

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

— جامعة أبي بكر بلقايد— تلمسان —

Université Aboubakr Belkaïd– Tlemcen –

Faculté de Technologie



Mémoire de fin d'études

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : génie Mécanique

Spécialité : Génie Energétique

Par : Mammam Soumia

Amimer Farah

Sujet

Simulation du moteur VVT (Variable Valve Timing)

Soutenu, le 04 / 07 / 2021, devant le jury composé de :

Mr. GHERNAOUT.M

Président

Mr. SARI HASSOUN.Z

Examineur

Mr. BENMANSOUR.A

Encadreur

Année universitaire 2020/2021

REMERCIEMENT

On remercie avant tout Dieu pour nous avoir donné la foi.

Nous adressons nos remerciements aux personnes qui nous ont aidées dans la réalisation de ce mémoire.

En premier lieu, nous remercions notre encadreur « Mr. BENMANSOUR ABDELKARIM », pour l'aide et le temps qu'il nous a consacré ainsi que pour sa grande patience et modestie.

Nos remerciements vont également à « Mr. GHERNAOUT.M », d'avoir accepté de nous faire l'honneur de présider le jury de ce mémoire et de bien vouloir l'examiner.

Nous adressons aussi nos vifs remerciements à « Mr. SARI HASSOUN.Z », d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Nos tous sincères remerciements vont également à tous les enseignants pédagogiques du département du génie mécanique de l'université de Tlemcen qui ont contribué à notre formation.

À tous ceux et celles qui de près ou de loin ont apporté aide et encouragement, qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

DÉDICACE

Je tiens à dédier ce mémoire

A ma chère mère « *Rahema* » et à mon cher père « *Mohammed* » en témoignage de leur gratitude de leurs dévouement, de leurs soutien permanent durant toutes mes année d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconforts moral. Ils ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affections sans limite.

A mes sœurs « *Assia* , *Asma* »

A mes petites chères « *Imen et Ismaïl* »

Enfin à mes adorable amies « *Amimer Farah* », « *Saïd Medjahed Rahima* »

A tous ceux qui ont participé de prés ou de loin à la réalisation de ce travail

Mammar Soumia

DÉDICACE

Je tiens à dédier ce mémoire

A ma chère mère « *Fatima* » et à mon cher père « *Abd El hafide* » en témoignage de leur gratitude de leurs dévouement, de leurs soutien permanent durant toutes mes année d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconforts moral. Ils ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affections sans limite.

A mes sœurs « *Samira, Sihem* »

A mes très chers frères « *Mohammed, Samir* »

Enfin à mes adorable amies « *Mammar Soumia* », « *Said Medjahed Rahima* »

A tous ceux qui ont participé de prés ou de loin à la réalisation de ce travail

Amimer Farah

1	Chapitre I	17
1.1	Introduction :	18
1.2	Historique du moteur thermique :.....	18
1.3	Ensemble d'un moteur thermique :.....	21
1.3.1	Les organes fixes :.....	21
1.3.2	Les organes mobiles :.....	23
1.4	Principe de fonctionnement :.....	27
1.4.1	Moteur a quatre temps.....	27
1.5	Cycle thermodynamique :.....	28
1.5.1	Cycle thermodynamique du moteur à essence 4 temps : (Cycle de Beau de Rochas).28	
1.5.2	Cycle deux temps :	29
1.6	Classification des moteurs thermiques	30
1.6.1	Classification selon le type de combustion	30
1.6.2	Classification Selon le type d'allumage	30
1.6.3	Classification Selon le type d'injection.....	31
1.7	Le Carburateur.....	31
1.8	Conclusion :.....	32
2	Chapitre II	33
2.1	Introduction :	34
2.2	La distribution fixe	34
2.2.1	Diagramme de la distribution :.....	34
2.3	Les organes de la distribution :.....	35
2.3.1	L'arbre à came :.....	35
2.3.2	La came :.....	36
2.3.3	Les soupapes :	37
2.4	Le principliel de fonctionnent :.....	37
2.5	Les différents types de la distribution :.....	38
2.5.1	Distribution par en dessous :.....	38
2.5.2	Distribution par au-dessus	38
2.5.3	Soupapes et arbres à cames en tête, culbuté. :.....	39

2.5.4	Soupapes et arbres à cames en tête.....	39
2.6	Comment améliorer les caractéristiques et le rendement d'un moteur ?.....	40
2.7	Nouvelle solution technologie	40
2.7.1	Suralimentation	40
2.7.2	Turbocompresseur.....	41
2.7.3	Compresseur centrifuge.....	41
2.7.4	Turbine radiale centripète.....	42
2.7.5	Le taux de compression variable.....	43
2.8	La distribution variable.....	43
2.8.1	Méthodes de variation	43
2.9	Variation du calage VVT.....	45
2.10	Variation de la levée des soupapes (VIVL) :.....	47
2.11	Réalisations constructives.....	48
2.11.1	Variation du calage.....	49
2.11.2	Variation de la hauteur de levée/durée d'ouverture	50
2.11.3	Distributions variables continues	53
2.12	Conclusion :.....	56
3	Chapitre III.....	57
3.1	Introduction :	58
3.2	Équations de bilan pour un écoulement réactif laminaire :	58
3.2.1	Équations de conservation de la masse :	58
3.2.2	Équations de conservation de la quantité de mouvement :	59
3.2.3	Équations de conservation de l'énergie.....	59
3.3	Modélisation de l'écoulement réactif turbulent :.....	61
3.3.1	Equation de continuité :.....	63
3.3.2	Equation de conservation de l'espèce chimique :	63
3.3.3	Equation de conservation de la quantité de mouvement :.....	63
3.3.4	Equation de conservation d'énergie totale :	63
3.3.5	Fermeture des équations.....	64
3.3.6	Fermeture du tenseur de Reynolds	65
3.3.7	Le modèle (k, ϵ) standard	66
4	Chapitre VI.....	68
4.1	Introduction :	68

4.2	Principes des codes CFD :	69
4.3	Les conditions Initiale et aux limites :	69
4.3.1	Les conditions Initiales :	69
4.3.2	Les conditions aux limites:	69
4.4	Maillage :	70
4.5	Résultat et interprétation :	71
4.5.1	Distribution des valves :	71
4.5.2	Distribution normale :	72
4.5.3	. Distribution variable :	73
4.6	Calage variable des soupapes VVT :	73
4.6.1	Champs scalaires:	74
4.6.2	Evolution de la vitesse:	74

Symboles	Not	Unité
C	Couple	[N.m]
C_s	Consommation spécifique	[g.(kW.h) ⁻¹]
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J.kg ⁻¹ K ⁻¹]
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	[J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹]
D_k	Coefficient de diffusion de l'espèce k	[m ² s ⁻¹]
e_t	Energie totale	[J.kg ⁻¹]
F	La force	[N]
g_0	Accélération de la pesanteur prise dans les conditions standards	[m.s ⁻²]
G_b	Terme lié à l'effet de la gravité	---
G_k	Génération de l'énergie cinétique turbulente	---
$h_{f,k}^0$	Enthalpie de formation de l'espèce k	[J.kg ⁻¹]
h_t	Enthalpy totale	[J.kg ⁻¹]
J_J^{et}	Flux d'énergie totale	[Wm ⁻²]
k	Energie cinétique turbulente	[m ² s ⁻²]
M	Masse molaire	[Kg.mol ⁻¹]
M	La masse	[Kg]
N	Régime de rotation	[tr/min]
P	Puissance	[W]
Q	Débit de gaz éjecté	[Kg.s ⁻¹]
Sc_t	Nombre de Schmidt turbulent	---
s_{et}	Terme source de d'énergie totale	[Jkg ⁻¹]
W	Travail	[J]
v	Volume molaire	[m ³ .mole ⁻¹]
Y_k	Fraction massique de l'espèce k	---
Z	Facteur de compressibilité Z	---

Symboles Grecque

γ	Rapport de chaleur spécifique	---
π	Rapport de la masse de la structure du système à la masse d'ergols	---
ρ	Masse volumique	[kg. m ⁻³]
ρ_r	Masse volumique au point critique	[kg. m ⁻³]
τ_{ij}	Composantes i, j du tenseur des contraintes visqueuses	[kg.m-s- 1]
ω_k	Taux de production (ou de consommation) de l'espèce	[kg.mol e/m ³ s]
ν_i	Coefficients stœchiométriques	
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
δ	Opérateur de Kronecker	---
λ	Conductivité thermique du mélange	[W.m ² . K ⁻¹]
Λ_r	Facteur d'air	
φ	Quantité extensive arbitraire	---
Φ_s	La richesse stœchiométrique	
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	[kg ¹ .s ⁻¹]
ϵ	Dissipation d'énergie cinétique turbulente	[m ² s ⁻³]
α	Angle	Radian

Figure 1-1 Ensemble d'un moteur thermique	21
Figure 1-2 culasses	22
Figure 1-3 Bloc moteur	22
Figure 1-4 Carter	23
Figure 1-5 Collecteur d'admission et d'échappement	23
Figure 1-6 Piston	24
Figure 1-7 la bielle	24
Figure 1-8 vilebrequins	25
Figure 1-9 soupapes	25
Figure 1-10 l'arbre à came	26
Figure 1-11 Volant Moteur	26
Figure 1-12 cycle moteur a quatre temps	28
Figure 1-13 Cycle de Beau de Rochas (p,v)	28
Figure 1-14 Moteur à deux temps	29
Figure 1-15 Carburateur	32
Figure 2-1 Diagramme de distribution. Paramètres de distribution	35
Figure 2-2 L'arbre à came	36
Figure 2-3 came	36
Figure 2-4 Soupape	37
Figure 2-5 la distribution	38
Figure 2-6 turbocompresseur	41
Figure 2-7 Compresseur centrifuge	42
Figure 2-8 schéma Turbine radiale centripète	42
Figure 2-9 Exemples de méthodes pour la variation des paramètres de distribution	43
Figure 2-10 Implications de l'admission variable sur les performances du moteur	44
Figure 2-11 Modification du calage	46
Figure 2-12 Décaleur BMW Double Vanos	49
Figure 2-13 Décaleur BMW Vanos	49
Figure 2-14 . Le système VTEC	51
Figure 2-15 Couplage verrou VTEC	51
Figure 2-16 moteur VVT-i	53
Figure 2-17 Contrôle de la soupape d'admission	54
Figure 2-18 Figure Système BMW Valvetronic Vanos	55
Figure 2-19 Système Hara – arbre à cames dans le bas moteur	55
Figure 2-20 Système Hara – arbre à cames en tête	56
Figure 4-1 maillage de la géométrie en PMH	70
Figure 4-2 maillage de la géométrie en PMB	71
Figure 4-3 diagramme d'ouverture et fermeture des valves	72
Figure 4-4 diagramme de la distribution normale des valves	72
Figure 4-5 diagramme de la distribution variable [+40] des valves	73
Figure 4-6 diagramme de la modification du calage [+40]	73

Tableau 1 Eléments qui composent la géométrie.....70

Résumé

Les progrès technologiques permettent actuellement d'utiliser la distribution variable des soupapes dans les moteurs à combustion interne. Le calage variable des soupapes peut améliorer la réduction de la pollution et la consommation dans les zones d'utilisation fréquente (urbaine) à bas régimes. Une alternative à l'étude expérimentale est l'approche par simulation numérique CFD en utilisant le logiciel ANSYS-Fluent. Cette simulation porte sur l'influence de la distribution variable des soupapes d'admission sur l'écoulement. Le modèle de turbulence (KE) a été utilisé avec une approche sans combustion. Les résultats des paramètres de l'écoulement dans les phases d'admission et de compression ont été interprétés.

Mots clés : Moteur à combustion interne ; Moteur VVT (variable valve timing) ; Simulation numérique ; FLUENT

Abstract

Technological advances are currently making it possible to use variable valve distribution in internal combustion engines. Variable valve timing can improve pollution reduction and consumption in low-energy areas of frequent (urban) use. An alternative to the experimental study is the CFD numerical simulation approach using the ANSYS-Fluent software. This simulation focuses on the influence of variable valve distribution on flow. The Turbulence Model (KE) was used with cold flow approach. Results of the flow parameters in the intake and compression phases were interpreted.

Keywords: Internal combustion engine; VVT engine (variable valve timing); Numerical simulation; FLUENT.

المخلص

يتيح التقدم التكنولوجي حاليا استخدام التوزيع المتغير للصمامات في محركات الاحتراق الداخلي. ومن الممكن أن يؤدي توقيت الصمامات المتغير إلى الحد من التلوث و الاستهلاك في السرعات المنخفضة الدوران (التي يكثر فيها الاستخدام الحضري). تعد المحاكاة الرقمية كبديل جيد للدراسة التجريبية باستخدام برنامج فلونت. في هذا العمل تم تركيز الدراسة على تأثير توزيع الصمامات المتغير على التدفق. لقد استخدم نموذج الاضطراب في حالة التدفق بدون احتراق. تم تفسير نتائج إعدادات التدفق في مرحلتي الاستقبال و الضغط.

الكلمات الرئيسية: محرك احتراق داخلي؛ محرك (توقيت الصمام المتغير)؛ رمز حساب فلونت.

Introduction générale

L'objectif des moteurs à combustion interne est de produire une puissance mécanique à partir de l'énergie chimique contenue dans le carburant dans les moteurs à combustion interne à la différence des moteurs à combustion externe, cette énergie est libérée en brûlant ou en oxydant le carburant à l'intérieur du moteur. Le mélange air-carburant avant la combustion et les produits brûlés après la combustion sont les véritables fluides de travail. Les transferts de travail qui fournissent la puissance de sortie souhaitée se produisent directement entre ces fluides de travail et les composants mécaniques du moteur. Les moteurs à combustion interne qui font l'objet de cet ouvrage sont les suivants : les moteurs à allumage commandé (SI) (parfois appelés moteurs d'Otto, ou moteurs à essence, bien que d'autres carburants puissent être utilisés), et les moteurs à allumage par compression (CI) ou les moteurs diesel. En raison de leur simplicité, de leur robustesse, de leur rapport puissance/poids, de leur efficacité et de leur faible coût, ces deux types de moteur ont trouvé une large application dans les transports (terrestres, maritimes et aériens) et la production d'énergie. C'est le fait que la combustion se produise à l'intérieur de la partie productrice de travail de ces moteurs qui rend leur conception et leur fonctionnement difficiles

Au cours des dernières décennies, de nouveaux facteurs de changement ont pris de l'importance et influent désormais de manière significative sur la conception et le fonctionnement des moteurs, importants et affectent désormais de manière significative la conception et le fonctionnement des moteurs. Ces facteurs sont, d'une part, la nécessité de contrôler la contribution des véhicules à la pollution atmosphérique urbaine et, deuxièmement, la nécessité d'améliorer de manière significative la consommation de carburant des véhicules.

Une nouvelle législation sur les émissions, des normes plus strictes en matière de CO₂ et l'augmentation des dépenses des consommateurs en termes de consommation de carburant rendent nécessaires d'introduire de nouvelles solutions dans la technologie des moteurs comme la suralimentation, le turbocompresseur et la distribution variable. Ces technologies sont largement utilisées pour atteindre une plus grande efficacité énergétique. Parmi ces solutions, nous avons posé notre étude sur la distribution variable.

Actuellement, l'une des voies potentiellement envisagées pour augmenter le rendement, et diminuer la consommation en carburant, est de développer la distribution variable dans les moteurs. L'augmentation du rendement et de puissance est obtenue à l'aide du système VVT (variable valve timing), qui modifie le moment d'ouverture et la fermeture des soupapes, et parmi ses nombreux avantages : réduction de la consommation de combustible, dépollution significative, amélioration de la stabilité de la combustion, surtout pour des bas régimes, augmentation des performances dynamiques..

L'objectif de ce travail est donc d'étudier l'influence du calage variable des soupapes d'admission sur un moteur essence. Ce travail est constitué de quatre chapitres :

Le premier chapitre présente une généralité sur les moteurs thermiques à combustion en termes de constitution et de classification.

Le deuxième chapitre, présente l'étude détaillée sur les types de distribution fixe et variable ainsi que le calage dans le cas VVT (variable valve timing).

Le troisième chapitre présente la modélisation des moteurs à combustion interne.

Le quatrième chapitre présente l'application du système VVT sur un moteur essence en utilisant le code de calcul « FLUENT ».

1 Chapitre I

Généralité Moteur thermique

1.1 Introduction :

Les moteurs thermiques ont pour rôle de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique, ils sont appelés les moteurs à combustion interne(MCI).La production de l'énergie thermique dans les moteurs à combustion interne, se fait dans un volume fermé (Chambre de Combustion, cylindre moteur) confiné par la culasse, les soupapes fermées, la tête du piston et la chemise. La détente des gaz produits par la combustion du carburant actionne des organes actifs (Piston-Bielle-Manivelle) qui récupèrent cette énergie pour la convertir en travail utile (Arbre moteur). La définition de moteur thermique dans lequel nous avons détaillé les organes fixes et mobiles, et nous avons donné la classification de moteur selon leur le type de combustion, et le cycle thermodynamique [1].

1.2 Historique du moteur thermique :

Le plus ancien moteur est la machine à vapeur : dès le 1er siècle après J.C, Héron d'Alexandrie construit l'éolipyle, une chaudière hermétique remplie en partie d'eau, placée sur le feu. Deux tubes creux relient cette chaudière à une sphère pouvant tourner autour d'un axe horizontal. Deux tubes perpendiculaires à l'axe laissent sortir la vapeur de la sphère, ce qui, par propulsion, la fait tourner [2].

En 1763, James Watt répare un moteur Newcomen (machine à balancier créée en 1712) et cherche un moyen d'augmenter son efficacité grâce à une chambre de condensation pour la vapeur séparée par une valve. En 1781, il met au point le système mécanique permettant de créer un mouvement de rotation à partir du mouvement rectiligne du piston, ce qui lui permet ensuite de concevoir le cylindre à double action où la vapeur entraîne le piston lors de sa montée et de sa descente. La puissance de la machine en est fortement augmentée. En 1784, il dépose un brevet sur une locomotive à vapeur et invente un indicateur de pression de la vapeur dans le cylindre. Il construit en 1788 une valve de puissance pour rendre la vitesse constante indépendamment des variations de la production de vapeur et des sollicitations de puissance de sortie et introduit une nouvelle unité de mesure de la puissance : le cheval vapeur [2].

