

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI



**Développement d'un simulateur pour le moteur Diesel en vue
d'étudier les performances et le comportement
dynamique**

Mémoire présentée

dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie

en vue de l'obtention du grade de maître ès sciences appliquées (M. Sc. A.)

PAR

© DJEMAL MOHAMED ALI

Octobre 2020

Composition du jury :

Mohamed Yasser Hayyani, président du jury, UQAR

Adrian Ilinca, directeur de recherche, UQAR

Cherif Ghozzi, examinateur externe, Les Produits Métalliques AT

Dépôt initial le 24 septembre 2020

Dépôt final le 22 octobre 2020

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

La diffusion de ce mémoire ou de cette thèse se fait dans le respect des droits de son auteur, qui a signé le formulaire « *Autorisation de reproduire et de diffuser un rapport, un mémoire ou une thèse* ». En signant ce formulaire, l'auteur concède à l'Université du Québec à Rimouski une licence non exclusive d'utilisation et de publication de la totalité ou d'une partie importante de son travail de recherche pour des fins pédagogiques et non commerciales. Plus précisément, l'auteur autorise l'Université du Québec à Rimouski à reproduire, diffuser, prêter, distribuer ou vendre des copies de son travail de recherche à des fins non commerciales sur quelque support que ce soit, y compris l'Internet. Cette licence et cette autorisation n'entraînent pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits moraux ni à ses droits de propriété intellectuelle. Sauf entente contraire, l'auteur conserve la liberté de diffuser et de commercialiser ou non ce travail dont il possède un exemplaire.

REMERCIEMENTS À MA FAMILLE

Dieu

Merci Pour Ce Que Nous Sommes

Je dédie ce travail,

À mes chers parents Lassaad et Kaouthar

J'implore Dieu le plus puissant pour m'aider à vous prouver mes reconnaissances pour vos sacrifices afin de me guider vers le chemin de la connaissance et de savoir. Enfin, j'ai réalisé un de vos rêves, j'espère avoir été au niveau de votre confiance. Que vous trouverez dans ce modeste travail le fruit de vos sacrifices et la preuve de mon amour éternel.

Que Dieu vous préserve une bonne santé et une longue vie.

À mes chers frères Walid et Omar.

Pour avoir été toujours à mes côtés avec votre amour et vos sourires, Que Dieu vous gratifie le succès et le bonheur.

Que Dieu nous garde unis.

À Tous mes amies

Auxquels je souhaite la vie heureuse et le bien-être

À Toute ma famille

À Tous ceux que j'aime, tous ceux qui m'aiment et qui me sont chers

REMERCIEMENTS

C'est avec un grand plaisir que je consacre ces quelques lignes en signe de gratitude et de reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire. Je tiens à rendre un grand hommage à mon directeur de recherche : M. **Adrian Ilinca** qui a suivi de près ce projet avec le sérieux et la compétence qui le caractérisent. Il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude pour l'intérêt qu'il n'a jamais cessé de porter au projet, pour sa disponibilité et pour le soutien qu'il m'a prodigué. Je tiens également à remercier M. **Mohamad Issa** pour les intéressantes discussions que nous avons eues et pour ses conseils avisés. Je tiens finalement à remercier ma famille et tous mes amis pour leurs soutiens et leurs encouragements.

RÉSUMÉ

Ce mémoire porte sur le développement d'un simulateur pour le moteur Diesel en vue d'étudier l'impact de la pression à l'admission sur les performances et le comportement dynamique du moteur.

L'approche proposée est structurée en plusieurs étapes combinant la modélisation du cycle thermodynamique, la création du modèle sur le logiciel Gt-Power, la simulation, et enfin, l'analyse des résultats et l'influence de la pression de l'air à l'admission sur les performances du moteur. Cette combinaison permet, d'une part de minimiser les coûts des efforts expérimentaux et, d'autre part, une modélisation prédictive structurée et efficace qui permettra de définir les conditions nécessaires pour obtenir un fonctionnement optimal de notre modèle.

Le premier chapitre présente une introduction générale, le principe de fonctionnement du moteur Diesel, et les caractéristiques fondamentales du cycle thermodynamique.

Dans le deuxième chapitre, on présentera les principaux sous-systèmes du moteur diesel, ensuite, une étude bibliographique sur les différentes techniques de détection de défauts

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation du cycle thermodynamique dans la chambre de combustion. Pour cela, on a utilisé l'approche de modélisation zéro dimensionnel (0D) qui est une méthode très utile pour prédire les caractéristiques de fonctionnement d'un moteur.

Dans la quatrième partie, une présentation du logiciel GT-Power, les spécifications techniques du banc d'essai, la construction et la validation du modèle, et enfin les configurations des paramètres nécessaires pour la simulation.

Le dernier chapitre présente une comparaison entre les résultats obtenus après la simulation.

La validation expérimentale des résultats obtenus a été réalisée sur un moteur Baudouin Diesel 6 cylindres de 331 kW (450 HP) et une vitesse maximale de 1800 tr/min. Les résultats obtenus ont permis de confirmer la faisabilité et l'efficacité du modèle.

Mots clés : [Simulateurs Diesel ; Cycle thermodynamique ; GT-power ; Modélisation zéro dimensionnel (0 D) ; Modèle prédictif ;]

ABSTRACT

This thesis focuses on the development of a simulator for the diesel engine to study the impact of intake pressure on engine performance and dynamic behavior. The proposed approach is structured by combining several steps, (1) modeling of the thermodynamic cycle, (2) creation of the model on the Gt-Power software, (3) simulation, (4) analysis of the results, and (5) the influence of the intake air pressure on the engine performance. This combination allows minimizing the cost of experimental efforts as well as a structured and efficient predictive modeling to define the conditions necessary to obtain an optimal functioning of our model.

The first chapter presents a general introduction, the operating principle of the diesel engine, and the fundamental characteristics of the thermodynamic cycle.

In the second chapter, the main subsystems of the diesel engine will be presented, followed by a bibliographical study on the different fault detection techniques.

The third chapter is devoted to the modeling of the thermodynamic cycle in the combustion chamber. The zero-dimensional (0D) modeling approach is elaborated that was used to predict the operating characteristics of an engine.

The fourth chapter contains presentation of the GT-Power software, the technical specifications of the test bench, the construction and validation of the model, and configurations of the parameters necessary for the simulation.

The last chapter presents a comparison of the results obtained after the simulation.

The experimental validation of the results obtained was carried out on a 6-cylinder Baudouin Diesel engine of 331 kW (450 HP) and a maximum speed of 1800 rpm. The results obtained confirmed the feasibility and efficiency of the model.

Keywords: [Diesel simulators; Thermodynamic cycle; GT-power; Zero-dimensional modeling (0 D); Predictive model].

TABLE DES MATIÈRE

REMERCIEMENTS À MA FAMILLE	VI
REMERCIEMENTS	VII
RÉSUMÉ	IX
TABLE DES MATIÈRE	XIII
Liste des tableaux.....	XVII
Liste des figures	XIX
Liste des abréviations.....	XXIII
Liste des symboles.....	XXV
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
1. INTRODUCTION	1
2. OBJECTIFS.....	2
3. METHODOLOGIE.....	2
CHAPITRE 1 GÉNÉRALITÉS SUR LE MOTEUR DIESEL	5
1. INTRODUCTION	5
2. PRINCIPAUX ORGANES D’UN MOTEUR DIESEL	6
3. DIFFERENCES ENTRE LE MOTEUR A ESSENCE ET LE MOTEUR DIESEL	11
4. FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL	13
5. CYCLE A QUATRE TEMPS MECANQUES	13
5.1. Cycle thermodynamique :	15
5.2. Cycle théorique.....	16
5.3. Cycle réel.....	19
5.4. Le cycle mixte	20
6. CARACTERISTIQUES FONDAMENTALES DU CYCLE	21

7.	DIAGRAMME DE LA DISTRIBUTION.....	26
8.	COMBUSTION DANS LES MOTEURS DIESEL	27
9.	RAPPORT AIR-FUEL	29
CHAPITRE 2 SIMULATEUR DIESEL.....		31
1.	INTRODUCTION.....	31
2.	SYSTEMES DU MOTEUR DIESEL.....	32
2.1.	Système d'admission d'air	33
2.2.	Système de distribution.....	33
2.3.	Système d'injection	40
2.4.	Système de refroidissement et système de lubrification	41
2.5.	Système d'échappement.....	42
3.	TECHNIQUES D'INSPECTION	42
3.1.	Modèles neuronaux	42
3.2.	Diagnostic d'huile.....	43
3.3.	Diagnostic des gaz d'échappement	43
CHAPITRE 3 MODÉLISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE.....		45
1.	INTRODUCTION.....	45
2.	MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE	46
2.1.	Conservation d'énergie	46
2.2.	Énergie fournie par les gaz.....	47
2.3.	ÉQUATION DE CONSERVATION D'ENERGIE INTERNE DES GAZ PARFAITS.....	48
2.4.	Équations de conservation de la masse	48
2.5.	Modèle cinématique	49
3.	SYSTEME D'EQUATIONS THERMODYNAMIQUES DE CHAQUE PHASE DU CYCLE ...	50
4.	TRANSFERT DE CHALEUR DANS LE CYLINDRE	52
5.	CALCULS DES DEBITS DE GAZ D'ADMISSION ET D'ECHAPPEMENT	53
CHAPITRE 4 MODÉLISATION SUR LE LOGICIEL GT- POWER.....		55
1.	INTRODUCTION.....	55
2.	PRESENTATION DU LOGICIEL GT-POWER.....	56
3.	CHOIX DU LOGICIEL.....	56

4.	MODELISATION DU SYSTEME	57
4.1.	Création du modèle	57
4.2.	Spécifications techniques du Moteur Baudouin 6M26SRP1.....	60
4.3.	Présentation du moteur	60
4.4.	Caractéristiques techniques du moteur.....	63
5.	SIMULATION.....	64
5.1.	Configuration de la simulation.....	65
5.2.	Case setup.....	66
5.3.	Exécution.....	66
5.4.	Simulation du système de distribution	67
6.	SIMULATIONS ET VALIDATION DU MODELE SIMPLIFIE	69
6.1.	Comparaison de la vitesse de rotation.....	69
6.2.	Comparaison de la variation du volume du cylindre.....	69
6.3.	Comparaison de la pression à l'intérieur de la chambre de combustion....	70
6.4.	Diagramme PV du modèle.....	70
7.	CONCLUSION PARTIELLE.....	71
CHAPITRE 5 RÉSULTATS DE LA SIMULATION		73
1.	RESULTATS DE LA SIMULATION DU MOTEUR EN REGIME 1800 TR/MIN	74
1.1.	Effet de la pression d'admission sur la pression dans la chambre de combustion.....	74
1.2.	Effet de la pression d'admission sur la température dans la chambre de combustion.....	75
1.3.	Performances du moteur en fonction de la pression d'admission	76
1.4.	Répartition énergétique du carburant	77
1.5.	Conclusion.....	78
2.	RESULTATS DE SIMULATION DU MOTEUR EN REGIME 1500 TR/MIN	79
2.1.	Répartition d'énergies du carburant.....	80
2.2.	Conclusion.....	81
3.	RESULTATS DE SIMULATION DU MOTEUR EN REGIME 1000 TR/MIN	82
3.1.	Répartition d'énergies du carburant.....	83
3.2.	Conclusion.....	84

4.	COMPARAISON DES MEILLEURS RESULTATS DE CHAQUE REGIME.....	84
5.	CONSOMMATION SPECIFIQUE DE CARBURANT BSFC.....	86
5.1.	Consommation spécifique de carburant en fonction du régime du moteur et de la pression de l'air à l'admission	87
5.2.	Consommation spécifique de carburant en fonction du régime du moteur et de la puissance utile de l'arbre du moteur	89
6.	COMMENT MODIFIER LES PERFORMANCES DU MOTEUR.....	91
6.1.	Utilisation d'une vanne d'étranglement	91
6.2.	Utilisation de la méthode de régulation de pression.....	92
	CONCLUSION GÉNÉRALE.....	93
	BIBLIOGRAPHIE.....	95
	ANNEXES	98

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1	Tableau comparatif entre le moteur diesel et le moteur à essence	12
Tableau 2	Exemple d'indicateurs de performance d'un moteur à 75% de charge.....	26
Tableau 3	Les caractéristiques techniques du modèle	63
Tableau 4	Test avec Gt-power	73
Tableau 5	Performances du moteur en régime 1800 tr/min	76
Tableau 6	Performances du moteur en régime 1500 tr/min	79
Tableau 7	Performances du moteur en régime 1000 tr/min	82
Tableau 8	Comparaison des meilleurs résultats de chaque régime de fonctionnement	85
Tableau 9	Tableau comparatif des points de fonctionnement.....	88
Tableau 10	Tableau comparatif des points de fonctionnement.....	90

LISTE DES FIGURES

Figure 1 Coupe transversale du moteur [4]	6
Figure 2 Bloc Cylindre non chemisé [4]	7
Figure 3 Piston d'un moteur diesel avec cavité en forme oméga. [5]	8
Figure 4 Vue éclatée de la bielle.[5].....	9
Figure 5 Vilebrequin [4].....	9
Figure 6 Vue globale des Organes mobiles du moteur diesel [5]	10
Figure 7 Cycle à quatre temps [6]	14
Figure 8 Cycle « Beau de Rochas & Otto »[8].....	16
Figure 9 Cycle défini par Rudolph Diesel [6]	17
Figure 10 Diagrammes de Clapeyron du cycle diesel idéal [6]	17
Figure 11 Diagramme de Clapeyron du cycle réel [6]	20
Figure 12 Cycle mixte [6]	21
Figure 13 Cycle mixte représenté sur le diagramme (P – V) [7]	22
Figure 14 Avances et retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes [8].....	27
Figure 15 Évolution de la vitesse de dégagement de chaleur [8].....	29
Figure 16 Moteur rotatif [10]	35
Figure 17 Distribution par fourreaux louvoyants [10]	36

Figure 18 Distributeurs rotatifs [10].....	36
Figure 19 Distribution à attaque directe [13]. :	37
Figure 20 Distribution à linguet [13].....	38
Figure 21 Distribution à culbuteur [13].....	38
Figure 22 Loi de levée idéale en fonction l'angle de vilebrequin [15]	39
Figure 23 Fonctionnements du moteur Diesel [15].....	40
Figure 24 Système d'injection dans un moteur diesel [5]	41
Figure 25 Bilan énergétique dans le cylindre [13]	46
Figure 26 Création d'un nouveau modèle.....	58
Figure 27 Bibliothèques des objets	58
Figure 28 Paramètres spécifique du moteur	59
Figure 29 Connexion des composants.....	59
Figure 30 Exemple de modèle de moteur connecté	60
Figure 31 Caractéristiques du moteur Baudouin 6M26SRP1 [8].....	61
Figure 32 Configuration de banc d'essai Baudouin [8]	62
Figure 33 Modèle du moteur 6M26 SR sur GT-Power.....	64
Figure 34 Paramètres du cylindre.....	65
Figure 35 Onglet Run setup.....	66
Figure 36 Choix des résultats	66
Figure 37 Onglet d'exécution	67
Figure 38 Résultat de simulation de la levée de soupape.....	67

Figure 39 Vitesse de rotation en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin	69
Figure 40 Valeurs mesurées (rouge) et simulées (bleu) : variation de volume du cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin	69
Figure 41 validation et comparaison de la pression simulée (bleu) avec la pression mesurée (rouge) en fonction de l'angle du vilebrequin.....	70
Figure 42 Diagramme PV du modèle.....	71
Figure 43 Pression en fonction de l'angle de vilebrequin	74
Figure 44 La variation de la température en fonction de l'angle du vilebrequin	75
Figure 45 Répartition d'énergies du carburant	78
Figure 46 Répartition d'énergies du carburant	81
Figure 47 Répartition d'énergies du carburant	84
Figure 48 BSFC en fonction du régime du moteur et de la pression de l'air à l'admission	87
Figure 49 BSFC en fonction du régime du moteur et de la puissance utile.....	89
Figure 50 Amélioration de la BSFC dans les véhicules.....	91
Figure 51 Annexe: Case setup.....	100
Figure 52 Annexe : Time control	100
Figure 53 Annexe : Template Engine crank train	101
Figure 54 Annexe : Géométrie du cylindre	101
Figure 55 Annexe : Firing order.....	102
Figure 56 Annexe : Template eng cylinder	102
Figure 57 Annexe: Températures de surface de la chambre du cylindre	103
Figure 58 Annexe : Heat Transfer Model	103

Figure 59 Annexe: Measured cylinder pressure analysis.....	104
Figure 60 Annexe: Template Injection Profil.....	104
Figure 61 Annexe : Propriétés d'injection	105
Figure 62 Annexe : Caractéristiques du fluide.....	105
Figure 63 Annexe : Caractéristiques du fluide.....	106
Figure 64 Annexe : Nozzle properties.....	106
Figure 65 Annexe: Injection profile settings.....	107
Figure 66 Annexe : Template engine crankshaft.....	107

LISTE DES ABRÉVIATIONS

AFR	Air Fuel Ratio (Ratio air/carburant)
AOE	Avance à l'ouverture soupape d'échappement
AOA	Avance à l'ouverture soupape d'admission
RFA	Retard à la fermeture soupape d'admission
RFE	Retard à la fermeture soupape d'échappement
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant
ECA	Zone d'émission contrôlée.
PMB	Point mort bas.
PMH	Point mort haut.
EV	Soupape d'échappement
IV	Soupape d'admission
Φ	Angle du vilebrequin
Vd	Volume déplacé
ANN	Artificial neural network.
B	Alésage du cylindre
S	Courses du piston
ε	Taux de compression volumétrique
L	Longueur de la bielle

LISTE DES SYMBOLES

α	Coefficient d'excès d'air	[Ø]
β	Coefficient de durée de combustion	[Ø]
c_p	Capacité thermique isobare massique	[J.k ⁻¹ .kg ⁻¹]
c_v	Capacité thermique isochore massique	[J.k ⁻¹ .kg ⁻¹]
η_c	Rendement de compression isentropique du compresseur	[Ø]
η_i	Rendement indiqué	[Ø]
η_{mt}	Rendement mécanique turbine	[Ø]
η_T	Rendement de détente isentropique de la turbine	[Ø]
η_t	Rendement thermique du moteur	[Ø]
γ	Indice adiabatique	[Ø]
$imep$	Pression effective moyenne indiquée	[Pa]
m	Masse du gaz dans les cylindres	[kg]
m_f	Masse de fuel	[kg]
P_{adm}	Pression d'admission dans les cylindres	[Pa]
P_c	Puissance de compression réelle nécessaire	[W]
$P_{c_{is}}$	Puissance de compression isentropique nécessaire	[W]
P_{ech}	Pression à l'échappement	[Pa]
$P_{entrée}$	Pression d'entrée du compresseur	[Pa]
P_{sortie}	Pression de sortie du compresseur	[Pa]

Q_a	Débit massique d'air traversant le compresseur	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
q_ε	Pouvoir calorifique	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Q_{in}	Apport de chaleur (énergie)	$[\text{J}]$
s	Entropie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
T	Température	$[\text{K}]$
Φ	Angle de rotation du vilebrequin	$[\text{°}]$
V_{PMB}	Volume disponible au point mort bas	$[\text{m}^3]$
V_{PMH}	Volume disponible au point mort haut	$[\text{m}^3]$

INTRODUCTION GÉNÉRALE

1. INTRODUCTION

Les moteurs Diesel modernes deviennent de plus en plus complexes, et aussi sévèrement soumis à des normes internationales constamment mises à jour en termes de consommation et du respect de l'environnement.

Le moindre défaut dans ce type de moteurs peut causer beaucoup de dégâts surtout au niveau de ses performances, ainsi qu'une augmentation de ses émissions polluantes. Dû aux complexités du moteur diesel, il n'est toujours pas facile d'avoir des données réelles sur le fonctionnement en mode dégradé, et il n'est pas possible d'émuler des dégradations progressives sur la majeure partie de ses composants, même aux laboratoires. D'où l'intérêt de développer un modèle dynamique, pour analyser et comprendre les processus de dégradation dans le but d'améliorer le rendement, le diagnostic et la maintenance [1].

Le moteur diesel est constitué par quatre sous-systèmes : Le système d'admission qui conduit l'air vers la chambre de combustion, le système d'injection qui assure l'injection du fuel dans le cylindre juste avant la combustion, le système de refroidissement qui assure la conservation de la température optimale de fonctionnement du moteur et enfin, le système de lubrification qui a pour rôle de diminuer le frottement entre les composants du moteur.

La dégradation ou l'endommagement de l'un des composants de ces sous-systèmes peuvent causer une perturbation de toutes les performances du moteur (diminution du rendement, accélération de l'usure des composants à cause du frottement, augmentation de la consommation de carburant...).

2. OBJECTIFS

Objectif principal

L'objectif principal de ce projet consiste en la conception d'un simulateur de moteur Diesel, en utilisant le logiciel GT-Power, afin d'étudier l'influence de la pression à l'admission sur les performances du moteur (Consommation spécifique de carburant, la pression à l'intérieur de la chambre de combustion, la puissance utile, le rendement...).

Objectifs secondaires

Afin de pouvoir valoriser l'intérêt de ce projet, des objectifs secondaires se présentent tels que :

- Effectuer une étude sur le cycle thermodynamique de la chambre de combustion du moteur Diesel.
- Développer le modèle sur GT-Power en ajustant ses paramètres pour qu'il soit le plus représentatif du moteur du banc d'essai.
- Trouver les conditions idéales pour que le fonctionnement du moteur soit optimal.

