(m_b u_b)}{dt} = -P \frac{dV_b}{dt} + \frac{dQ_{parois}^b}{dt} + h_b \frac{dm_b^R}{dt} + \sum_j \frac{dm_{b,j}}{dt} h_{b,j} \quad (III.15)$$

Le processus de combustion suit plusieurs étapes ; tout d'abord le transfert d'une masse de gaz frais dans la zone des gaz brûlés. Cette masse possède une enthalpie égale à celle des gaz frais. Les gaz sont ensuite réchauffés à la température des gaz brûlés, puis la réaction chimique modifie leurs compositions en faisant référence à une équation de bilan de combustion, créant ainsi un changement de l'énergie interne de formation.

D'autre part :

$$\frac{d(m_u)}{dt} = \sum_j \frac{dm_{u,j}}{dt} + \frac{dm_u^r}{dt} \quad (III.16)$$

et

$$\frac{d(m_b)}{dt} = \sum_j \frac{dm_{b,j}}{dt} + \frac{dm_b^R}{dt} \quad (\text{III.17})$$

L'équation III.16 et l'équation III.17 peuvent être écrites comme :

$$m_u C_{Vu} \frac{dT_u}{dt} = -P \frac{dV_u}{dt} + \frac{dQ_{\text{parois}}^u}{dt} + (h_u - u_u) \frac{dm_u^r}{dt} + \sum_j \frac{dm_{u,j}^r}{dt} (h_{u,j} - u_u) \quad (\text{III.18})$$

$$m_b C_{Vb} \frac{dT_b}{dt} = -P \frac{dV_b}{dt} + \frac{dQ_{\text{parois}}^b}{dt} + (h_u - u_b) \frac{dm_b^r}{dt} + \sum_j \frac{dm_{b,j}^r}{dt} (h_{u,j} - u_u) \quad (\text{III.19})$$

$$u = u_{uf}^0 + \int_{T_0}^T C_{Vu} dT \quad \text{et} \quad h_u = u_u + P \frac{V_u}{m_u} \quad (\text{III.20})$$

$$u_b = u_{bf}^0 + \int_{T_0}^T C_{Vb} dT \quad \text{et} \quad h_{bb} = u_b + P \frac{V_b}{m_u} \quad (\text{III.21})$$

Les termes $(h_u - u_u) \frac{dm_u^r}{dt}$ et $(h_u - u_b) \frac{dm_b^r}{dt}$ signifient qu'une fraction de masse de gaz frais est transférée de la zone (u) vers la zone (b) des gaz brûlés. La zone (b) subit une variation d'énergie en partie due à la variation de composition des gaz frais en gaz brûlés. Le terme $(h_u - u_b)$ contient la variation d'enthalpie de formation de ces deux gaz. La valeur obtenue est proche du *PCI* (pouvoir calorifique inférieur), sachant que les températures respectives des deux zones sont T_u et T_b et non T_0 la température standard. Nous pourrions écrire :

$$\frac{dQ_{\text{comb}}}{dt} = (h_u - u_b) \frac{dm_b^r}{dt} = \frac{dm_b^r}{dt} PCI \quad (\text{III.22})$$

On peut définir les fractions massiques de chaque zone :

$$y_u = \frac{m_u}{m} \quad \text{et} \quad y_b = \frac{m_b}{m} \quad (\text{III.23})$$

L'ensemble des équations précédentes produit un système différentiel du premier ordre de la forme $M(t, y) \cdot y' = F(t, y)$ où les inconnues du système sont : $P, T_u, T_b, V_u, V_b, m_u, m_b$.

III.2.3 Modélisation de la phase d'admission, de compression, de détente et d'échappement

La modélisation des phases de transfert de masse doit répondre à un objectif majeur : décrire de façon la plus précise possible l'évolution de la masse dans la chambre de combustion à chaque instant. La difficulté majeure est de connaître les coefficients de perméabilité de chaque soupape (admission et échappement) dans les deux sens d'écoulement et pour l'ensemble des conditions expérimentales rencontrées. Le sous-modèle proposé complète la formulation basée sur l'évolution thermodynamique d'un système ouvert (une seule zone). Le fait d'avoir une seule zone rend difficile une modélisation fine des phénomènes lors de croisement de soupapes, précisément dans le cadre d'une distribution variable (commandes électromagnétique ou bien électrohydraulique).

Les hypothèses qui sous-tendent ce modèle respectent en partie celles de la phase de combustion et sont :

- la masse de gaz dans le cylindre est en équilibre thermodynamique ;
- à chaque instant, elle a des propriétés (pression, température, composition) homogènes en tout point du cylindre ;
- elle est composée d'air, de carburant vapeur et de produits de combustion ;
- elle est considérée comme un mélange de gaz parfaits. Ses propriétés thermodynamiques (enthalpie, énergie interne, capacités thermiques massiques, masse molaire...) sont calculées suivant les lois de mélange ;
- les transferts de masse se réalisent au travers des seules soupapes d'admission et d'échappement.
- la pression, la température et la composition du mélange admis sont constantes ;
- la pression du collecteur d'échappement est constante ;
- le « back-flow » à l'admission, circulation des gaz du cylindre vers le collecteur d'admission, est pris en considération. Cette masse qui « remonte » dans le collecteur est ensuite réadmise aux conditions de température du cylindre ;
- les gaz du collecteur d'échappement réadmis dans le cylindre ont la température des gaz du cylindre. Leur composition est celle des gaz du cylindre en début de phase d'échappement ;
- la masse de gaz du cylindre échange de la chaleur avec cinq parois de la chambre (la culasse, le piston, la chemise, les soupapes d'admission et d'échappement) qui ont une température constante et uniforme (Figure III.4).

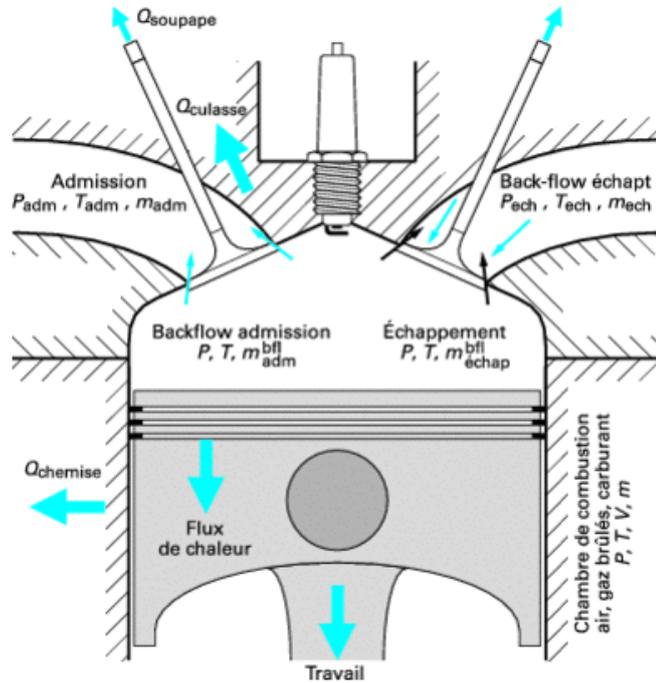


Figure III.4 Schéma du modèle pendant les phases d'admission, de compression, de détente et d'échappement [14]

Les équations qui définissent le modèle mathématique sont les suivantes.