En 1803, Edmund Cartwright invente un nouveau type de condenseur enveloppant le cylindre avec l'apparition de chaudières produisant de la vapeur à haute pression, des machines compactes et puissantes vont ainsi pouvoir être fabriquées [2].

La machine à vapeur est un moteur à combustion externe qui transforme de l'énergie thermique en énergie mécanique. La vapeur d'eau produite grâce à une chaudière est utilisée pour mouvoir un piston dans un cylindre, puis ce mouvement de translation est transformé en rotation par des bielles. Le terme externe vient du fait qu'aucune combustion n'a lieu dans le moteur et que le fluide caloporteur demeure confiné dans celui-ci. L'énergie thermique fournie par deux sources de température externes (une chaude et une froide) est convertie en énergie mécanique par l'intermédiaire de ce fluide qui subit un cycle thermodynamique fermé. Le chauffage de l'eau peut se faire sans combustion, par chauffage solaire, par exemple. Ces moteurs sont aussi appelés moteurs à air chaud car à l'origine, le fluide de travail utilisé était l'air. Aujourd'hui, d'autres fluides étant utilisés, comme l'hydrogène, l'hélium ou l'azote, cette expression tend à disparaître. Ces moteurs avaient une consommation inférieure aux autres pour une puissance supérieure, dans les années 1970, mais ils ne furent pas exploités industriellement. Les moteurs à combustion externe les plus connus sont le moteur Stirling (1816), le moteur Ericsson (1833) et, bien sûr, la machine à vapeur [2].

Apparus à la même époque que les premières machines à vapeur, les moteurs à combustion interne à pistons verront leur développement sommeiller pendant près de deux siècles, avant de s'affirmer comme les moteurs du XXe siècle. C'est le type de motorisation de véhicules le plus répandu de nos jours [2].

L'explosion se produit dans un cylindre dont un des fonds est fixe, la culasse et l'autre mobile, le piston. Le déplacement rectiligne du piston est ensuite transformé en mouvement de rotation par un système bielle-manivelle, puis recueillie sur un arbre tournant appelé vilebrequin [2].

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne : les moteurs fournissant un couple sur un arbre et les moteurs à réaction. Dans le premier cas, un ensemble cylindre-piston permet le mouvement du véhicule, tandis qu'un moteur à réaction est destiné à propulser un véhicule en projetant un fluide (gaz ou liquide) vers l'arrière. Parmi les moteurs fournissant un couple sur un arbre, on distingue :

- Les moteurs à allumage commandé, auxquels nous nous intéresserons particulièrement.
- Les moteurs Diesel.

– Les machines à pistons rotatifs à battement contrôlé (MPRBC), qui utilisent les rotations alternées d'un nombre pair de pistons.

– Les turbines à gaz, qui consistent à faire tourner un arbre grâce à l'énergie cinétique issue de la détente dans une turbine de gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure.

Contrairement au moteur Diesel, le mélange combustible d'un moteur à allumage commandé ne s'enflamme pas spontanément lors d'une compression, mais nécessite l'action d'une étincelle provoquée par le système d'allumage. Une bougie provoque l'arc électrique enflammant les gaz dans la chambre de combustion, une bobine produit les hautes tensions nécessaires à la création de l'étincelle et il y a un système de commande de l'allumage (rupteur ou système électronique). Les principaux moteurs à allumage commandés sont :

-Le moteur Wankel, dit « à piston rotatif », qui utilise un cycle quatre temps avec un piston « triangulaire ».

- Le moteur à deux temps.

- Le moteur à quatre temps.

- Le moteur électrique: depuis une dizaine d'années, les véhicules électriques sont l'objet de nombreuses recherches visant à augmenter l'autonomie de leurs batteries et à faciliter leur recharge, ce qui leur assurerait une utilisation potentielle par un plus large public. Ces automobiles sont mues par la force électromotrice de moteurs électriques, et alimentées soit par une batterie d'accumulateurs, soit par une pile à combustible (hydrogène ou méthanol), soit par un moteur thermique générateur (Wankel, Stirling, ou classique). Elles fonctionnent grâce à la conversion d'énergie électrique en énergie mécanique par ces moteurs. Les voitures à moteur hybride associent plusieurs sources d'énergie, généralement un moteur thermique et un moteur électrique. Elles comportent deux moteurs distincts, contrairement aux véhicules électriques. Le premier modèle, la Toyota Prius, a été commercialisé en 1997 au Japon uniquement [2].

1.3 Ensemble d'un moteur thermique :

La figure(1,1) les éléments d'un moteur thermique :

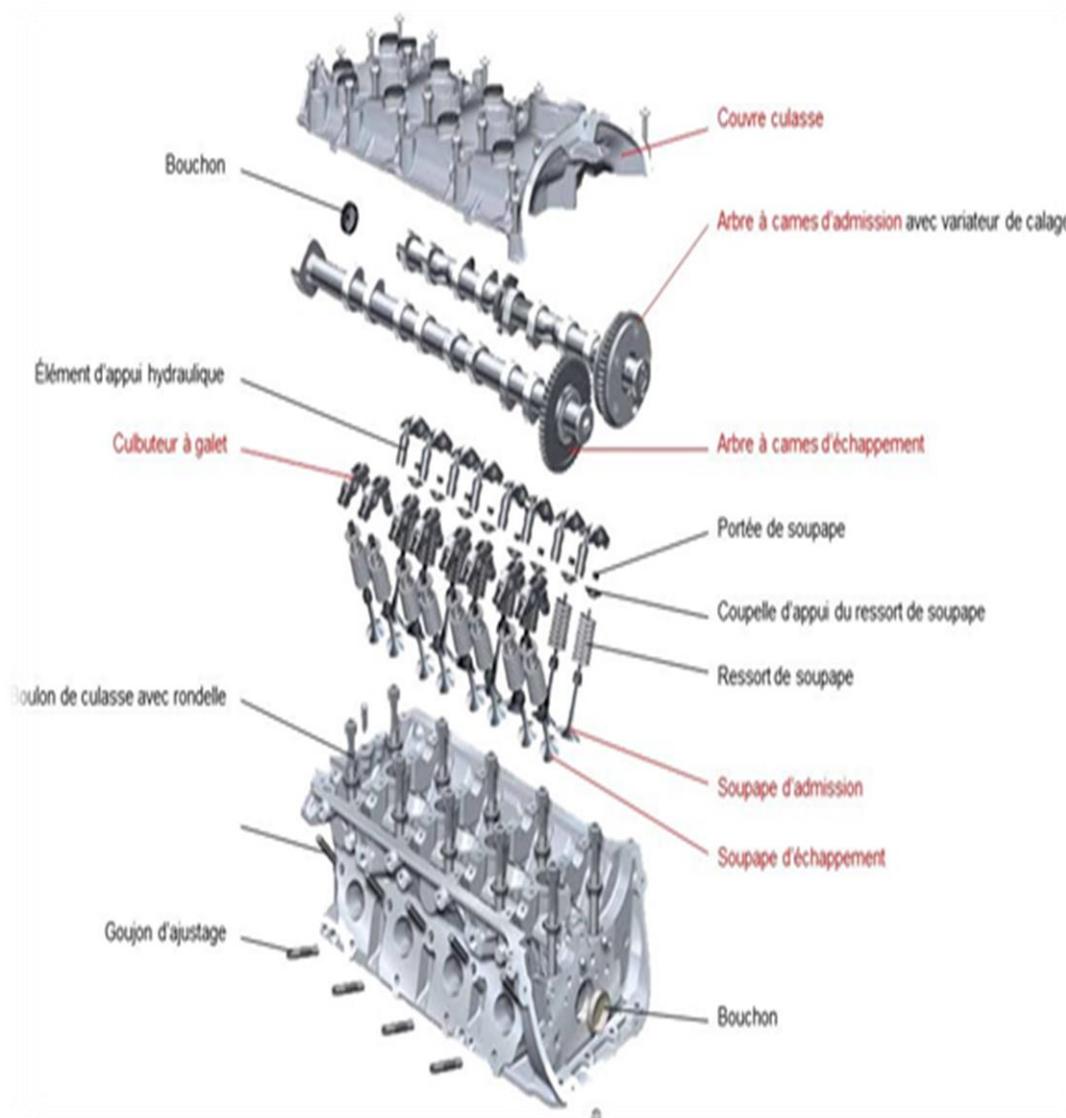


Figure 1.1 : Ensemble d'un moteur thermique

1.3.1 Les organes fixes :

1.3.1.1 La culasse :

La culasse assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, elle est fixée au sommet du bloc pour sceller avec le joint de culasse la zone et empêcher la perte de gaz. La culasse contient de nombreux éléments, notamment des ressorts de soupapes, des soupapes, des poussoirs, des tiges de poussée, des culbuteurs et des arbres à cames pour contrôler les passages qui permettent à l'air d'admission de s'écouler dans les cylindres pendant la course

d'admission, ainsi que des passages d'échappement qui éliminent les gaz d'échappement pendant la course d'échappement [3].



Figure 1.2 : Culasses

1.3.1.2 Bloc moteur :

Bloc moteur – C'est le cœur même du moteur. Souvent fait d'aluminium ou de fer, il a plusieurs trous pour contenir les cylindres ainsi que fournir des voies d'écoulement d'eau et d'huile pour refroidir et lubrifier le moteur. Le bloc moteur abrite également les pistons, le vilebrequin, l'arbre à cames et entre quatre et douze cylindres – selon le véhicule, dans une ligne, aussi appelée en ligne, plate ou en forme de V [4].



Figure 1.3 : Bloc moteur

1.3.1.3 Carter :

En mécanique, un carter est une enveloppe protégeant les organes mécanique, souvent fermée de façon étanche, et contenant le lubrifiant nécessaire à son fonctionnement [5].



Figure 1.4 : Carter

1.3.1.4 Collecteur d'admission et d'échappement :

Le collecteur d'échappement est chargé de collecter les gaz d'échappement expulsés des différents cylindres et de les acheminer selon les besoins [6].



Figure 1.5 : Collecteur d'admission et d'échappement

1.3.2 Les organes mobiles :

1.3.2.1 Piston :

C'est un organe cylindrique avec une surface plane sur le dessus. Le rôle du piston est de transférer l'énergie créée par la combustion au vilebrequin pour propulser le véhicule. Les

pistons se déplacent de haut en bas dans le cylindre deux fois pendant chaque rotation du vilebrequin. Les pistons des moteurs qui tournent à 1250 tours/minute se déplacent de haut en bas 2500 fois par minute. À l'intérieur du piston, placez les segments de piston qui sont faits pour aider à créer la compression et réduire la friction du frottement constant du cylindre [4].



Figure 1.6 : Piston

1.3.2.2 Bielle :

Une tige de connexion en acier forgé relie le piston au jet (partie décalée) du vilebrequin et convertit le mouvement de rotation du piston à la vitesse de rotation de la manivelle.

La bielle à deux extrémités, une plus petite que l'autre. La petite extrémité est reliée à la tête du piston à l'aide d'une goupille et la grande extrémité est reliée au vilebrequin à l'aide d'un vilebrequin. Les moteurs de type V ont généralement des cylindres opposés, pour permettre aux deux bielles de fonctionner ensemble à chaque manivelle [3].



Figure 1.7 : La bielle

1.3.2.3 vilebrequin :

Le vilebrequin se trouve dans la partie inférieure du bloc moteur, à l'intérieur des fusées du vilebrequin (une zone de l'arbre qui repose sur les roulements). Ce mécanisme bien usiné et équilibré est relié aux pistons par la bielle. Le vilebrequin tourne avec les pistons de haut en bas dans un mouvement réciproque, au régime du moteur [4].



Figure 1.8 : Vilebrequins

1.3.2.4 Soupape :

Les soupapes est un élément de la distribution qui permettant l'ouverture pour l'admission et pour l'échappement des gaz brulés.la fermenteur étanche de l'enceinte thermique durant la phase compression explosion [7].

Les moteurs classés salon la disposition des soupapes :

Moteur a soupape latérales

Moteur a soupape en tête



Figure 1.9 : Soupapes

1.3.2.5 L'arbre à came :

Un arbre à cames est constitué d'une tige cylindrique s'étendant sur toute la longueur de la rangée de cylindres. Le fonctionnement de l'arbre à cames est réalisé avec plusieurs cames sur sa longueur. Un lobe pour chaque valve. Ces lobes forcent la valve à s'ouvrir en appuyant dessus.

Un mécanisme intermédiaire est utilisé pour la fermeture de la vanne. Lorsque l'arbre à cames tourne, des ressorts sont mis en place pour fermer la soupape. Cela se produit lorsque les lobes atteignent leur point le plus élevé sur la tige de poussée, qui lorsque la vanne est complètement ouverte. Le ressort tire vers l'arrière provoquant la fermeture de la valve [29].



Figure 1.10 : L'arbre à came

1.3.2.6 Volant moteur

C'est une grande roue montée sur le vilebrequin, dont la fonction est de maintenir sa vitesse constante. Il est fait en stockant l'énergie excédentaire pendant la course de puissance [9].



Figure 1.11 : Volant Moteur

1.4 Principe de fonctionnement :

On peut distinguer deux types de moteurs, le moteur à allumage commandé (moteur essence) et le moteur à allumage par compression (diesel).

Un moteur diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont identiques et s'ils respectent le même cycle à quatre temps.

1.4.1 Moteur a quatre temps

Moteurs à quatre temps : Un moteur fonctionne en quatre étapes distinctes (chacune de ces étapes représente un mouvement ascendant ou descendant du piston) et ces quatre étapes sont complétées sur deux tours complets du vilebrequin.

1er temps : l'admission

Course d'aspiration (soupape d'aspiration ouverte, soupape d'échappement fermée), charge composée d'air frais mélangé avec le carburant est aspiré dans le cylindre en raison de la pression de vide créée par le mouvement du piston.

2ème temps : la compression

Course de compression (les deux soupapes sont fermées), la charge fraîche est comprimée en volume de dégagement par la course de retour du piston et enflammé par l'étincelle pour la combustion. Par conséquent, la pression et la température sont augmentées en raison de la combustion.

3ème temps : la combustion, détente

Course de dilatation (les deux vannes fermées)-haute pression des gaz brûlés force le piston vers PMB et donc la puissance est obtenue au vilebrequin.

4ème temps : l'échappement

Course d'échappement (soupape d'échappement ouverte, soupape d'aspiration fermée), gaz brûlés expulsés en raison du mouvement du piston qui remonte vers le PMH.

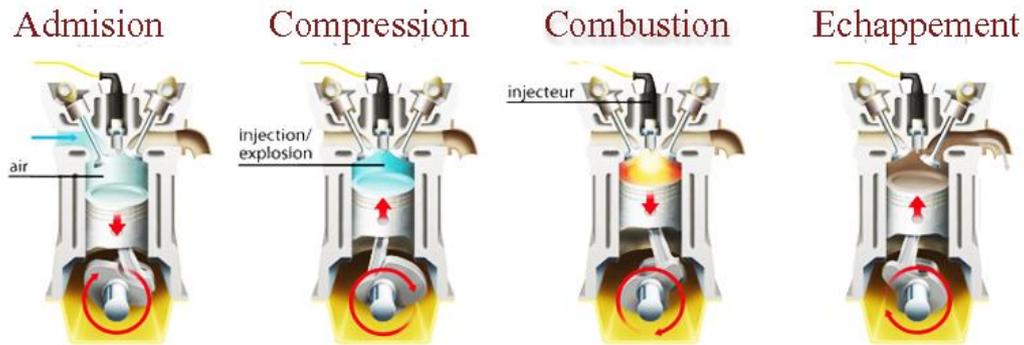


Figure 1.12 : Cycle moteur à quatre temps

1.5 Cycle thermodynamique :

1.5.1 Cycle thermodynamique du moteur à essence 4 temps :(Cycle de Beau de Rochas).

L'évolution de la pression dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle

« Beau de Rochas » est représenté dans un diagramme (P, V)

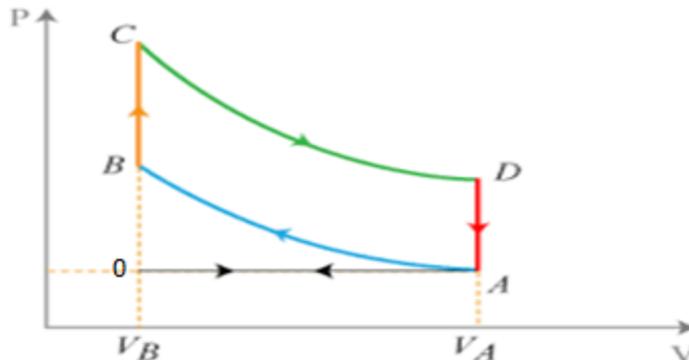


Figure 1.13 : Cycle de Beau de Rochas (p, v)

0 → A : Aspiration du gaz à la pression atmosphérique dans le cylindre le long de la droite isobare 0-A ($P_0 = P_A = P_a$).

A → B : compression adiabatique A-B jusqu' au volume minimal V_1 , la pression est P_1

La compression est supposé adiabatique car le transfert thermique lors cette transformation est lente par rapport à la durée de l'évolution.

B → C : Combustion instantanée du gaz à volume constant le long de la droite B-C avec une forte élévation de température T_2 et de la pression à P_2 .

C → D : Détente du gaz chaud le long de l'adiabatique C-D qui ramène le volume à V_2 , mais à une pression P_3 supérieure à la pression atmosphérique.

D → A : Echappement des gaz brûlés en décrivant l'isobare D-A-0, retour au point de départ.

Le cycle Beau de Rochas a été conçu pour un moteur tel que l'entrée et la sortie des gaz se fait par des orifices à soupapes placés à l'extrémité fermée d'un cylindre dont l'autre extrémité est constituée par la tête du piston [8].

1.5.2 Cycle deux temps :

Moteur à deux temps

- Pas de course de piston pour les opérations d'aspiration et d'échappement.
- L'aspiration s'effectue par air comprimé dans le carter ou par un ventilateur
- L'induction d'air comprimé élimine les produits de combustion par les orifices d'échappement.
- Le port de transfert est là pour fournir la charge fraîche dans la chambre de combustion.

La figure (1.14) représente le fonctionnement du moteur à deux temps [9].