3. METHODOLOGIE

Nous suivrons la méthodologie suivante pour atteindre les objectifs fixés. Ce mémoire est divisé en (5) chapitres :

Introduction générale

Chapitre 1

Présente une description générale sur les moteurs diesels: les principales composantes du moteur, principe de fonctionnement, et les caractéristiques fondamentales du cycle thermodynamique.

Chapitre 2

Dans une première partie, on présentera les principaux sous-systèmes du moteur diesel. La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à une étude bibliographique sur les différentes techniques de détection et de diagnostic de défauts.

Chapitre 3

Présentera la modélisation du cycle thermodynamique dans la chambre de combustion du moteur Diesel en utilisant les approches zéro dimensionnelles (0 D).

Chapitre 4

Une présentation du logiciel GT-Power, les spécifications techniques du banc d'essai, la construction du simulateur et enfin la validation du modèle.

Chapitre 5

Le dernier chapitre présente une comparaison entre les résultats obtenus après la simulation.

Conclusions générales

Le mémoire s'achève par la bibliographie et la section des annexes.

CHAPITRE 1

GÉNÉRALITÉS SUR LE MOTEUR DIESEL

1. INTRODUCTION

C'est en 1892 que Rudolf Diesel a créé le moteur Diesel à quatre temps. Le phénomène d'auto-inflammation existe dans une zone restreinte entre le piston et les soupapes d'admission et d'échappement.

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé, mais spontané par un phénomène d'auto-allumage (auto-inflammation) [3]. Lorsque le piston remonte dans le cylindre clos, l'air piégé se comprime et s'échauffe. Du carburant est alors injecté lorsque le piston se rapproche de son Point Mort Haut (PMH). Le mélange air-carburant est alors présent à des conditions où il lui est possible de s'enflammer. On parle alors "d'allumage spontané", "d'auto-inflammation" ou encore "d'allumage par pression".

Cette explosion engendre la propulsion du piston vers le bas. La combustion délivre alors au piston de l'énergie mécanique, qui sera transmise à la bielle, permettant la transformation par le vilebrequin du mouvement rectiligne du piston en mouvement rotatif. Afin de permettre à ce piston de remonter à nouveau et effectuer une nouvelle combustion, il est nécessaire de coupler un ou plusieurs autres pistons synchronisés. Une partie de l'énergie du mouvement rotatif est transmise via la courroie de distribution à l'arbre à cames, et pilote la synchronisation des soupapes.

Les moteurs Diesel sont classés par leur vitesse de rotation il existe trois classes de moteurs Diesel :

- Moteurs dits ‘lents’ : leurs vitesses de rotation sont inférieures à 300 tr/min.
 - Moteurs ‘semi-rapides’ : dont leurs vitesses de rotation est comprise entre 300 tr/min et 1000 tr/min.
 - Les moteurs ‘rapides’ : leurs vitesses de rotation sont supérieures à 1000 tr/min.
- Les moteurs rapides et semi-rapides sont des moteurs à quatre temps, tandis que les moteurs lents sont des moteurs à deux temps.

2. PRINCIPAUX ORGANES D’UN MOTEUR DIESEL

Pour comprendre comment un moteur diesel fonctionne, il est nécessaire de comprendre le fonctionnement des principaux composants ainsi que leur relation les uns aux autres. La figure 1 représente une coupe transversale du moteur.

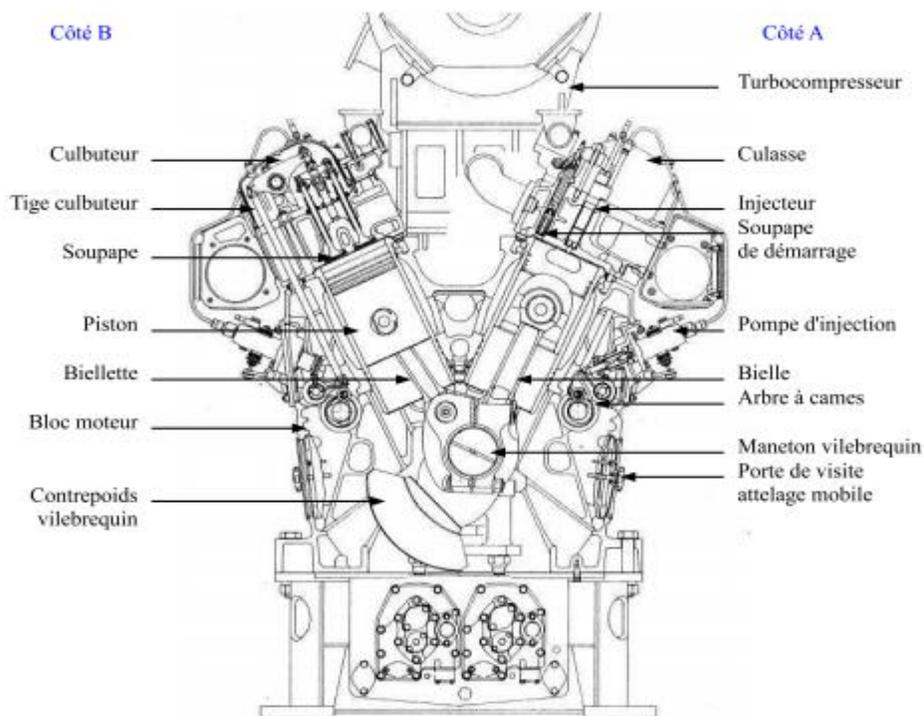


Figure 1 Coupe transversale du moteur [4]

Les éléments principaux constituant le moteur sont les suivants :

Le bloc moteur :

Le bloc moteur contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes assurant le fonctionnement du moteur.

Dans le moteur diesel, le bloc représente la structure et le cadre rigide des cylindres du moteur, des conduits du liquide de refroidissement et de l'huile.

Le bloc inférieur est une pièce sous forme de cuvette qui abrite le vilebrequin et les têtes de bielle et qui contient aussi la réserve d'huile de graissage.

En général, il est en alliage léger moulé avec nervures extérieures pour assurer un bon refroidissement de l'huile échauffée par son passage dans le moteur.

L'étanchéité entre le carter-moteur et le carter inférieur doit être parfaite : elle est assurée par un joint plat à liège ou bien par un joint cylindrique, en caoutchouc synthétique, logé dans une gorge.

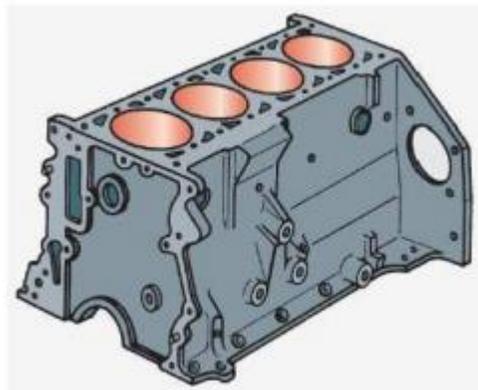


Figure 2 Bloc Cylindre non chemisé [4]

Le bloc moteur regroupe les éléments mobiles de la ligne d'arbre, soit, les pistons, les chemises, les bielles et le vilebrequin.

Le piston :

C'est l'organe qui, en se déplaçant dans le cylindre ou la chemise, transmet la poussée des gaz au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

La cylindrée dépend de son diamètre, et on peut la déterminer grâce à la formule suivante :

$$\text{Cylindrée} = \pi \times R^2 \times L \times N \quad (1- 1)$$

R : le rayon du piston

L : la longueur de la course du piston

N : le nombre de cylindres

Le piston se compose d'une tête ou culot avec un diamètre qui doit être inférieur à l'alésage du cylindre. L'étanchéité est assurée par des segments situés dans des gorges pratiquées sur le pourtour du piston. La partie inférieure ou jupe du piston doit assurer le guidage à froid comme à chaud avec un minimum de frottement.



Figure 3 Piston d'un moteur diesel avec cavité en forme oméga. [5]

Les soupapes

La soupape est un bouchon métallique en acier au Nickel, au Chrome ou au Tungstène dont le rôle est d'ouvrir et de fermer les orifices d'admission et d'échappement afin de permettre la compression, la combustion et l'évacuation des gaz brûlés.

La Bielle :

C'est une pièce mécanique en acier très résistant au nickel-chrome, dont une extrémité est liée au piston par l'axe du piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin.

La bielle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

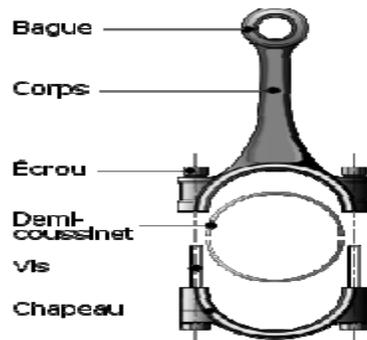


Figure 4 Vue éclatée de la bielle.[5]

Le vilebrequin :

Le vilebrequin est constitué de deux parties fixées rigidement. Il est équilibré dynamiquement grâce à des contrepoids vissés sur les manivelles comme l'indique la figure 5.

Les bielles et les biellettes des paires de cylindres sont raccordées aux manetons du vilebrequin.

L'excentricité des axes des manetons par rapport à l'axe du vilebrequin permet de transformer le mouvement de translation des pistons en un mouvement de rotation du vilebrequin.

Le vilebrequin est équipé d'un amortisseur de vibrations. [4]

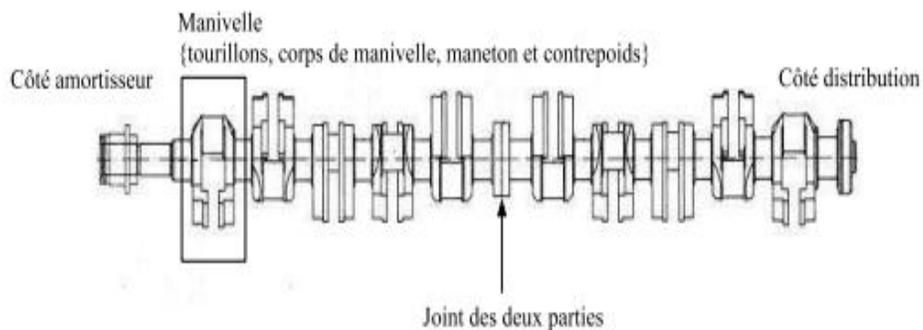


Figure 5 Vilebrequin [4]

Les cylindres

Le cylindre constitue la chambre de combustion.

Il est constitué d'une chemise d'alésage 240 mm s'insérant dans les alésages du bloc moteur.

l'intérieur du cylindre est protégé contre l'usure due aux frottements par ces chemises en métal.

Les culasses :

Chaque cylindre est équipé d'une culasse individuelle qui ferme la chambre de combustion sur sa partie supérieure et qui supporte le système de distribution.

L'amortisseur de vibrations

Le rôle de l'amortisseur de vibrations est d'atténuer les vibrations en torsion du vilebrequin. Ces dernières peuvent en effet être particulièrement néfastes et conduire à la rupture en fatigue de l'arbre moteur.

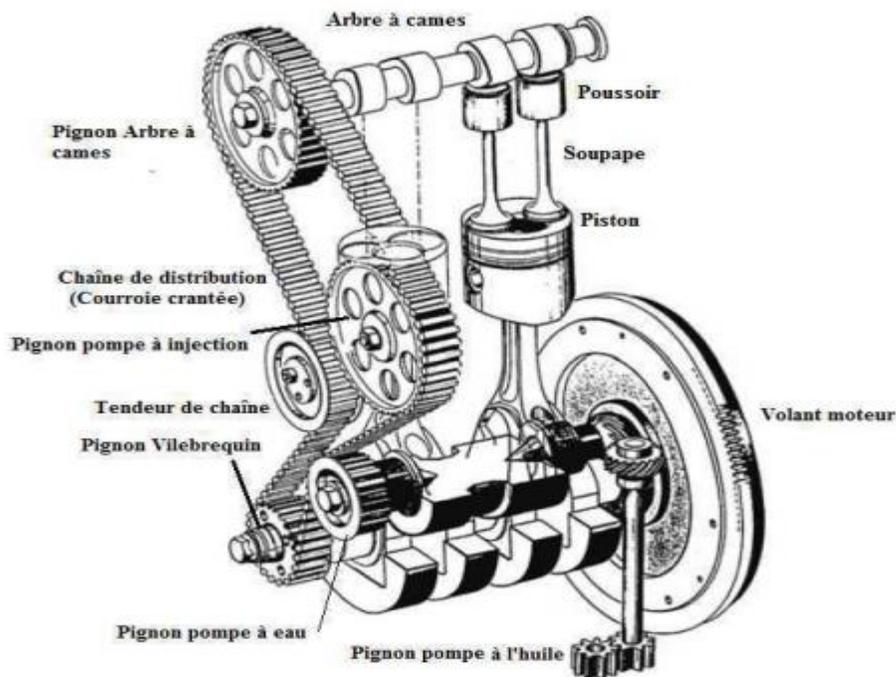


Figure 6 Vue globale des Organes mobiles du moteur diesel [5]

3. DIFFERENCES ENTRE LE MOTEUR A ESSENCE ET LE MOTEUR DIESEL

Bien que le moteur diesel et le moteur à essence font partie de la même famille de machines thermiques, ils ne présentent pas les mêmes caractéristiques. Dans le moteur à essence, la préparation du mélange carburé est dite quantitative, car la masse de charge fraîche introduite dans le cylindre moteur augmente quand la vitesse de rotation augmente, cependant, le rapport entre la masse d'air introduite et la masse de carburant est toujours la même. Autrement dit, le rapport Air/Fuel est constant, quel que soit le régime du moteur (soit $A/F \sim 16$).

En revanche, la préparation de la charge fraîche dans un moteur diesel est dite qualitative, car lorsqu'on accélère, la masse d'air introduite dans le moteur reste la même, mais la quantité de carburant injectée augmente. Ainsi, le rapport Air/Fuel, c'est-à-dire que la qualité du mélange carburé varie avec la variation du régime moteur. En outre, le moteur diesel développe un rendement thermique plus élevé que celui développé par le moteur à essence de même puissance. La méthode d'inflammation n'étant pas la même selon le combustible, la phase d'explosion ne se déroule donc pas de la même manière :

- **Phase d'explosion d'un moteur essence** : le combustible comprimé dans la chambre de combustion est enflammé par une étincelle électrique causée par la bougie.
- **Phase d'explosion d'un moteur diesel** : le diesel doit atteindre le point d'auto-inflammation qui est à 250°C. La chambre de combustion est remplie d'air fortement comprimé (la pression atteint 35 bars et la température est de 600°C, bien au-dessus du point d'auto-inflammation du diesel). L'injecteur s'ouvre et un brouillard de carburant pénètre dans le cylindre. L'air chaud vaporise le carburant qui s'enflamme (la bougie est alors remplacée par l'injecteur de carburant). Cette différence de combustion explique certains avantages et inconvénients aux différents carburants.

- **Avantages du moteur diesel**

- Un couple moteur plus important et qui reste constant pour des vitesses faibles.
- Meilleur rendement
- Risques d'incendie plus faibles, car le point d'inflammation est beaucoup plus élevé que celui de l'essence ;
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques, car ils contiennent moins de CO₂.

- **Inconvénients du moteur diesel**

- Le bruit de fonctionnement est plus important (explosion du mélange air-carburant qui constitue le bruit du moteur que nous pouvons entendre)
- Les composants mécaniques doivent être surdimensionnés (très hautes pressions et températures).
- Nécessite un refroidissement plus efficace
- Le démarrage à froid est moins bon qu'un moteur à allumage commandé.

Tableau 1 Tableau comparatif entre le moteur diesel et le moteur à essence

Paramètres	Moteur à essence	Moteur diesel
Désignation	Moteur à allumage commandé par bougies	Moteur à allumage commandé par compression
Carburation	A l'extérieur par carburateur. A l'intérieur par injection directe	A l'intérieur par injection directe
Allumage	Explosion d'une charge homogène	Auto-inflammation d'une charge hétérogène
Carburant	Fractions légères d'hydrocarbures Octane, Gazoline	Fractions lourdes d'hydrocarbure Dodécane, Heptane
Cylindrée	800, 1000, 1100, 1200, 1400, 1600, 1800	1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2200...
Piston	Plat	Creux
Formation du mélange	Quantitative	Qualitative

Taux de compression	Faible entre 6 et 10	Élevé entre 15 et 23
Coefficient d'excès d'air	Entre 0.6 et 1.3	>1
Flamme	Prémélange	Diffusion
Combustion	À volume constant	À pression constante
Puissance	Varie en fonction de la masse de la charge introduite dans le cylindre	Varie en fonction de la masse de carburant injectée dans la chambre de combustion
Rendement thermique	En fonction du taux de compression	En fonction du taux de compression et du taux d'introduction
Pression en fin de compression	Varie avec la variation de la masse introduite (10-15 bar)	Ne varie pas (20-30 bar)

4. FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL

Dans un moteur Diesel, l'allumage est obtenu par une auto-inflammation du carburant pour donner suite à l'échauffement de l'air sous l'effet de la compression. Un rapport de compression normal est de l'ordre de 14 à 25. Un tel taux de compression amène la température de l'air dans le cylindre de 600 à 900 °C. Cette température étant celle de l'auto-inflammation du fioul, celui-ci s'enflamme spontanément au contact de l'air, sans qu'il y ait besoin d'une étincelle, et, par conséquent, sans système d'allumage [5].

5. CYCLE A QUATRE TEMPS MECANIQUES

Le cycle de fonctionnement du moteur Diesel (2 allers et 2 retours c'est-à-dire 4 courses) est réalisé en quatre temps : admission, compression, détente et échappement (Figure 7). Alors que le cycle thermodynamique en comporte 5 (la combustion à volume et à pression constante). Un cycle s'effectue en deux tours du vilebrequin, soit 720 °. Le cycle mécanique est réalisé en deux allers et deux retours du piston (c'est-à-dire quatre courses).

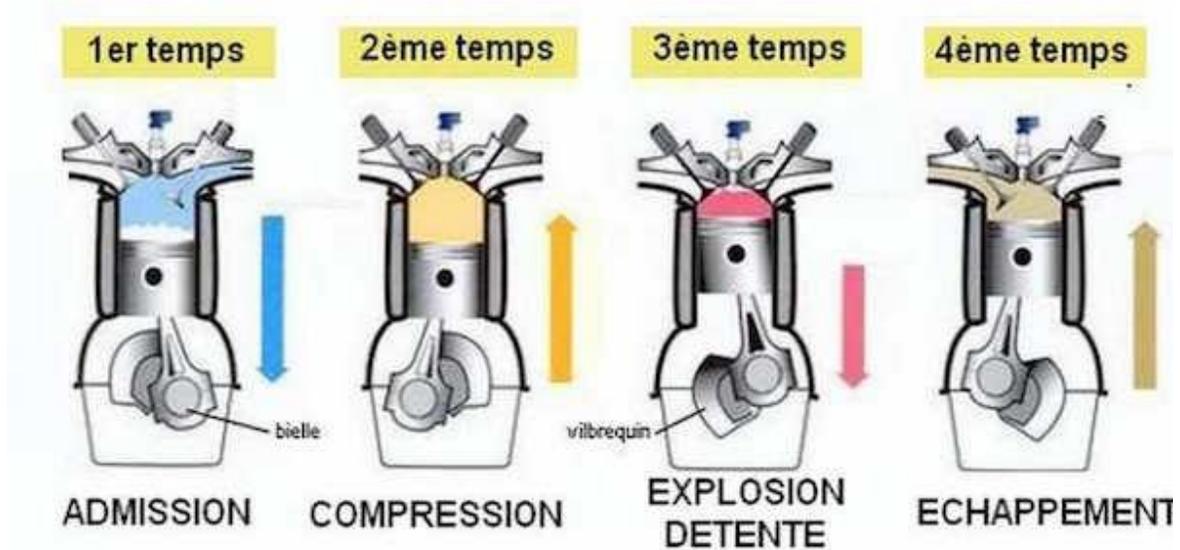


Figure 7 Cycle à quatre temps [6]

- **Premier temps : Admission**

L'admission d'air s'effectue d'abord par l'ouverture de la soupape d'admission et la descente du piston du point mort haut (PMH), position haute extrême, au point mort bas, position basse extrême. Ainsi, la dépression créée par la descente du piston permet le remplissage du cylindre par le mélange gazeux ce qui mène à l'étape finale, fermeture de la soupape d'admission. Cette phase d'admission est primordiale.

- **Deuxième temps : Compression**

Le deuxième temps correspond à la compression de l'air précédemment admis. Les soupapes d'admission et d'échappement étant fermées alors que le piston remonte vers le point mort haut, ce qui résulte, la compression de l'air admis. Lors de cette phase, la pression à l'intérieur du cylindre peut augmenter de 10 jusqu'à 25 fois de sa valeur initiale, et c'est dû à la diminution de volume [7]. Ainsi, une augmentation de la température pour assurer l'inflammation spontanée du mélange combustible-air chaud au moment de l'injection.

- **Troisième temps : Combustion-détente**

C'est la détente des gaz. Alors que les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées et le piston est au point mort haut, le combustible est injecté dans la chambre de combustion sous une très haute pression. La pression maximale créée dans la chambre de combustion, repousse le piston vers le point mort bas (PMB), d'où la production d'un travail mécanique. C'est cette transformation du travail mécanique en mouvement de rotation qui va permettre de tourner le vilebrequin.

- **Quatrième temps : Échappement :**

Cette phase correspond à l'échappement des gaz brûlés : La soupape d'échappement s'ouvre, le piston remonte du point mort bas vers le point mort haut et ainsi les gaz brûlés sont dégagés vers l'atmosphère.