III.2.3.1 Équations relatives à la loi de conservation de la masse et à la loi des gaz parfaits :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{adm}}{dt} + \frac{dm_{ech}}{dt} + \frac{dm_{adm}^{bfl}}{dt} + \frac{dm_{ech}^{bfl}}{dt} \quad (III.24)$$

et

$$PV = mrT \quad (III.25)$$

III.2.3.2 Équations relatives au premier principe :

$$\frac{d(mu)}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{parois}}{dt} + h_{adm} \frac{dm_{adm}}{dt} + h_{cylindre} \frac{am_{ech}}{dt} + h_{adm}^{bfl} \frac{dm_{adm}^{bfl}}{dt} + h_{ech}^{bfl} \frac{dm_{ech}^{bfl}}{dt} \quad (III.26)$$

Cette première partie retrace les différentes approches autres que 3D utilisées pour modéliser et analyser le fonctionnement des moteurs à combustion interne.

L'approche globale considère le moteur comme une boîte noire avec des conditions d'entrée (condition d'admission, injection...) et des résultats de sortie (couple sur l'arbre moteur, gaz d'échappement). On obtient une vue du fonctionnement par un ensemble de grandeurs comme la puissance, la pression moyenne, le rendement et la consommation spécifique. Ces grandeurs nous permettent de dire si le moteur répond aux exigences d'une utilisation sur

véhicule en termes de performance mécanique et de respect des normes relatives aux émissions polluantes.

Une seconde étape consiste en une approche de modélisation par cycle enveloppe. Toutes les phases du cycle sont représentées par des évolutions thermodynamiques théoriques (phases isochore, isobare, isotherme, poly-tropique, isentropique...). Le résultat de cette approche est de pouvoir décrire les conditions thermodynamiques (P , T , composition, V) avec une assez bonne précision. On peut alors décomposer pour chaque phase du cycle les travaux et les échanges thermiques. L'interprétation est plus riche et une analyse détaillée de la dégradation énergétique est possible.

La dernière approche la modélisation des différentes phases du cycle par une approche zérodimensionnelle. On se souvient qu'il s'agit d'une approche sans introduction des grandeurs d'espace ; la chambre est décomposée en volumes. Toutefois, le modèle traduit dans le temps les phénomènes. L'écriture des équations impose l'introduction de sous-modèles. On voit alors dans cette approche un potentiel intéressant car il est possible d'introduire une physique des phénomènes plus réaliste tout en restant simple.

Chapitre IV

Formation de polluants

IV. Introduction sur les inventaires d'émissions

Pour mieux connaître et maîtriser la pollution de l'air, il est nécessaire de savoir quelles sont les sources de pollution, de les identifier et les quantifier. Cette connaissance permet ensuite de prendre des mesures de réduction des émissions à la source. Les inventaires d'émissions sont également une donnée de base nécessaire pour réaliser des évaluations de qualité de l'air et estimer les impacts de cette pollution sur la santé, les écosystèmes...ect.

IV.1 Définition des polluants

On considère habituellement comme polluant toute substance ajoutée au milieu en concentration suffisante pour produire un effet mesurable sur l'homme, les animaux, la végétation ou les matériaux de construction.

Les polluants atmosphériques comprennent donc: toutes les Substances naturelles ou artificielles susceptible d'être aéroportées : il s'agira de gaz, de particules solides, de gouttelettes liquides ou de différents mélanges de ces formes.

On peut considérer deux grandes classes de polluants :

- **les polluants primaires** émis directement par des sources identifiables ;
- **les polluants secondaires** produits dans l'atmosphère par interaction entre différents polluants primaires ou réaction entre les polluants et les constituante normaux de l'atmosphère, avec ou sans activation photochimique.

IV.2 Composés carbonés

Il s'agit ici des gaz à base de carbone, donc essentiellement anhydride carbonique (gaz carbonique) CO₂ et monoxyde de carbone (oxyde de carbone) CO.

IV.2.1 Anhydride carbonique

C'est un produit final normal de combustion de tout combustible carbone (bio-masse, bois, charbons et variantes, pétrole et dérivés pétroliers).

En 1983, on estimait à approximativement 5 Gt /an les émissions de carbone provenant des combustibles fossiles, d'autres estimations évaluent à 2,9 Gt la part retenue par l'atmosphère terrestre des 5,8 Gt émises annuellement par les différentes sources. Les émissions sont réévaluées pour 1990 à 25 Gt de CO₂ dont 15% représentent la part du trafic routier.

Les facteurs d'émission établis par le Centre interprofessionnel technique d'études de la pollution atmosphérique CITÈPÂ donnés dans le tableau IV.1

En Algérie on estime le facteur d'émission de CO₂ à 151,670 kilotonnes en 2018 (Figure IV.1)

Combustible	CO ₂ (kg/t)
Combustibles solides	2984
Fuel oil lourd.....	3113
Fuel oil domestique.	3142
Fuel oil léger.....	3142
Gazole.....	3149
Essence et super....	3137
Gaz naturel.....	2290
Propane.....	2700

Tableau IV.1 facteurs d'émission des combustibles [CITÈPÂ]

Combustible	Consommation		CO ₂ (kt)	
	France (kt)	Monde (Mt)	France	Monde
Fuel lourd.....	6 834	437,5	21 274	1 361 937
FOD.....	21 097		6 629	
Gazole.....	11 850	757,5	37 316	2 385 367
Essence et super	18 484	647,5	57 984	2 031 207
GPL.....	2 917		7 876	
GPL-carburant.	0,059		0,159	

Tableau IV.2 Répartitions des émissions de CO₂ en 1986

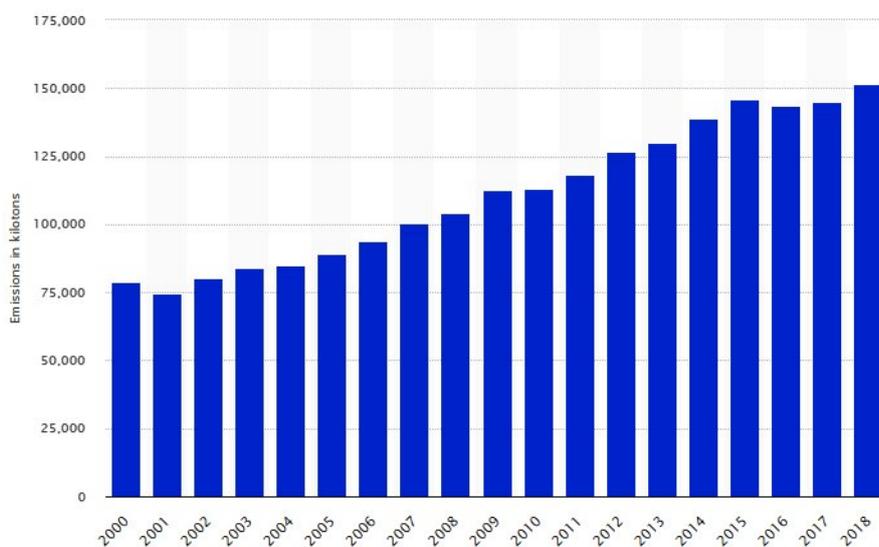


Figure IV.1 Statistique d'émission de CO₂ en Algérie depuis 2000 à 2018 [22]

IV.2.2 Monoxyde de carbone

Le *monoxyde de carbone* (CO) ne doit pas être confondu avec le *dioxyde de carbone* appelé aussi "gaz carbonique" (CO₂). Le CO est un gaz incolore, de densité voisine de celle de l'air, non détectable par l'odeur, très toxique, qui naît dans des conditions de combustion trop riche. Ce dernier est responsable de l'augmentation de l'effet de serre qui réchauffe le climat de la terre, mais n'est pas toxique. Alors que le CO est dangereux même à de faibles doses, car il se lie fortement aux globules rouges et empêche l'oxygène de s'y fixer. Une personne exposée à ce gaz inodore et incolore aura en permanence une partie de ses globules rouges qui circuleront certes dans le corps, mais qui seront "hors service" en ce qui concerne le transport d'oxygène.