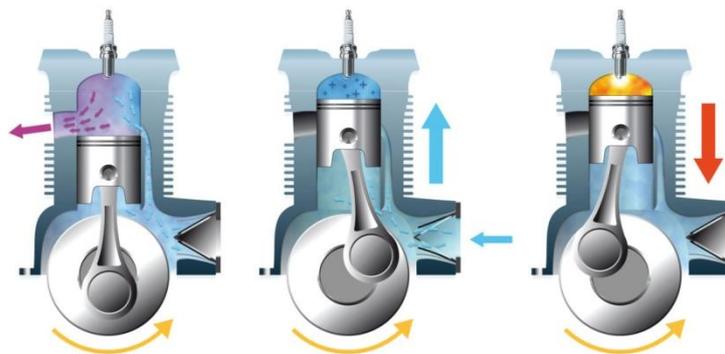


Figure 1.14 : Moteur à deux temps

1.6 Classification des moteurs thermiques

1.6.1 Classification selon le type de combustion

1.6.1.1 Les moteurs à combustion interne

Le principe d'un moteur à explosion est basé sur la combustion interne qui transforme l'énergie chimique stockée dans un carburant en énergie mécanique grâce à la combustion cyclique très rapide, d'où le terme d'explosions.

Le terme explosion, est un terme d'utilisation courante, toutefois, et parce qu'il ne reflète pas et la nature et la tonalité des phénomènes qui se produisent au sein de ces moteurs, on lui préfère le terme combustion interne qui est nettement plus adéquat.

Les moteurs à combustion internes sont classés en deux catégories suivant la technique d'inflammation du mélange carburant-air :

Les moteurs à allumage commandé (moteur à essence)

Les moteurs à allumage par compression (moteur Diesel).

1.6.1.2 Les moteurs à combustion externe

La chaleur est générée dans la chambre de combustion (chaudière) séparée de la chambre d'expansion. Cette chaleur est utilisée pour vaporiser l'eau. La vapeur d'eau obtenue par cette vaporisation est ensuite envoyée dans la chambre d'expansion (cylindre), où elle entraîne le piston. Le système bielle-manivelle peut alors récupérer l'énergie mécanique générée en l'adaptant à ses besoins. L'eau fournie à l'évaporateur est convertie en vapeur d'eau par chauffage. Ce gaz (vapeur d'eau sous pression) est distribué au piston, où il fournit un travail à utiliser par le système de bielle manivelle. Le distributeur permet de placer alternativement chaque face du piston à l'admission ou à l'échappement [2].

1.6.2 Classification Selon le type d'allumage

1.6.2.1 Moteur à allumage commandé (essence)

Un moteur à essence qui utilise une bougie pour déclencher la combustion de l'essence. Il dispose d'un système d'allumage commandé. Le mélange de l'air et de l'essence s'effectue en deux étapes, soit par le carburateur, soit par l'injection, depuis 1993. Toutes les voitures neuves vendues en Europe sont équipés du système d'injection.

1.6.2.2 Moteur à allumage par compression (diesel)

Moteur à allumage par compression : ce moteur à explosion ne fonctionnent pas avec la bougie, mais obtient son allumage à partir de l'air comprimé. Le moteur diesel est un bon exemple de ce moteur en raison du fait qu'il fonctionne en comprimant de l'air.

1.6.3 Classification Selon le type d'injection

1.6.3.1 Les Moteurs à injection directe

Les moteurs à injection directe, le carburant est alimenté directement dans la chambre de combustion. Seul de l'air frais pénètre dans l'orifice d'admission par la soupape d'admission ouverte. Le carburant est injecté directement dans la chambre de combustion par des injecteurs hautes pressions. Le refroidissement de la chambre de combustion est amélioré en pulvérisant directement le carburant dans le cas de l'injection directe d'essence. Cela permet une compression du moteur plus élevée et, à son tour, une grande efficacité, ce qui va contribuer à réduire la consommation de carburant et à augmenter le couple [10].

1.6.3.2 Les moteurs à l'injection indirecte

Le carburant est pulvérisé à l'extérieur du moteur, dans une chambre séparée, connue sous le nom de chambre de précombustion.

Avantage de l'injection indirecte : Des régimes moteurs plus élevés peuvent être atteints par rapport aux moteurs diesel à injection directe [10].

1.7 Le Carburateur

Un carburateur est un composant d'un moteur automobile conçu pour aspirer l'air et le carburant nécessaires à une bonne combustion. La fonction principale d'un carburateur est de permettre d'assurer une quantité appropriée d'air et de carburant nécessaire pour produire de l'énergie.

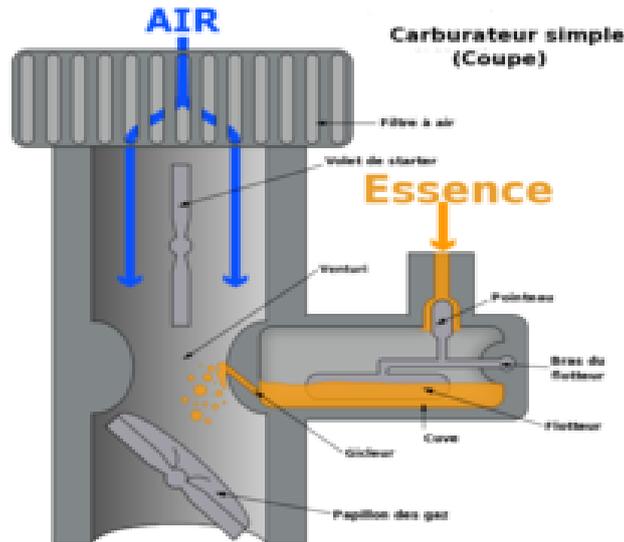


Figure 1.15 : Carburateur

1.8 Conclusion :

En un siècle d'évolution du moteur à allumage commandé, l'amélioration des performances de celui-ci a été obtenue grâce aux progrès réalisés en matière d'allumage et de carburation. Ces deux systèmes sont maintenant entièrement automatisés et sont encore le siège de progrès potentiels.

De nombreuses technologies ont été développées pour l'amélioration des performances du moteur (puissance, couple), qui sont progressivement employées, ce qu'on va entamer dans le chapitre suivant.

2 Chapitre II

Amélioration de moteur

2.1 Introduction :

La distribution est une composante essentielle dans le développement d'un moteur. Elle vise à synchroniser précisément l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement par rapport à la position du piston de chaque cylindre. Son bon fonctionnement et ses évolutions permettent de tirer la quintessence d'un moteur en matière de performances et participent significativement à la réduction des émissions polluantes.

2.2 La distribution fixe

Le mécanisme de distribution du moteur thermique comprend tous les éléments qui déterminent l'ouverture et la fermeture périodique des espaces d'admission et d'échappement et permettent les échanges gazeux (admission des gaz frais et échappement des gaz de combustion). Sa fonction est de définir la loi d'évolution de la partie de passage traversée par le mélange frais et les gaz brûlés. Il a également pour fonction d'assurer l'étanchéité des cylindres lors des phases de compression et de détente du moteur. L'influence du système de distribution a un effet déterminant sur les performances de puissance du moteur, la consommation de carburant et la lutte contre la pollution. Afin de mettre en évidence les principaux paramètres qui définissent le mécanisme de synchronisation du moteur, nous utilisons le schéma de distribution [11].

2.2.1 Diagramme de la distribution :

Le diagramme (figure 2.1) de distribution montre la variation des hauteurs de levée des soupapes en fonction de la position angulaire du vilebrequin, par rapport aux points morts (PMB et PMH).

Ce diagramme est défini par les paramètres suivants :

AOA = avance (par rapport à PMH) à l'ouverture de la soupape d'admission

RFA = retard (par rapport à PMB) à la fermeture de la soupape d'admission

AOE = avance (par rapport à PMB) à l'ouverture de la soupape d'échappement

RFE = retard (par rapport à PMH) à la fermeture de la soupape d'échappement

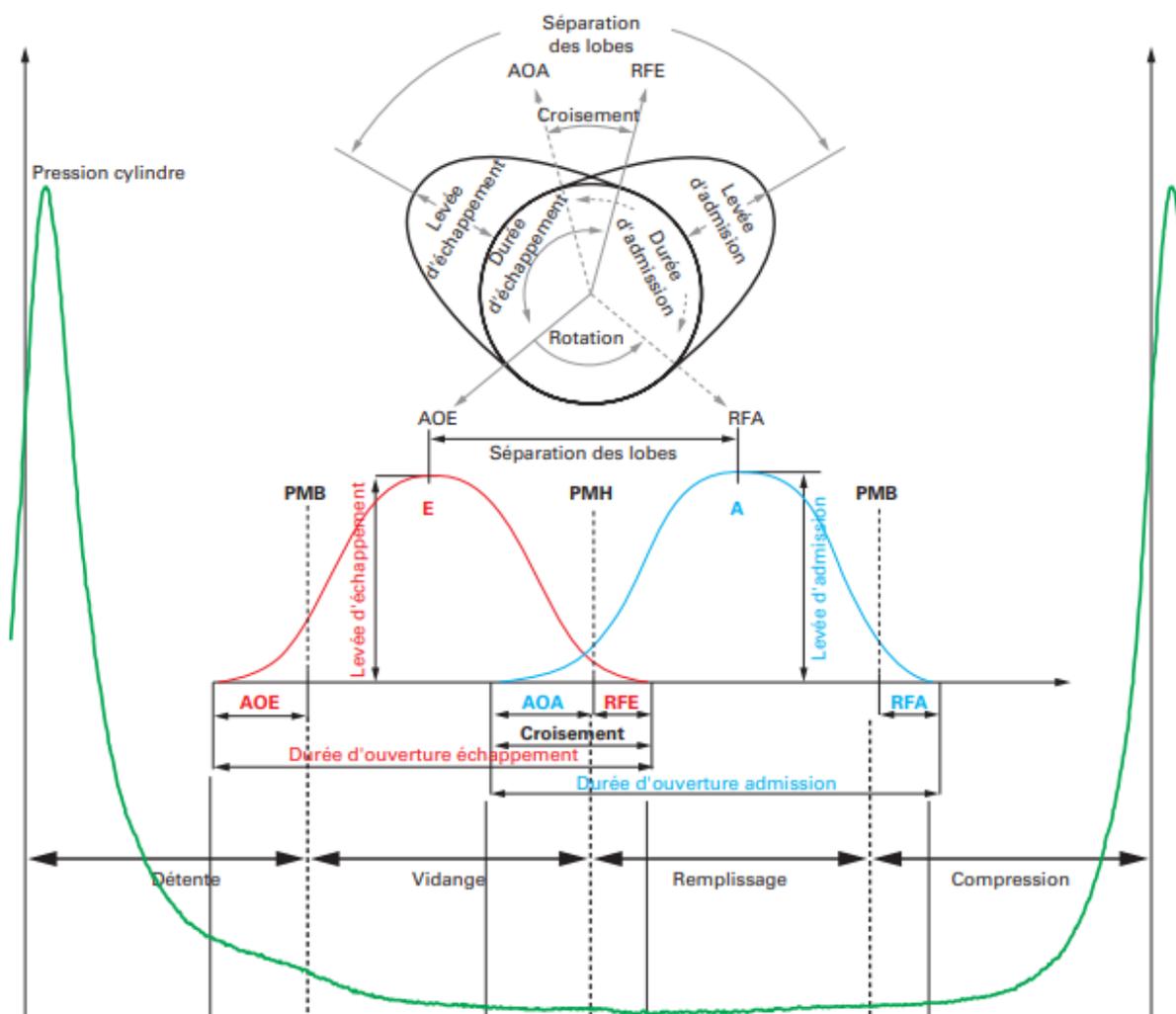


Figure 2.1 : Diagramme de distribution. Paramètres de distribution

2.3 Les organes de la distribution :

2.3.1 L'arbre à came :

L'arbre à came est un arbre comportant les éléments suivants des excroissances en acier traité appelé cames et des paliers ayant subi traitement mécanique pour favoriser leur longévité l'arbre à cames est monté principalement sur la culasse et parfois sur le couvre culasse.

L'arbre à came commande l'ouverture et la fermeture des soupapes, lorsque il ya deux arbre à cames le premier commande des soupapes d'admission et le seconde commande la soupape d'échappement.



Figure 2.2 : L'arbre à came

2.3.2 La came :

La came est un élément qui est choisi selon le type de moteur et sont utilisation .Les propriétés des cames varient suivant :

Les angles de levée et de descente.

La hauteur de levée de came.

L'angle total d'action de la came.

Un angle éventuel d'ouverture constante [12].

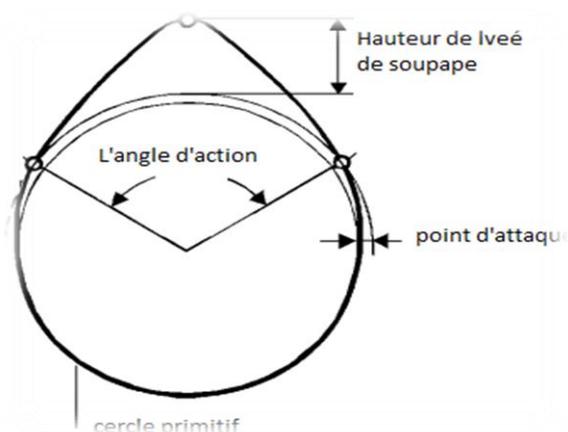


Figure 2.3 : Came

2.3.3 Les soupapes :

Les soupapes sont situées sur la culasse et ouvre et ferme la conduite d'admission ou la conduite d'échappement il existe deux types de soupape.

Les soupapes d'admission qui permette l'entrée des gaz dans le cylindre, et les soupapes d'échappement qui permettent d'assurer la sortie des gaz brulés



Figure 2.4 : Soupape

2.4 Le principe de fonctionnent :

La distribution synchronise le mouvement de l'arbre à cames et du vilebrequin pour assurer l'ouverture et la fermeture des soupapes. L'arbre à cames commande des soupapes d'admission pour permettre l'entrée de gaz frais dans le cylindre et les soupapes d'échappement pour permettre l'évacuation des gaz brulés. La lisions entre l'arbre came et le vilebrequin peut s'effectuer au moyen des éléments suivants : une courroie, une chaine, une cascade de pignons.

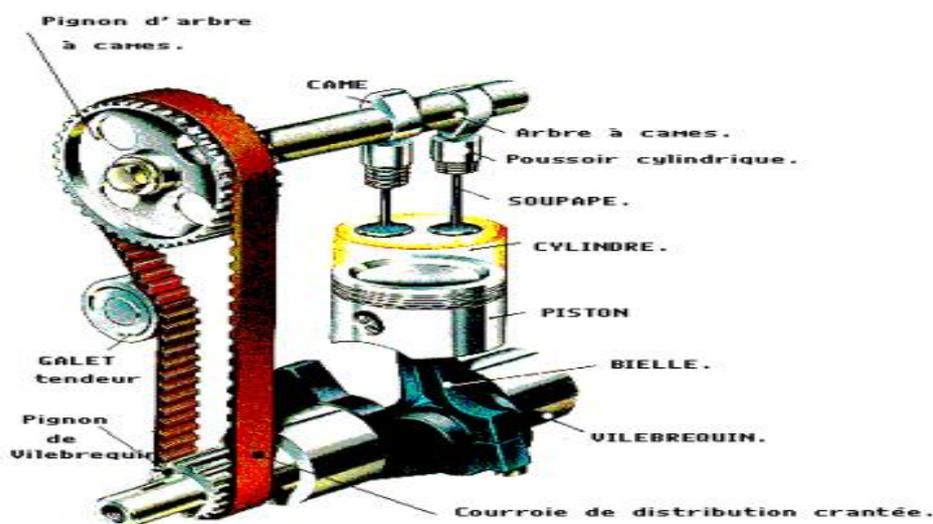


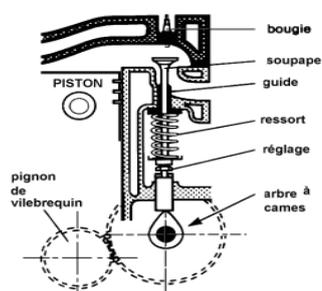
Figure 2.5 : La distribution

2.5 Les différents types de la distribution :

2.5.1 Distribution par en dessous :

Soupapes et arbre à cames latéral, cette disposition engendre un grand volume de chambre de combustion et ne permet pas de taux de compression élevé.

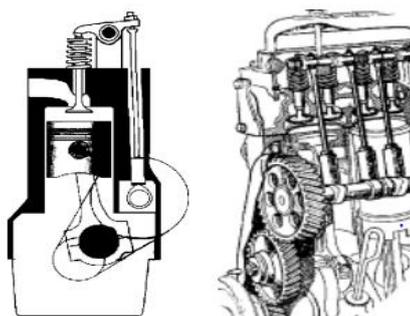
Petits moteurs [14].



2.5.2 Distribution par au-dessus

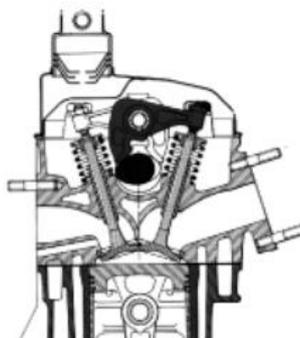
Soupapes en tête, arbre à cames latéral

Moteur dit " CULBUTÉ ". Chambre hémisphérique, avec un meilleur rendement. L'inertie du système peut engendrer l'affolement des soupapes à haut régimes [12].



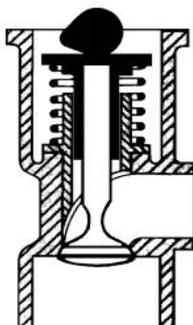
2.5.3 Soupapes et arbres à cames en tête, culbuté. :

L'arbre à came commande les soupapes par l'intermédiaire de culbuteurs. L'inertie des pièces en mouvement est réduite à hauts régimes possibles [12].



2.5.4 Soupapes et arbres à cames en tête.

L'arbre à came commande directement les soupapes par l'intermédiaire d'un poussoir. L'inertie des pièces en mouvement est maintenant minimale [12].