5.1. Cycle thermodynamique :

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie thermique puis à l'énergie mécanique directement exploitable sur le vilebrequin du moteur. Les hypothèses sur lesquelles le cycle thermodynamique théorique est basé sont les suivantes :

- On néglige les effets du transfert de chaleur et du frottement mécanique
- Les processus de compression et de détente sont considérés comme adiabatiques et réversibles.
- L'air est considéré comme un gaz parfait à volume constant et pression constante.
- Le cycle est fermé ce qui implique que les variations d'énergie dans un cycle sont nulles.
- Les transformations du cycle thermodynamique sont réversibles. (Les transformations subies par le fluide sont composées d'une succession d'états d'équilibres).

L'évolution de la pression dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle « Beau de Rochas & OTTO » se représente dans un diagramme (p, v) (figure 8).

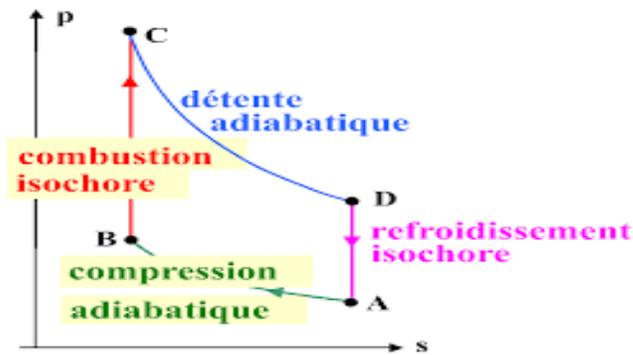


Figure 8 Cycle « Beau de Rochas & Otto »[8]

Le cycle thermodynamique est constitué de :

- Admission
- Compression adiabatique $A \Rightarrow B$
- Combustion isochore $B \Rightarrow C$.
- Détente adiabatique $C \Rightarrow D$.
- Échappement isochore $D \Rightarrow A$.

5.2. Cycle théorique

Dans la réalité on n'utilise pas le cycle de Carnot, car il nécessiterait une pression trop importante pour la température haute (point A sur le diagramme), les moteurs usuels ne permettent pas une telle compression. On préfère donc modifier le cycle et on enlève les deux transformations isothermes AB et CD qu'on remplace par :

- Deux isochores et on obtient le moteur à essence $A_1 B C_1 D$
- Une isobare et une isochore et c'est le moteur Diesel $A_2 B C_1 D$, du nom de son inventeur.

Les transformations subies par le fluide au cours du cycle théorique défini par Rudolph Diesel sont illustrées à la Figure (9):

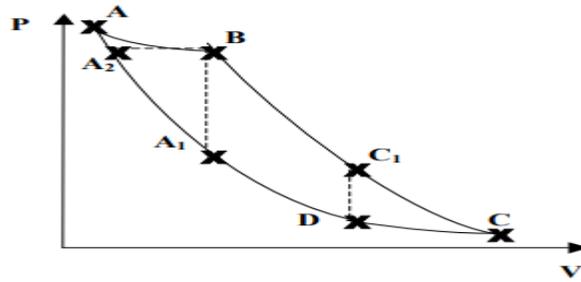


Figure 9 Cycle défini par Rudolph Diesel [6]

Les transformations suivantes caractérisent le cycle Diesel idéal tel qu'illustré à la Figure (10) :

- **O→A** : Aspiration du gaz à pression constante (atmosphérique) dans le cylindre le long de la droite isobare OA : $P_O = P_A = P_a$ (avec P_a la pression atmosphérique).
- **A→B** : Compression isentropique (sans pertes de chaleur au niveau des parois du moteur).
- **B→C** : Combustion instantanée du gaz à pression constante le long de la droite isobare BC avec une forte élévation de la pression.
- **C→D** : Détente isentropique du gaz chaud qui ramène le volume à V_A , mais à une pression supérieure à celle de l'atmosphère (au point PD).
- **D→A** : Échappement des gaz brûlés à volume constant. Retour au point de départ O.

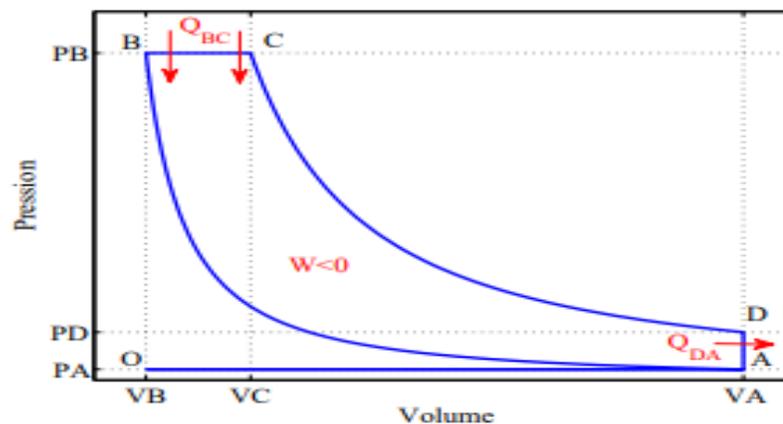


Figure 10 Diagrammes de Clapeyron du cycle diesel idéal [6]

Le rendement thermodynamique du cycle diesel idéal, défini comme le rapport entre le travail fourni et la quantité de chaleur apportée au système en phase de combustion, est alors égal à :

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \tau^{(1-\gamma)} \frac{1 - \varepsilon^\gamma}{\varepsilon - 1} \quad (1-2)$$

Avec :

$$\tau = \frac{V_C}{V_B} \quad \text{et} \quad \varepsilon = \frac{V_A}{V_B} \quad (1-3)$$

γ : le coefficient polytropique du fluide,

τ : le taux d'injection

ε : le taux de compression volumétrique.

Plus la combustion est rapide et plus le taux de compression est élevé, meilleur est le rendement. Ce dernier est typiquement de l'ordre de 50 %.

Le fluide fournit un travail ($W < 0$), reçoit une quantité de chaleur ($Q_{BC} > 0$) et libère une quantité de chaleur ($Q_{DA} < 0$).

Le rendement thermodynamique du cycle théorique est donc :

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_{BC}} \quad (1-4)$$

En appliquant le premier principe de la thermodynamique, la variation d'énergie de système s'écrit :

$$\Delta E = W + Q_{BC} + Q_{DA} \quad (1-5)$$

Le rendement thermodynamique est alors

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_{DA}|}{Q_{BC}} \quad (1-6)$$

Avec la quantité de chaleur reçue est :

$$Q_{DA} = mc_v(T_A - T_D) \quad (1-7)$$

Donc rendement thermodynamique devient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(T_D - T_A)}{(T_C - T_B)} \quad \text{Avec : } \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (1-8)$$

C_p : capacité thermique massique à pression constante.

C_v : capacité thermique massique à volume constant.

γ : coefficient polytropique.

5.3. Cycle réel

À cause des pertes subies par le fluide au cours du cycle (pertes de chaleur aux parois par exemple), le diagramme réel ne correspond pas exactement au cycle théorique.

Le diagramme du cycle réel est généralement introduit dans celui du cycle théorique.

La comparaison entre les deux cycles réel et théorique permet d'identifier les pertes affectant le rendement du moteur (Figure 11).

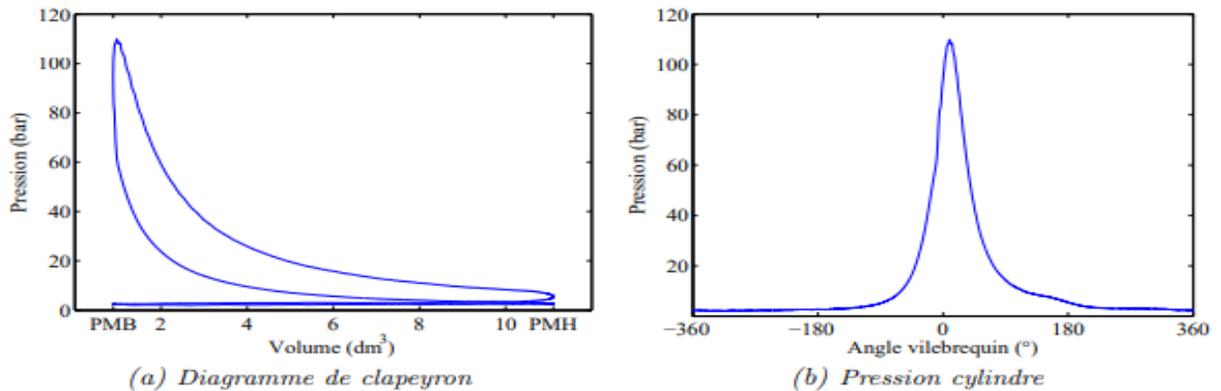


Figure 11 Diagramme de Clapeyron du cycle réel [6]

Les causes de baisse de rendement sont :

- **Admission** : l'inertie des gaz augmentant avec la vitesse de rotation du moteur est responsable du remplissage incomplet du cylindre.
- **Compression** : la compression n'est pas adiabatique. Du fait de la communication de la chaleur aux parois, la pression des gaz s'élève moins vite que dans la loi adiabatique.
- **Combustion** : la combustion du mélange air/essence n'est pas instantanée au point mort haut (PMH) d'où une zone de combustion arrondie sur le diagramme ;
- **Détente** : la détente des gaz brûlés n'est pas adiabatique, car les gaz cèdent une partie de leur chaleur aux parois ;
- **Échappement** : en fin de détente, la pression des gaz est nettement supérieure à la pression atmosphérique.

5.4. Le cycle mixte

Le cycle de fonctionnement du moteur diesel peut être assimilé à un cycle mixte, où la combustion se déroule à la fois à volume constant et à pression constante (figure 12).

Le rendement thermodynamique du cycle mixte idéal est le suivant :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (1-9)$$

ε : est le taux de compression du moteur

k : c'est le rapport entre la pression maximale et la pression en fin de compression.

Plus ce rapport est grand, meilleur est le rendement. et lorsque $k = 1$, le rendement du cycle mixte est égal à celui du cycle diesel.

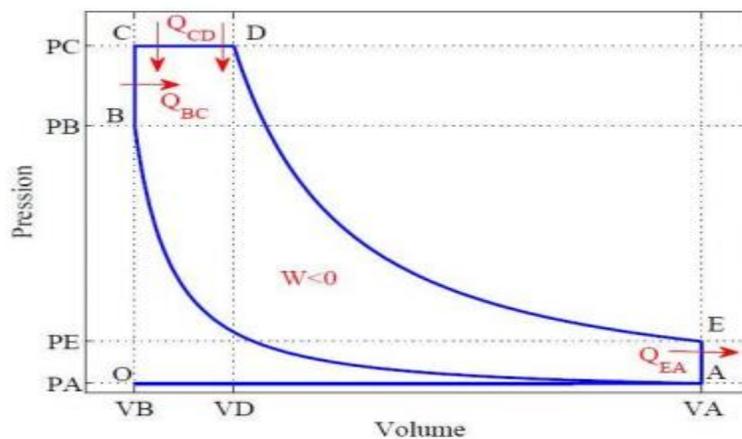


Figure 12 Cycle mixte [6]

6. CARACTERISTIQUES FONDAMENTALES DU CYCLE

Dans cette partie, on évoque quelques indicateurs permettant d'évaluer les performances du moteur diesel en termes de puissances et de rendements :

- Travail (J) :

Le travail se produit lorsque la force appliquée sur un corps provoque son déplacement dans la même direction que cette force. C'est un transfert d'énergie lié à un déplacement.

Le travail est représenté dans le diagramme (P – V) par l'aire de la courbe comprise dans le

cycle fermé. Pour le cycle théorique, le travail est représenté par l'aire de la courbe pointillée. (Figure 13).

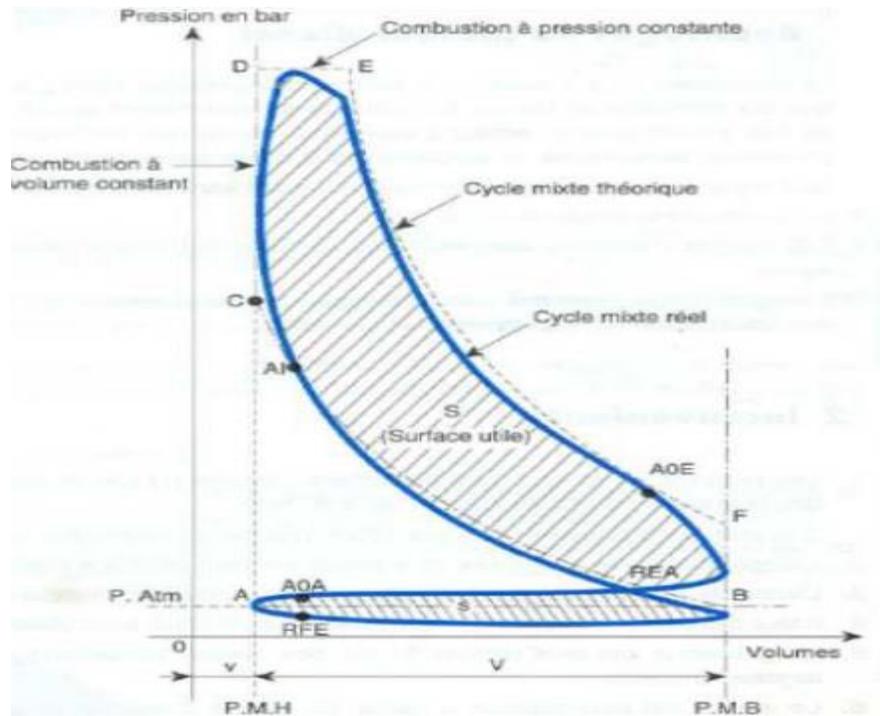


Figure 13 Cycle mixte représenté sur le diagramme (P – V) [7]

- **Travail indiqué (W_i) :**

La force de pression créée par la combustion des gaz et transmise au piston pendant un cycle du moteur. Il est égal à la surface fermée du diagramme de Clapeyron.

$$W_i = - \int p dV \quad (1-10)$$

- **Puissance indiquée (P_i) : (kW)**

C'est la puissance fournie au piston. Elle est égale au travail indiqué W_i multiplié par le nombre de cycles par seconde :

$$P_i = W_i \frac{N_{rot}}{120} \quad (1-11)$$

Avec W_i est le travail indiqué et N_{mot} est le régime moteur

- Pression moyenne indiquée (P_{MI}) :

La pression moyenne du cycle représente le travail spécifique du moteur par unité de volume de cylindrée. C'est une valeur constante de pression qui produit, pendant une seule course de piston, un travail égal au travail du cycle. La pression moyenne représente aussi un élément de comparaison commode qui permet de comparer le travail des moteurs des différentes dimensions. Elle est représentée par la formule suivante : (où C_u est la cylindrée unitaire)

$$P_{MI} = \frac{W_i}{C_u} \quad (1-12)$$

- Consommation spécifique effective CSE (g/kWh) :

La consommation spécifique du moteur définit la qualité de la transformation de l'énergie au sein du moteur. Cette grandeur est proportionnelle à l'inverse du rendement. C'est la quantité de combustible, d'un pouvoir calorifique donné, qui doit être dépensée pour la production d'une unité d'énergie:

$$CSE = \frac{m_c}{P_c} \quad (1-13)$$

- Puissance effective (P_e) :

C'est la puissance développée au niveau de l'arbre moteur exprimée en kW/litre de cylindrée et elle permet de comparer des moteurs de cylindrée et de conception différentes.

$$P_e = C_e W_{rot} \quad (1-14)$$

Avec : C_e : le couple effectif et W_{rot} est la pulsation angulaire

- **Taux de compression volumétrique :**

Le taux de compression volumétrique (ξ) est défini par le rapport entre le volume total de cylindre sur le volume de la chambre de combustion :

$$\xi = \frac{C_\gamma + V_m}{V_m} \quad (1-15)$$

Le taux de compression volumétrique influence fortement le rendement du moteur et il doit être choisi en fonction de la respiration du moteur.

- **Rendement du cycle théorique :**

C'est le rapport entre la valeur absolue du travail du cycle et la quantité de chaleur apportée au cycle (pendant la combustion).

Il est représenté par la formule suivante :

$$\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_a} \quad (1-16)$$

- **Rendement global :**

C'est le rapport entre la puissance effective P_e et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}).

$$\eta_g = \frac{P_e}{P_{cal}} \quad (1-17)$$

- **Rendement de combustion (η_{comb}) :**

C'est le rapport entre la puissance libérée lors de la combustion (P_{comb}) et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}).

$$\eta_{comb} = \frac{P_{comb}}{P_{cal}} \quad (1-18)$$

- **Rendement thermodynamique (η_{th}) :**

C'est le rapport entre la puissance théorique indiquée ($P_{i_{th}}$) et la puissance libérée lors de la combustion (P_{comb}).

$$\eta_{th} = \frac{P_{i_{th}}}{P_{comb}} \quad (1-19)$$

- **Rendement de cycle (η_{cycle}) :**

Le rapport entre la puissance indiquée (P_i) et la puissance théorique indiquée ($P_{i_{th}}$), aussi c'est l'écart entre le cycle réel par rapport au cycle théorique.

$$\eta_{cycle} = \frac{P_i}{P_{i_{th}}} \quad (1-20)$$

- **Rendement indiqué (η_i) :**

C'est le rapport entre la puissance indiquée (P_i) et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}). Il se compose de trois rendements : le rendement de combustion (η_{comb}), le rendement thermodynamique (η_{th}) et le rendement de cycle : $\eta_i = \eta_{th} \eta_{comb} \eta_{cycle}$

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{cal}} \quad (1-21)$$

- **Rendement organique ($\eta_{méc}$)**

C'est le rapport entre la puissance effective (P_e) et la puissance indiquée (P_i). Le ($\eta_{méc}$) prend en considération toutes les pertes mécaniques.

$$\eta_{méc} = \frac{P_e}{P_i} \quad (1-22)$$

Tableau 2 Exemple d'indicateurs de performance d'un moteur à 75% de charge

Travail indiqué W_i	15 kJ
Puissance indiquée P_i	190 kW
Pression moyenne indiquée PMI	15 bars
Puissance effective P_e	155 kW
Consommation spécifique CSE	210 g/ kW/ h
Rendement global η_g	40%
Rendement indiqué η_i	50%
Rendement organique η_{org}	80%

Le rendement organique est de l'ordre de 70 % à 85 % à pleine charge. Il décroît à mesure que la charge diminue. L'amélioration du rendement global du moteur implique l'augmentation du rendement thermique et du rendement indiqué.

7. DIAGRAMME DE LA DISTRIBUTION

Afin d'optimiser le processus de combustion au cours du cycle moteur, un certain nombre de réglages est défini par le constructeur. Ces réglages sont représentés sous la forme d'un diagramme dit de distribution (Figure 14).

On distingue les réglages suivants :

L'avance à l'ouverture des soupapes d'admission (AOA)

Les soupapes d'admission s'ouvrent avant le passage du piston au PMH afin de tenir compte de l'inertie de l'air frais dans les conduites d'admission.

Le retard à la fermeture des soupapes d'admission (RFA)

Les soupapes d'admission se ferment après le passage du piston au PMB. Le remplissage du cylindre se poursuit malgré la remontée du piston du fait de l'inertie des gaz frais.

L'avance à l'ouverture des soupapes d'échappement (AOE)

Les soupapes d'échappement s'ouvrent avant le passage du piston au PMB. L'évacuation des gaz brûlés débute grâce à la pression résiduelle régnant dans la chambre de combustion.

Le retard à la fermeture des soupapes d'échappement (RFE)

Les soupapes d'échappement se ferment après le passage du piston au PMH. L'air frais entrant en phase d'admission balaie les gaz brûlés résiduels.

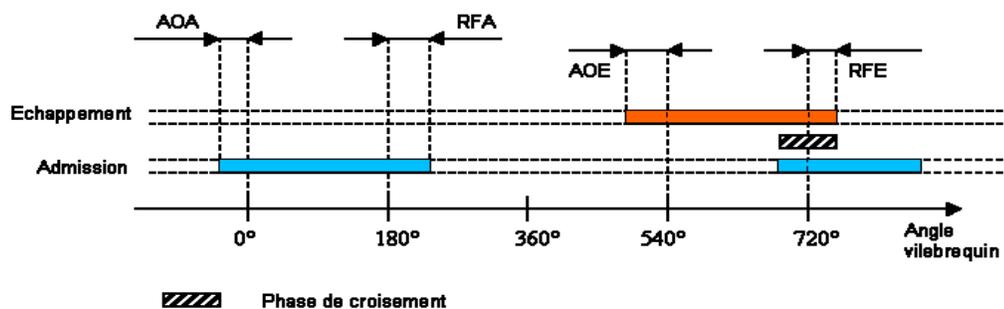


Figure 14 Avances et retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes [8]

8. COMBUSTION DANS LES MOTEURS DIESEL

La combustion dans un moteur Diesel est divisée en quatre phases :

- **Phase (I) : Le délai à l'inflammation :**

C'est le temps émis entre le début d'introduction du combustible dans la chambre de combustion et son auto-inflammation, dans les conditions de pression et température de la chambre combustion

- Phase (II) : La combustion non contrôlée :

La pression augmente rapidement lorsque le carburant accumulé durant la période d'inflammation est brûlé très rapidement. La combustion non contrôlée commence quelque degré avant le point mort haut et se termine quelque degré après le point mort haut. Le taux d'augmentation de la pression dépend de la quantité de carburant présente à la fin du délai d'inflammation, des degrés de rotation de vilebrequin, et du modèle de pulvérisation. Durant cette période le combustible continue d'être injecté et brûlé

- Phase (III) : La combustion contrôlée :

La combustion est terminée à la fin de la phase de la combustion non contrôlée. Le carburant brûle au fur et à mesure qu'il est injecté dans la chambre de combustion. La combustion instantanée est assurée par la pression et la température dégagées lors de la partie non contrôlée. Pour un régime donné, la combustion contrôlée est constante ce qui signifie que le maximum de pression dans la chambre de combustion est la même. La période d'injection et de la combustion contrôlée sont plus longues pour les moteurs qui fonctionnent à plein régime, par rapport à ceux qui tournent à faible régime.