Les sources principales de CO dans la vie quotidienne sont le trafic routier et la fumée du tabac. D'après différentes études scientifiques, le citoyen moyen a environ 2% de globules rouges "hors service" pour cause de monoxyde de carbone, contre 5 à 10% pour un fumeur régulier.

À partir de 20% de globules accaparés par le CO, on constate des dommages sérieux au niveau du cerveau et du coeur, les deux organes les plus sensibles au manque d'oxygène. Au-delà de 50%, c'est la mort assurée. Pour en arriver là, il faut une exposition forte, pendant quelques dizaines de minutes: c'est ce qui arrive parfois dans des tunnels ou des parkings souterrains, même ventilés. Une raison de plus d'éteindre son moteur lorsqu'on est à l'arrêt.

IV.2.3 Hydrocarbures imbrûlés (HC)

IV.2.3.1 Composés organiques volatils (COV)

On appelle composé organique volatil (COV) tout composé organique qui, une fois libéré dans l'atmosphère, peut y demeurer pendant un temps suffisamment long pour participer à des réactions photochimiques. Bien qu'il n'y ait pas de démarcation nette entre les composés volatils et non volatils, les composés qui s'évaporent rapidement aux températures ambiantes constituent la part principale des COV. La quasi-totalité des composés organiques qui peuvent être considérés comme des COV ont une tension de vapeur > 0,1 mm de Hg à 20 °C sous une atmosphère."

En fait, les composés organiques volatils regroupent une multitude de substances appartenant à différentes familles chimiques :

- des composés aromatiques monocycliques (HAM), qui représentent jusqu'à 30 % des hydrocarbures non méthaniques dans la plupart des milieux urbains et concourent avec les oxydes d'azote à la formation des photo-oxydants dans l'air ambiant. Ils

comprennent notamment le benzène, le toluène, l'éthylbenzène, les xylènes et le triméthylbenzène)

- des hydrocarbures volatils (alcane, alcène, aromatique)
- des composés carbonylés (aldéhydes et cétones)

Il est fréquent de distinguer séparément le méthane (CH₄) qui est un COV particulier, naturellement présent dans l'air. On parle alors de COV méthaniques et de COV non méthaniques.

De manière simplifiée, les COV sont des gaz émis par la combustion de carburants ou l'évaporation de solvants contenus dans certains matériaux et produits. Leur point commun est de s'évaporer plus ou moins rapidement à température ambiante et de se retrouver dans l'air. On compte aujourd'hui plus de 300 types de COV dans l'air et entre 50 et 100 COV peuvent être rencontrés dans l'air intérieur.

En milieu urbain, les COV émis proviennent des gaz d'échappement des véhicules, de l'évaporation des carburants automobiles dans les garages et les stations essence mais aussi des combustibles liquides (gaz naturel, carburants industriels et activités industrielles variées : usages de solvants...)

Ces substances ont des propriétés chimiques et toxicologiques qui varient d'un composé ou d'une famille à l'autre. Les effets sur la santé vont de la simple gêne olfactive, à l'irritation (aldéhydes), à une diminution de la capacité respiratoire jusqu'aux effets mutagènes et cancérigènes (comme le benzène et benzo(a)pyrène)

IV.2.4 Les oxydes d'azote (NO_x)

Ils sont constitués du monoxyde d'azote (NO) à 90-95 % environ et du dioxyde d'azote (NO₂). Le NO se forme par combinaison de l'azote (N₂) et de l'oxygène (O₂) de l'air lors de combustions à hautes températures. Il est ensuite rapidement oxydé en NO₂ par d'autres polluants atmosphériques tels que l'O₂ ou l'O₃. Le dioxyde d'azote peut alors être considéré comme un polluant secondaire.

Près d'un tiers des émissions de dioxyde d'azote est d'origine anthropique. Les transports routiers sont les principaux responsables de ces rejets avec environ deux tiers en Île-de-France (CITEPA, 1998). C'est pour cela que ce polluant reste un bon indicateur du trafic automobile.

Le reste provient des sources fixes de combustion telles que les centrales thermiques de production électrique, les installations de chauffage ou encore les usines d'incinération. Les NO_x sont à l'origine des dépôts acides avec le SO₂ et participent à la pollution photochimique. En effet, ils se transforment en des composés très dangereux, les

peroxyacélnitrates PAN dans les atmosphères urbaines polluées et ensoleillées. Ces dernières sont le siège de diverses réactions conduisant à la formation d'O₃, lequel va à son tour agir sur d'autres polluants, par exemple les hydrocarbures imbrûlés, qu'il oxyde en peroxyacycles. La réaction de ces derniers avec les oxydes d'azote produit des peroxyacélnitrates, lesquels sont particulièrement toxiques à la fois pour les végétaux et les animaux. De plus, à des concentrations élevées, les oxydes d'azote peuvent engendrer des maladies respiratoires chroniques.

L'ozone et les oxydes d'azote sont des polluants secondaires et sont les principaux constituants de la pollution photochimique. Celle-ci est générée dans la troposphère (jusqu'à 12 km d'altitude) sous l'effet du rayonnement solaire qui implique des réactions chimiques avec divers polluants primaires comme les oxydes d'azote (NO_x), le monoxyde de carbone (CO) et les Composés Organiques Volatils non-Méthaniques (COVNM). Cette pollution se forme sous certaines conditions climatiques et météorologiques : en été avec une température supérieure à 25°C et sous l'effet du déplacement des masses d'air. Le résultat, c'est la formation de composées photo-oxydants dits "secondaires" dont les indicateurs principaux sont le dioxyde d'azote (NO₂) et l'ozone (O₃), et dans une moindre mesure le PAN (PéroyAcétylNItate).

IV.2.5 Le dioxyde d'azote (NO₂)

Le NO₂ est un gaz oxydant puissant, qui pénètre facilement dans les poumons. A des concentrations dépassant 200 µg/m³ sur de courtes périodes, il provoque des irritations et des inflammations de l'appareil respiratoire et une augmentation de l'hyperréactivité bronchique chez les asthmatiques.

Le dioxyde d'azote est un polluant caractéristique du trafic automobile, c'est pourquoi il se concentre le long des voies de circulation.

Le dioxyde d'azote est une cause majeure d'eutrophisation (croissance excessive des algues et des végétaux dans l'eau) et d'acidification.

Dans l'air ambiant, les niveaux de NO₂ ont eu tendance à stagner ou augmenter en proximité du trafic automobile depuis le milieu des années 1990. A l'heure actuelle, la valeur limite annuelle (40 µg/m³) n'est pas respectée sur de nombreux sites trafic, en particulier au sein de grandes agglomérations telles que. Les concentrations varient selon les saisons. Les niveaux de NO₂ semblent se stabiliser entre 50 et 60 µg/m³ en hiver et 40 à 50µg/m³ en été.