2.6 Amélioration des caractéristiques et rendement du moteur :

Une nouvelle législation sur les émissions, des normes plus strictes en matière de CO₂ et l'augmentation des dépenses des consommateurs en termes de consommation de carburant rendent nécessaires d'introduire de nouvelles solutions dans la technologie des moteurs. Alors que, dans le passé, l'augmentation de la puissance était le point central. Actuellement, les émissions des gaz polluants sont les facteurs les plus importants pour le développement de la technologie des moteurs. Pour les moteurs à essence, des approches prometteuses pour réduire les émissions et le rendement énergétique comprend des concepts de réduction de la consommation grâce à :

L'injection directe d'essence combinée à charge stratifiée de carburant,

Moteurs à taux de compression variable,

La réduction de la friction et du poids.

Concepts de turbo ou de suralimentation, la cylindrée ou le nombre de cylindres peuvent être réduits qui entraîne une charge moyenne plus élevée et des pertes de chaleur et de frottement plus faibles.

Trains à soupapes variables, ce calage variable des soupapes est de plus en plus utilisé dans la production des moteurs pour améliorer les caractéristiques, en particulier à basse vitesse, ainsi que la réponse du moteur et les émissions.

Ces technologies sont largement utilisées pour atteindre une plus grande efficacité énergétique [13].

2.7 Nouvelle solution technologie

2.7.1 Suralimentation

Le principe de la suralimentation a été proposé pour la première fois par l'ingénieur suisse Bauchi en 1905, et fait sa première apparition sur les moteurs d'avions bénéficié des développements importants avec l'introduction d'une turbine centrifète, et de nouveaux matériaux plus résistants à la température. A ce jour, la suralimentation est largement

répandue sur les moteurs Diesel modernes et dans une moindre mesure sur les moteurs à essence [6].

2.7.2 Turbocompresseur

Un turbocompresseur est un dispositif monté sur le moteur d'un véhicule qui est conçu pour améliorer l'efficacité globale et augmenter les performances. C'est la raison pour laquelle de nombreux constructeurs automobiles choisissent de suralimenter leurs véhicules. Les nouveaux [14].



Figure 2.6 : Turbocompresseur

2.7.3 Compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge peut fonctionner efficacement sur une plage de vitesses de rotation relativement large. Cet avantage contribue à atténuer certains problèmes associés à l'adaptation du compresseur à la turbine dont le fonctionnement dépend du régime du moteur. L'étage compresseur comprend deux parties principales : la roue et le diffuseur contenues dans un carter assurant une bonne distribution de l'air à l'entrée et la collecte de l'air comprimé en sortie [7].

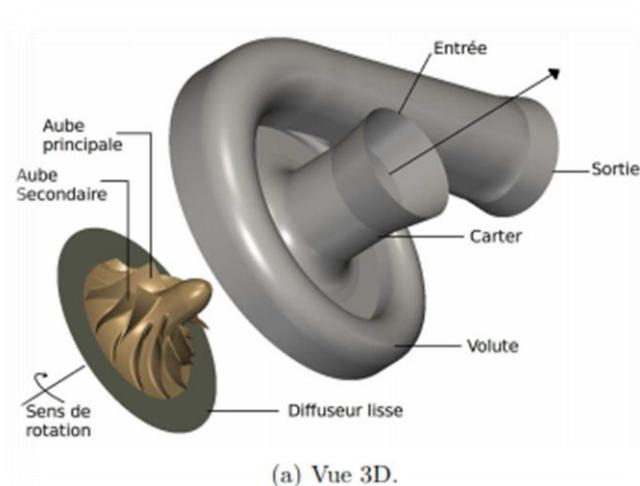


Figure 2.7 : Compresseur centrifuge

2.7.4 Turbine radiale centripète

Les turbines radiales centripètes sont couramment utilisées dans les moteurs de traction routière parce que sa taille est très adaptée au débit de gaz considéré, par conséquent, le comportement est très adapté à la pulsation de pression du circuit d'échappement. La turbine se compose essentiellement d'une volute pour assurer le réglage de la vitesse et la distribution du gaz pour la conversion de l'enthalpie et de l'énergie cinétique en énergie mécanique qui entraîne le compresseur (Figure 2.8). Dans le cas le plus simple, la fonction d'accélération et de distribution de gaz est souvent assurée par un distributeur lisse en sortie de la volute. Ces distributeurs à section variable à pales rotatives ou d'autres concepts sont apparus récemment, dans les voitures utilisant des moteurs diesel à injection directe et le moteur de véhicule industriel [7].

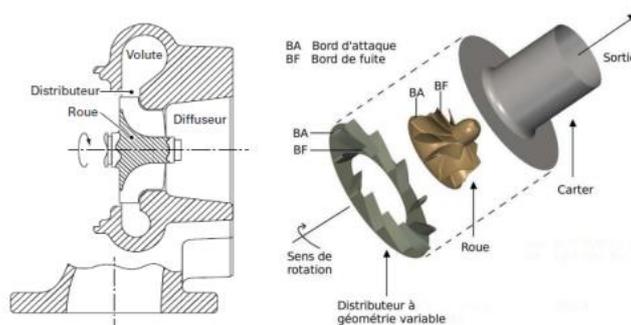


Figure 2.8 : Schéma Turbine radiale centripète

2.7.5 Le taux de compression variable

C'est le rapport entre le volume au-dessus du piston lorsque le piston est au point mort bas et le volume au-dessus du piston lorsque celui-ci est au point mort haut.

Le taux de compression représente le nombre de fois qu'on diminue le volume du mélange qui est injecté dans la chambre de combustion, plus ce nombre est élevé, plus le mélange est comprimer.

2.8 La distribution variable

Le rôle de la distribution variable est d'optimiser les performances moteur en favorisant le couple moteur à bas régime et la puissance à haut régime.

2.8.1 Méthodes de variation

La figure représente les variations possibles pour l'admission :

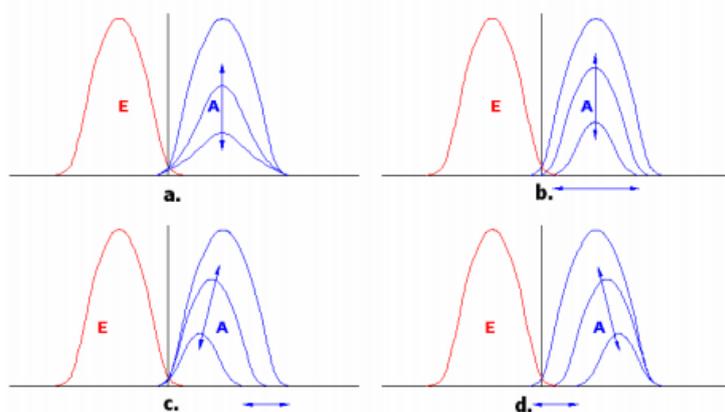


Figure 2.9 : Exemples de méthodes pour la variation des paramètres de distribution

Variation de la hauteur de levée des soupapes avec le maintien constant de la durée.

Variation simultanée de hauteur et durée.

Variation simultanée de la hauteur de levée et du moment de fermeture.

Variation simultanée de la hauteur et du moment d'ouverture.

L'idéal serait que tous les paramètres puissent être ajustés d'une manière continue et indépendante en accord avec les exigences fonctionnelles du moteur. Ceci pour le moment est difficile, voire impossible, surtout quand le système de distribution adopté est mécanique et repose sur l'utilisation des cames dont le profil est invariable. Pour une vision d'ensemble sur les implications majeures qui résultent de l'utilisation d'un système d'admission variable, on a recours au schéma de la figure (2.10), où sont mis en évidence les avantages suivants [11].

Réduction des pertes par pompage en éliminant le papillon de gaz, qui conduit au contrôle direct de la charge du moteur par les soupapes d'admission.

Contrôle de la qualité du mélange frais par l'intensification du mouvement turbulent.

Contrôle des écoulements inverses, pour le mélange frais et pour les gaz brûlés.

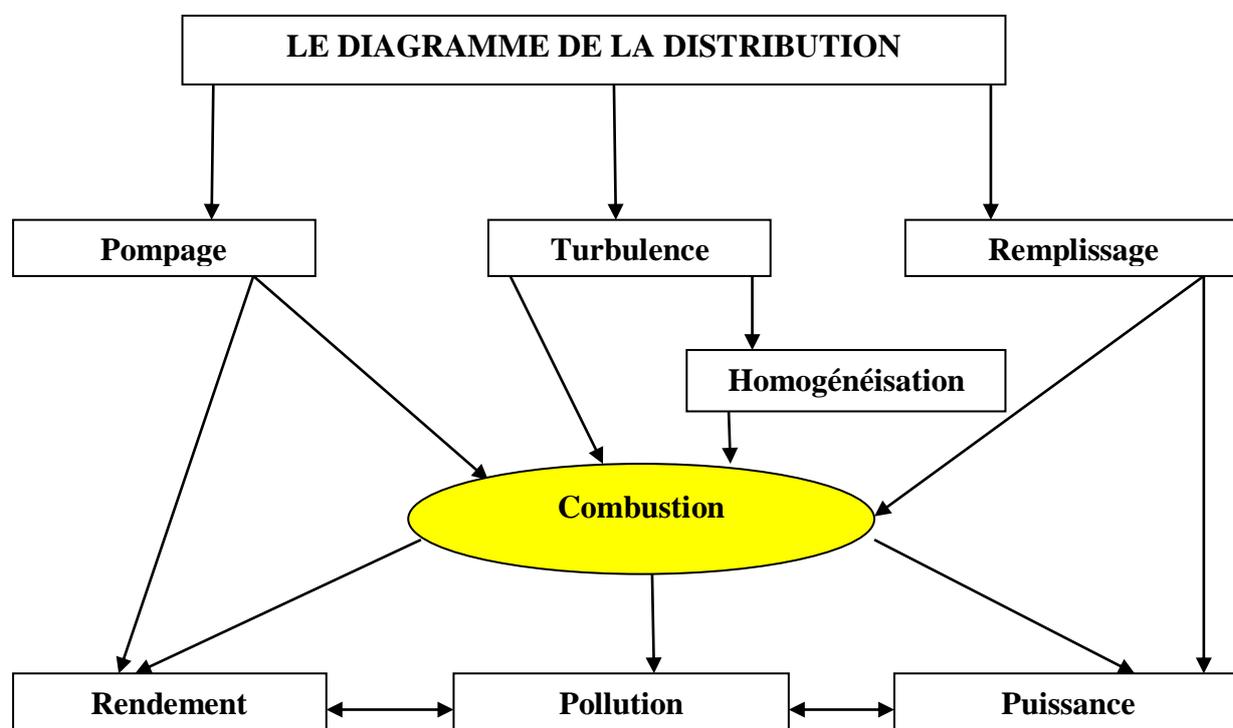


Figure 2.10 : Implications de l'admission variable sur les performances du moteur

Les phénomènes énumérés auparavant influencent directement le processus de combustion. En conséquence, la distribution variable a une influence directe et simultanée sur le rendement énergétique, les émissions polluantes, le couple et la puissance du moteur [11].

Si l'on adopte un système de distribution variable à un moteur existant, les performances maximales de celui-ci peuvent être conservées, tandis que des améliorations importantes peuvent être obtenues pour l'économie de carburant et l'émission de produits polluants surtout pour les régimes de fonctionnement en charges partielles [11].

Conformément à la figure (2.10), on peut constater que les phénomènes liés directement au processus d'admission ont une grande importance sur les trois caractéristiques fondamentales du moteur : rendement, pollution, performances. Il est évident que la distribution variable du moteur à quatre temps, appliquées à la partie d'échappement du moteur, conduit à des qualités supérieures de celui-ci. Cependant, dans ce travail, on s'intéressera plus spécifiquement à la distribution variable appliquée à l'admission [11].

La fermeture précoce de la soupape d'admission EIVC

L'ouverture précoce de la soupape d'admission EIVO

La fermeture tardive de la soupape d'admission LIVC

L'ouverture tardive de la soupape d'admission LIVO

Variation du calage (VVT)

La variation de la hauteur maximale de levée des soupapes VIVL

2.9 Variation du calage VVT

Une fois que la technologie à soupapes multiples est devenue la norme dans la conception du moteur, le calage variable des soupapes devient la prochaine étape pour améliorer la puissance du moteur, peu importe la puissance ou le couple.

Les valves activent la respiration du moteur, le moment de la respiration c'est-à-dire le moment de l'admission et de l'échappement d'air est contrôlé par la forme et l'angle de face des cames.

Pour optimiser la respiration, le moteur nécessite un calage des soupapes différentes à des vitesses différentes, lorsque le régime augmente, la durée de la course d'admission et d'échappement diminue de sorte que l'air frais ne devient pas assez rapide pour entrer dans la

chambre de combustion, tandis que, l'échappement ne devient pas assez rapide pour quitter la chambre de combustion. Par conséquent, la meilleure solution est d'ouvrir les soupapes d'admission plus tôt et de fermer les soupapes d'échappement plus tard.

En d'autres termes, le chevauchement entre la période d'admission et la période d'échappement doit être augmenté à mesure que le régime de moteur augmente.

Avec la distribution à calage variable des soupapes, la puissance et le couple peuvent être optimisés sur une large plage de régime. De plus, tous ces avantages sont sans aucun inconvénient. Cela améliore le rendement du moteur et permet une économie de consommation de carburant.

Titre d'exemple, considérons une première configuration figure (2.11), courbes en trait continu) définie par le calage suivant : $AOE = 55^\circ$, $RFE = 20^\circ$, $AOA = 20^\circ$, $RFA = 70^\circ$: la durée d'ouverture est de 255° pour l'échappement, de 270° pour l'admission et le croisement de 40° . Si les cames d'admission et d'échappement sont disposées sur des arbres à cames différents, le diagramme peut être modifié, sans substituer ces arbres par d'autres, en les calant à des angles différents. Ainsi, il est possible d'obtenir, par exemple, une deuxième configuration figure $AOE = 15^\circ$, $RFE = 60^\circ$, $AOA = 60^\circ$, $RFA = 30^\circ$ les ouvertures étant constantes et le croisement passant de 40° à 120° [14].

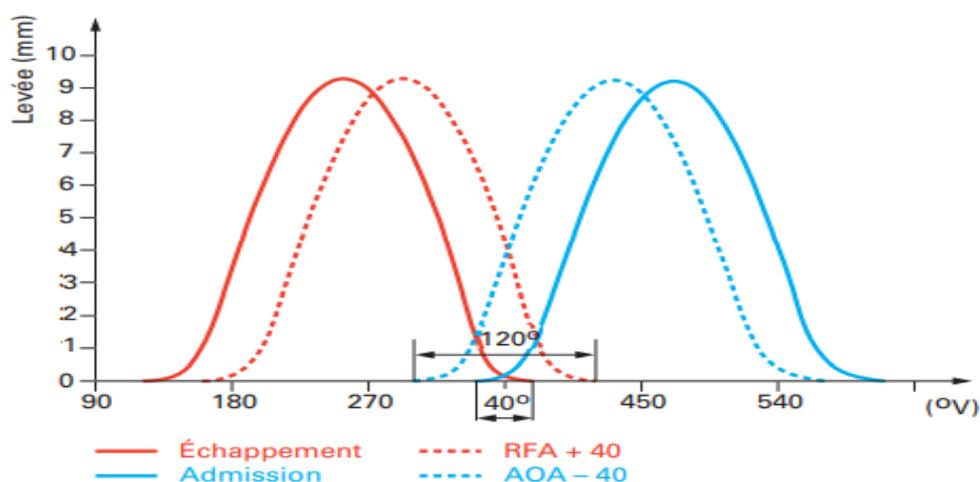


Figure 2.11 : Modification du calage

2.10 Variation de la levée des soupapes (VIVL) :

Dans la distribution classique, la levée maximale des soupapes est constante. Elle est établie en imposant comme condition que le moteur obtienne une certaine efficacité de remplissage à l'admission au régime maximal. Pour le processus d'admission, on va constater qu'une fois le régime optimal réduit, une diminution de la levée maximale serait plus indiquée, présentant ainsi les avantages suivants [11]:

Accroissement de vitesse de la charge fraîche;

Réduction de la durée du processus de combustion;

Contrôle rigoureux du débit de fluide moteur qui coule de et vers le cylindre;

Diminution du pompage à l'admission;

Réduction des frottements du mécanisme de distribution.

A titre d'exemple, on peut considérer l'utilisation de la stratégie EIVC pour réduire le pompage, alors que la reconstitution de la qualité et de la cinématique du mélange frais dans les cylindres peut être réalisée par la réduction des hauteurs de levée des soupapes. L'augmentation de vitesse de la charge fraîche, directement dépendante du régime du moteur, diminuera en même temps avec sa réduction, d'où résulte une dégradation du processus de combustion. Dans une telle situation, en ajustant la hauteur maximale de levée de la soupape, on peut rétablir le niveau initial de l'énergie cinétique de la colonne de charge fraîche et maintenir une efficacité élevée du processus de combustion, qui, finalement peut conduire à un couple moteur supérieur pour le même régime de fonctionnement [11].

Cette approche peut favoriser tout régime de fonctionnement du moteur, mais les avantages maximaux sont surtout atteints dans les situations suivantes [11] :

Au démarrage du moteur, mais aussi jusqu'à atteindre le régime thermique optimal du moteur;

Au ralenti et à de bas régimes de fonctionnement;

Pendant la phase d'amorçage du catalyseur;

La réduction du régime au ralenti est une autre opportunité de diminuer la hauteur de levée des soupapes, surtout, si, simultanément on peut aussi recourir au contrôle de la période de croisement des soupapes.

Si, par la distribution variable on désire le contrôle du fonctionnement du moteur par l'intermédiaire des soupapes d'admission, sans la contribution du traditionnel papillon de gaz, cela est facilité par le recours simultané à la variation des phases de distribution et à la modification des hauteurs de levée des soupapes [11].

Cela conduit à un contrôle plus rigoureux des sections d'écoulement, qui établiront, finalement, le débit de travail de la charge fraîche, considéré comme un paramètre clé pour le réglage quantitatif de celle-ci.

Il est à remarquer le fait que la réduction excessive de levée des soupapes d'admission peut conduire à l'augmentation des pertes par pompage, qui à partir d'un certain niveau ne peuvent plus être combattues par l'effet cinétique de la charge fraîche, ce qui impose une prudence accrue dans de telles situations [11].