- Phase (IV) : La postcombustion ou la combustion tardive :

C'est parce que le carburant injecté n'est pas totalement brûlé (des particules du carburants restent non brûlées à cause du manque d'oxygène au moment d'injection), alors la combustion se continue après la combustion contrôlée.

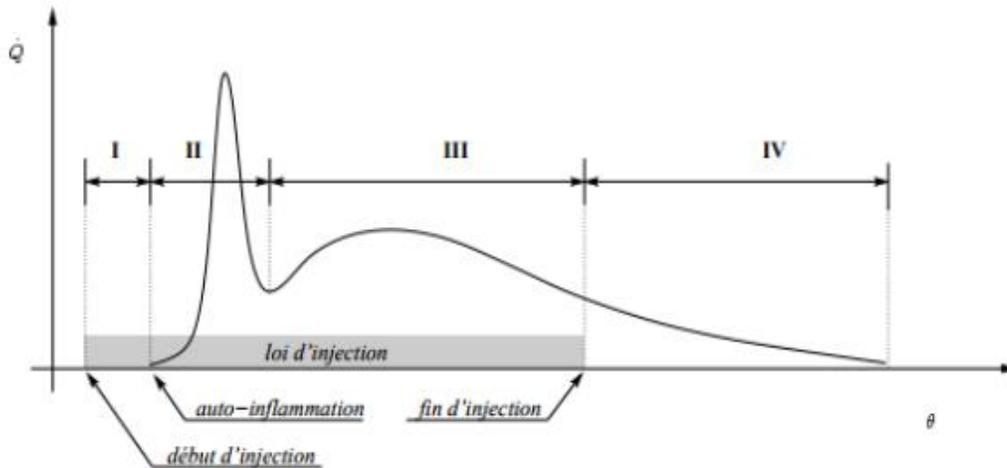


Figure 15 Évolution de la vitesse de dégagement de chaleur [8]

9. RAPPORT AIR-FUEL

Nous donnerons quelques explications concernant l'AFR (richesse) et le rapport entre l'AFR réel et l'AFR stœchiométrique.

On discerne trois cas de fonctionnement :

- Si $\lambda > 1$, alors $AFR > 14,7$ et on parle de mélange pauvre, où il y a excès d'oxygène
- Si $\lambda < 1$, alors $AFR < 14,7$ et on parle de mélange riche, où l'essence est en excès.

Les points de fonctionnement habituels des moteurs qui en découlent sont donc :

- Lorsque $\lambda = 1$: ce mode de fonctionnement est imposé dans les moteurs réguliers pour une pollution minimale des gaz d'échappement. En effet, lorsque le mélange se rapproche de la stœchiométrie ($\lambda = 1$ et $AFR = 14,7$), le catalyseur (ou pot catalytique) peut à la fois réduire (principe de réduction chimique) les oxydes d'azote (NO_x) et oxyder le monoxyde de carbone (CO) ainsi que les hydrocarbures imbrûlés (HC). Ce fonctionnement théorique est souvent lié à la dépollution la plus parfaite.

Ce mode est celui recherché par défaut par le calculateur, au ralenti et sous charges partielles, lorsqu'on roule à vitesse constante et calmement.

- Mode légèrement pauvre : limite la consommation de carburant. Préalablement, les moteurs opéraient avec cette richesse en régime de croisière. Aujourd'hui, à cause de la dépollution par catalyseurs trois voies, seuls quelques moteurs à injection directe tournent en mélange pauvre. Bien qu'améliorant la consommation, la combustion résultant de ce mélange entraîne une augmentation massive des NO_x , ce qui entraîne l'adjonction d'un "piège à NO_x " (NO_x trap) qui absorbe momentanément ces derniers en fonctionnement pauvre et les résorbe en fonctionnement stœchiométrique ou riche pour qu'ils soient réduits par le catalyseur. Il est en effet difficile de réduire (enlever des ions oxygènes) les NO_x sous-ambiances où il y a excès d'oxygène.
- Mode légèrement riche : donne le couple maximal (et donc puissance). Bonne réduction des NO_x , mais beaucoup de HC et CO dans les gaz d'échappement. Ce mode de fonctionnement est réservé aux charges élevées, lorsque le conducteur demande un couple important.

Le circuit principal est conçu pour donner des quantités plus importantes et variables de carburant en fonction de la vitesse du moteur et de la commande d'accélération.

CHAPITRE 2

SIMULATEUR DIESEL

1. INTRODUCTION

La première partie de ce chapitre porte sur une étude bibliographique sur les techniques de détection des défauts des moteurs Diesel. Quant à la deuxième partie, est consacrée à la méthodologie suivie pour la conception d'un simulateur et la modélisation du moteur Diesel.

Dans ce projet, la simulation et la conception du modèle seront réalisées à l'aide du logiciel GT Power. Généralement, le but de la simulation d'un système réel n'est pas seulement de pouvoir faire une étude et une analyse efficace des performances, mais aussi de mieux comprendre le fonctionnement de ce système et la prédiction des défaillances. Au début du processus de conception, le prototypage virtuel aide les concepteurs à faire les choix idéals de conception (des pièces mécaniques et électroniques différentes) avant la réalisation du prototype physique. La simulation représente alors une étape très importante dans les phases de conception des procédés, et il est également très important de valider le modèle.

En ce qui concerne les moteurs, les essais expérimentaux faits sur les systèmes réels sont souvent très coûteux et nécessitent beaucoup de temps, cependant, en utilisant des simulateurs de moteurs on peut prédire et calculer plusieurs paramètres importants comme par exemple :

- La pression d'entrée de l'air.
- La température des gaz à l'intérieur du cylindre dans la chambre de combustion.
- Les pertes de chaleur par unité de surface.

- La pression à l'intérieur du cylindre dans la chambre de combustion.
- L'efficacité énergétique.
- La consommation de combustible.
- Puissance utile du moteur.

Le simulateur du moteur est donc, un outil qui peut être utilisé pour améliorer les systèmes d'optimisation, l'aide au diagnostic de pannes ainsi qu'à l'analyse d'incidents a posteriori.

Actuellement, et grâce aux logiciels de simulations, plusieurs recherches scientifiques ont été mises en place, afin d'apporter des améliorations au niveau du fonctionnement et du rendement des moteurs diesel. Parmi ces recherches on cite :

- La suralimentation : un phénomène qui consiste à élever la masse volumique de l'air à l'admission des moteurs alternatifs afin d'augmenter la puissance spécifique (puissance par litre de cylindrée moteur) et également les puissances volumiques et massiques (puissance par m^3 ou kW) du moteur. [9]
- L'injection directe.
- Le mélange du gazole dans la chambre de combustion.
- Les commandes précises des ouvertures et des fermetures des soupapes d'admission et d'échappement.

Dans la première partie de ce chapitre, on présentera les principaux organes de l'ensemble du moteur Diesel. Quant à la deuxième partie, elle sera consacrée pour présenter les différentes techniques de détection des défauts qui peuvent affecter les moteurs Diesel.

2. SYSTEMES DU MOTEUR DIESEL

Les différents sous-systèmes du moteur diesel sont :

- Le système d'admission d'air.
- Le système de distribution.

- Le système d'injection.
- Le système de refroidissement et de lubrification
- Le système d'échappement.

2.1. Système d'admission d'air

L'alimentation en air de la chambre de combustion joue un rôle très important pour assurer une performance stable et fiable des moteurs Diesel. La bonne gestion de l'alimentation en air, à un impact direct sur la consommation et l'économisation du carburant.

En effet, c'est la gestion de tout ce qui influence sur la quantité, la composition, la température, la pression, et la propreté de l'air de combustion au début de la période de dégagement de chaleur. Les conditions de fonctionnement répondent à un certain nombre d'exigences :

- Une quantité suffisante d'oxygène pour assurer une combustion complète.
- Le contrôle de la température et la pression (masse volumique) de l'air de suralimentation.
- La taille et la concentration des impuretés (la poussière et la saleté) sont acceptables.
- Le mouvement en vrac approprié et l'énergie cinétique sont appliqués à l'air de la charge dans le cylindre pour supporter le mélange de l'air, du carburant et des produits de combustion intermédiaire,

2.2. Système de distribution

L'arbre à cames, ou souvent appelé « cerveau » du moteur, a pour rôle d'assurer l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement au bon moment pendant la rotation du moteur et c'est l'arbre à cames qui entraîne le système de distribution.

Pour assurer une bonne résistance des arbres à cames, par rapport aux fortes sollicitations qui lui sont appliquées, ces pièces sont généralement fabriquées en matériaux comme la fonte de graphite nodulaire, l'acier thermo-traité ou l'acier nitruré.

Le système de distribution est constitué des lobes excentriques qui actionnent le système des composants du train de soupapes. L'arbre à cames lui-même est forgé à partir d'une seule pièce en acier, sur laquelle les lobes sont broyés. Le mouvement de rotation de l'arbre à cames dépend directement de la rotation du vilebrequin, et c'est à travers une chaîne, courroies (ou engrenages) que le vilebrequin conduit l'arbre à cames à tourner. Lorsque le vilebrequin effectue deux tours, l'arbre à cames fait un tour de rotation et tourne à la moitié du régime de la manivelle. Le système de distribution joue un rôle primordial dans le fonctionnement du système et influence directement les performances du moteur. Depuis la conception des premiers moteurs, de nombreux systèmes de distribution ont été utilisés. Cependant, la recherche de puissances spécifiques toujours plus élevées, d'une fiabilité accrue, et la diminution des coûts de production et des émissions polluantes (dont la consommation d'huile) ont condamné successivement la plupart de ces solutions. Actuellement, seules les lumières et les soupapes sont encore utilisées, respectivement pour les moteurs 2 et 4 temps.

Les autres solutions seront présentées pour leur intérêt historique.

2.2.1. Distribution Lumières :

Le principe consiste à mettre en communication le cylindre avec les conduits d'admission et d'échappement au moyen d'orifices (appelés lumières) aménagés dans la paroi du cylindre. Cette technologie de distribution est réservée exclusivement aux moteurs rotatifs.[10]

Le cycle de fonctionnement du moteur rotatif se décompose en quatre temps : admission, compression, détente et échappement (Figure 16).

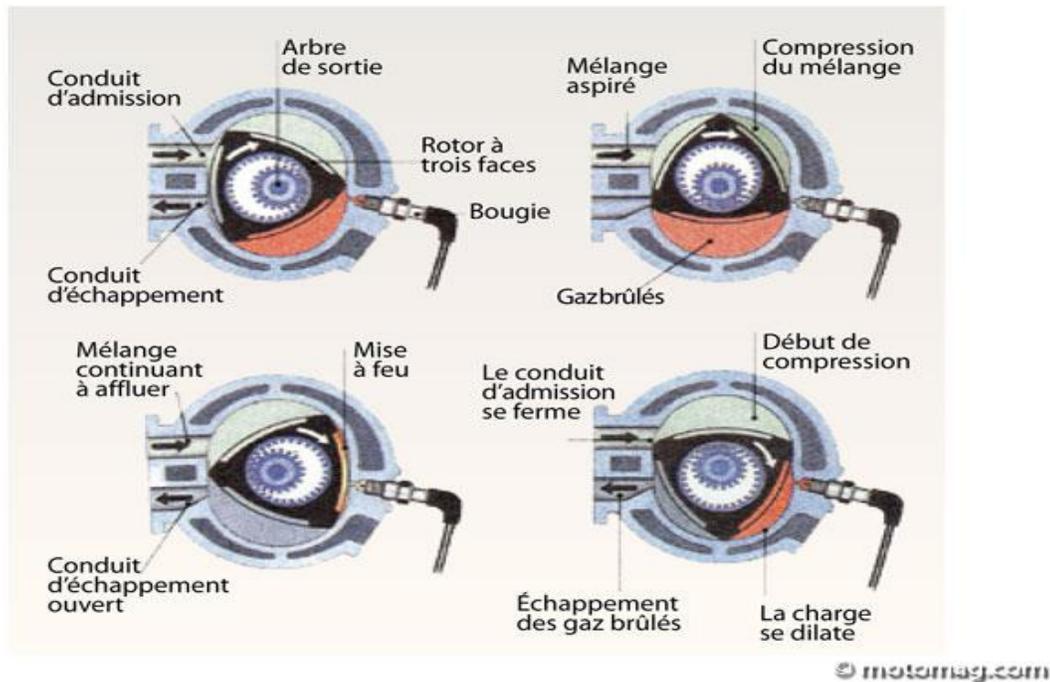


Figure 16 Moteur rotatif [10]

Admission (1) : En agrandissant le volume de la chambre d'admission, le mélange air/essence est aspiré. Le piston obstrue ensuite l'orifice d'admission.

Compression (2) : Le volume diminue et l'air est comprimé.

Détente (3) : L'étincelle de la bougie enflamme le mélange. La pression générée s'applique sur le piston et crée un couple sur l'arbre de sortie. Il faut savoir que le volume de détente peut être supérieur à celui de compression et permet une meilleure récupération de l'énergie (principe du cycle Miller).

Échappement (4) : Le piston refoule les gaz brûlés par l'orifice découvert.

2.2.2. Distribution par fourreaux louvoyants :

La distribution par fourreaux louvoyants utilise des lumières dans la paroi du cylindre dont l'ouverture et la fermeture sont contrôlées non pas par le piston, mais par une

ou deux chemises mobiles, de faibles épaisseurs, coaxiales au piston et guidées dans le cylindre (Figure 17). [10]

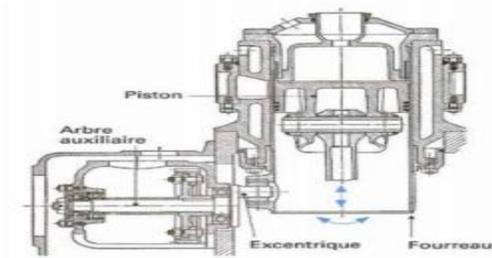


Figure 17 Distribution par fourreaux louvoyants [10]

2.2.3. Distributeurs rotatifs

Les distributeurs rotatifs sont caractérisés par le remplacement du mouvement de translation alternatif par un mouvement de rotation continue, ce qui permet de minimiser les vibrations d'autres contraintes mécaniques. Lorsqu'il est placé dans la culasse (moteur à 4 temps), le distributeur est soumis à l'intégralité du cycle thermodynamique [10]. Ce type de soupape dégrade particulièrement la fluidité de l'admission et de l'échappement des gaz, ce qui induit un mauvais rendement du moteur (Figure 18).

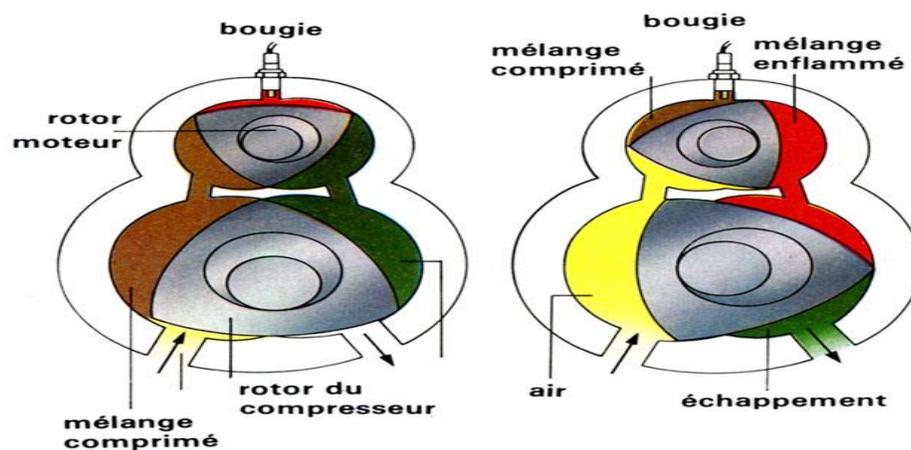


Figure 18 Distributeurs rotatifs [10]

2.2.4. Les soupapes

L'arbre à cames peut commander trois types d'actionneurs : direct, le linguet et le culbuteur.

- **Distribution à attaque directe**

La commande de la soupape est effectuée par un poussoir. Il n'y a pas d'élément de transmission entre la soupape et l'arbre à cames. L'avantage de ce type de distribution est d'avoir une très bonne rigidité. Les soupapes ont donc un bon comportement à régime élevé. Les plus courants sont les poussoirs hydrauliques, mécaniques et à rouleaux. Ils sont silencieux et ne nécessitent pas de réglage périodique (Figure 19).

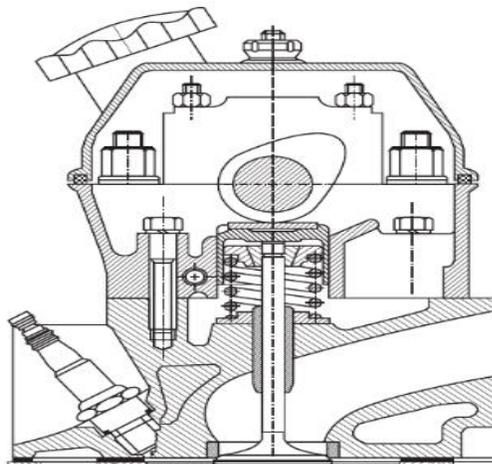


Figure 19 Distribution à attaque directe [13]. :

- **Distribution à linguet**

Le mouvement du linguet est défini par une rotation à l'une de ses extrémités, présentant éventuellement une butée hydraulique. La distribution à linguet est utilisée dans des applications où un taux d'élévation de soupape très élevé est nécessaire. Cependant, l'inconvénient de cet actionneur est l'usinage de la came qui est plus délicat, car elle contient des concavités [14] Figure (20).

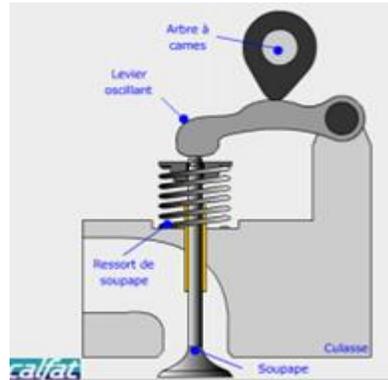


Figure 20 Distribution à linguet [13]

• **Distribution à culbuteur**

Contrairement au linguet, l'axe de rotation de ce type de distribution se trouve au centre et les deux extrémités sont en contact avec la came et la soupape. Pour des raisons géométriques, le culbuteur est l'actionneur qui offre la rigidité la plus faible et la masse mobile la plus importante. L'axe de rotation est généralement une « rampe » permettant la lubrification de l'axe de rotation. Le culbuteur permet de n'utiliser qu'un seul arbre à cames pour actionner les soupapes d'admission et d'échappement. (Figure 21).

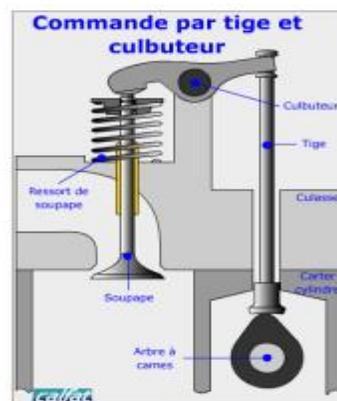


Figure 21 Distribution à culbuteur [13].

- **La loi de levée de la soupape**

La conception de la soupape est une phase très importante qui a des impacts sur la performance du moteur. C'est important de comprendre le fonctionnement du profil de levage de soupapes et le profil de levage de cames. La loi de levée des soupapes reflète le mouvement des soupapes au cours de leur ouverture et de leur fermeture. Une loi parfaite pour le remplissage serait une loi rectangulaire (vitesse et accélération infinie) ce qui la rend physiquement irréalisable (Figure 22). La loi de levée de soupape est actuellement calculée à partir du remplissage moteur [15]

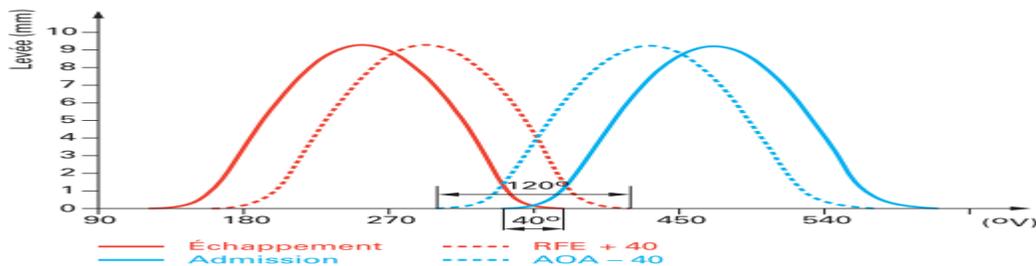


Figure 22 Loi de levée idéale en fonction l'angle de vilebrequin [15]

Le cycle théorique de fonctionnement du moteur Diesel se décompose en quatre temps : admission, compression, combustion-détente et échappement. (Figure 23).

Phase 1 :

- Le cycle commence au point mort haut (PMH).
- Le piston descend du haut du cylindre, réduisant la pression à l'intérieur du cylindre.

Phase 2 :

- L'air frais pénètre dans le cylindre par l'orifice d'admission.
- La soupape d'admission se ferme au point mort bas (PMB), ensuite le carburant est injecté dans le cylindre.
- La course du piston comprime le mélange air-carburant.