Enfin, le NO₂ réagit dans l'air des villes et contribue à la formation d'autres polluants, ozone et particules secondaires. C'est actuellement essentiellement dans le flux de circulation en

agglomération et notamment à l'intérieur de l'habitacle de véhicules que des niveaux de NO₂ les plus importants sont relevés (de 100 à plus de 500 µg/m³). Ces niveaux peuvent tout à fait induire des effets toxiques sur le système respiratoire, en particulier pour les populations sensibles (asthmatiques notamment).

IV.2.6 Le dioxyde de soufre ou l'anhydride sulfureux (SO₂)

Son origine est liée à la présence de soufre, impureté qui est contenue dans presque tous les combustibles fossiles, notamment le fuel et le charbon ; leur combustion oxydant le soufre en oxyde de soufre.

Les principales sources de ce gaz sont les centrales thermiques, les centres de production de chauffage, et les grosses installations de combustion de l'industrie. Les secteurs tertiaire et résidentiel (chauffage individuel ou collectif) constituent le deuxième type d'émetteur, alors que les transports ne représentent qu'une faible part des émissions totales, pour la plupart à cause du trafic diesel. Ainsi, les émissions de dioxyde de soufre sont surtout concentrées en période de chauffe hivernale avec le chauffage au fioul.

Enfin, le dioxyde de soufre peut se transformer en trioxyde de soufre (SO₃) et acide sulfurique (H₂SO₄) en association avec les particules, à l'origine des fameuses pluies acides.

Les teneurs moyennes annuelles en dioxyde de soufre ont été divisés par 10 en quarante ans environ. En effet, de grand progrès ont été réalisés notamment dans les années soixante-dix sur les émissions industrielles et/ou liées aux rejets de chauffage. Ainsi, la diminution sensible de l'industrialisation de la région, l'utilisation de l'énergie nucléaire pour la production d'électricité au détriment des centrales thermiques, et la prise de mesures techniques et réglementaires, ont eu pour effet de faire nettement diminuer les émissions de dioxyde de soufre. De plus, la diminution sensible du taux de soufre dans le gasoil dès le 1er octobre 1996 (0,05 % au lieu de 0,2 %) a contribué à diminuer encore la part du secteur transport dans les rejets de dioxyde de soufre.

Conséquences sur la santé

C'est un irritant respiratoire qui agit en synergie avec les particules et se retrouve davantage dans les zones industrielles. C'est le polluant dont l'impact sur l'ensemble des êtres vivants est de loin le plus préoccupant. En effet, il provoque à court terme un accroissement de la morbidité (nombre de personnes souffrant d'une maladie donnée pendant un temps donné dans une population) respiratoire voire à plus long terme, des risques de bronchite chronique.

Il se transforme rapidement dans l'air en acide sulfurique, très hygroscopique (qui a tendance à absorber l'eau et à former des noyaux de condensation), qui conditionne la formation des smogs acides

IV.2.7 Poussières fines (PM10)

Il s'agit de particules de suie microscopiques, produites en grandes quantités par les moteurs diesel, les feux de cheminée, la fumée de cigarette, etc. Elles sont généralement abrégées PM10, ce qui signifie "particule de matière (particulate matter, en anglais) de moins de 10 microns de diamètre". Il existe des particules encore plus fines: des PM2.5, des PM1 ou même des PM0.1 (moins d'un dixième de micron de diamètre).

Plus une particule est fine, plus elle a la capacité d'être aspirée jusqu'au fond des poumons, où elle restera collée contre la paroi de l'alvéole. Avec pour conséquences une réduction de la capacité respiratoire, et un risque accru de cancer du poumon. De surcroît, les particules sont couvertes de substances nocives et cancérigènes qui, elles, sont solubles dans l'eau. Dans le milieu humide de l'alvéole pulmonaire, elles vont se dissoudre et passer dans le sang. C'est pourquoi les poussières fines sont impliquées non seulement dans le cancer du poumon mais aussi dans les crises cardiaques.

Depuis quelques années, l'apparition du filtre à particules permet de réduire le nombre de PM10 rejetées par les moteurs diesel.

Chapitre V
Suralimentation des moteurs à
combustion interne par
turbocompresseur

V.1 Moteur suralimenté par turbocompresseur

Le principe de la suralimentation des moteurs a été proposé dès les premiers développements de moteurs et en 1905 le brevet du turbocompresseur a été déposé par l'ingénieur suisse Büchi. Une des premières applications a été réalisée pendant la Première Guerre par l'ingénieur Rateau pour un moteur Renault utilisé sur un avion de chasse.

Le turbocompresseur a été d'abord utilisé sur les moteurs industriels et plus particulièrement sur les moteurs marins. La suralimentation des moteurs de véhicules routiers ne s'est imposée sur les moteurs de camion que depuis une cinquantaine d'années.

Depuis 1980, le turbocompresseur a accompagné le développement des moteurs Diesel pour automobiles et devrait prochainement s'imposer de plus en plus sur les moteurs à allumage commandé, dans le cadre de la réduction de consommation de ces moteurs.

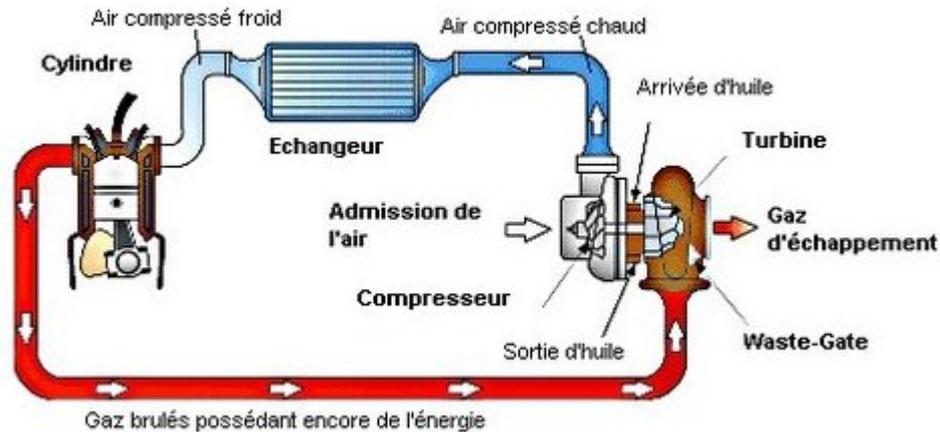


Figure V.1 Système de suralimentation dans un moteur à combustion interne

Dans un moteur suralimenté par turbocompresseur, la masse volumique de l'air d'admission est augmentée du fait de la compression de l'air dans le compresseur et, éventuellement, du fait du refroidissement de l'air comprimé au travers d'un échangeur placé entre compresseur et moteur. Compresseur et échangeur sont montés en série sur le circuit d'admission ; tout l'air d'admission traverse le compresseur (l'échangeur pouvant être, suivant les cas de fonctionnement, by-passé).

La turbine est placée sur le circuit de gaz d'échappement et entraîne mécaniquement le compresseur. Lorsque le système est en fonctionnement stabilisé et autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur.

Lorsque la turbine ne comporte aucun réglage et que la totalité des gaz d'échappement traverse la turbine, le système s'auto-équilibre en fonction des caractéristiques du système

moteur- turbocompresseur ; ce système de suralimentation free-floating est celui qui est le plus souvent utilisé pour la suralimentation des moteurs de véhicules industriels.