Le rendement effectif d'un moteur est directement influencé par les pertes par frottement qui apparaissent dans ses couples de mouvement. Le mécanisme de distribution occupe la deuxième place dans le classement des mécanismes consommateurs d'énergie du moteur, devancé seulement par son attelage mobile. L'énergie nécessaire à l'entraînement du mécanisme de distribution peut être substantiellement diminuée par la réduction des hauteurs maximales de levée des soupapes (énergie faible pour la compression des ressorts),

Mais cela ne doit pas être envisagé, comme un but en soi, parce que l'objectif principal de la stratégie ViVL doit rester l'amélioration des processus liés au cycle moteur [11].

2.11 Réalisations constructives

La première solution de distribution variable, qui se caractérise par la simplicité constructive et technique sont naturellement appliqués en fabrication en série. Cette catégorie appartient au décaleurs et représente le composant II est maintenant devenu la norme dans le domaine des moteurs à allumage commandé. Les distributions variables occupent la seconde place, caractérisée par un excès constructive de complexité par rapport aux décaleurs. La distribution

commutable est basée sur l'utilisation de plusieurs cames pour réaliser la méthode efficace de ZUF (Zone d'utilisation Fréquente du moteur) sans affecter les hautes performances, réduisant ainsi les contraintes de compromis.

Après avoir appliqué ces deux technologies, décrites ci-dessus (VVT, VIVL), le pas suivant avait été représenté par la distribution variable de type continu, qui peut modifier d'une manière continue la hauteur de levée et la durée d'ouverture des soupapes. Elle réussit à aborder à efficacité maximale chaque point de fonctionnement du moteur, en éliminant les compromis réalisés par les technologies antérieures.

2.11.1 Variation du calage

Le changement du calage de l'arbre moteur et les arbres de distribution, peut être obtenu à l'aide des décaleurs. Du point de vue de la construction, les décaleurs sont presque toujours des systèmes de type hydraulique où la mise en marche s'effectue par la pression d'un fluide, qui; dans la plupart des cas est l'huile utilisée pour la lubrification du moteur. Le pilotage du système est confié à l'ordinateur du moteur qui est réalisé, généralement par une électrovanne à trois voies [11,15].

Un exemple est représenté par le système VANOS - Variable Nockenwellen Steuerung, du constructeur allemand BMW, apparu en 1992. C'est un décaleur à rampe hélicoïdale où le piston hydraulique sépare deux compartiments. Le schéma de principe est présenté dans la figure (2.12), où on peut distinguer les rampes hélicoïdales et les circuits d'huile caractéristiques à la mise en mouvement hydraulique [11,15].



Figure 2.12 : Décaleur BMW Double Vanos

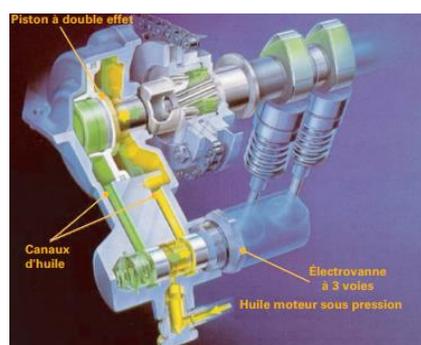


Figure 2.13 : Décaleur BMW Vanos

En 1997 le constructeur BMW décide d'élargir la solution aussi au niveau de l'arbre à cames d'échappement nommé cette fois Double Vanos. Les dernières versions de la technologie Double Vanos ont permis une variation de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, jusqu'à 60°Vb, et à l'ouverture de la soupape d'échappement, jusqu'à 45°Vb [11 ,15].

2.11.2 Variation de la hauteur de levée/durée d'ouverture

2.11.2.1 Systèmes commutables

Ces systèmes ont vu le jour en production de série au début des années 1980. Initialement dédiés à l'amélioration des performances dynamiques des moteurs (couple, puissance), ils sont maintenant employés en de réduire la consommation de carburant et la pollution [14].

2.11.2.2 Solution Honda VTEC

A la fin des années 80, Honda lance a un projet chimérique devient réalité avec un tout nouveau moteur : VETC (Variable-valve Timing and Electronic-lift Control), le but principal de la technologie VTEC était l'augmentation de la puissance des moteurs, ce qui à cette date, représentait "l'objectif numéro 1" des constructeurs de moteurs, Par un tel système, la barrière des 100Cv/l a pu être atteinte. Le constructeur Honda a ensuite élargi cette technologie à presque tous ses moteurs à allumage commandé [11, 15, 17,19].

En 2001, Honda associe à son système VTEC un décaleur à lobes fonctionnant en continu sous le nom i-VTEC à son système (Intelligent Variable-valve Timing and Electronic-lift Control), Sous le même acronyme i-VTEC, Honda propose en 2006 une nouvelle solution dédiée à la réduction de la consommation de carburant et de la pollution [14].

Le système VTEC est appliqué sur les moteurs à configuration DOHC ou SOHC à 3 ou 4 soupapes par cylindre et peut actionner soit uniquement les soupapes d'admission, soit aussi les soupapes d'échappement [19].

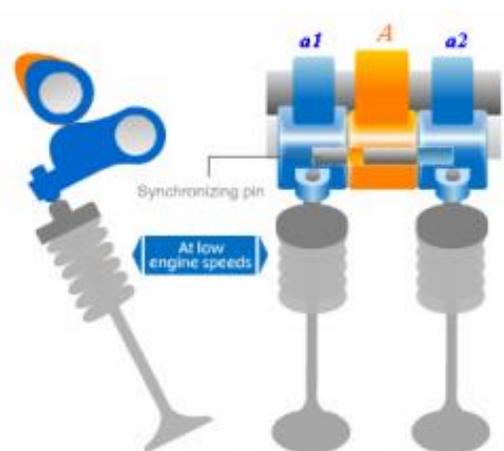


Figure 2.14 : Le système VTEC

On présentera ici la version VTEC – DOHC à quatre soupapes au cylindre. L'arbre de distribution de l'admission contient trois cames pour chaque cylindre, figure (2.14), réparties ainsi : deux cames extérieures à dimensions réduites $a1$ et $a2$ caractérisées par des phases et hauteurs de levée diminuées pour améliorer le rendement du moteur; par exemple dans le cas des déplacements urbains; - une came centrale A , à profil spécifique des moteurs à hautes performances, pour faciliter le fonctionnement du moteur à hauts régimes. Quand le moteur fonctionne à régimes réduits et moyens, les deux cames réduites $a1$ et $a2$ vont chacune commander sa propre soupape d'admission. Pour les hauts régimes celles-ci sont simultanément commandées par la came centrale. Le changement de ces deux modes de travail s'effectue par un verrou, obtenu de deux petits pistons, piloté d'une manière électro-hydraulique par l'ECU en fonction des paramètres fonctionnels du moteur [11].

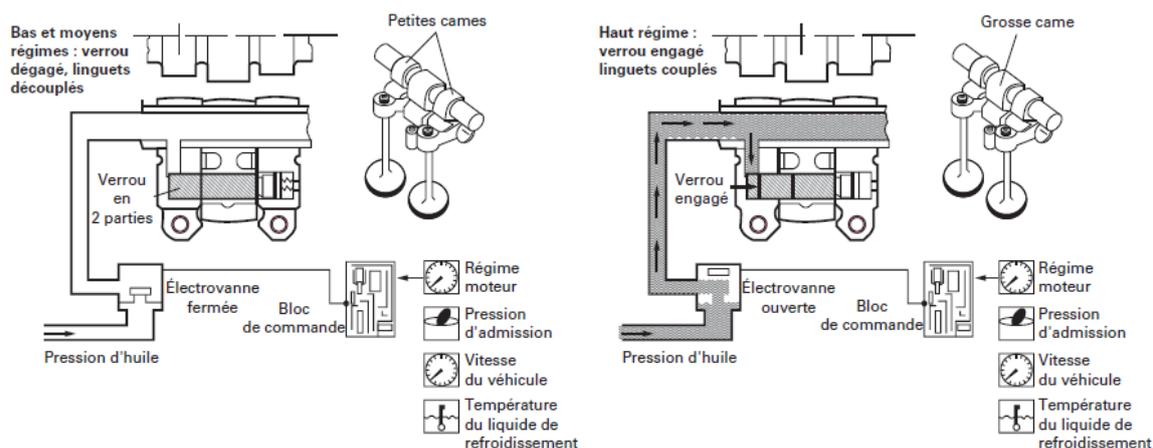


Figure 2.15 : Couplage verrou VTEC

Le schéma de principe de la mise en mouvement électrodynamique est présenté dans la figure (2.15), où l'on peut observer les deux positions extrêmes des petits pistons, qui forment le verrou [14].

L'énergie nécessaire à la mise en mouvement du verrou est obtenue par la pression de l'huile du système de lubrification du moteur, qui va être transmis à ces deux petits pistons, le retour à la position initiale s'effectue par le ressort de rappel [11].

Une autre technique appliquée aux moteurs à deux soupapes d'admission sur le cylindre consiste dans l'ouverture différenciée de celles-ci, pour augmenter le mouvement de swirl du mélange frais aux régimes réduits qui favorise le processus de combustion. Ainsi, les deux came extérieures de la distribution commutable VTEC présentent elles des paramètres différents, en particulier pour l'avance de leur ouverture. Pour les moteurs à architecture DOHC on peut appliquer la technologie VTEC au niveau des soupapes d'échappement aussi, sans aucune restriction, en améliorant le fonctionnement du moteur [14].

2.11.2.3 Solution Toyota VVTL-i

VVT-i est une version améliorée du mécanisme WT. En modifiant en permanence le calage d'ouverture/fermeture de la soupape d'admission, le VVT-i fournit un calage optimal des soupapes en fonction des conditions de conduite. Les avantages du VVT-i incluent un couple et une sortie accrues, une meilleure économie de carburant et une réduction des émissions d'oxyde d'azote (NOx) et d'hydrocarbures imbrûlés [20].

La structure simple du VVT-i le rend extrêmement fiable et facile à adapter aux conceptions de moteurs existantes. De larges applications de la nouvelle technologie sont attendues à l'avenir [20].

Le VVT-i sera d'abord installé sur les moteurs utilisés sur un nouveau modèle. Des tests ont confirmé que le VVT-i augmente l'économie de carburant d'environ 6 % et augmente le couple à bas et moyen régimes d'environ 10 % [20].

Le VVT-i est composé de trois composants principaux :

- (1) l'unité de commande électronique (ECU), qui calcule le calage optimal des soupapes d'admission en fonction des conditions de fonctionnement du moteur ;
- (2) la soupape de contrôle d'huile (OCV), qui contrôle la pression hydraulique selon les instructions de l'ECU;
- (3) la poulie WT, qui modifie en permanence le calage de la soupape d'admission en utilisant la pression hydraulique. La poulie WT n'a pas besoin de pompe supplémentaire pour fonctionner car elle utilise la pompe à huile moteur classique [20].

Dans le fonctionnement de la poulie VVT, un piston avec une cannelure hélicoïdale est déplacé hydrauliquement dans la direction de l'axe de l'arbre à cames pour déplacer l'arbre à cames de la quantité exacte requise [20].



Figure 2.16 : Moteur VVT-i

2.11.3 Distributions variables continues

Par rapport à la solution proposée précédemment, la distribution présente l'avantage du changement constant de la hauteur et de la phase de levée de soupape, ainsi qu'est la possibilité d'optimiser chaque point de fonctionnement du moteur. Cette méthode permet de générer des bénéfices en termes d'émissions de polluants et de la consommation de carburant [11].

2.11.3.1 Solution BMW Valvetronic Vanos

La technologie Valvetronic de BMW 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 EIVC [15].

La combinaison de ces technologies autorise la suppression du papillon de gaz, la charge du moteur étant contrôlée par la levée des soupapes. 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 (2.17). La partie supérieure du levier est liée à une roue dentée dont la rotation est commandée par un moteur électrique. Le moteur électrique 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.

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

[14]

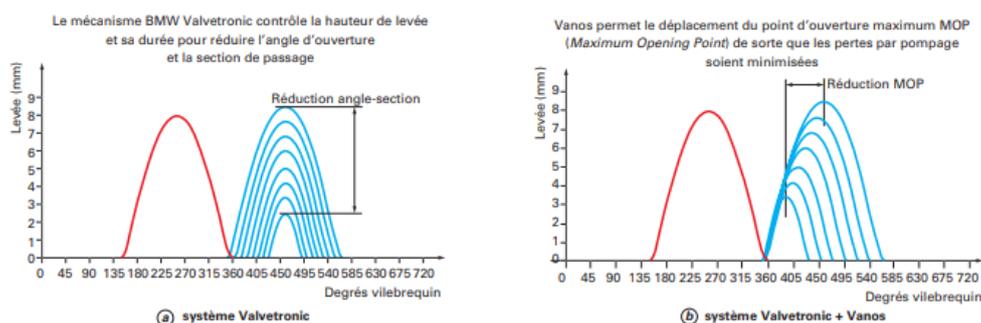


Figure 2.17 : Contrôle de la soupape d'admission



Figure 2.18 : Figure Système BMW Valvetronic Vanos

2.11.3.2 Solution Hara

Le mécanisme de réglage de la levée de la soupape d'admission [22] est constitué d'une came, d'un taquet oscillant, d'un patin, d'une tige de poussée, d'un culbuteur. À l'aide d'une bielle et d'un levier de contrôle, le patin peut glisser le long du taquet oscillant assurant une variation continue de la levée de la soupape. À l'origine, ce système était autorégulé par un dispositif mécanique piloté par la pression de sortie de la pompe à eau et la dépression au niveau du papillon de gaz, ces informations étant respectivement représentatives du régime et de la charge du moteur. Des expérimentations menées en 2005 sur un moteur reconditionné ont montré la possibilité de fonctionnement sans papillon des gaz. Dans ce cas, l'information de la charge du moteur est donnée par l'enfoncement de la pédale d'accélérateur. La figure (2.19) représente le mécanisme dans sa version « arbre à cames en tête » qui a aussi donné lieu à la réalisation d'un prototype [14].

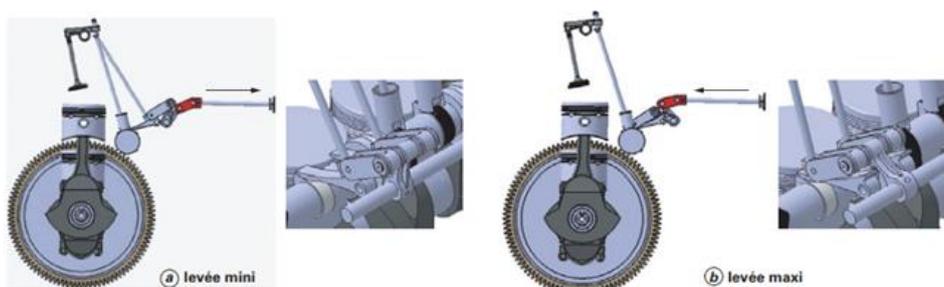


Figure 2.19 : Système Hara arbre à cames dans le bas moteur.

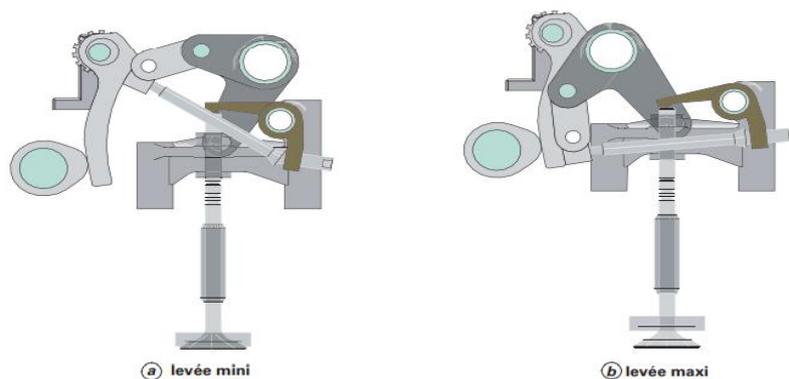


Figure 2.20 : Système Hara arbre à cames en tête

2.12 Conclusion :

La distribution variable est capable de modifier le fonctionnement général du moteur à allumage commandé. La variation continue des paramètres de la distribution, par les stratégies présentées dans ce chapitre peut conduire à la satisfaction simultanée des prestations du moteur en termes d'économie, de dépollution, et de performances.

On peut expliquer l'importance du calage variable des soupapes, également du fait de la synergie entre celui-ci et d'autres technologies déjà appliquées à ce type de moteur (simulation environnementale / downsizing). Sans être exhaustif, du point de vue de la présentation des méthodes de variation et des solutions constructives, ce chapitre présente.

3 Chapitre III

Modélisation de moteur

3.1 Introduction :

La technique CFD repose sur une approche numérique de ces phénomènes d'écoulement, la modélisation de la turbulence étant l'un de ses éléments clé. Malgré les progrès considérables de l'informatique, ces vingt dernières années, la technique CFD, reste encore un domaine "imparfait", car la "résolution" exacte des équations de Navier-Stokes pour des conditions limites données est encore, une tâche impossible. D'ailleurs, la technique CFD se propose seulement de fournir des solutions numériques approximatives [23].

3.2 Équations de bilan pour un écoulement réactif laminaire :

3.2.1 Équations de conservation de la masse :

La conservation de la masse totale s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (3.1)$$

Où, ρ désigne la masse volumique et u_j est la j^{eme} composante du vecteur vitesse. Pour un mélange gazeux constitué de N espèces chimiques, la conservation de la masse s'écrit de manière équivalente pour chaque espèce k . La somme des N équations de conservation des espèces permet de retrouver l'équation de la masse totale :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_k) = \frac{\partial}{\partial x_j} (-J_{jk}^s) + \rho \dot{\omega}_k, \quad k = 1, \dots, N \quad (3.2)$$

Où, J_{jk}^s est le flux de diffusion dans la direction j de l'espèce k dans le mélange et $\dot{\omega}_k$ représente le taux de production (ou de consommation) de l'espèce k . La diffusion moléculaire s'écrit selon la loi de Fick comme :

$$J_{jk}^s = - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho D_k Y_k) \quad (3.3)$$

Où, D_k est le coefficient de diffusion de l'espèce k dans le mélange. Cela suppose que l'on néglige la diffusion due aux gradients de température (effet Soret). Les termes sources

chimiques de production (destruction) instantanée des espèces, $\dot{\omega}_k$ sont donnés par le modèle de combustion.