Phase 3 :

Le mélange air-carburant est ensuite allumé près de la fin de la course de compression, généralement par une bougie d'allumage pour les moteurs à essence ou par la chaleur et la

pression de compression pour les moteurs Diesel.

La pression résultante de combustion des gaz pousse le piston en bas.

Phase 4 :

Le piston pousse les gaz à l'extérieur du cylindre à travers la soupape d'échappement

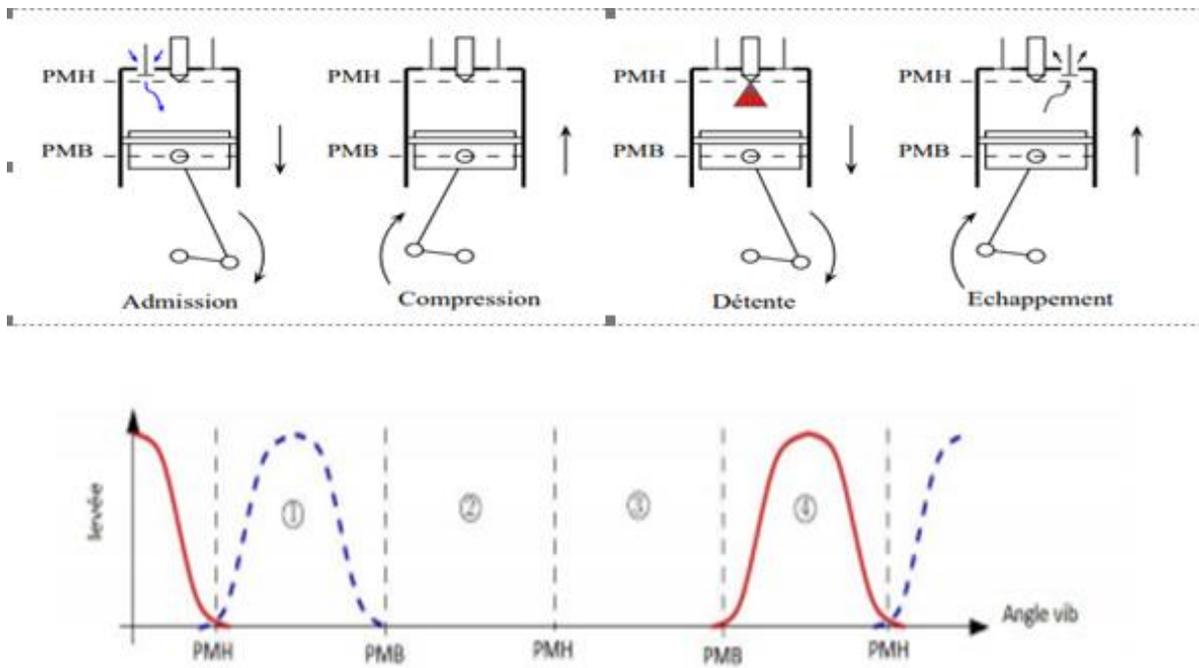


Figure 23 Fonctionnements du moteur Diesel [15]

2.3. Système d'injection

Il assure le dosage et l'injection de carburant dans les cylindres. Le système d'injection se compose comme indiqué sur la figure du réservoir de carburant, d'un séparateur d'eau, d'un système de filtration, d'une pompe de distribution et d'injecteurs.

Une pompe alimente le carburant via un filtre à une pompe haute pression, et cette pompe assure que la pression du carburant dans le rail soit élevée. Le contrôleur électronique calcule le point d'injection et la quantité du carburant injecté.

Cette quantité dépend de l'état du fonctionnement du moteur, les conditions ambiantes et la pression du rail. La quantité du carburant injectée est contrôlée par deux facteurs qui sont le temps d'injection et la pression d'injection (contrôlée par la vanne de régulation de pression).

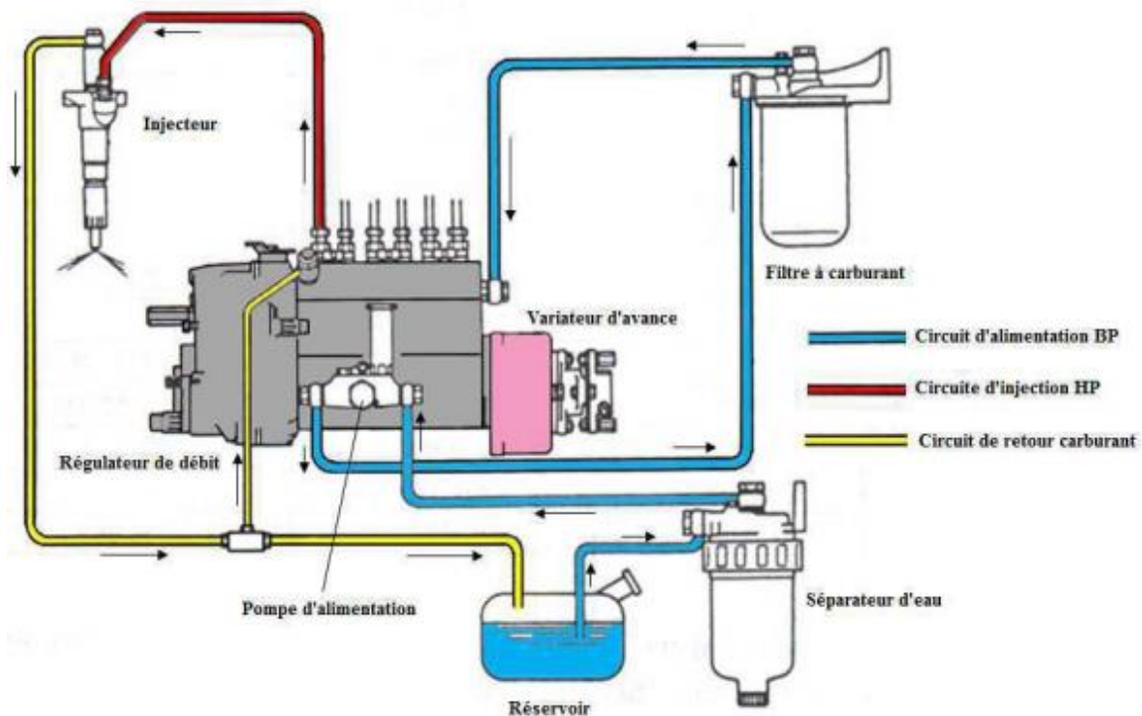


Figure 24 Système d'injection dans un moteur diesel [5]

2.4. Système de refroidissement et système de lubrification

Pour éviter une surchauffe, le moteur doit être équipé d'un système de refroidissement. Il s'agit d'un circuit d'eau traitée qui a pour rôle d'abaisser la température des chemises, des culasses et des bâtis des turbocompresseurs. Quant aux éléments internes du moteur comme les arbres à cames, les culbuteurs, les pistons, et le vilebrequin, ils sont lubrifiés par le système de lubrification.

2.5. Système d'échappement

Le système d'échappement est composé d'un tuyau d'échappement et un silencieux, pour réduire le bruit causé par les gaz d'échappement sous pression. Les matériaux les plus utilisés pour la fabrication des systèmes d'échappement sont le fer, l'acier inoxydable, l'acier doux et l'acier au carbone. Ce système peut supporter des températures très élevées de 600 °C ou plus.

3. TECHNIQUES D'INSPECTION

Il existe plusieurs techniques de détections et de diagnostics des défauts dans un moteur Diesel. Parmi ces méthodes, on cite :

- Modèles neuronaux.
- Analyse d'huile.
- Analyse de gaz d'échappement.
- La mesure des vibrations du bloc moteur ou culasse.
- Exploitation du courant d'ionisation.
- Le but de cette synthèse bibliographique est de présenter une vue d'ensemble de ces méthodes de diagnostic du moteur Diesel.

3.1. Modèles neuronaux

Le réseau de neurones est un ensemble d'algorithmes informatiques non linéaires qui peuvent modéliser le comportement des processus non linéaires compliqués. Un modèle de réseaux de neurones se compose de plusieurs couches (couche d'entrée, couche de sortie et couches cachées) connectées entre elles. Aujourd'hui, cet outil est devenu très efficace pour le diagnostic du moteur Diesel. Dans [16], l'objectif principal de ce travail était de montrer la possibilité d'utiliser le réseau de neurones, pour la prévision des performances d'un moteur diesel (pression et température du cylindre) en état normal et défectueux. La première étape a été la simulation de la pression et la température en utilisant le réseau de neurones dans des conditions normales, et la deuxième étape a été la simulation de la pression et la température du cylindre en utilisant le réseau de neurones dans des conditions défavorables. Puis on évoque une comparaison entre les données

simulées et les données expérimentales obtenues sur le banc d'essai avec et sans défaut. Les résultats obtenus montrent une très bonne coïncidence, mais le temps de simulation est de 40 secondes par cycle.

Une question importante a été reconnue : le modèle physique prend trop de temps pour le calcul.

À cette fin, un modèle de réseau neuronal (FFNN) a été mis au point et validé expérimentalement pour prédire la pression et la température en fonctionnement nominal et en fonctionnement défectueux.

Le réseau de neurones permet d'identifier par exemple des modèles pour la génération de résidus dans le système d'admission et le système d'injection du moteur. Dans [25], l'auteur a créé une approche de modélisation et de simulation du cycle thermodynamique par les réseaux de neurones. Après la création d'un simulateur de moteur Diesel sur Matlab/Simulink et simuler ce modèle en utilisant les réseaux de neurones, il a ajouté des pannes soudaines et progressives dans le modèle. La simulation de leurs effets sur les différents paramètres a permis de mesurer la performance du moteur.

3.2. Diagnostic d'huile

L'analyse d'huile, étant en contact avec toutes les pièces mécaniques du moteur, a pour but d'optimiser les intervalles de vidange, réduire considérablement les temps d'arrêt coûteux pour ainsi économiser de l'argent. Cette technique (analyse physico-chimique de l'huile) peut fournir de nombreuses indications sur le comportement mécanique et l'état du moteur Diesel en général en quantifiant les particules métalliques résiduelles provenant de l'usure [16].

3.3. Diagnostic des gaz d'échappement

Parmi les techniques les plus efficaces pour la détection des problèmes au niveau du dosage air-carburant, de la combustion et d'autres anomalies, l'analyse des gaz d'échappement est la technique la plus utilisée, en exploitant un analyseur des gaz, et qui permet d'obtenir des résultats d'analyse en teneur en dioxyde de carbone (CO₂),

monoxyde de carbone (CO), hydrocarbure (HC), dioxyde d'azote (NO₂), dioxygène (O₂) et particules. [33, 34].

CHAPITRE 3

MODÉLISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

1. INTRODUCTION

La modélisation de la chambre de combustion est basée sur l'application du premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts. Il existe plusieurs approches qui sont utilisées pour la modélisation. Parmi ces approches on cite :

- Les modèles zéro dimensionnels (0 D) :

La modélisation 0D des moteurs diesel est une méthode très utile pour prédire les caractéristiques de fonctionnement d'un moteur en simulant la pression et la température dans sa chambre de combustion. Ces modèles sont construits à partir de l'équation de conservation de la masse et l'équation du volume appliquées à la chambre de combustion.

- Modèle thermodynamique 1 zone :

Le principe de cette approche consiste à supposer que le système gaz est homogène, ce qui conduit donc à une température et une pression des gaz uniformes. Plusieurs hypothèses pour la modélisation du modèle thermodynamique en cylindre sont émises :

- Les transferts de masses ne se font qu'à travers les soupapes d'admission et d'échappement.
- Les pertes sont négligées.
- Les propriétés de pression, température, richesse, et composition sont homogènes en tout point du cylindre.
- Le mélange de gaz obéit à l'équation des gaz parfaits. Ses propriétés thermodynamiques (enthalpie, énergie interne, chaleurs massiques, masse molaire) sont

calculées suivant les lois de mélange et par interpolation de tables thermodynamiques (en anglais JANAF Thermochemical Tables).

- La pression du collecteur d'échappement est constante.
- Les gaz du collecteur d'échappement réadmis dans le cylindre ont la même température des gaz du cylindre. Leur composition est celle des gaz du cylindre en début de phase d'échappement.
- Le carburant est injecté à température constante. Il est immédiatement brûlé et transformé en produits de combustion.
- La masse de gaz du cylindre échange de la chaleur avec cinq parois de la chambre (la culasse, le piston, la chemise, les soupapes d'admission et d'échappement) qui ont une température constante et uniforme.

2. MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

L'analyse thermodynamique des processus des moteurs diesel consiste à appliquer la première loi de thermodynamique à l'intérieur du cylindre (figure 25).

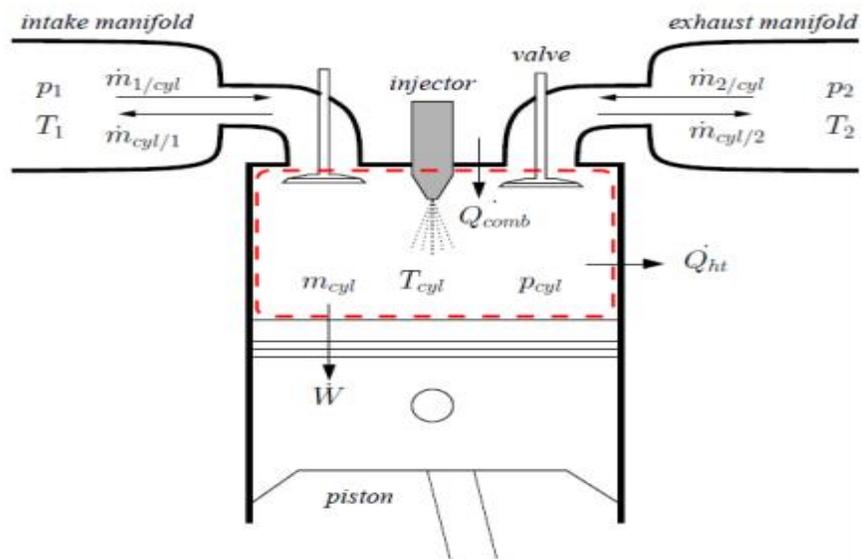


Figure 25 Bilan énergétique dans le cylindre [13]

2.1. Conservation d'énergie

L'équation de la conservation d'énergie dans le cylindre est donnée par [16] :

$$\frac{dU}{d\phi} = -\frac{dW}{d\phi} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\phi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\phi} \quad (3-1)$$

Dans cette équation 'U' représente l'énergie interne des gaz dans la chambre de la combustion. W est le travail mécanique du piston. ϕ (Degré) est l'angle du vilebrequin. Q_i : est l'échange de la chaleur dans le cylindre avec les parois de la chambre (la culasse, le piston, la chemise, les soupapes d'admission et d'échappement). h_j est l'enthalpie spécifique et enfin, dm_j représente la masse de l'énergie de gaz. Les termes de l'équation de conservation sont donnés par :

$$\bullet \frac{dU}{d\phi} = \frac{d(m.u)}{d\phi} = u \frac{dm}{d\phi} + m \frac{du}{d\phi} \quad (3-2)$$

Avec 'm' est la masse dans le cylindre.

$$\bullet \partial W = -P \frac{dV}{d\Phi} \quad (3-3)$$

Avec :

V : est le volume instantané du cylindre.

P : la pression dans le cylindre.

$$\bullet \sum \frac{dQ_i}{d\Phi} = \frac{dQ_{fuel}}{d\Phi} + \frac{dQ_{wall}}{d\Phi} \quad (3-4)$$

Avec :

dQ_{fuel} : est la chaleur de la combustion évacuée du carburant.

dQ_{wall} : la chaleur transférée au cylindre

2.2. Énergie fournie par les gaz

L'énergie du débit des gaz d'admission et d'échappement est donnée par [16] :

$$\sum_j h_j \frac{dm_j}{d\Phi} = h_{in} \frac{dm_{admission}}{d\Phi} + h_{ex} \frac{dm_{échappement}}{d\Phi} \quad (3-5)$$

$m_{admission}$ est le débit d'admission vers le cylindre.

$m_{échappement}$ est le débit d'échappement du cylindre.

h_{in} : est l'enthalpie spécifique du gaz d'admission.

h_{ex} : est l'enthalpie spécifique du gaz d'admission d'échappement.

2.3. ÉQUATION DE CONSERVATION D'ÉNERGIE INTERNE DES GAZ PARFAITS

L'équation de l'énergie interne des gaz parfaits s'écrit :

$u = u(T, \alpha)$ Avec α est le coefficient d'excès d'air

Donc le terme $\frac{dU}{d\Phi}$, qui représente la variation d'énergie interne des gaz dans la chambre

de la combustion dans l'équation de conservation d'énergie, devient :

$$\frac{dU}{d\Phi} = \frac{\delta U}{\delta T} \frac{dT}{d\Phi} + \frac{\delta u}{\delta \alpha} \frac{d\alpha}{d\phi} = C_v \frac{dT}{d\Phi} + \frac{\delta u}{\delta \alpha} \frac{d\alpha}{d\phi} \quad (3-6)$$

On constate alors l'équation de la variation de température du système au cours de temps à partir de l'équation de la conservation d'énergie dans le cylindre :

$$\frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{mC_v} \left[-P \frac{dV}{d\Phi} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\Phi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\Phi} - u \frac{dm}{d\Phi} - m \frac{\delta u}{\delta \alpha} \frac{d\alpha}{d\Phi} \right] \quad (3-7)$$

2.4. Équations de conservation de la masse

L'équation de conservation de masse est utilisée pour calculer la masse et l'évolution du ratio d'équivalence du volume de contrôle à l'intérieur de la chambre de combustion :

$$\frac{dm}{d\Phi} = \frac{dm_{injectée}}{d\Phi} + \frac{dm_{admission}}{d\Phi} + \frac{dm_{échappement}}{d\Phi} \quad (3-8)$$

$m_{injectée}$ est le débit de la masse du carburant injecté dans le cylindre

$m_{admission}$ le débit d'admission

$m_{échappement}$ le débit d'échappement

Si la masse totale du carburant injecté dans le cylindre est m_{injT} et la fraction des gaz brûlés est X_{inj} alors :

$$X_{inj} = \frac{m_{inj}}{m_{injT}} \Rightarrow \frac{dm_{inj}}{d\Phi} = m_{injT} \frac{dX_{inj}}{d\Phi} \quad (3-8)$$

D'où l'équation de la conservation de masse s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{dm}{d\Phi} = \frac{dm_{admission}}{d\Phi} + \frac{dm_{échappement}}{d\Phi} + m_{injT} \frac{dX_{inj}}{d\Phi} \quad (3-9)$$

Et l'équation de chaleur de combustion du carburant s'écrira sous la forme suivante :

$$\frac{dQ_{fuel}}{d\Phi} = \frac{dm_{injecté}}{d\Phi} \eta_{comb} Pci = m_{injT} \frac{dX_{inj}}{d\Phi} \eta_{comb} Pci \quad (3-10)$$

Avec :

Pci : est le pouvoir calorifique inférieur du carburant (43 010 800 J/kg).

η_{Comb} : est le rendement de combustion.

2.5. Modèle cinématique

Le volume délimité par le piston, les parois du cylindre et la culasse est instantanément calculé par les équations suivantes [36] :

$$V(\Phi) = \frac{\Pi D^2}{8} L \left(1 + \frac{S}{L} - \cos \Phi - \sqrt{\left[\frac{S}{L} \right]^2 - (\sin \Phi)^2} + \frac{2}{\xi - 1} \right) \quad (3-1)$$

Avec :

V est le volume instantané de la chambre de combustion

D est le diamètre du cylindre.

φ est l'angle du vilebrequin

L est la longueur de la bielle.

S est la course du piston.

ε est le taux de compression du moteur.

- Le volume instantané est donc exprimé par l'équation suivante :

$$\frac{dV(\Phi)}{d\Phi} = \frac{\Pi D^2}{8} L \sin \Phi \left[\frac{\cos \Phi}{\sqrt{\left[\frac{S}{2L}\right]^2 - (\sin \Phi)^2}} + 1 \right] \frac{d\Phi}{dt} \quad (3-12)$$

- La vitesse moyenne du piston est calculée par l'équation suivante :

$$\overline{V}_p = \frac{2NS}{60} \text{ [m/s]} \text{ Avec : S est la course du piston et N est le régime du moteur.}$$

3. SYSTEME D'EQUATIONS THERMODYNAMIQUES DE CHAQUE PHASE DU CYCLE

L'équation de la conservation d'énergie et la variation de température du système sont simplifiées selon chaque phase :

- **Phase d'admission**

La dépression créée par la descente du piston lors de l'ouverture des soupapes pour l'admission d'air permet le remplissage du cylindre par le mélange gazeux. Donc pour cette phase, le débit de la masse du carburant injecté et le débit d'échappement sont nuls. D'où les équations deviennent :

- L'équation de la variation de température :

$$\frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{mC_v} \left[-P \frac{dV}{d\Phi} + \frac{dQ_{Wall}}{d\Phi} + (h_{in} - u) \frac{dm_{admission}}{d\Phi} \right] \quad (3-13)$$

- L'équation de la conservation d'énergie

$$\frac{dm}{d\Phi} = \frac{dm_{admission}}{d\Phi} \quad (3-14)$$

- **Phase de compression**

Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. Dans cette phase le débit d'échappement ($m_{échappement}$), le débit d'admission ($m_{admission}$) et le débit de la masse du carburant

injecté dans le cylindre ($m_{\text{injecté}}$) sont nuls.

D'où les équations deviennent :

- L'équation de la variation de température :

$$\frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{mC_v} \left[-P \frac{dV}{d\Phi} + \frac{dQ_{\text{Wall}}}{d\Phi} \right] \quad (3-15)$$

- L'équation de la conservation d'énergie :

$$\frac{dm}{d\Phi} = 0 \quad (3-16)$$

• Phase de combustion

Le combustible est injecté sous une très haute pression dans la chambre de combustion alors que les soupapes d'échappement et d'admission sont fermées.