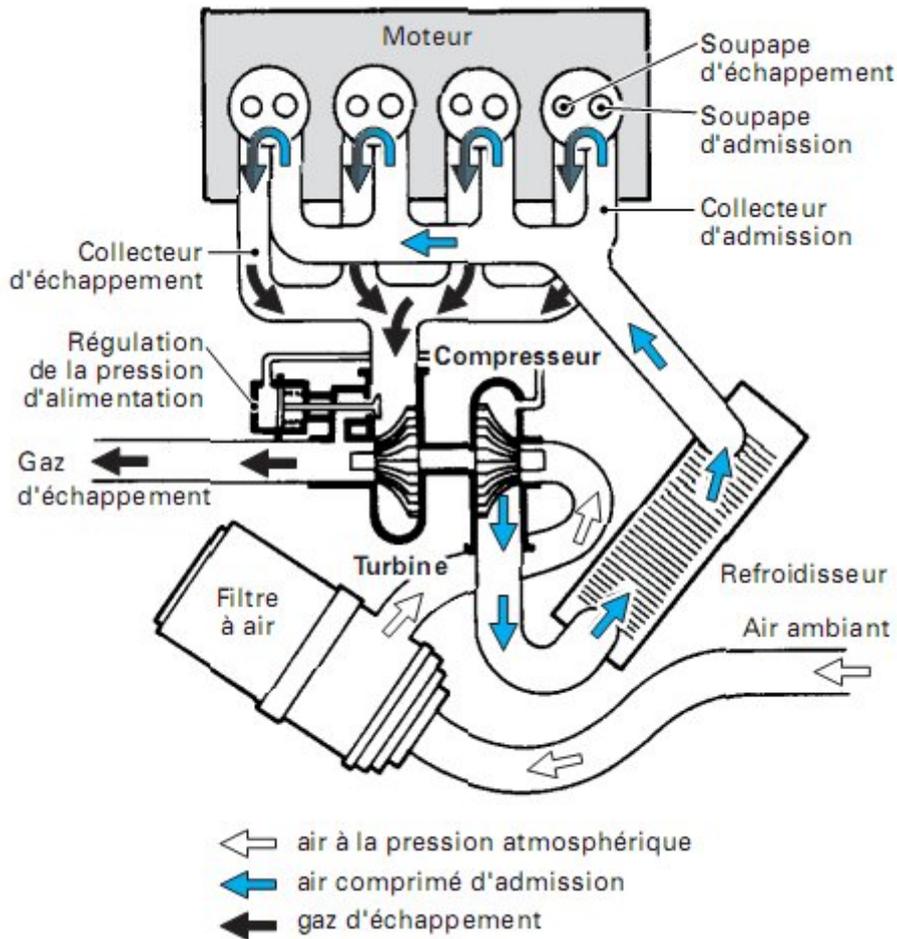


Figure V.2 Installation d'un turbocompresseur sur un moteur [23]

V.1.2 Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur

Les performances des moteurs dépendent de leur niveau de sur- alimentation.

En véhicule industriel une pression moyenne effective (pme) de 20 bar suppose un rapport de compression d'air au moins égal à 3/1. Ces moteurs utilisent de plus en plus couramment des systèmes de dérivation des gaz turbine, wastegate, et des turbines à géométrie variable associés à des contrôles électroniques de vitesse du turbocompresseur.

En Diesel automobile, l'injection directe a entraîné une augmentation sensible des performances spécifiques. À pme maximale (18 bar), le besoin en air du moteur suppose un rapport de compression supérieur à 2,4/1 et l'utilisation de turbines à géométrie variable est nécessaire pour assurer les reprises d'accélération avec des températures faibles.

En allumage commandé, les performances des véhicules sont très différentes suivant les applications en série : de 60 à 100 kW/L. Les niveaux de pression de suralimentation sont de l'ordre de 2/1. Les turbocompresseurs utilisés comportent une wastegate intégrée et font appel à des matériaux réfractaires permettant de supporter les températures de gaz jusqu'à 1 000

V.1.3 Compression de l'air d'admission

V.1.3 1-Puissance de compression

La compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température. Les échanges thermiques entre le compresseur et l'extérieur sont faibles par rapport aux débits d'air traversant le compresseur et on peut considérer que la compression de l'air est une transformation adiabatique. Dans ce cas, la puissance nécessaire à la compression isentropique de l'air de débit q_a est donnée par :

$$P_{Cis} = q_a C p_a (T_2 - T_1)_{is} \quad (V.1)$$

avec :

$$(T_2 - T_1)_{is} = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (V.2)$$

En pratique, la compression de l'air n'étant pas isentropique, l'élévation de température réelle de l'air est plus grande que la valeur isentropique correspondant à la transformation théorique réversible. Le rapport entre la puissance de compression théorique isentropique et la puissance de compression réelle définit le rendement de compression isentropique η_c qui permet d'écrire l'expression de la puissance de compression réelle suivante :

$$P_C = \frac{P_{Cis}}{\eta_c} = q_a C p_a (T_2 - T_1) \quad (V.3)$$

V.1.3 2 Rendement isentropique du compresseur

La définition précédente permet d'écrire la formule :

$$\eta_c = \frac{T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{(T_2 - T_1)} \quad (V.4)$$

Pour un compresseur donné, la valeur du rendement dépend des conditions d'utilisation, et plus particulièrement du débit d'air et du rapport de compression au point considéré.

La valeur maximale du rendement du compresseur dépend de sa conception et de ses dimensions. Les compresseurs utilisés en automobile ont une roue de grand diamètre, égal à

50 mm environ, et un rendement maximal de 80 %. On peut espérer obtenir un rendement de 84 % avec un compresseur de 100 mm de diamètre sur un moteur industriel.

V.1.3.3 Refroidissement de l'air d'admission

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau. Dans ce cas, on peut utiliser soit l'eau de refroidissement du moteur, soit l'eau provenant d'un circuit régulé à basse température (40°)

L'efficacité d'un RAS est définie comme étant le rapport entre la chute de température du fluide comprimé et la différence entre la température d'entrée de ce fluide à celle du fluide de refroidissement :

$$\varepsilon = \frac{P(T_2 - T_3)}{(T_2 - T_r)} \quad (V.5)$$

V.1.4 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement

V.1.4.1 Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine

La détente des gaz dans la turbine peut être considérée comme une détente adiabatique car le débit de gaz est relativement important en regard des pertes thermiques.