3.2.2 Équations de conservation de la quantité de mouvement :

L'équation de bilan de la quantité de mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - p\delta_{ij}) + \rho S_i, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.4)$$

Où, p est la pression, τ_{ij} est la composante i , du tenseur des contraintes visqueuses, S_i est la composante dans la direction i du terme source de forces volumiques (gravité, forces électromagnétiques, . . .) qui sont négligées dans ce travail. Le tenseur des contraintes visqueuses, s'écrit :

$$\tau_{ij} = 2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \quad (3.5)$$

Avec :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.6)$$

Où, μ est la viscosité dynamique, S_{ij} est le tenseur des vitesses de déformation, δ_{ij} est l'opérateur de Kronecker, l'indice l est arbitraire.

Les fluides considérés sont assimilés à des fluides Newtoniens. La relation entre le tenseur des contraintes de viscosité et le tenseur des taux de déformation est linéaire et isotrope. Les coefficients de cette relation linéaire (coefficients de viscosité) ne dépendent que de la température T .

3.2.3 Équations de conservation de l'énergie

Le bilan de l'énergie totale du mélange est défini par :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e_t) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j e_t) = \frac{\partial}{\partial x_j}(-J_j^{e_t} + \sigma_{ij} u_j) + \rho S^{e_t} \quad (3.7)$$

$$e_t = h_t - p/\rho \quad (3.8)$$

Avec

$$h_t = \int_{T_0}^T C_p dT + \sum_{k=1}^n \Delta h_{f,k}^0 Y_k + \frac{1}{2} u_i u_i \quad (3.9)$$

Où $J_j^{e_t}$ est le flux d'énergie totale dans la direction j , σ_{ij} est la composante i , du tenseur défini par :

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - p \delta_{ij} \quad (3.10)$$

Et S^{e_t} est le terme source d'énergie totale (travail des forces volumiques, rayonnement, ...), qui seront négligés.

Le flux d'énergie totale dans la direction j s'écrit :

$$J_j^{e_t} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \rho \sum_{k=1}^N \Delta h_k D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

La diffusion de chaleur par conduction (loi de Fourier) ainsi que la diffusion d'espèces sont considérées, tout en négligeant la diffusion par gradient de concentration (effet Dufour) ainsi que le rayonnement. λ est la conductivité thermique du mélange.

L'aérothermochimie est représentée par un ensemble de $N + 4$ équations. Le vecteur inconnu est le vecteur des variables conservatives $(\rho Y_1, \dots, Y_N, u, \rho e_t)$. Il faut donc compléter le système par une relation d'état pour la pression, $p = f(\rho)$.

3.3 Modélisation de l'écoulement réactif turbulent :

Dans la chambre de combustion, l'écoulement est turbulent, c'est-à-dire que la vitesse des fluides, mesurée en un point, fluctue continuellement de façon apparemment aléatoire, même en régime parfaitement établi. Cela est vrai aussi pour la température et toute autre caractéristique du milieu. La turbulence se caractérise donc par une fluctuation dans le temps et l'espace des grandeurs physiques de l'écoulement, telles que la vitesse ou la pression et par la présence de tourbillons. La dimension de ces tourbillons s'étend dans un spectre dont la taille dépend du régime d'écoulement, caractérisé par le nombre de Reynolds. Pour chaque échelle de la turbulence, on peut définir un nombre de Reynolds correspondant :

$$Re(r) = \frac{ur}{\nu} \quad (3.12)$$

Où u est la vitesse d'un élément caractéristique de taille r et ν est la viscosité cinématique du fluide. A l'échelle intégrale, on retrouve la définition classique du nombre de Reynolds $Re_L = UL/\nu$ (où L est la taille caractéristique de l'écoulement) qui quantifie le rapport entre les effets d'inertie et les effets visqueux. Dans le spectre de l'énergie cinétique turbulente, les gros tourbillons sont les plus énergiques. Ils interagissent aux grandes échelles avec le mouvement moyen en lui extrayant son énergie cinétique et dépendent donc fortement de la géométrie du problème (forte anisotropie). L'étirement des structures tourbillonnaires permet le transfert de l'énergie à des échelles de plus en plus petites, où les forces dissipatives sont prépondérantes. Les plus petits tourbillons (isotropes) dissipent donc l'énergie créée aux grandes échelles. C'est la cascade directe d'énergie décrite par la théorie de Kolmogorov.

Les équations de Navier-Stokes ne présentent pas de solution analytique exacte. Il convient par conséquent d'utiliser une résolution numérique capable de rendre compte de l'ensemble des échelles mises en jeu par la turbulence. L'approche RANS consiste en une description statistique de l'écoulement. La composante moyenne du vecteur des variables conservatives est transportée, tandis que sa composante fluctuante est modélisée grâce à une équation de fermeture. Chaque variable est composée d'une partie moyenne ($\bar{\Phi}$) et d'une partie fluctuante (Φ') de sorte que :

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (3.13)$$

La décomposition de Reynolds, équation (3.13), est linéaire, conserve les constantes et commute avec les opérateurs de dérivation ($\overline{\overline{\Phi}} = \overline{\Phi}$, $\overline{\Phi'} = 0$). Cette méthode a été étendue aux écoulements compressibles. Les équations ainsi obtenues contiennent, comparativement aux équations instantanées, de nouveaux termes qui ont la forme de corrélations doubles de vitesse ou vitesse/masse volumique. Les corrélations vitesse/vitesse sont nommées contraintes de Reynolds et représentent l'échange de quantité de mouvement dû à l'agitation turbulente. L'hypothèse de $\rho = \text{Cte}$ n'est pas adéquate pour les flammes, et les équations moyennées doivent donc être modifiées.

Dans des écoulements réactifs à masse volumique variable, la décomposition de moyenne pondérée par la masse volumique (Favre) est usuellement utilisée. Chaque quantité extensive φ (à l'exception de la densité et la pression), peut être décomposée par une moyenne $\tilde{\varphi}$ et sa fluctuation φ'' :

$$\varphi = \tilde{\varphi} + \varphi'' \quad (3.14)$$

Tel que :

$$\tilde{\varphi} = \frac{\overline{\rho\varphi}}{\bar{\rho}} \quad (3.15)$$

L'introduction de ce type de décomposition permet la simplification par la fluctuation de la masse volumique et le formalisme des équations instantanées est conservé. La différence des moyennes (Reynolds et Favre) s'écrit :

$$\tilde{\varphi} - \bar{\varphi} = \frac{\overline{\rho'\varphi'}}{\bar{\rho}} \quad (3.16)$$

En utilisant les équations de transport, équations (3.1, 3.2, 3.4 et 3.7) et les décompositions de Reynolds et de Favre, on peut déduire les équations filtrées du bilan de masse (continuité), de conservation de l'espèce chimique, de quantité de mouvement et d'énergie.

3.3.1 Equation de continuité :

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = 0 \quad (3.17)$$

3.3.2 Equation de conservation de l'espèce chimique :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k) = \frac{\partial}{\partial x_j} [-(\overline{\rho u_j Y_k} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k) - \bar{J}_{jk}^s] + \bar{\rho} \tilde{\omega}_k \quad (3.18)$$

$$k = 1, \dots, N$$

3.3.3 Equation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \bar{p}) = \frac{\partial}{\partial x_j} [-(\overline{\rho u_i u_j} - \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) + \bar{\tau}_{ij}] + \bar{\rho} \tilde{S}_i \quad (3.19)$$

3.3.4 Equation de conservation d'énergie totale :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{e}_t) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{h}_t) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} [-(\overline{\rho u_j e_t} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e}_t) + (\overline{\tau_{ij} u_i} - \bar{\tau}_{ij} \tilde{u}_i) - \bar{J}_j^{\tilde{e}_t} + \bar{\tau}_{ij} \tilde{u}_i] + \bar{\rho} \tilde{S}^{\tilde{e}_t} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Les hypothèses faites au paragraphe (3.2.1) restent valables pour les quantités filtrées. Ainsi, les flux de diffusion filtrés s'écrivent:

$$\bar{J}_{jk}^s = - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{D}_k \tilde{Y}_k) \quad (3.21)$$

$$\bar{J}_j^{\tilde{e}_t} = -\lambda \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} + \bar{\rho} \sum_{K=1}^N \tilde{D}_k \tilde{h}_k \frac{\partial \tilde{Y}_k}{\partial x_j} \quad (3.22)$$

De même, le tenseur des contraintes de viscosité filtrée s'écrit :

$$\overline{\tau_{ij}} = 2\hat{\mu}(\overline{S_{ij}} - \frac{1}{3}\frac{\partial\tilde{u}_l}{\partial x_l}\delta_{ij}) \quad (3.23)$$

Avec

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j}\right) \quad (3.24)$$

Les quantités ($\hat{\lambda}$ et $\hat{\mu}$) correspondent aux coefficients de transport moléculaire calculés avec la valeur filtrée de la température \tilde{T} .

3.3.5 Fermeture des équations

La fermeture des contraintes visqueuses turbulentes s'écrit :

$$(-\overline{\rho\tilde{u}_j\tilde{u}_j}) = \tau_{ij}^t \quad (3.25)$$

Les fermetures des flux de diffusion turbulents sont:

$$(\overline{\rho u_j Y_k} - \overline{\rho\tilde{u}_j\tilde{Y}_k}) = -\frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho D_t \tilde{Y}_k}) \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} (\overline{\rho u_j e_t} - \overline{\rho\tilde{u}_j\tilde{e}_t}) + (\overline{\tau_{ij}u_i} - \overline{\tau_{ij}\tilde{u}_i}) \\ = -\lambda_t \frac{\partial\tilde{T}}{\partial x_j} + \overline{\rho} \sum_{K=1}^N D_t \tilde{h}_k \frac{\partial\tilde{Y}_k}{\partial x_j} + \tau_{ij}^t \tilde{u}_j - \overline{\rho k' u_j} + \overline{\tau_{ij} u_j} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Le coefficient de diffusion turbulente D_t est estimé à partir du nombre de Schmidt turbulent

$$D_t = \nu_t / Sc_t \quad (3.28)$$

Le terme $\rho k'uj'' + \tau_{ij}j''$ correspond au terme de diffusion de l'énergie cinétique turbulente.

3.3.6 Fermeture du tenseur de Reynolds

Comme il a été précisé précédemment, la décomposition au sens de Favre est idempotente. Le tenseur de Reynolds s'écrit simplement :

$$\tau_{ij}^t = -\bar{\rho} \widetilde{u_i u_j} \quad (3.29)$$

Par analogie avec la viscosité moléculaire des équations instantanées, on peut utiliser l'hypothèse de Boussinesq pour définir le tenseur des contraintes turbulentes

$$\tau_{ij}^t = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \quad (3.30)$$

Où k est l'énergie cinétique turbulente et μ_t est la viscosité dynamique turbulente. La modélisation du tenseur des contraintes turbulentes dépend de la définition de ces deux paramètres, k et μ_t . Une des caractéristiques importante de la turbulence est que la vitesse de l'écoulement en un point donné montre des fluctuations aléatoires. En pratique, la moyenne temporelle est définie par:

$$\tilde{u}_\alpha^t = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t u_\alpha dt \quad (3.31)$$

L'indice α représente la composante du vecteur vitesse ($\alpha=1,2,3$), En utilisant l'hypothèse ergodique [51] on peut écrire :

$$\overline{(u_\alpha - \bar{u}_\alpha)^2} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_\alpha^{(i)} - \bar{u}_\alpha)^2 \quad (3.32)$$

Et

$$\mathbf{u}'_{\alpha} = \mathbf{u}_{\alpha} - \bar{\mathbf{u}}_{\alpha} \quad (3.33)$$

Cette variance est directement reliée à la turbulence. La valeur moyenne étant caractéristique de l'écoulement moyen. L'énergie cinétique turbulente est définie alors par:

$$k = \frac{1}{2} [\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}] \quad (3.34)$$

Dans le cas de l'écoulement réactif, la masse volumique ne peut y être constante, les grandeurs moyennes sont pondérées par ρ :

$$\tilde{u}_{\alpha} = \frac{\overline{\rho u_{\alpha}}}{\bar{\rho}} = \frac{\overline{(u_{\alpha} - \bar{u}_{\alpha})^2}}{\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \rho^{(i)} u_{\alpha}^{(i)}} \quad (3.35)$$

On a alors:

$$\mathbf{u}'_{\alpha} = \mathbf{u}_{\alpha} - \bar{\mathbf{u}}_{\alpha} \text{Et} \tilde{u}_p'^2 = \frac{\overline{\rho u_{\alpha}'^2}}{\bar{\rho}} \quad (3.36)$$

Et

$$\tilde{k} = \frac{1}{2} [\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}] \quad (3.37)$$

Deux modèles turbulence sont utilisées pour la fermeture du système d'équation, le modèle (k, ε) standard et le modèle (k, ε) Réalisable.

3.3.7 Le modèle (k, ε) standard

Ce modèle est réputé pour sa robustesse, économie de calcul et stabilité dans les écoulements complexes. Les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k , et sa dissipation ε sont données par:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{k}\tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial\tilde{k}}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \bar{\rho}\tilde{\varepsilon} \quad (3.38)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{\varepsilon}\tilde{u}_j) & \quad (3.39) \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\tilde{\varepsilon}}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\bar{\rho}\frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \end{aligned}$$

Où G_b est le terme lié à l'effet de la gravité, qui est négligé dans ce travail, G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne :

$$G_k = \bar{\rho}\widetilde{u'_i u'_j} \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial\tilde{u}_j} \quad (3.40)$$

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.41)$$

$$S \equiv \sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}} \quad (3.42)$$

La viscosité turbulente s'écrit :

$$\mu_t = \bar{\rho}C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \quad (3.43)$$

Les valeurs des constantes du modèle (k , ε) standard, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k et σ_ε sont gardées par défaut :

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1, 0 \text{ et } \sigma_\varepsilon = 1, 3 \quad (3.44)$$

4 Chapitre VI

Application VVT sur moteur essence

4.1 Introduction :

Ce chapitre expose la description du problème et la simulation par le code de calcul FLUENT, essentiellement la procédure qu'il propose pour résoudre les problèmes de la simulation des écoulements réactifs. La construction des géométries avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le logiciel GAMBIT.

4.2 Principes des codes CFD :

Les logiciels de calculs de la mécanique des fluides numérique sont des logiciels de simulation numérique qui sont basés sur la méthode des volumes finis.

Toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contraintes, température etc...), sont immédiatement disponibles en tout point de l'écoulement, c'est un avantage principal des méthodes numériques qui est généralement impossible ou très difficile en pratique.

4.3 Les conditions Initiale et aux limites :

4.3.1 Les conditions Initiales :

Initialement la chambre de combustion est remplie par l'air atmosphérique et carburant de la température est de l'atmosphère. Les vitesses sont supposées nulles.

4.3.2 Les conditions aux limites:

4.3.2.1 A l'entrée de l'air :

La poussée de l'air dans la chambre de combustion est assurée par :

Une vitesse constante $V_{air} = 1.1$ m/s.

La température $T_{air} = 300$ k

La pression de poussée de l'air dans la chambre varie de P atmosphérique jusqu'à la pression de 11 bars.

4.3.2.2 A l'entrée de carburant :

Les conditions de l'injection de carburant dans la chambre est :

Debit d'injection $\dot{Q}_{INJ} = 0.0001 \text{ kg/s}$.

La température $T_{INJ} = 300 \text{ K}$

4.3.2.3 A la sortie :

On a les gaz d'échappement qui sortent de la chambre avec les conditions suivant :

La température est constante $T_s = 1080 \text{ K}$

La pression est atmosphérique $P_s = P_{atm} = 101325 \text{ Pascal}$

4.4 Maillage :

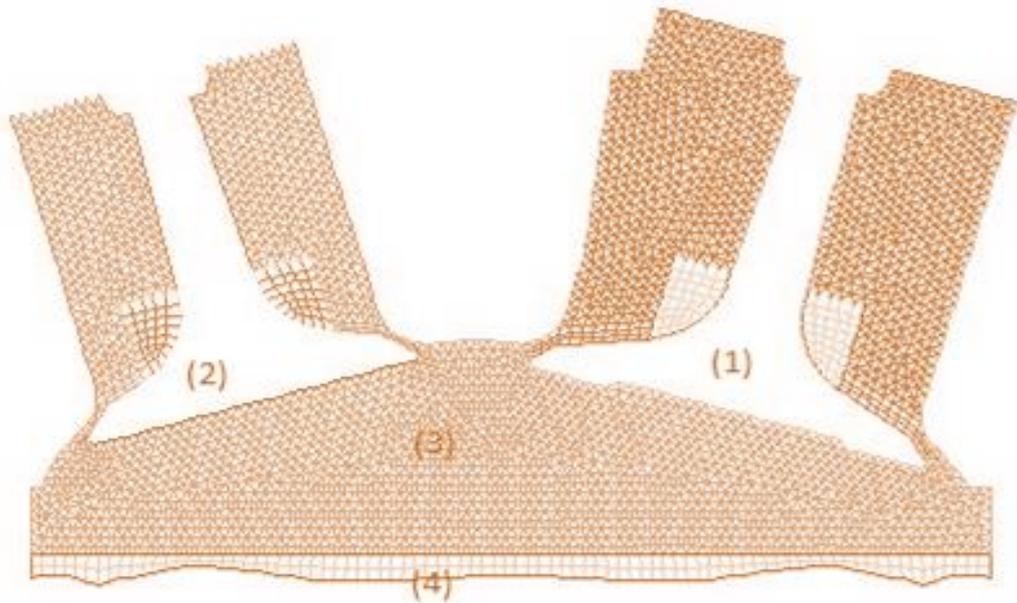


Figure 4.1 : Maillage de la géométrie en PMH

Piston en PMH :

Nombre des cellules : 5220

Nombre des nœuds : 3136

Éléments	Appellation
(1)	Soupape d'admission
(2)	Soupape de d'échappement
(3)	Chambre de combustion
(4)	Piston

Tableau 4.1 : Éléments qui composent la géométrie

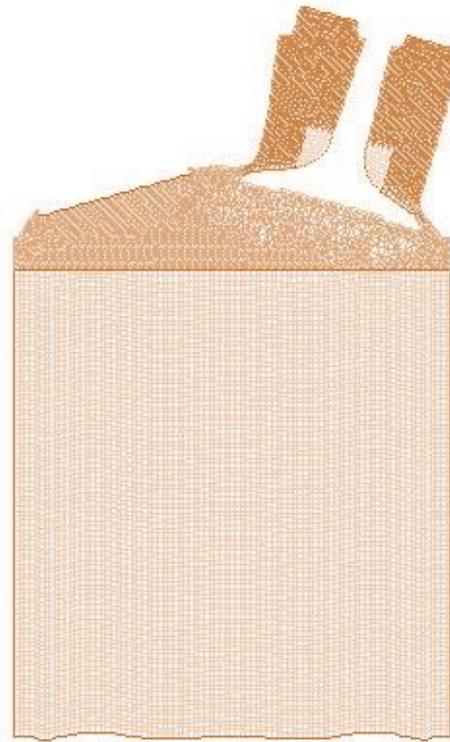


Figure 4.2 : Maillage de la géométrie en PMB

Piston en PMB :

Nombre des cellules : 12535

Nombre des nœuds : 11612

4.5 Résultats et interprétations :

4.5.1 Distribution des valves :

Une valve est un organe mécanique de la distribution des moteurs thermiques à quatre temps permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés. De manière générale, une soupape d'admission sépare la conduite d'admission de la chambre de combustion et une soupape d'échappement sépare celle-ci de la conduite d'échappement.