Dans cette phase, le débit d'échappement ($m_{\text{échappement}}$) et le débit d'admission ($m_{\text{admission}}$) sont nuls.

- L'équation de la variation de température est :

$$\frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{mC_v} \left[-P \frac{dV}{d\Phi} + \frac{dQ_{\text{Wall}}}{d\Phi} + m_{\text{injectée}} (\eta_{\text{comb}} P_{ci} - u) \frac{dX_{\text{inj}}}{d\Phi} \right] \quad (3-2)$$

- L'équation de la conservation d'énergie est :

$$\frac{dm}{d\Phi} = \frac{dm_{\text{injectée}}}{d\Phi} \quad (3-18)$$

• Phase de détente

Dans cette phase, le débit d'échappement ($m_{\text{échappement}}$), le débit d'admission ($m_{\text{admission}}$), et le débit de la masse du carburant injecté (m_{inj}) sont nuls.

- L'équation de la variation de température est :

$$\frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{mC_v} \left[-P \frac{dV}{d\Phi} + \frac{dQ_{\text{Wall}}}{d\Phi} \right] \quad (3-19)$$

- L'équation de la conservation d'énergie est :

$$\frac{dm}{d\Phi} = 0 \quad (3-20)$$

- **Phase d'échappement**

Dans cette phase, le débit d'admission ($m_{admission}$), et le débit de la masse du carburant injecté dans le cylindre (m_{inj}) sont nuls. Alors :

- L'équation de la variation de température est :

$$\frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{mC_v} \left[-P \frac{dV}{d\Phi} + \frac{dQ_{wall}}{d\Phi} + (hex - u) \frac{dm_{échappement}}{d\Phi} \right] \quad (3-21)$$

- L'équation de la conservation d'énergie est :

$$\frac{dm}{d\Phi} = \frac{dm_{échappement}}{d\Phi} \quad (3-22)$$

4. TRANSFERT DE CHALEUR DANS LE CYLINDRE

Le transfert de chaleur créé à l'intérieur du cylindre du moteur est un phénomène important à cause de la grande température que peut atteindre la chambre de la combustion. Cette transformation de l'énergie chimique du carburant est nécessaire pour obtenir un travail mécanique sur le piston. Le transfert de chaleur dans l'équation de conservation d'énergie est donné par :

$$\frac{dQ_{wall}}{d\Phi} = \sum_{i=4} \frac{dQ_{wall,i}}{d\Phi} = \frac{1}{6N} \sum_{i=4} \alpha_g A_{wall,i} (T_{wall,i} - T) \quad (3-23)$$

Avec :

$i = 1$ à 5 représente la tête du piston, la culasse, la chemise, la soupape d'admission et d'échappement.

α_g est le coefficient instantané de transfert de chaleur dans le cylindre vers les murs entourant le cylindre.

T_{wall} est la température moyenne de chaque surface entourant le cylindre.
 $A_{wall} = \pi D(L + Y(\Phi))$ est la surface de transfert (D est l'alésage du cylindre, L est la hauteur de l'espace libre en dessus du piston quand il est au point mort haut).

5. CALCULS DES DEBITS DE GAZ D'ADMISSION ET D'ÉCHAPPEMENT

• Phase d'admission

L'équation simplifiée du débit des gaz d'admission est donnée par [18] :

$$\frac{dQ_{adm}}{d\Phi} = \frac{C_{f.adm} A_{adm} P_a}{6N \sqrt{r_{adm} T_{adm}}} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1}} \left(\left[\frac{P}{P_a} \right]^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \quad (3-24)$$

$C_{f.adm}$, représente le coefficient du débit d'admission dans la soupape d'admission.

γ est le rapport des capacités thermiques.

T_{adm} est la température dans le collecteur d'admission.

A_{adm} est la surface instantanée de soupape d'admission.

P_a est la pression dans le collecteur d'admission.

P est la pression dans le cylindre.

• Phase d'échappement

$$- \text{ Si : } \frac{P_{éch}}{P} > \left(\frac{2}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Alors :

$$\frac{dQ_{éch}}{d\Phi} = \frac{-C_{f.éch} A_{éch} P}{6N \sqrt{r_{éch} T}} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1}} \left(\left[\frac{P_{éch}}{P} \right]^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{éch}}{P} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \quad (3-25)$$

$$- \text{ Si : } \frac{P_{éch}}{P} < \left(\frac{2}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Alors :

$$\frac{dQ_{éch}}{d\Phi} = \frac{-C_{f.éch} A_{éch} P}{6N \sqrt{r_{éch} T}} \left(\frac{2.\gamma}{\gamma - 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \frac{2.\gamma}{\gamma + 1} \quad (3-26)$$

Avec :

$C_{f.éch}$ est le coefficient du débit d'échappement dans la soupape d'échappement.

$A_{éch}$ est la surface de la soupape d'échappement.

CHAPITRE 4

MODÉLISATION SUR LE LOGICIEL GT- POWER

1. INTRODUCTION

L'industrie automobile est un secteur très compétitif où chaque Dollar et chaque seconde sont d'une grande valeur pour l'entreprise. En effet, pour être plus rentable que ses concurrents, et vu la complexité des moteurs Diesel modernes qui sont contrôlés par l'électronique à travers un nombre important de capteurs, il est nécessaire de concevoir des logiciels afin de réduire le temps et les coûts tout au long du cycle de développement du produit et aussi pour faciliter la tâche aux ingénieurs en remplaçant les prototypes physiques par des prototypes virtuels. Ce fait est le principal facteur de la croissance rapide de l'utilisation de la simulation dans l'industrie automobile. La simulation peut être divisée en 2 catégories principales [16] :

- La simulation 3D

La simulation 3D prend en compte toutes les dimensions de l'espace (X, Y, Z) et est utilisée pour effectuer des simulations par Analyse des Éléments finis, des simulations de la combustion ou encore pour effectuer des simulations d'écoulement de fluide. Les logiciels de simulation 3D qui peuvent être mentionnés sont Fluent, RADIOSS, IFP-C3D et beaucoup d'autres.

- La simulation 0D/1D

La simulation 0D/1D inclut uniquement la dimension de temps (0D) ou la dimension de temps et d'un seul axe de l'espace (1D). Dans les deux cas, des logiciels comme Simcenter Amesim, GT Power, Wave, etc. sont souvent utilisés dans l'industrie automobile pour concevoir un système thermique, un groupe motopropulseur, un système d'injection de carburant ...

2. PRESENTATION DU LOGICIEL GT-POWER

Le logiciel GT-Power, un programme de Gamma Technology, est conçu pour effectuer des simulations unidimensionnelles, stables et adaptées à l'analyse de contrôle moteur/puissance. Il peut être utilisé pour simuler toutes sortes de moteurs à combustion. Ce programme permet d'obtenir des indicateurs de performance ou encore les défaillances, qui peuvent être présentes lors du fonctionnement des moteurs, en analysant les résultats de simulation de chaque phénomène qui se déroule dans la chambre de combustion telle que : la pression, la température, la puissance, le couple moteur, le débit d'air, le rendement du moteur, la consommation de carburant, les pertes d'énergie et le débit massique dans différentes parties.

Les modèles de moteur GT-POWER standard sont facilement convertis en modèles qui sont capables de fonctionner en temps réel (également connus sous le nom de Fast Running Models - FRMs) pour les simulations SiL ou HiL. Ces modèles peuvent également être inclus dans une simulation complète au niveau du système dans GT-SUITE pour fournir des conditions limites précises et basées sur la physique du moteur au reste du véhicule.

3. CHOIX DU LOGICIEL

L'avantage de ce logiciel, c'est qu'on peut concevoir des modèles de moteurs qui sont très proches et presque identiques aux moteurs réels. Pour cela, il existe des paramètres pour chaque organe du moteur, comme les cylindres, des carters, des tuyaux et des turbocompresseurs qui sont faciles à modifier. Pour cela, l'interface du logiciel est équipée d'une icône 'help' qui donne une description détaillée pour chaque objet existant dans la bibliothèque de logiciels. Parmi d'autres avantages qui ont permis de choisir le GT-power comme programme de simulation adéquat à notre projet :

- Capacité d'exécution en temps réel.
- Modèle de combustion Diesel multi-impulsions très précis.
- La simulation peut être appliquée à différents types de moteurs (4 cylindres, 6 cylindres, 8 cylindres.).

- Des bibliothèques destinées à une grande variété d'applications dans l'industrie automobile.
- Simulation de moteurs aux normes industrielles.
- Utilisé par tous les grands constructeurs de moteurs et leurs fournisseurs dans le monde entier.
- Il contient des modèles de véhicules pour les simulations intégrées moteur/véhicule.
- Il comprend des outils intégrés de CAO 3D, de DOE, d'optimisation et de formation aux réseaux neuronaux.
- Il propose des fonctionnalités de conception rapide à : système détaillé, optimisation de la conception, et l'investigation des causes profondes.
- Peut-être associé aux logiciels de calcul technique comme MATLAB et Simulink pour l'analyse des systèmes de contrôle.
- Solution par éléments finis des températures structurelles des cylindres, utile pour la charge partielle et le fonctionnement dynamique.
- Inclut une bibliothèque complète pour les études de contrôles dynamiques du système
- S'intègre avec d'autres bibliothèques GT-SUITE pour les études de réchauffement thermique, l'analyse du cycle de conduite, etc.
- Fonctions avancées pour le turbocompresseur : modélisation de compresseurs excessifs, prévision des surtensions, la suralimentation par pression, la modélisation avancée à double défilement, le transfert de chaleur dans les turbos.
- Flexibilité pour étudier tout concept de vanne, VVT et VVL à variation continue, ainsi que des concepts de désactivation de cylindre.

4. MODELISATION DU SYSTEME

4.1. Création du modèle

Après avoir exécuté le programme, on commence par la création d'un nouveau modèle en cliquant sur l'onglet « ressources » (Figure 26)

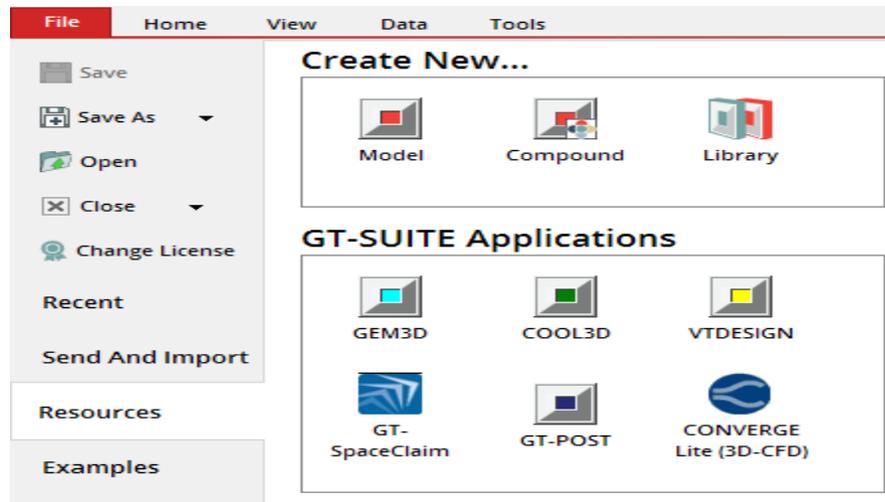


Figure 26 Création d'un nouveau modèle

La première étape dans la construction d'un modèle GT-Power est d'importer les modèles nécessaires à partir de la bibliothèque de modèles (Figure 27). Cette bibliothèque contient tous les modèles disponibles qui peuvent être utilisés dans GT-Power. Il suffit juste de glisser les objets requis de la bibliothèque de modèles vers l'espace de travail.

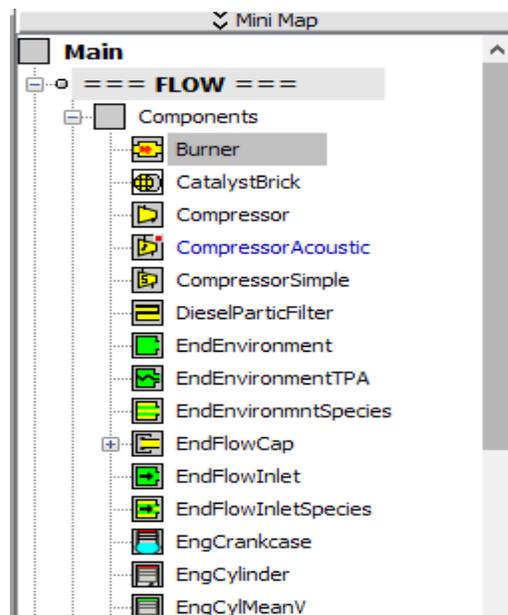


Figure 27 Bibliothèques des objets

Pour chaque objet utilisé, il faut saisir les paramètres spécifiques de cet objet afin d'assurer un bon fonctionnement du modèle créé et d'obtenir des résultats de simulation concrets et le plus proche possible de la réalité. Sur la figure 28), un exemple de paramètres spécifiques du moteur qu'il faut les saisir avant d'exécuter la simulation :

- Choisir le régime du moteur (500 rpm, 1200 rpm, 1600 rpm, 1800 rpm...).
- Indiquer le type du moteur (2 cylindres ou 4 cylindres ...).
- FMEP: friction mean effective pressure (bar).
- Saisir les dimensions du cylindre.

Attribute	Unit	Object Value
Engine Type		4-stroke
Speed or Load Specification		speed
Engine Speed	RPM	1800
Engine Friction Object or FMEP		friction
Start of Cycle (CA at IVC)		-95

Figure 28 Paramètres spécifique du moteur

Ces paramètres doivent être vérifiés avant de connecter les autres pièces du moteur (Cylindres, soupapes, conduites, injecteurs...) et avant le lancement de la simulation. La liaison entre les objets est très facile à faire. Il suffit d'aller à la barre d'outils et de cliquer sur l'onglet « Link » pour assurer la connexion entre les composants du modèle. (Figure 29)

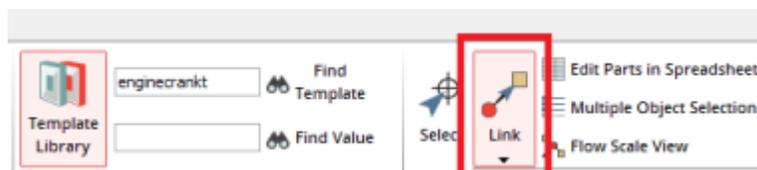


Figure 29 Connexion des composants

La Figure (30) montre un exemple de modèle, composé par le vilebrequin, un cylindre à injection directe, une soupape d'admission, une soupape d'échappement, un injecteur et des conduites, qui sont connectés entre eux.

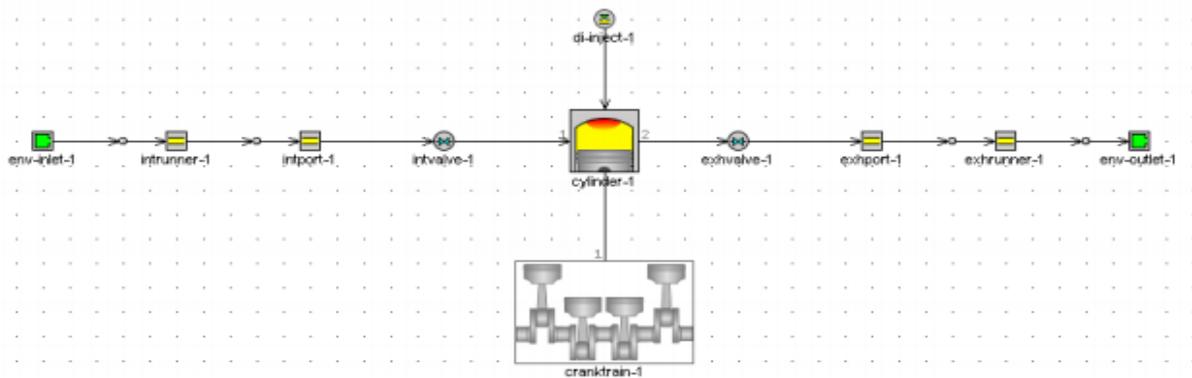


Figure 30 Exemple de modèle de moteur connecté

4.2. Spécifications techniques du Moteur Baudouin 6M26SRP1

Cette partie est consacrée à la modélisation de notre moteur sur le logiciel GT-POWER. Mais avant d'entamer la modélisation, on doit passer par une étape primordiale qui va nous permettre d'obtenir des résultats concrets. Cette phase se base sur le choix du moteur et la différenciation de ses caractéristiques et les paramètres de chacun de ses composants.

4.3. Présentation du moteur

Le moteur utilisé pour relever les données expérimentales est un moteur Diesel de référence Baudouin 6M26SRP1 [1]. Ce moteur appartient à l'Université Aix Marseille, il constitue un banc d'essai adapté pour la prise de mesures dynamiques de plusieurs paramètres de fonctionnement du moteur Diesel :

- La pression dans la chambre de combustion.
- La température dans la chambre de combustion.
- La température d'eau.
- La vitesse de rotation.

caractéristique	Valeur
Alésage et course	150×150
Nombre de cylindres	6
Rapport de compression	15.9

caractéristique	Valeur
Alésage et course	150×150
Nombre de cylindres	6
Rapport de compression	15.9

Nombre de soupapes par cylindre	4
Sens de rotation selon norme ISO 1204	SIH
Régime de ralenti (min ⁻¹)	650
Masse sans eau ni huile (kg)	1 870

Figure 31 Caractéristiques du moteur Baudouin 6M26SRP1 [8]

Le banc d'essai se compose de cinq parties principales :

• **Le PC hôte :**

Il comporte l'interface homme-machine qui permet de faciliter l'utilisation du banc (Figure 32).

Cette interface permet à l'utilisateur de visualiser, en temps réel, l'évolution des différentes variables mesurées (pressions, température, consommation,) ainsi que les commandes associées. Il est possible aussi à l'aide cette interface, d'agir sur les profils de consigne désirés.

D'un autre côté, ce PC est utilisé pour sauvegarder les données issues des différents essais et pour communiquer, par réseau TCP-IP (grâce à un logiciel dédié) avec le PC cible qui exécute le programme de contrôle.

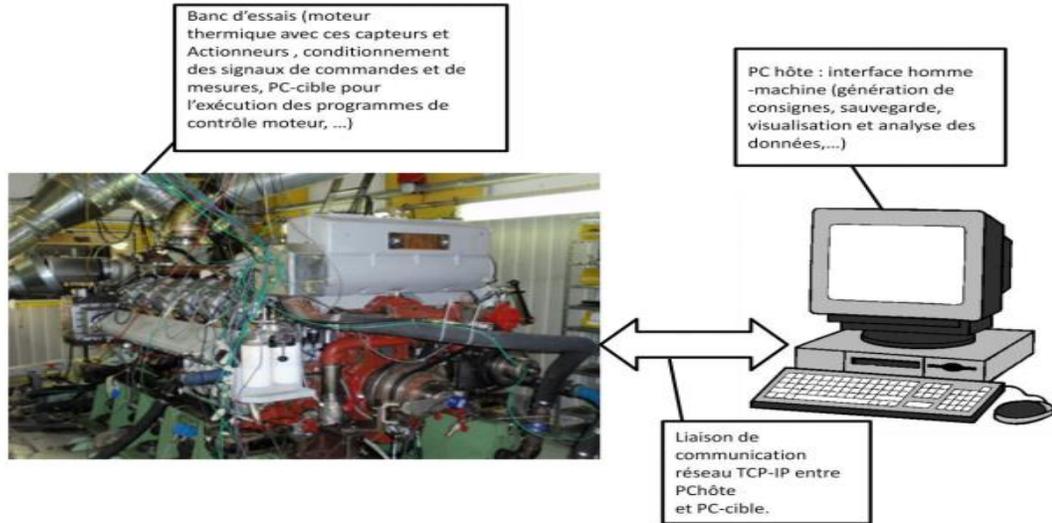


Figure 32 Configuration de banc d'essai Baudouin [8]

- **Le PC cible**

Un PC industriel du type ACEBOX (Automotive Control Embedded Based On Xpctarget) contient des cartes permettant, en même temps, de générer des signaux de commande séquencée pour le moteur (injection, allumage, papillon, etc.) et d'assurer l'acquisition des données issues des capteurs. Le programme de contrôle, initialement existant au niveau du PC hôte sous forme d'un programme Matlab/Simulink, est compilé puis chargé vers le PC cible via la boîte à outils Matlab-RTW (Real Time Workshop).

- **L'interface de puissance**

Une interface électronique permet le conditionnement des signaux de commande et de mesure.

- **Séquencement**

Un étage électronique permet le séquencement du contrôle moteur réalisé grâce à un codeur optique et aux mesures relatives au vilebrequin du moteur thermique (PMH, régime, position angulaire).

- **Un moteur thermique**

Le moteur utilisé est un moteur Diesel marin fabriqué par l'entreprise SIMB sous la référence 6M26SRP1.

Le moteur, ayant une vitesse de rotation maximale de 1800 tr/min, il contient six-cylindres, à injection directe et d'une puissance pouvant aller jusqu'à 331 kW. Les principales caractéristiques du moteur sont résumées dans Table 3 . Les caractéristiques des différents composants du moteur sont présentées à l'annexe A.