La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz q ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance théorique obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$P_{Tis} = q_g C_{p_{pg}} (T_4 - T_5)_{is} \quad (V.6)$$

avec

$$(T_4 - T_5)_{is} = T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (V.7)$$

En pratique, la détente n'est pas isentropique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique. Comme pour le compresseur, on définit un rendement isentropique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue lors d'une détente adiabatique réversible. La puissance réelle fournie par la turbine est donc donnée par les relations suivantes :

$$P_T = q_g C_{p_{pg}} (T_4 - T_5) = q_g C_{p_{pg}} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (V.8)$$

V.1.4.2 Rendement de la turbine

Le rendement isentropique de la turbine, ainsi que défini ci-dessus, est le rapport entre la puissance délivrée par la détente des gaz dans la turbine et la puissance théorique obtenue lors de la détente réversible correspondante. En pratique, les fabricants de turbocompresseurs associent au rendement isentropique de la turbine les pertes d'énergie entre la turbine et le compresseur (pertes thermiques et frottements) et comparent la puissance délivrée par le compresseur à celle de la détente théorique isentropique de la turbine. Le rendement ainsi défini est souvent appelé rendement turbine et mécanique et est exprimé par la relation

$$\eta_{TM} = \frac{q_a C p_a (T_2 - T_1)}{q_g C p_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (V.9)$$

V.2.1 Autonomie du turbocompresseur

Lorsque le turbocompresseur est en fonctionnement stabilisé autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur et on peut écrire la relation thermodynamique suivante :

$$q_a C p_a T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right] = \eta_c \eta_{TM} q_g C p_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} \right] \quad (V.10)$$

Cette relation permet de déterminer les conditions de fonctionnement d'un turbocompresseur pour que celui-ci soit en équilibre. En particulier, on peut remarquer que, pour des conditions de fonctionnement du compresseur données, la diminution du rendement de la turbine ou du compresseur, la réduction du débit de gaz dans la turbine ou une baisse de température des gaz d'échappement s'accompagneront nécessairement d'une augmentation de pression à l'entrée de la turbine.

V.2.2 Caractéristiques fonctionnelles

Les caractéristiques d'utilisation du compresseur centrifuge et de la turbine centripète sont très utiles pour le bon fonctionnement des moteurs.

La Figure V.3 montre les différents éléments constitutifs d'un turbocompresseur d'automobile [23].

V.2.3 Compresseur centrifuge

L'étage compresseur comprend deux parties principales : la roue et le diffuseur (Figure V.4), contenues dans un carter assurant une bonne distribution de l'air à l'entrée et la collecte de l'air comprimé en sortie.

La roue de compresseur donne de l'énergie au fluide la traversant en lui communiquant une vitesse de sortie élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché.

les vitesses périphériques de rotation des roues de compresseurs actuels dépassent 500 m/s pour des rapports de compression de l'ordre de 3/1.

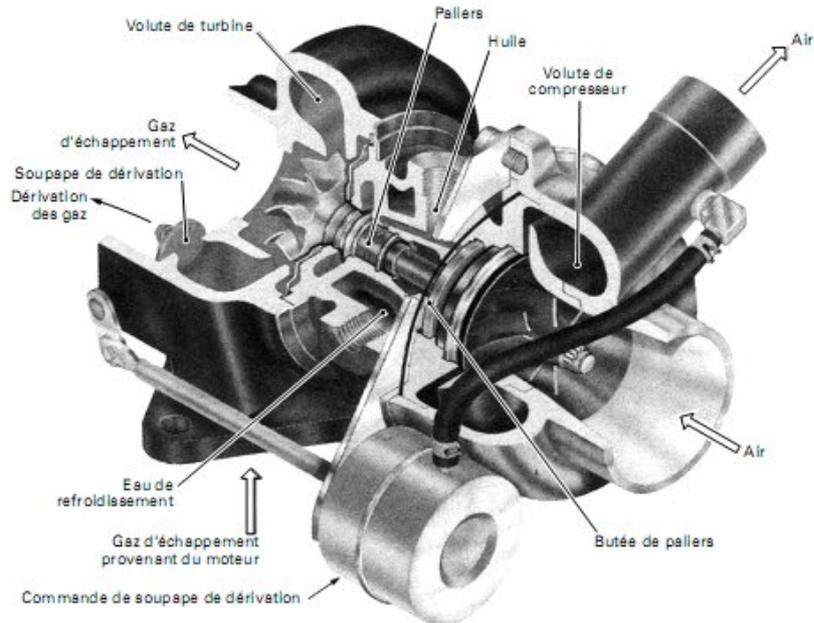


Figure V.3 Écorché de turbocompresseur d'automobile (source Garrett) [23]

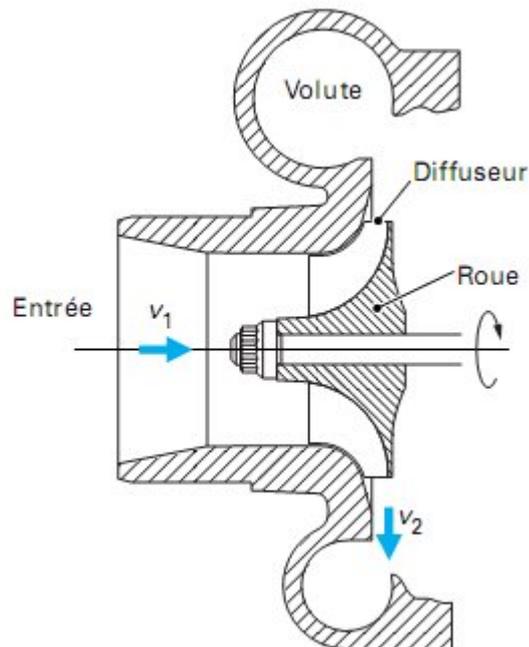


Figure V.4 Schéma d'un compresseur centrifuge de suralimentation [23]

V.2.4 Courbes caractéristiques

Les performances d'un compresseur sont représentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes isovitesses du compresseur, les courbes isorendement et les limites de fonctionnement (Figure V.5). Suivant les constructeurs, les débits sont exprimés sous forme de débits-volumes ou de débits-masses comme dans la Figure V.5. L'utilisation de valeurs réduites permet de garder les cartes de compresseur invariantes par rapport aux conditions d'entrée du fluide. La valeur de débit réduit est souvent rapportée à des conditions standards, propres à chaque constructeur, et a la forme indiquée ci-dessous (débit-masse) :

$$q_c = q_a \frac{\sqrt{T_1/T_0}}{p_1/p_0} \quad (V.11)$$

Les valeurs de pression sont indiquées sous la forme de rapports de compression :

$$\pi_c = \frac{p_2}{p_1} \quad (V.12)$$

dans lesquels les valeurs considérées sont des valeurs absolues et les pressions des pressions totales.

Les vitesses de rotation sont exprimées en valeurs réduites, souvent rapportées à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur :

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{T_1/T_0}}$$

$$\pi_c = \frac{p_2}{p_1} \quad N_c = \frac{N}{\sqrt{T_1/T_0}} \quad q_c = q_a \frac{\sqrt{T_1/T_0}}{p_1/p_0}$$

— courbes isovitesses
— courbes isorendements

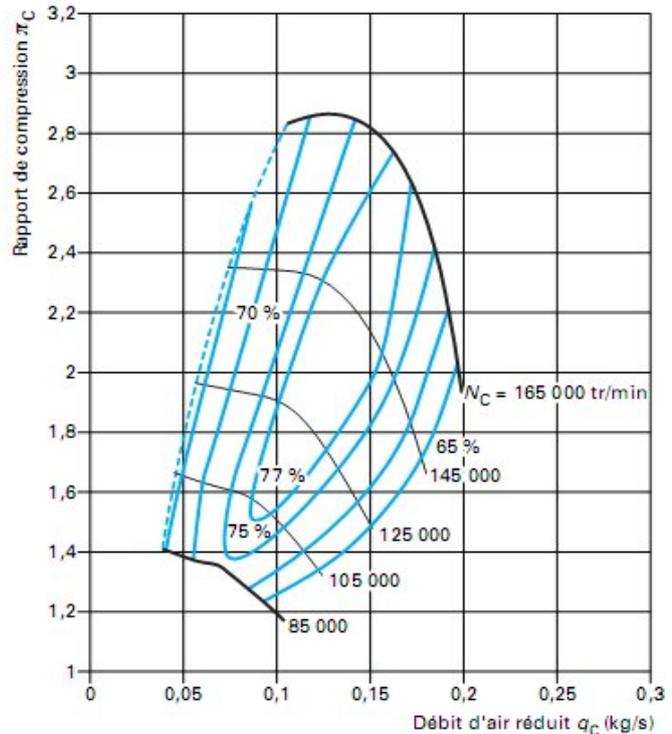


Figure V.5 Caractéristique débit-pression d'un compresseur [23]