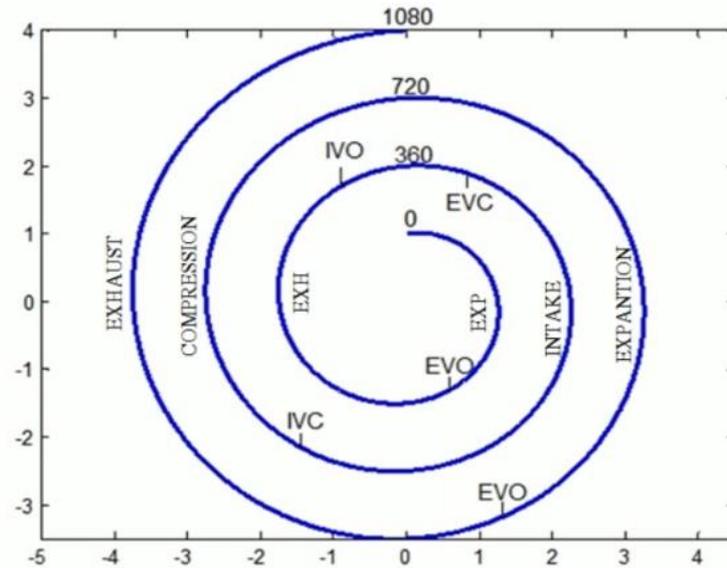


Figure 4.3 : Diagramme d'ouverture et fermeture des valves

IVC : Fermeture valve d'admission.

EVC : Fermeture valve d'échappement.

IVO : Ouverture valve d'admission.

EVO : Ouverture valve d'échappement.

4.5.2 Distribution normale :

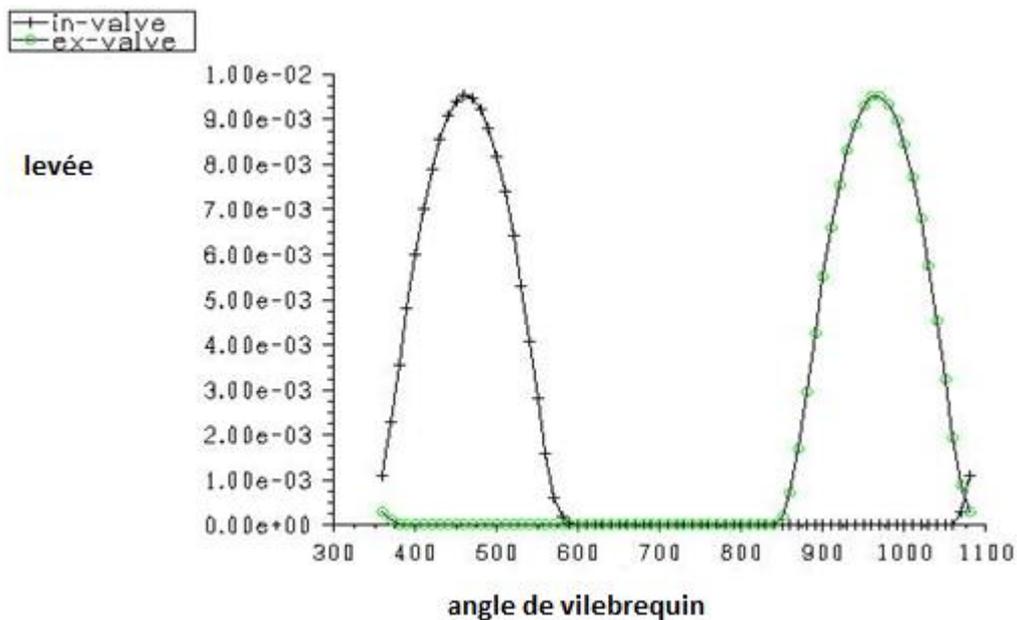


Figure 4.4 : Diagramme de la distribution normale des valves

4.5.3 Distribution variable :

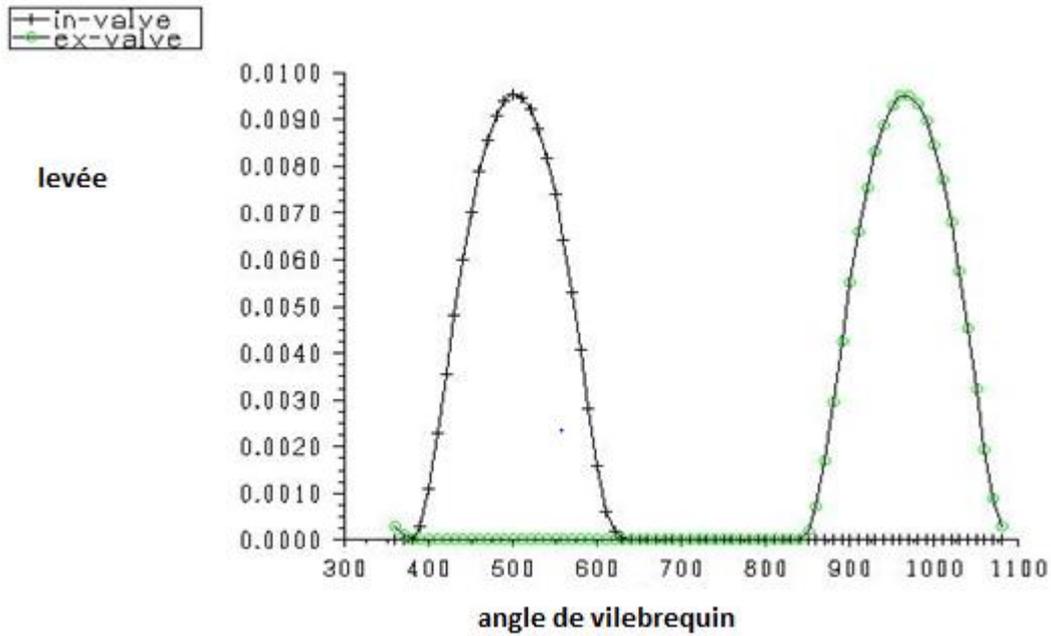


Figure 4.5 : Diagramme de la distribution variable [+40] des valves

4.6 Calage variable des soupapes VVT :

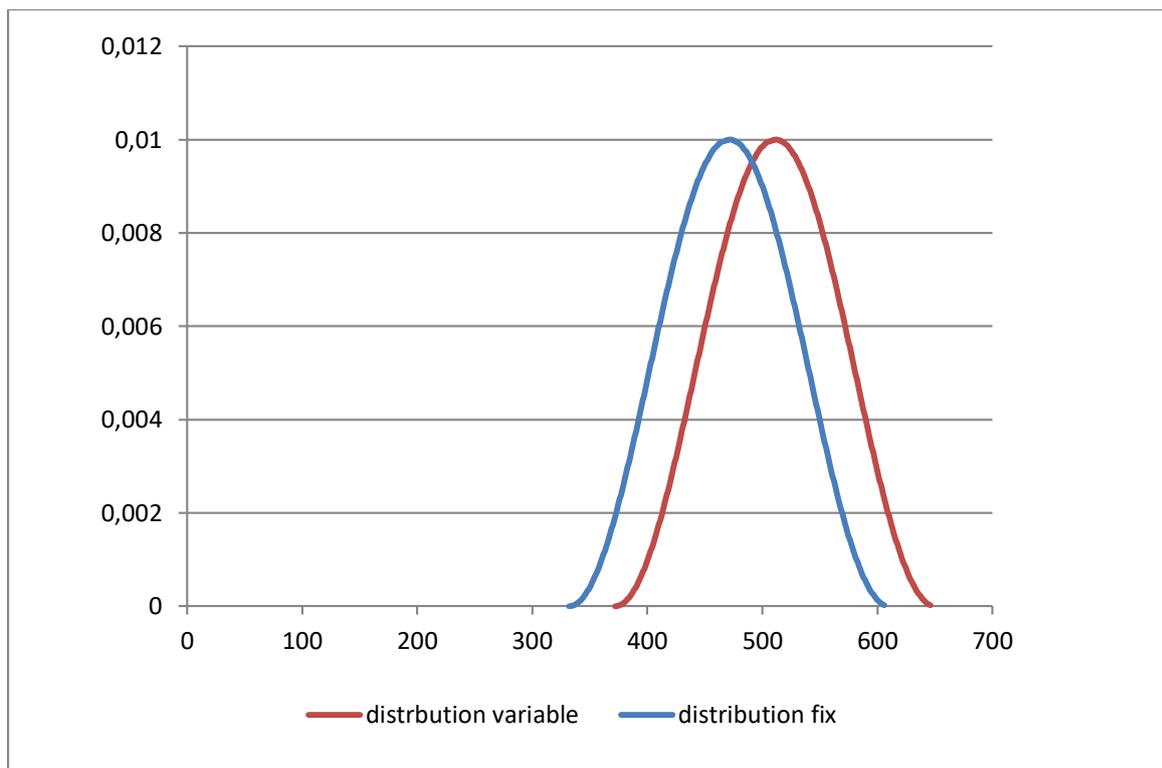


Figure 4.6 : Diagramme de la modification du calage [+40]

La figure (4.4) représente le diagramme de la distribution normale des valves, la soupape d'admission s'ouvre à 340 degré de vilebrequin et se ferme à 600 degré, et la figure (4.5) représente le diagramme de distribution variable, on a retardé l'ouverture des valves d'admission avec un calage de 40 degré de vilebrequin.

4.6.1 Champs scalaires:

Pour bien comprendre les résultats obtenus par la simulation numérique, on présente ici des images en séquence (contours) de la chambre de combustion pour la distribution fixe et la distribution variable, pour caractériser le comportement de jet au cours du cycle et pour voir de près ce qui se passe dans la chambre.

4.6.2 Evolution de la vitesse:

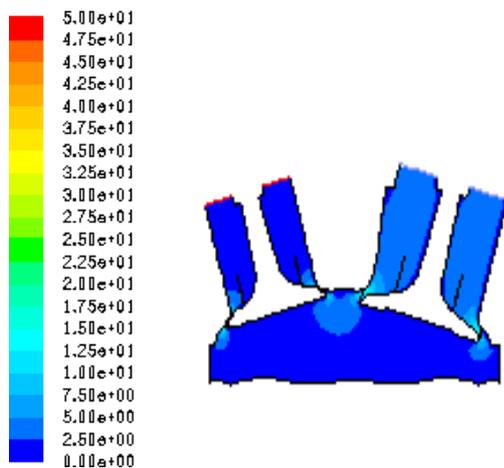


Figure 4.7.a : Contour de vitesse de la distribution fixe

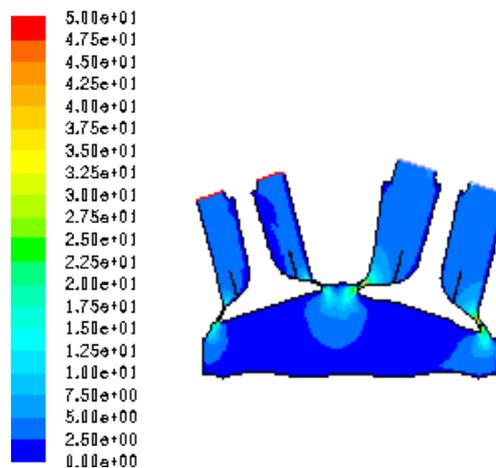


Figure 4.8.a : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 368 degré

Temps : $6.6667 \cdot 10^{-4}$

Dans la figure (4.7.a) la soupape d'admission de la distribution fixe ouverte avant la soupape d'admission de la distribution variable la figure (4.8.a), à cause d'un retard d'ouverture des soupapes de 40 degré.

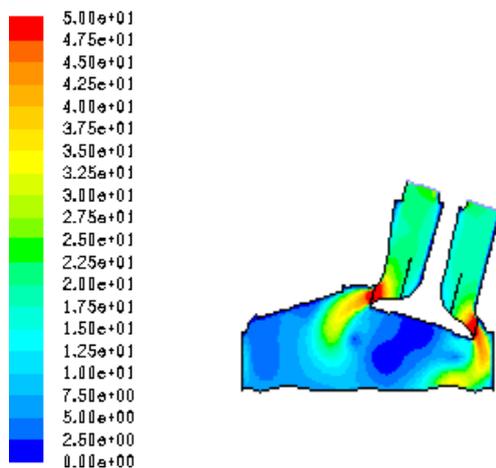


Figure 4.7.b : Contour de vitesse de la distribution fixe

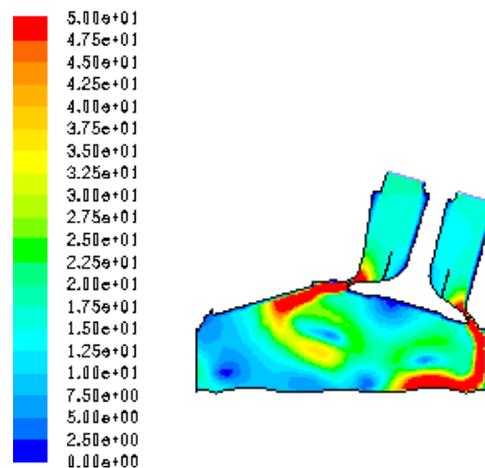


Figure 4.8.b : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 392 degré

Temps : $2.6667 \cdot 10^{-3}$

Dans la figure (4.8.b) la vitesse de l'écoulement est plus importants à l' instant où l'ouverture de la soupape est minimale dans la distribution variable par rapport a la soupape d'admission de la distribution fixe qui à déjà ouvert dans la figure (4.7.b).

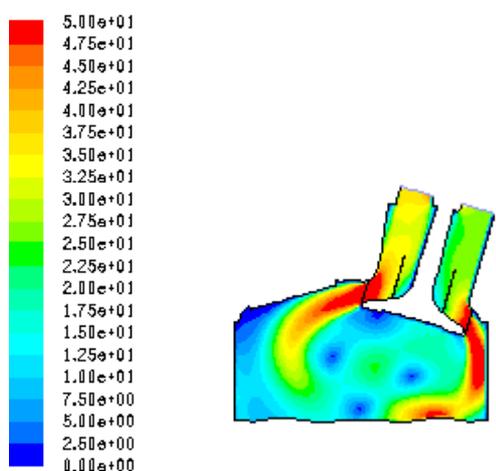


Figure 4.7.c : Contour de vitesse de la distribution fixe

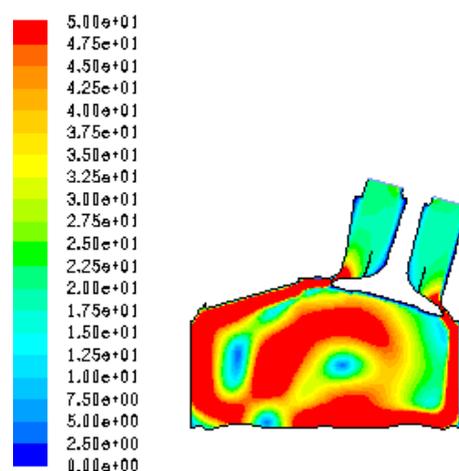


Figure 4.8.c: Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 416 degré

Temps : $4.6667 \cdot 10^{-3}$

Dans la figure (4.8.c) l'écoulement est poursuivent et la vitesse est très important dans la distribution variable par rapport à la distribution fixe.