4.4. Caractéristiques techniques du moteur

Le but est de développer un modèle théorique de moteur Diesel sur GT-Power en ajustant ses paramètres pour qu'il soit le plus représentatif du moteur du banc d'essai. Dans le processus de conception d'un moteur, il faut tenir compte de plusieurs caractéristiques physiques importantes, comme :

- Le nombre de cylindres
- Le nombre de soupapes par cylindre
- Le déplacement et le taux de compression.
- L'alésage et course du moteur qui détermine le déplacement de chaque cylindre.
- La géométrie de la tête de piston

Les caractéristiques techniques du modèle sont résumées dans le Tableau (3)

Tableau 3 Les caractéristiques techniques du modèle

Paramètre	Valeur
Alésage (mm)	150
Course (mm)	150
Longueur de la bielle (mm)	220
Déplacement / cylindre (L)	0.785
Déplacement total (L)	4.712
Nombre de cylindre	6

Taux de compression	15.9
Alésage / Course	1

5. SIMULATION

Au lieu de tester chaque point de fonctionnement sur le banc d'essai et gaspiller beaucoup de ressources (carburant, temps, électricité, main d'œuvre.), on a créé un modèle sur le logiciel GT Power pour simuler le fonctionnement et les performances de ce moteur.

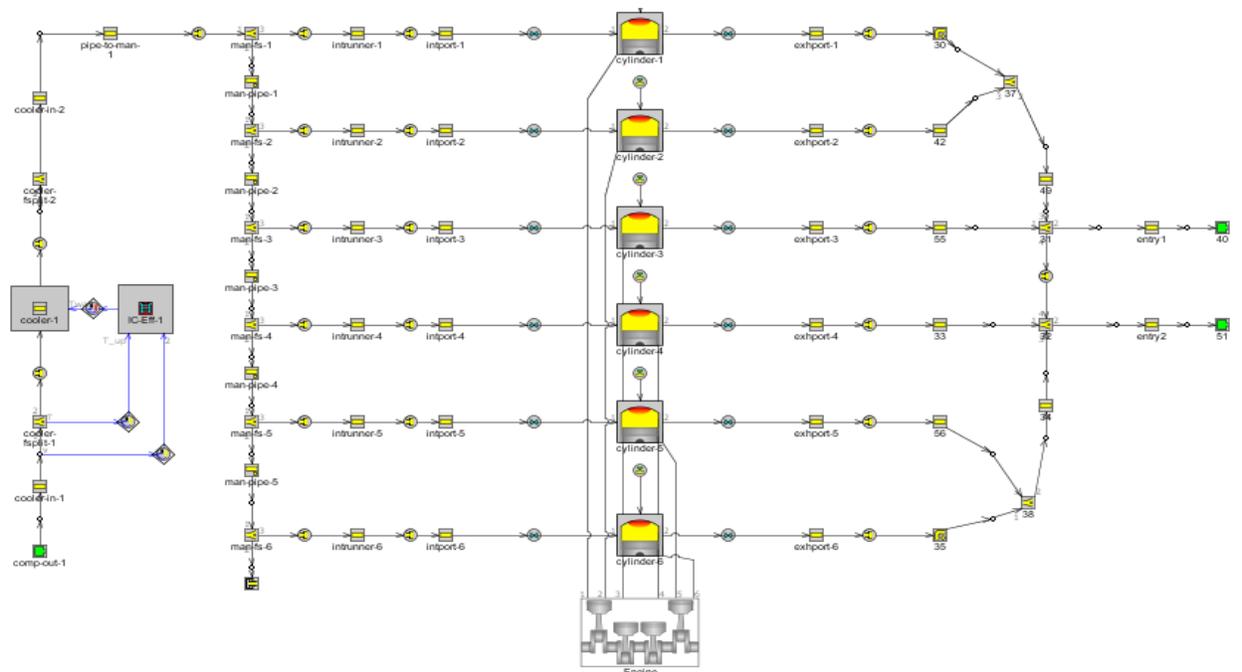


Figure 33 Modèle du moteur 6M26 SR sur GT-Power

Comme la plupart des simulations de moteur, les dimensions physiques de l'ensemble du système doivent être saisies. Le processus de création d'un modèle GT-Power commence par diviser le moteur en ses composantes.

Les principaux composants de modèle du moteur Diesel sont :

- Le cylindre
- Le système de distribution
- Le collecteur d'admission

- Les injecteurs
- Le système d'échappement
- Le catalyseur.

Chaque composant est défini par plusieurs paramètres tels que le dimensionnement, les coefficients de la section et des longueurs.

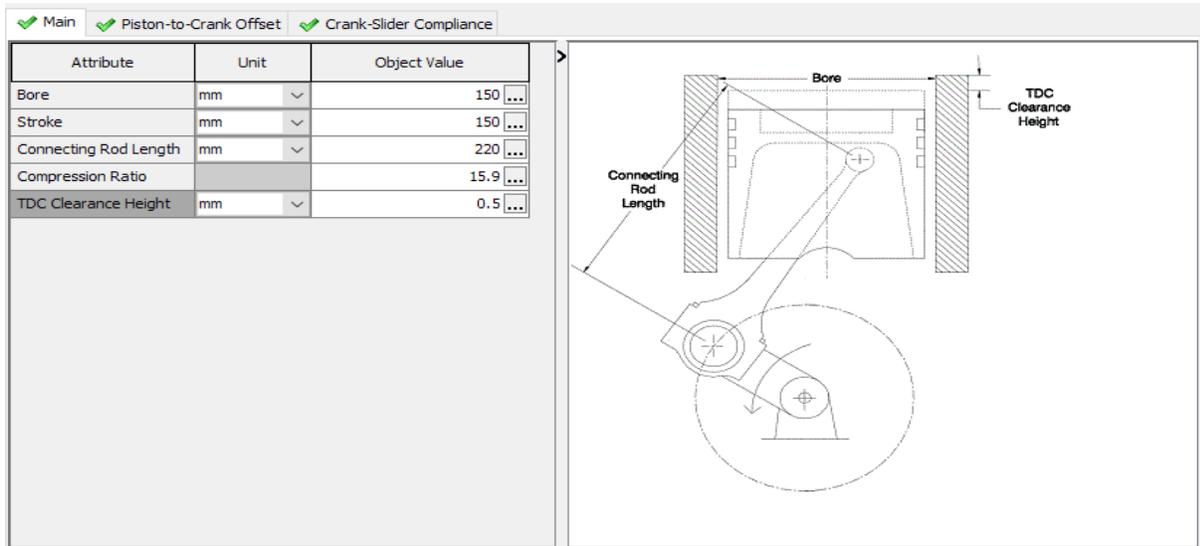


Figure 34 Paramètres du cylindre

5.1. Configuration de la simulation

Une fois le modèle est construit, il faut configurer les paramètres de la simulation :

- Durée de la simulation (cycle).
- Configuration des unités utilisées pour la simulation.
- Type de simulation
- Des informations concernant le moteur (l'entrée et la sortie du moteur souhaitée)

Ces paramètres, qui sont nécessaires pour l'exécution du programme, se trouvent sous forme de tableaux à remplir (Time control, Initialisation, Signal control, Flow control.) en cliquant sur l'onglet « Run setup ». dans la barre d'outils. Figure (35).

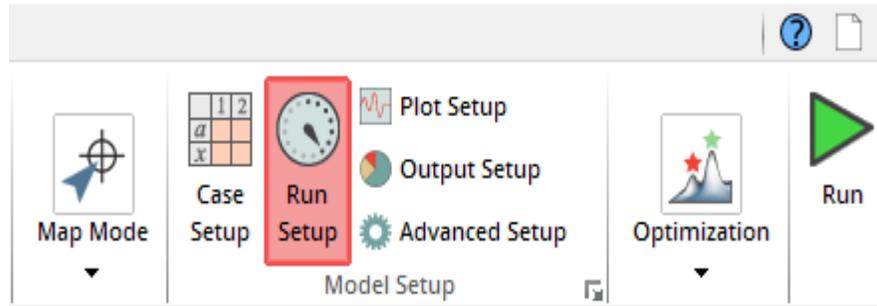


Figure 35 Onglet Run setup

5.2. Case setup

Avant d'exécuter le programme, il faut préciser les résultats ciblés et choisir quelles sont les courbes qu'on veut obtenir à la fin de la simulation. Pour cela, il existe une icône « Plot setup » dans la barre d'outils et qui contient plusieurs dossiers. Pour chaque composant du modèle, on peut cocher les courbes de paramètres (pression, température, volume, quantité de chaleur, débit, consommation, énergie...) qui lui sont associés. (Figure 36)

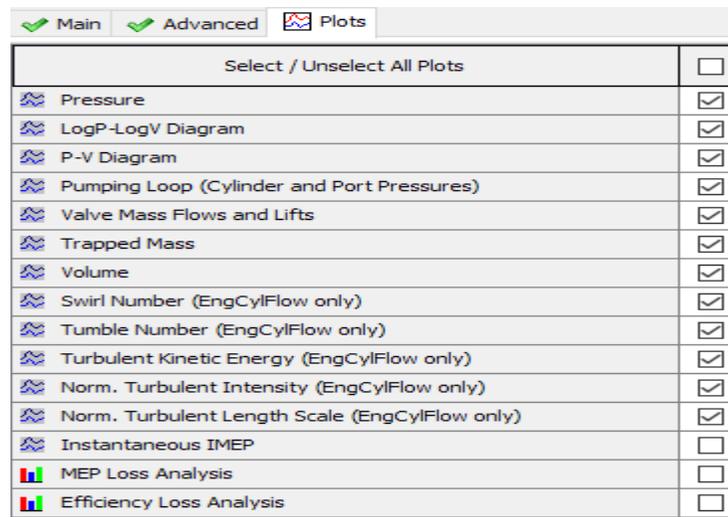


Figure 36 Choix des résultats

5.3. Exécution

Le modèle créé est maintenant prêt pour l'exécution, il suffit de cliquer sur l'icône « Run » dans la barre d'outils pour commencer la simulation. (Figure 37).

Après l'exécution, une interface graphique s'affiche pour qu'on peut suivre l'avancement de la simulation et voir les résultats obtenus.

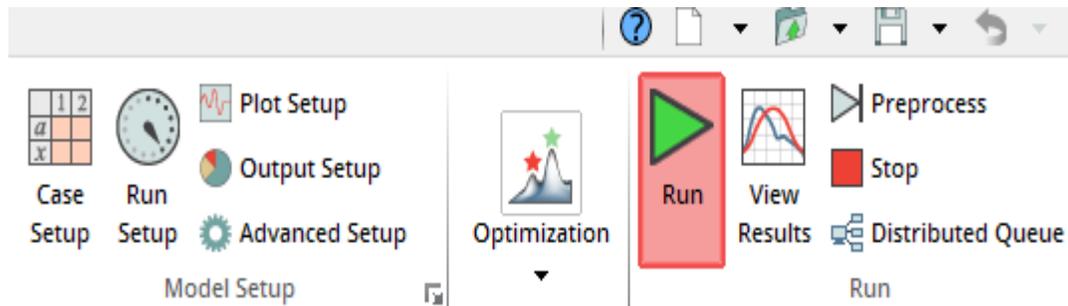


Figure 37 Onglet d'exécution

5.4. Simulation du système de distribution

Le système de distribution est constitué de plusieurs composants : soupapes, culbuteur, ressorts de soupapes, les élévateurs à rouleaux, arbre à cames, et les roulements. C'est ce système qui nous intéresse le plus dans notre travail, parce que pour pouvoir simuler le modèle il faut déterminer la loi de levée de soupape (Figure 38).

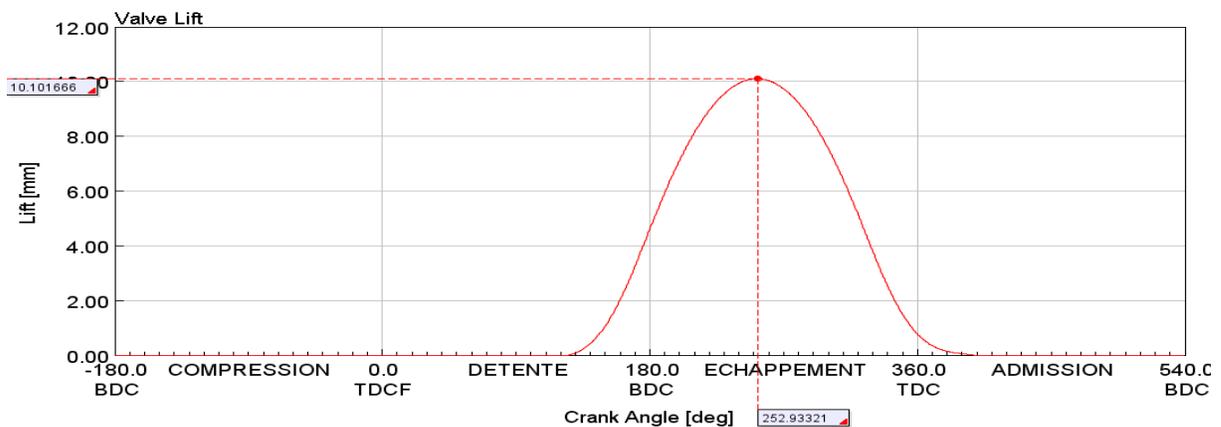


Figure 38 Résultat de simulation de la levée de soupape

La Figure 38 est le résultat de simulation qui représente la loi de levée de la soupape en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Les valeurs obtenues à partir de la simulation montrent que la levée maximale est de 10.1 mm à 253 °, et on remarque aussi que les rampes d'ouvertures et de fermetures sont très réduites. Ceci provoque un mauvais fonctionnement de notre système de distribution.

Pour effectuer l'étalonnage du modèle de simulation, il faut bien avoir tous les détails et les paramètres sur le fonctionnement du système de distribution. Malheureusement il est difficile de déterminer et mesurer la loi de levée de soupape (admission/échappement) à cause du manque d'informations. Cependant, en connaissant la pression dans la chambre de combustion, Gt-Power peut calculer plusieurs paramètres du cycle thermodynamique de simulateurs. Dans le logiciel GT-Power, il existe deux méthodes pour estimer les paramètres thermodynamiques en utilisant des simulations à l'envers :

- **Trois Analyses de Pression (TAP)**

Il s'agit d'un calcul à l'envers, dans lequel la quantité de carburant transférée de la zone non brûlée à la zone brûlée est itérée à chaque pas de temps jusqu'à ce que la pression simulée corresponde à la pression de cylindre mesurée. Le TAP dérive le taux de combustion pour un fonctionnement du moteur bien déterminé en fonction de trois pressions mesurées, à savoir la pression d'admission, la pression d'échappement et la pression du cylindre. Il existe deux types d'analyse de TAP : le « TAP stable » et le « TAP multi cycle ». Le premier utilise des données de mesure résolues par rapport à l'angle du vilebrequin sur un seul cycle tandis que le deuxième nécessite des données de mesure sur plusieurs cycles. L'avantage de « TAP multi cycle » est qu'il peut mieux tenir compte des variations cycliques.

- **Analyse unique de la pression de cylindres.**

L'analyse unique de la pression dans les cylindres estime le taux de combustion pour un fonctionnement bien déterminé en fonction uniquement de la pression mesurée d'un seul cylindre. Les calculs du taux de combustion à travers l'analyse de la pression et le TAP sont assez semblables. La différence entre les deux estimations est que dans l'analyse de la pression de cylindre, les valeurs initiales de l'efficacité volumétrique ne peuvent être estimées et doivent être fournies comme entrée.

Et c'est cette méthode qu'on va utiliser pour la suite du travail

6. SIMULATIONS ET VALIDATION DU MODELE SIMPLIFIE

6.1. Comparaison de la vitesse de rotation

La Figure (39) représente les deux vitesses de rotation (mesurée et simulée) du moteur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. La vitesse de rotation du moteur est de 1800 tr/min et elle demeure constante durant le fonctionnement du moteur.

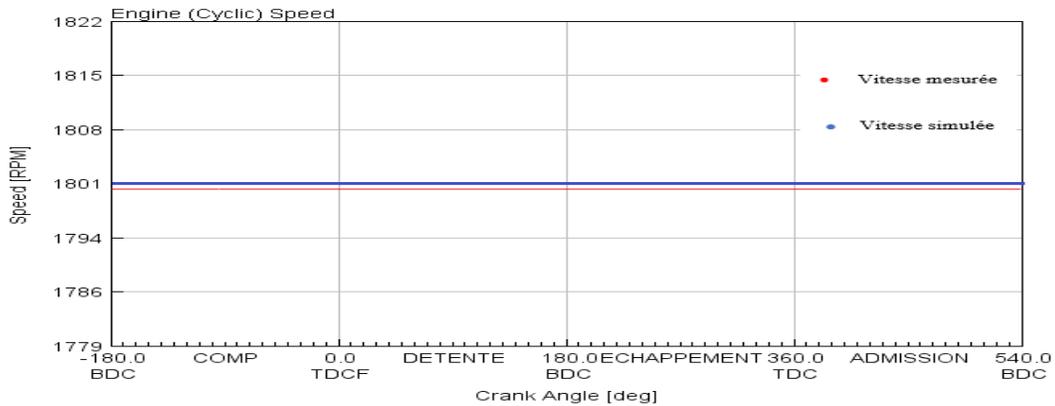


Figure 39 Vitesse de rotation en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

6.2. Comparaison de la variation du volume du cylindre

La Figure (40) représente la variation du volume du cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Le volume varie suivant la rotation de vilebrequin et atteint une valeur maximale de 2.8 Litres.

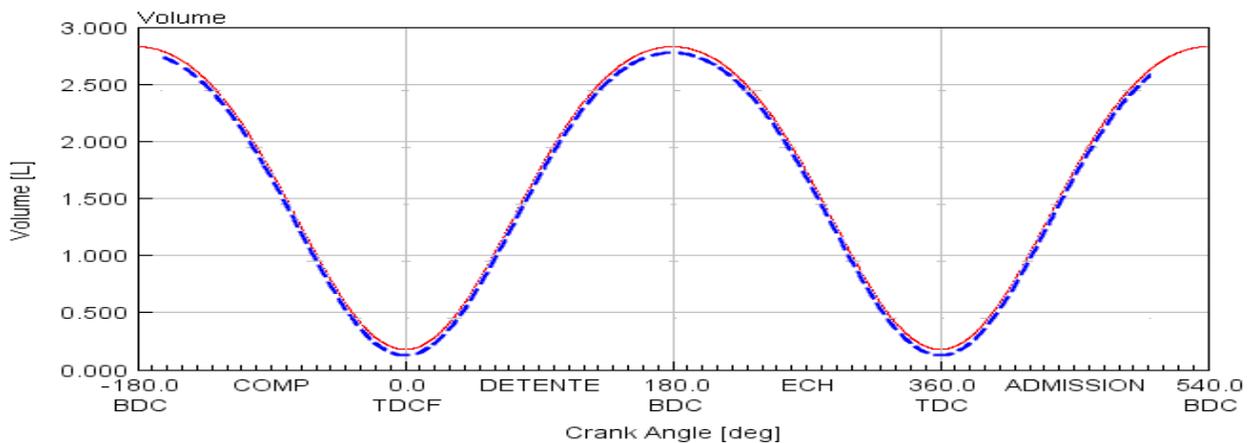


Figure 40 Valeurs mesurées (rouge) et simulées (bleu) : variation de volume du cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

6.3. Comparaison de la pression à l'intérieur de la chambre de combustion

La Figure (41) représente la validation de la pression simulée avec la pression mesurée en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Les résultats obtenus montrent que les courbes ont la même allure et le même pic de pression (143 bars). La pression simulée montre un décalage de quelques degrés par rapport à la pression mesurée, ce décalage est dû aux manques d'informations au niveau des angles d'injection par rapport à la rotation du vilebrequin. L'allure globale des deux courbes se rapproche assez pour permettre de confirmer que le modèle développé sur GT-Power offre un niveau de fiabilité en ce qui concerne les données recueillies.

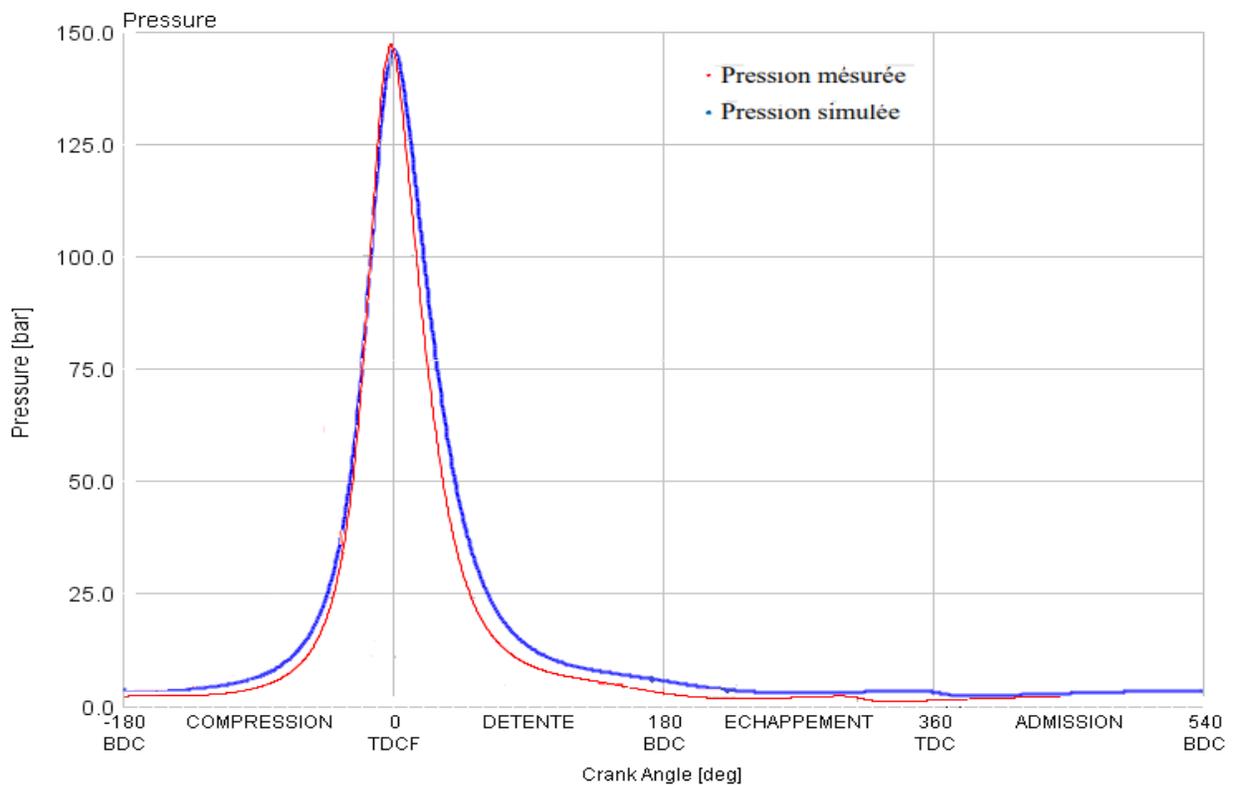


Figure 41 validation et comparaison de la pression simulée (bleu) avec la pression mesurée (rouge) en fonction de l'angle du vilebrequin

6.4. Diagramme PV du modèle

La Figure (42) représente la pression en fonction du volume. Elle permet de visualiser le diagramme PV de notre moteur Diesel qui correspond bien à l'allure générale d'un cycle mixte.