V.2.5 Limites d'utilisation

Une augmentation de la vitesse de rotation du compresseur entraîne une augmentation du rapport de compression. La vitesse de rotation est limitée par la tenue mécanique de la roue de compresseur, les conditions aérodynamiques en sortie de roue et la stabilité de fonctionnement du système paliers. En pratique, la vitesse périphérique maximale atteinte en sortie de roue de compresseur est de 500 m/s.

On ne peut pas décrire une isovitesse compresseur jusqu'à débit nul. En allant vers les faibles débits d'air, la pente de la courbe iso-vitesse, d'abord négative, passe par une valeur nulle, puis devient positive tout en donnant lieu à de faibles variations de pression pouvant être acceptables lors des fonctionnements transitoires. Lorsque ces fluctuations de pression deviennent trop importantes, elles peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités qui se traduisent par des claquements très bruyants. Ce phénomène est appelé pompage et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions. La courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge présente la limite de pompage sous la forme d'une ligne de pompage (Figure V.6).

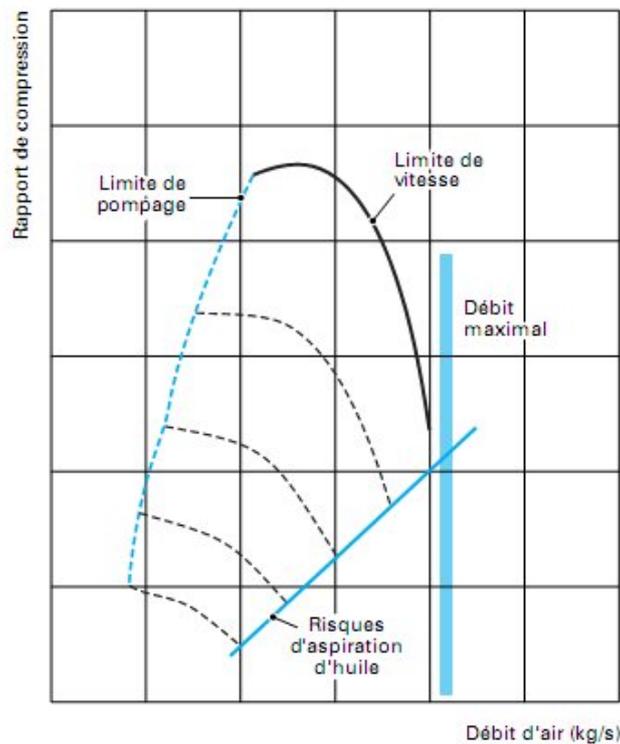


Figure V.6 Limites d'utilisation d'un compresseur [23]

V.2.6 Choix et adaptation du compresseur

Le moteur se comporte comme une pompe volumétrique et impose, par ses caractéristiques de remplissage, le débit-volume le traversant et, compte tenu des conditions de température, le niveau de pression dans le collecteur d'admission. Ce niveau permet de définir le rapport de compression nécessaire à l'obtention des performances souhaitées. Le choix d'un compresseur suppose en premier lieu la détermination des besoins en air du moteur.

La Figure V.7 représente les points de fonctionnement d'un compresseur pour les régimes moteur indiqués et schématise les caractéristiques de fonctionnement isovitesse de ce moteur.

Le compresseur choisi doit contenir tous les points de fonctionnement possibles du moteur, en particulier ceux concernant les variations de condition d'utilisation (altitude en particulier).

Une première caractéristique importante pour le choix d'un compresseur est le débit dont il est capable. Un des paramètres les plus importants permettant de faire varier cette caractéristique est la dimension extérieure de la roue dont dépend la famille du turbo-compresseur utilisé et donc son encombrement et son poids.

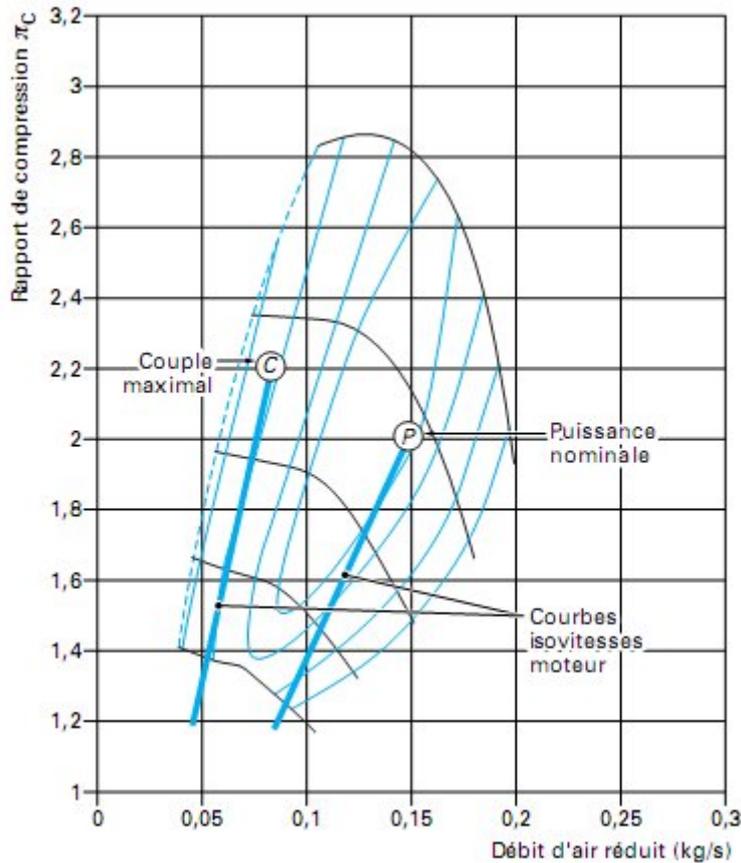


Figure V.7 Points de fonctionnement d'un compresseur [23]

V.3 Adaptation du turbocompresseur au moteur

Le moteur suralimenté par turbocompresseur est vulnérable à basse vitesse de rotation en pleine charge car le faible débit de gaz dans la turbine se traduit par un manque d'énergie et donc une pression d'air trop faible par rapport aux besoins du moteur.

Dans tous les cas de suralimentation d'un moteur de traction routière, on favorisera l'adaptation du turbocompresseur au régime de couple maximal, éventuellement à une vitesse inférieure et à plein couple.

V.3.1 Sensibilité du moteur Diesel à la suralimentation

Les limites de fonctionnement d'un moteur Diesel sont liées aux conditions d'alimentation en air :

- une pression de suralimentation trop faible entraîne des fumées et des températures d'échappement excessives ;
- une pression de suralimentation trop élevée peut entraîner des pressions maximales de combustion non acceptables pour la tenue mécanique du moteur.