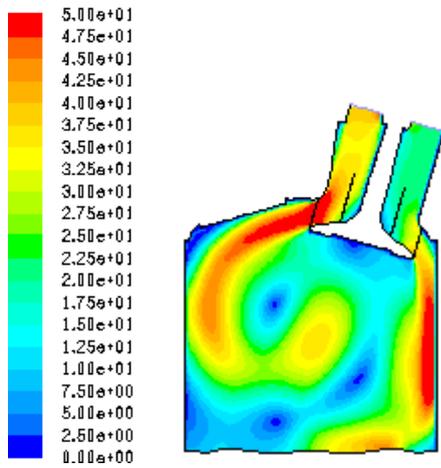


Figure 4.7.d : Contour de vitesse de la distribution fixe

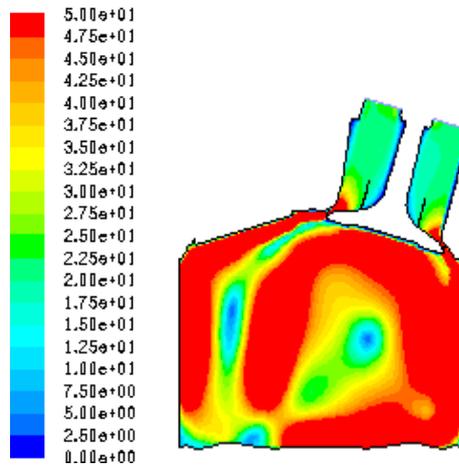


Figure 4.8.d : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 440 degré

Temps : $6.6667 \cdot 10^{-3}$

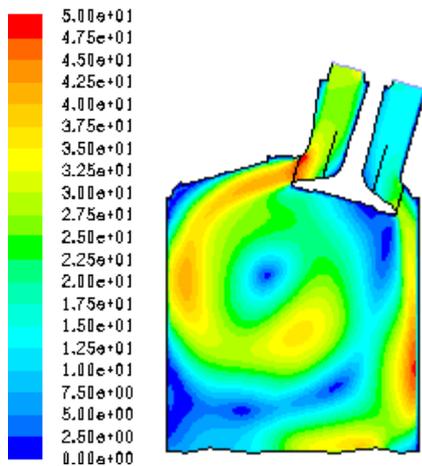


Figure 4.7.e : Contour de vitesse de la distribution fixe

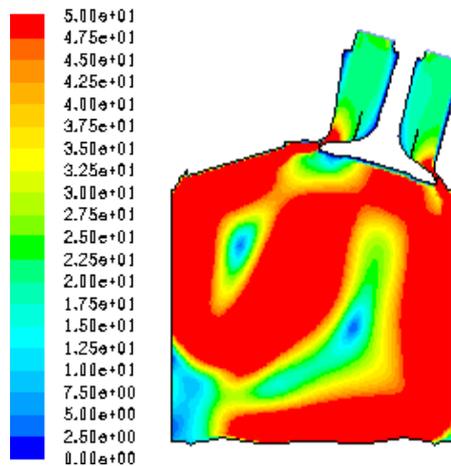


Figure 4.8.e : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 464 degré

Temps : $6.6667 \cdot 10^{-3}$

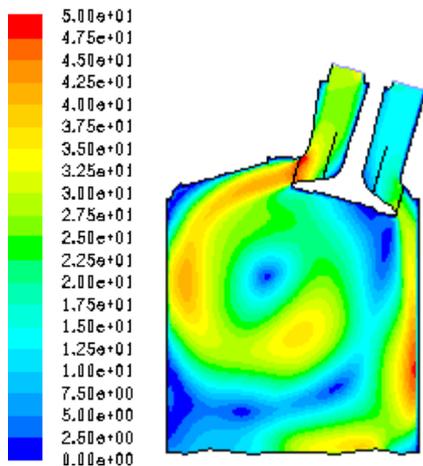


Figure 4.7.f : Contour de vitesse de la distribution fixe

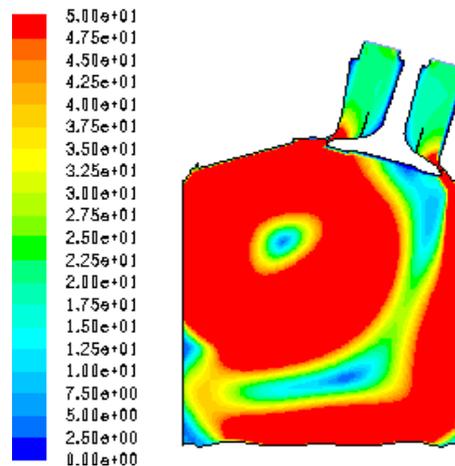


Figure 4.8.f : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 488 degré

Temps : $1.0667 \cdot 10^{-2}$

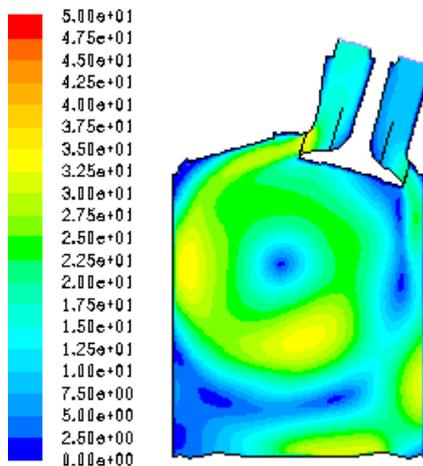


Figure 4.7.g : Contour de vitesse de la distribution fixe

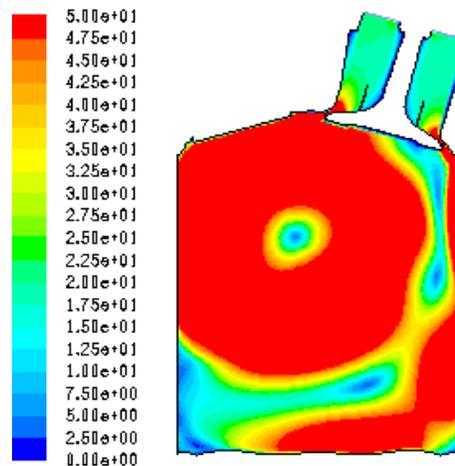


Figure 4.8.g : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 512 degré

Temps : $1.2667 \cdot 10^{-2}$

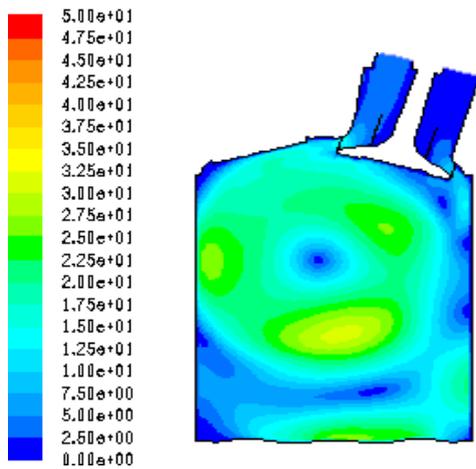


Figure 4.7.h : Contour de vitesse de la distribution fixe

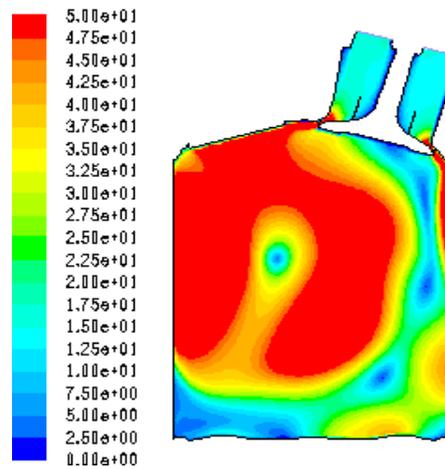


Figure 4.8.h : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 536 degré

Temps : $1.4667 \cdot 10^{-2}$

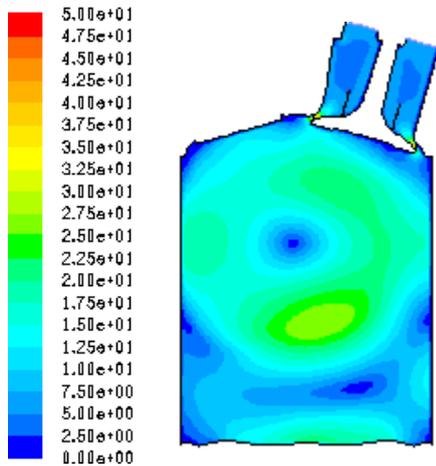


Figure 4.7.i : Contour de vitesse de la distribution fixe

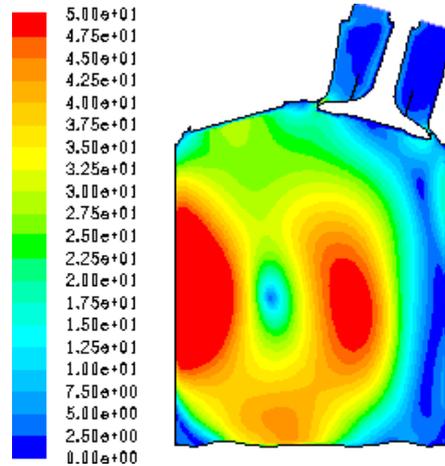


Figure 4.8.i : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 560 degré

Temps : $1.6667 \cdot 10^{-2}$

Dans les figures (4.7 de d au i) et (4.8.de au i) les soupapes d'admission continuent de s'ouvrir avec un écoulement poursuivent mais la vitesse dans la distribution variable est beaucoup plus important par rapport à la distribution fixe.

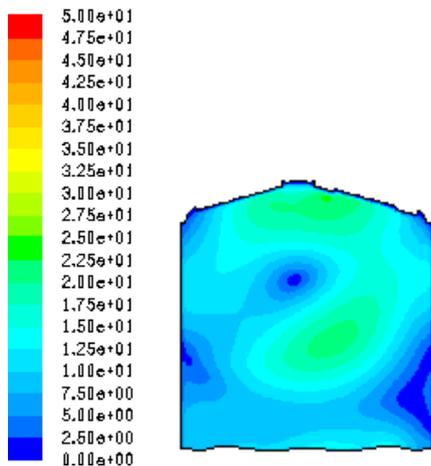


Figure 4.7.j : Contour de vitesse de la distribution fixe

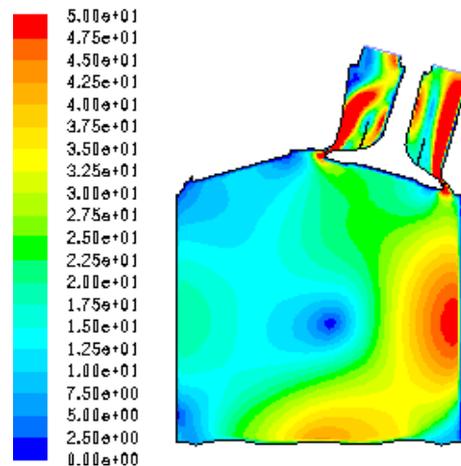


Figure 4.8.j : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 608 degré

Temps : $2.0667 \cdot 10^{-2}$

Dans la figure (4.7.j) la soupape d'admission de la distribution fixe est fermé mais dans la distribution variable la soupape est ouvert et encore d'évacuer l'air la figure (4.8.j).

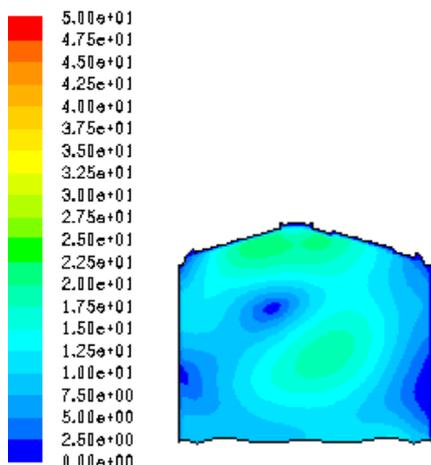


Figure 4.7.k : Contour de vitesse de la distribution fixe

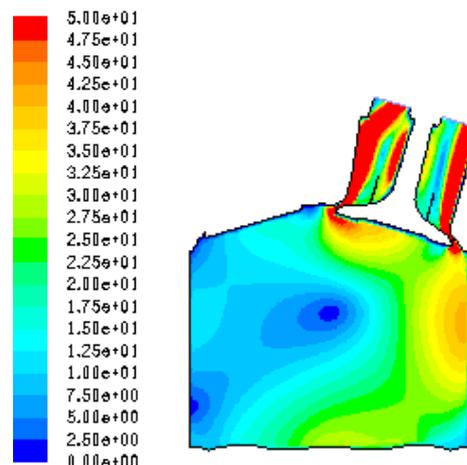


Figure 4.8.k : Contour de vitesse de distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 632 degré

Temps : $2.2667 \cdot 10^{-2}$

Dans la figure (4.7.k) la soupape est complètement fermé, et dans la figure (4.8.k) nous voyons que l'écoulement est poursuivent dans la compression de la distribution variable, la soupape n'est pas encore fermée et l'air continue d'être évacué.

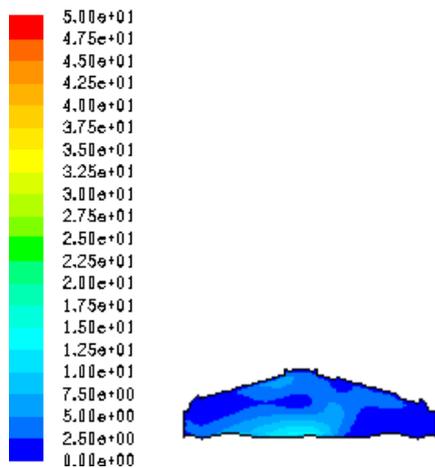


Figure 4.7.1 : Contour de vitesse de la distribution fixe

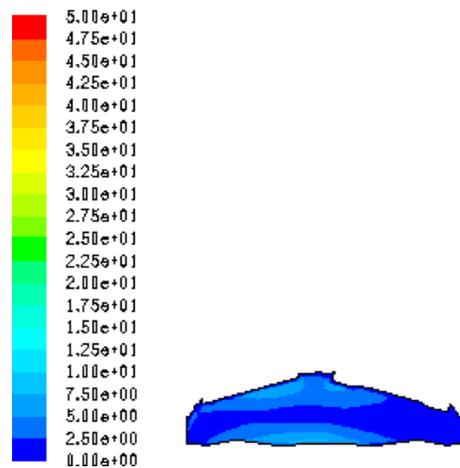


Figure 4.8.1 : Contour de vitesse de la distribution variable [+40]

Angle vilebrequin : 720 degré

Temps : $3.0000 \cdot 10^{-2}$

Dans les figures (4.7.1), (4.8.1) les soupapes de la distribution fixe et variable sont fermées à fin de compression, et on obtient une diminution de la masse d'air dans la distribution variable par rapport à la distribution fixe.

Conclusion générale :

L'objectif de ce travail est d'étudier l'influence de calage variable des soupapes d'admission sur les moteurs essence. Pour cela, cette recherche comporte une simulation numérique d'écoulement d'air dans le cas de distribution variable.

La distribution variable, peut être la solution constructive adoptée est capable d'améliorations du fonctionnement général du moteur à combustion interne. Compte tenu d'un fonctionnement important à bas régimes, on peut dire que la distribution variable occupera une place de plus en plus importante dans la production de série des moteurs du futur.

Dans cette thèse, le but principal a été de réduire la consommation du moteur si on utilise un calage variable des soupapes d'admission et déterminer l'augmentation des vitesses d'écoulement d'air pour un moteur entraîné à 2000 tr/min.

Une simulation numérique a été réalisée en utilisant le code de calcul FLUENT. La géométrie et le maillage ont été perfectionnés sur le logiciel GAMBIT. La modélisation de l'écoulement turbulent et réactif est basée sur les équations de bilan associées au modèle de turbulence (K-e), avec un calage de la soupape d'admission pratiquement utilisé dans l'industrie.

Les résultats de la simulation montrent que le décalage de 40 degré permis réduire la masse de l'air à l'admission de régime de 2000 tr/min et réduire ainsi la consommation de carburant. Cependant la vitesse est très important dans la distribution variable par rapport à la distribution fixe, cela peut être un avantage par rapport au mélange air/carburant dans la chambre de combustion.

Nous concluons que le calage variable des soupapes est important pour améliorer les performances du moteur, réduction de la consommation de combustible et dépollution significative.

[1]→**BENCHRIF MOHAMED** « Moteur à combustion interne, combustion et élément de carburation ».Université des sciences et de la technologie d'Oran Mohamed Boudiaf 2018.

[2]→**GUESM LAMINE /ZITOUNI SABRI** « généralité sur les moteurs thermique ».TSET du kef 2005.

[3]→<https://www.engineeringchoice.com/the-car-engine-parts/>

[4]→Basic Parts of The Car Engine | Sun Auto Service

[5]→**BAROUDI ROUBA** « Etude Des moteurs thermique (cas E.T.U.S Tlemcen) ».Université Tlemcen 2014.

[6]→<https://www.hjs.com/en/produkte/exhaust-manifold/>

[7]→**BOURZINI Oussama** « Etude de l'influence de la suralimentation sur les caractéristiques d'un moteur essence » université Tlemcen 2018

[8]→**A. TAIEB/ BEN SALEM** «Machines thermique »

[9]→**DULARI HANSDAH** « Internal combustion engine e gas turbines » DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING VEER SURENDRA SAI UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, BURLA, ODISHA

[10]→<https://learnmech.com/what-is-direct-injection-what-is-indirect-injection/>

[11]→**SIMAN VICTOR IORGA**«SIMAN. Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable ».Université Pitesti, Roumanie 2012.

[12]→**AC- Nancy Metz** « Distribution p.6 s Technologie »

[13]→**LNG HORST BAIER** « Dynamics of variable valve trains and extrapolation méthodes for time stepping shemes ».Université Robert Huber 2012

[14]→**ABRIAN CLENCE** « Technologie de distribution variable pour moteurs à combustion interne ».Université Pitesti 2012

[15]→www.bmw.com

[16]→**EBNER.W / LENZ.H** « Variable valve actuation-a modern engine technology »SIAR conférence.1992

[17]→www.worldhonda.com

[18]→**WANG.Y** « Introduction to engine valve trains »ISBN 10-0-7680-1079-9 SAE International 2007

[19]→www.auto-innovations.com

[20]→<https://global.toyota/en/download/8499122>

[21]→**DURAT.P** « Dissours d'ouverture-SIA conference ou variable valve actuation »IFP Rueil 2006

[22]→**BIZIAC.A / CLENCIA/ PODEVIN.P** « Intérêts et enjeux de la distribution variable 8 eme cycle de conférences cnanr /SIA « Utilisation a combustion interne et environnement » Paris 2007.

[23]→**BOUTASSETA ABDELLAH/CHABANI MOSTAPHA** « Simulation numérique d'un l'écoulement à surface libre en présence d'obstacle ».Université de Mohammed Seddik Ben Yahia –Jijel 2019

[24]→**Abderahim GHERBAL Nouredine SADAoui** « Maintenance des moteur a essence » Université Kasdi Merbah Ouargla 2019

[25]→**Stéphane BARBE Hamida BEN ABDEL JAOUED** « MODELISATION DE LA COMBUSTION D'UN MOTEUR A ESSENCE » université du Maine 2011

[26]→**Bekhti Mohamed Amine** « EQUILIBRAGE DU MOTEUR DIESEL QUATRE TEMPS QUATRE CYLINDRES » université 13 juin 2017

[27]→**Y. Richard van Basshuysen and Fred Schäfe** « Internal Combustion Engine Handbook » 2004

[28]→<https://studentlesson.com/camshaft-definition-working-rarts-problems-making>

[29]→RICHARD **STRONE** « Introduction to Internal Combustion Engines »Université of Oxford 1999