La définition de la turbine joue un rôle important dans le réglage de la pression de suralimentation. Pour un régime donné, une petite turbine entraîne un niveau de pression d'air plus élevé qu'une turbine de perméabilité plus grande. Ainsi, dans le cas d'un système de suralimentation avec turbocompresseur libre (free floating), le choix de la turbine influera sur la forme de la courbe de couple, une petite turbine permettra de s'éloigner des limites de fumée et de température à faible régime et donc d'augmenter le couple mais conduira à limiter la puissance à vitesse élevée à cause des pressions de combustion trop élevées. Inversement, une turbine plus grande favorisera le régime de puissance nominale mais imposera une limite de couple plus basse à faible vitesse.

V.3.2 Adaptation de turbocompresseur (Moteur Diesel)

Le petit moteur Diesel automobile se caractérise par un couple élevé sur une grande plage de vitesse et un besoin d'atteindre rapidement la valeur maximale de couple lors d'une accélération. Actuellement, les moteurs Diesel suralimentés ont, à puissance nominale, une vitesse de rotation de 4 500 tr/min et doivent disposer de la pression maximale de suralimentation dès 1 800 tr/min. Les couples développés sont de l'ordre de 100 % supérieurs aux valeurs obtenues avec les mêmes moteurs non suralimentés. Les pressions absolues à l'admission sont de l'ordre de 2 à 2,4 bar. Les températures d'air à la sortie du compresseur étant de 100 à 120°C, on utilise des échangeurs de température, généralement air/air, permettant de ramener la température d'entrée du moteur à des valeurs maximales de 70°C.

L'utilisation du moteur sur une grande plage de variation de vitesse impose l'utilisation de compresseurs ayant des sorties d'ailettes très fortement retournées vers l'arrière ; les angles courants utilisés actuellement sont de 30 à 45°, les rendements de compresseur restent inférieurs à 80 %

Dans le cas des turbocompresseurs avec dérivation de gaz turbine, l'obtention d'un niveau de pression d'air élevé en dessous de 2 000 tr/min nécessite l'utilisation d'une turbine de très faible section, et le maintien de la pression de suralimentation à une valeur constante au-delà de 2 000 tr/min suppose la dérivation des gaz turbine avec corrélativement des pressions d'échappement élevées.

Il faut remarquer que les moteurs Diesel automobiles fonctionnent quasiment toujours avec une différence de pression négative qui justifie des angles de distribution avec des croisements de soupape faibles, sinon nuls.

Les moteurs à injection directe actuels fonctionnant avec un excès d'air confortable, donc des températures d'échappement basses, ont recours aux technologies de turbine à géométrie variable pour garantir un couple élevé dès 1 500 tr/min tout en limitant les pressions d'échappement aux régimes élevés.

Le temps de réponse à l'accélération est favorisé par la petite section de turbine mais est tributaire de la faible température de gaz à l'entrée de la turbine. Il est important de réduire l'inertie thermique de l'installation pour réduire le temps de réponse à l'accélération. La réduction de longueur des conduits d'échappement est une des solutions utilisées (turbocompresseur aussi près du moteur que possible et masse des pièces à haute température la plus faible possible).

L'inertie mécanique du turbocompresseur est un facteur également important dans la réduction du temps de réponse. Il faut cependant noter que, si la réduction d'inertie du turbocompresseur est obtenue par une réduction de sa taille, il y a augmentation de sa vitesse de rotation au même point de fonctionnement

V.3 3 Adaptation de turbocompresseur (Moteur à essence)

Dans un moteur à essence à mélange homogène le débit d'air peut être réglé, en charge partielle, par un papillon de commande placé sur la veine d'air d'admission, le plus souvent après le compresseur à l'entrée du moteur. Cette spécificité entraîne que, sans régulation particulière, la caractéristique de fonctionnement du moteur sur le champ compresseur se réduit à la ligne de fonctionnement en pleine charge ; les différents régimes de fonctionnement se déplacent sur cette ligne en fonction du débit d'air demandé, indépendamment de la

vitesse de rotation du moteur. Les limites de performances des moteurs à allumage commandé sont dictées par les conditions de bonne combustion du moteur ; les niveaux de température et de pression pouvant être à l'origine de combustions non contrôlées, ils imposent de réduire le rapport volumétrique du moteur pour éviter les combustions non contrôlées. Actuellement, lorsque l'on suralimente avec une pression d'admission absolue de 1 800 hPa (1,8 bar), on réduit le rapport volumétrique à 8,5/1 environ.

La température des gaz d'échappement est une autre contrainte des moteurs à essence. Les matériaux des roues et corps de turbine supportent des températures maximales de gaz à l'entrée de 950°C, éventuellement 980°C avec validation. Au-delà de ces températures, les risques de perte de fiabilité sont élevés. Les technologies de wastegate intégrée au corps de turbine sont éprouvées à ces niveaux de contrainte thermique mais les dispositifs à géométrie variable tardent à être validés.

Références

Références

- [1] <https://www.fiches-auto.fr/>
- [2] **Pierre Podevin, Adrian Clenci**, Technologies de distribution variable pour moteurs à combustion interne, Techniques de l'Ingénieur, 2012
- [3] <http://www.auto-innovations.com>
- [4] <http://bmw-sport.net/>
- [5] **Golovatai-Schmidt (e.), Schwarzenhal (d.), Geiger (u.), Haas (m.), Scheidt (M.)** - Technologies for variable valve trains: a contribution to modern SI engines. - CONAT 20041005, Brasov, Roumanie.
- [6] **Shikida (T.), Nakamura (Y.), Nakakubo (T.), Kawase (H.)** - Development of the high speed 2ZZ-GE engine. - SAE Paper 2000-01-0671.
- [7] <http://images.paultan.org/>
- [8] <http://www.autokompas.nl/>
- [9] <http://www.autozine.org/>
- [10] <http://www.nissan-global.com/>
- [11] Les moteurs à rapport volumétrique variable <http://ftpeloh.free.fr>
- [12] http://super-soupape.com/cycle_de_miller.php
- [13] **Gratadour M.** Moteurs thermiques. Introduction aux moteurs alternatifs, Techniques de l'Ingénieur. (1995)
- [14] **Guibert, P.** Modélisation du cycle moteur. Approche zéro-dimensionnelle, Techniques de l'Ingénieur. (2005)
- [15] **Ramos, J.I.** Internal Combustion Engine Modeling. Hemisphere Publishing Corporation. 1989. P. 326-332
- [16] **Midshipman c, Michael d. walker**, a partially premixed combustion application for power improvement in military diesel engines, U.S.N.A. trident scholar project report; no. 474 (2018)
- [17] **Merker, G.P.** et al Simulating of Combustion and pollutant formation for engine-development. Springer, 2004
- [18] **Heywood, J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. New York, NY, McGraw-Hill. Inc. 1983
- [19] <http://www.fae.es/fr/rapport-technique-sur-les-capteurs-fae-pour-la-gestion-du-moteur-11-212>
- [20] <http://www.bmwoldschool.eu/system-k-jetronic-t168.html>
- [21] <http://www.abarth-racing.dk/bosch.php>
- [22] <https://www.statista.com/statistics/1267984/co2-emissions-in-algeria/>
- [23] **Parois A.** Suralimentation des moteurs de véhicule par turbocompresseur, Techniques de l'Ingénieur (2001)