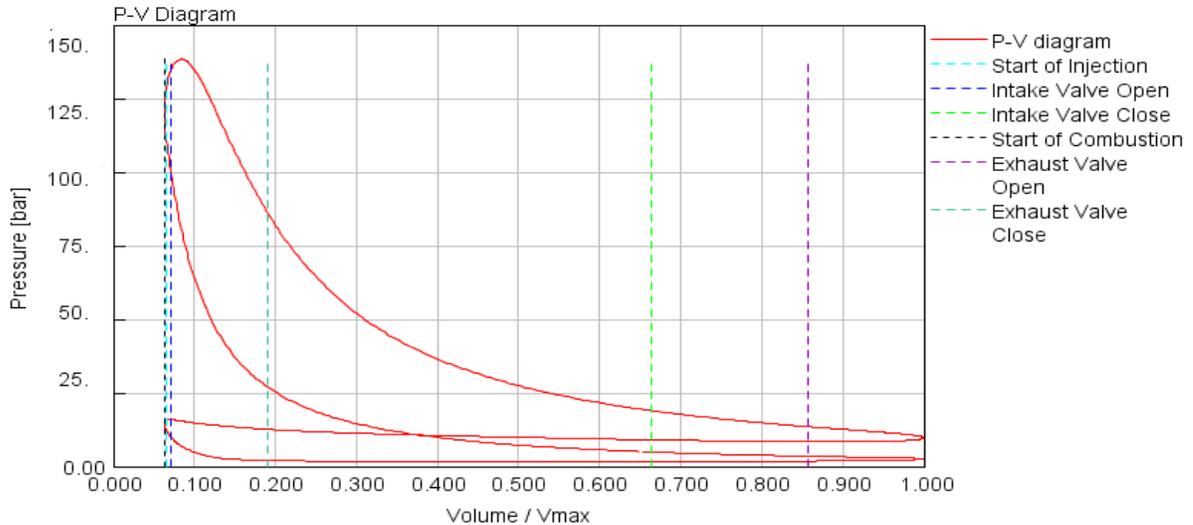


Figure 42 Diagramme PV du modèle

La compression commence lorsque le piston est en position point mort bas (pression constante). Puis le carburant est injecté avant que le vilebrequin emmène le piston au point mort haut. La combustion se tient de 35 bars à 140 bars et s'achève quelques degrés après que le piston atteint le point mort haut. À la fin de la phase de combustion, on remarque que la pression maximale atteinte est de 143 bars. Après la phase de combustion, le piston retourne vers le point mort bas et la pression diminue de 143 bars jusqu'à 8 bars. Rendu au point mort bas, l'échappement des gaz se produit, et le piston retourne au point mort haut.

7. CONCLUSION PARTIELLE

Après avoir modélisé et validé notre moteur sur le logiciel GT-POWER, la simulation réalisée va nous permettre d'abord d'analyser chaque situation pour laquelle on a fixé des conditions spécifiques (Température ambiante, vitesse de rotation, température du carburant...), ensuite, établir une étude comparative des performances du moteur et trouver les points de fonctionnement optimal selon les résultats obtenus.

CHAPITRE 5

RÉSULTATS DE LA SIMULATION

Les simulations faites sont en fonction de la pression d'admission à différents régimes de fonctionnement du moteur. En effet, on a choisi la pression d'admission comme paramètre d'entrée (1 bar, 1.5 bars, 2 bars, 2.5 bars, 3 bars, 3.5 bars, 4 bars) et chaque fois, on va modifier le régime moteur 1800 rpm, 1500 rpm et 1000 rpm et refaire la simulation.

Le tableau 4 résume les différents essais qui ont été effectués sur GT-Power. Pour ces tests, on a fixé les conditions initiales au niveau du système d'admission du moteur comme suit :

- Régime moteur : 1000 rpm, 1500 rpm, 1800 rpm.
- Température d'air à l'admission : 25°C
- Pression de l'air à l'admission: 1 bar, 1.5 bar, 2 bars, 2.5 bars, 3 bars, 3.5 bars, 4 bars.

Tableau 4 Test avec Gt-power

N d'essai	Vitesse de rotation [tr/min]	Pression [bar]	Angle de vilebrequin [deg]
1	1000/1500/1800	1	180 => 610
2	1000/1500/1800	1.5	180 => 610
3	1000/1500/1800	2	180 => 610
4	1000/1500/1800	2.5	180 => 610
5	1000/1500/1800	3	180 => 610
6	1000/1500/1800	3.5	180 => 610
7	1000/1500/1800	4	180 => 610

1. RESULTATS DE LA SIMULATION DU MOTEUR EN REGIME 1800 TR/MIN

1.1. Effet de la pression d'admission sur la pression dans la chambre de combustion.

La variation de pression d'entrée d'air affecte directement la pression à l'intérieur de la chambre de combustion et provoque un changement au niveau de cette pression (Figure 43).

On remarque que la pression à l'intérieur du cylindre augmente quand on augmente la pression de l'air à l'admission (de 1 bar jusqu'à 4 bars). Lorsque la pression d'entrée d'air passe de 4 bars à 1 bar, il va y avoir une diminution des performances et du rendement du moteur.

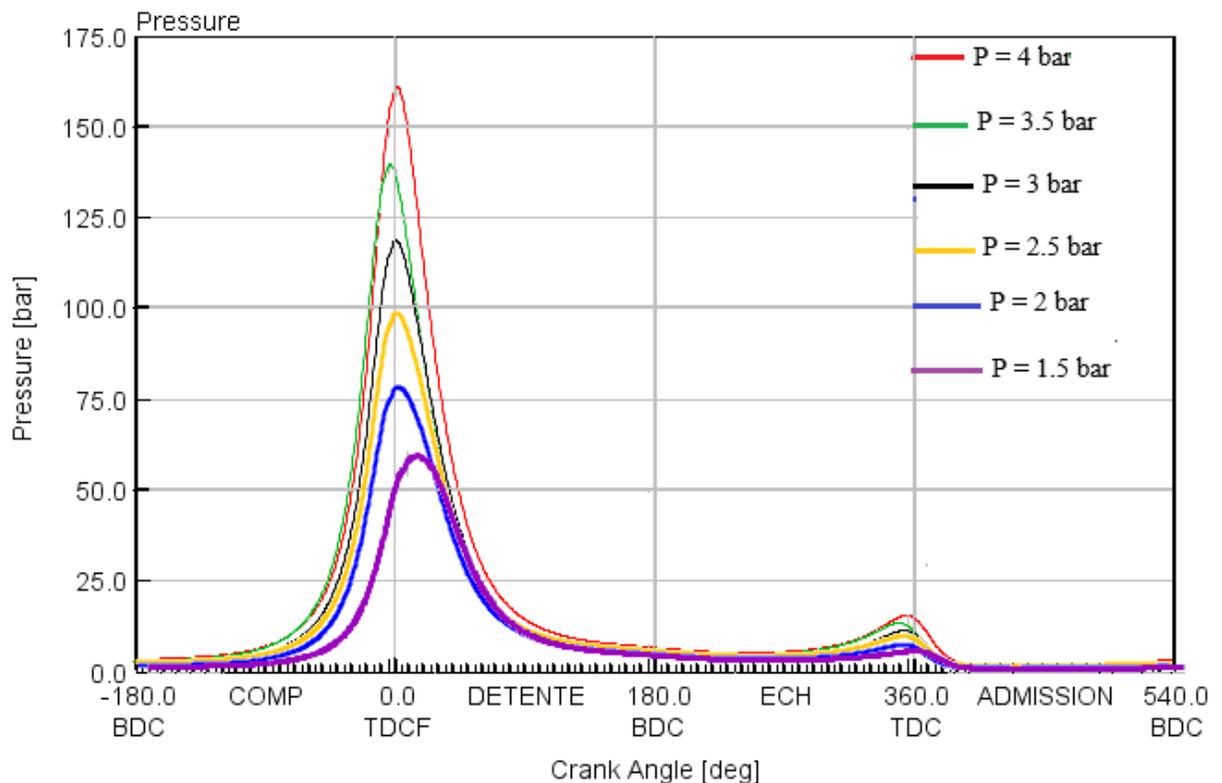


Figure 43 Pression en fonction de l'angle de vilebrequin

1.2. Effet de la pression d'admission sur la température dans la chambre de combustion.

La Figure (44), représente la variation de la température en fonction de l'angle du vilebrequin.

La variation de la pression d'entrée d'air affecte directement la température à l'intérieur de la chambre de combustion et provoque un changement de la température (contrairement à la pression, la température dans la chambre de combustion diminue). Lorsque la pression d'entrée d'air passe de 4 bars à 1 bar, il va y avoir une diminution des performances et du rendement du moteur.

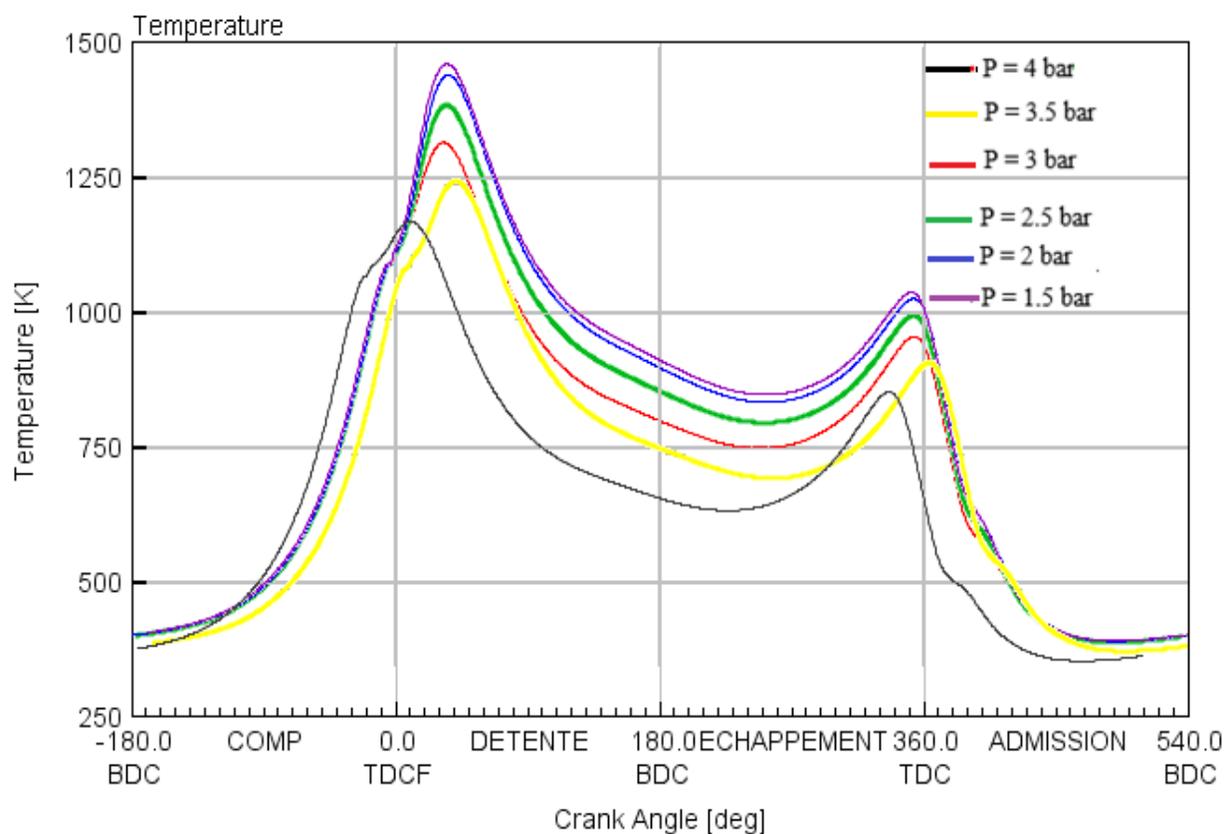


Figure 44 La variation de la température en fonction de l'angle du vilebrequin

1.3. Performances du moteur en fonction de la pression d'admission

Tableau 5 Performances du moteur en régime 1800 tr/min

<i>Régime 1800rpm</i>	P1 1[bar]	P2 1.5[bar]	P3 2 [bars]	P4 2.5[bars]	P5 3[bars]	P6 3.5[bars]	P7 4[bars]
<i>Pression [bar]</i>	37	56.3	75.95	95.9	116.3	136.8	157.6
<i>Température [K]</i>	522.7	507.4	498.7	493	490.2	488.9	487
<i>Débit du combustible [g/s]</i>	10.95	17.88	24.77	31.6	38.27	44.72	51.33
<i>Énergie fournie par le combustible [kW]</i>	471	769	1065	1360.8	1648	1884	2208
<i>Énergie à l'échappement [kW]</i>	389.6	560.9	738.5	923.4	1109.5	1178.1	1479
<i>Puissance utile [kW]</i>	44.19	74.13	181.5	281.2	371.5	458	540.5
<i>Consommation spécifique [g/kW-h]</i>	892	868.5	491.3	405.13	371.4	352.7	342
<i>Rapport air/fuel</i>	14	14	14	14	14	14	14
<i>Rendement moteur %</i>	36.23	36.6	36.87	37.09	37.2	37.24	37.51

La variation de pression d'admission d'air affecte directement les performances du moteur, et surtout le rendement et la consommation spécifique :

- La puissance utile du moteur augmente lorsqu'on augmente la pression à l'admission.
- La consommation spécifique diminue en augmentant la pression de l'air à l'admission
- Au niveau de la pression, la pression à l'intérieur de la chambre de combustion augmente lorsqu'on augmente la pression d'admission : de 37 bars ($P_{adm} = 1 \text{ bar}$) pour atteindre 157.6 bars ($P_{adm} = 4 \text{ bars}$).
- Contrairement à la pression, la température au sein de la chambre de combustion diminue lorsqu'on augmente la pression d'admission : pour une pression d'admission de 1 bar, la température atteint 522.7 K, cependant lorsque la pression d'admission est de 4.5 bars, elle diminue jusqu'à 487 K.
- Plus la pression d'admission augmente, plus le rapport air/fuel devient plus grand. Si le rapport air/fuel (AFR) $> 14,7$ alors on parle de mélange pauvre, où il y a excès d'oxygène. Et si l'AFR $< 14,7$ alors on parle de mélange riche, où le carburant est en excès.

Aujourd'hui, à cause de la dépollution par catalyseurs trois voies, seuls quelques moteurs à injection directe tournent en mélange pauvre. Bien qu'améliorant la consommation, la combustion résultante de ce mélange entraîne une augmentation massive des Nox, ce qui explique dans notre cas que la concentration de NOx est plus importante lorsqu'on a un rapport air/fuel plus petit.

1.4. Répartition énergétique du carburant

La figure (45) représente la dispersion de l'énergétique du carburant, lorsque le moteur fonctionne sous un régime de 1800 tr/min et avec une pression à l'admission de 4 bars:

- Puissance utile 24.5 %
- Frottement 8 %
- Échappement et l'eau de refroidissement 66.9 %

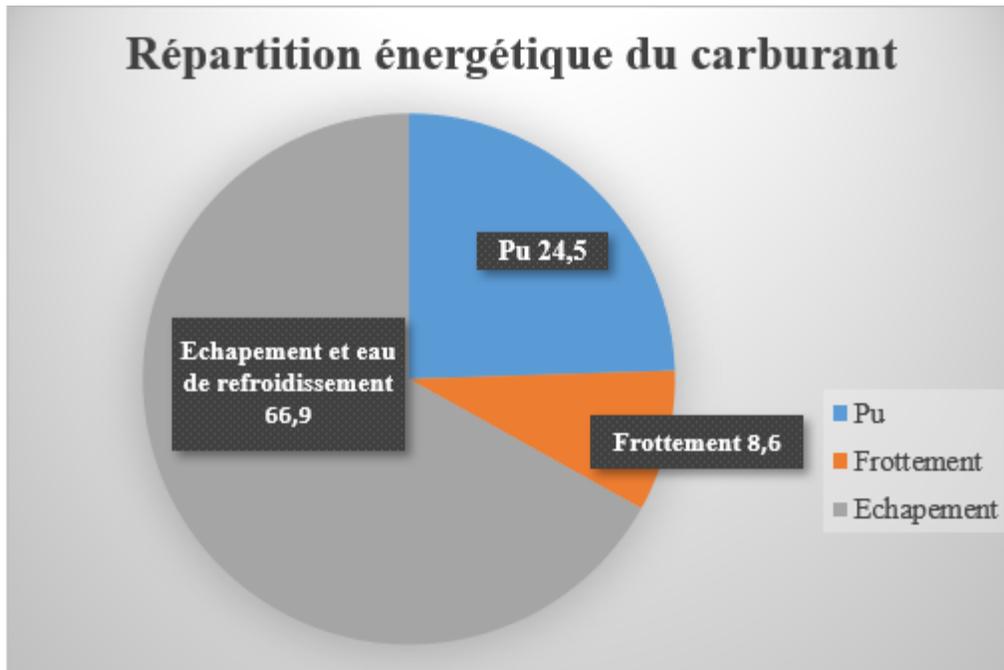


Figure 45 Répartition d'énergies du carburant

Après la combustion, environ 8.6 % de l'énergie est perdue à cause du frottement entre les composants du moteur. Une autre tranche de 66.9 % de l'énergie est perdue dans les gaz d'échappement. Quant à la puissance utile, elle représente environ 24.5 % d'énergie après la combustion.

1.5. Conclusion

Après l'analyse des résultats des différentes simulations faites, il est clair que lorsque le moteur tourne à une vitesse de 1800 tr/min, les meilleures performances de fonctionnement sont lorsque la pression d'admission est égale à 4 bars. Pour cette pression, la consommation spécifique est la plus faible (342 g/kWh) par rapport aux autres résultats. Le rapport air/fuel est égal à 14, il est le plus proche de l'idéal, et le rendement 37.51 % est acceptable aussi par rapport aux autres résultats.

2. RESULTATS DE SIMULATION DU MOTEUR EN REGIME 1500 TR/MIN

Tableau 6 Performances du moteur en régime 1500 tr/min

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
<i>Régime 1500rpm</i>	1[bar]	1.5[bar]	2 [bars]	2.5[bars]	3[bars]	3.5[bars]	4[bars]
<i>Pression [bar]</i>	38.6	59.4	80.62	102.14	123.7	145.6	168.5
<i>Température [K]</i>	502.4	490	481.6	475	471.5	470	467.7
<i>Débit de combustible [g/s]</i>	10.24	16.52	22.87	29.26	35.62	41.9	48.13
<i>Énergie fournie par le combustible [kW]</i>	440.6	710	983.8	1258	1486	1802	2069
<i>Énergie à l'échappement [kW]</i>	345	502.3	663	830	998.6	1170	1330
<i>Puissance utile [kW]</i>	39.9	97.5	199	297.3	391.5	481	569
<i>Consommation spécifique [g/kW-h]</i>	923	610.5	413.57	354.3	327.6	313.2	304
<i>Rapport air/fuel</i>	14	14	14	14	14	14	14
<i>Rendement moteur %</i>	36.22	36.58	36.86	37.07	37.25	37.41	37.54

- La puissance utile de l'arbre du moteur augmente lorsqu'on augmente la pression à l'admission. Ce qui explique l'augmentation de la consommation spécifique.
- Au niveau de la pression, la pression à l'intérieur de la chambre de combustion augmente lorsqu'on augmente la pression d'admission : de 38.6 bars ($P_{adm} = 1$ bar) pour atteindre 168.5 bars ($P_{adm} = 4$ bars).
- Contrairement à la pression, la température à l'intérieur de la chambre de combustion diminue lorsqu'on augmente la pression d'admission. Pour une pression d'admission de 1 bar, la température atteint 502.4 K, cependant lorsque la pression d'admission est de 4 bars, elle diminue jusqu'à 467.7 K.
- Le rendement global du moteur augmente lorsqu'on augmente la pression de l'air à l'admission.

2.1. Répartition d'énergies du carburant

La figure (46) représente la dispersion de l'énergétique du carburant, lorsque le moteur fonctionne sous un régime de 1500 tr/min et avec une pression à l'admission de 4 bars.

- Puissance utile 27.5 %
- Frottement 8.2 %
- Échappement et eau de refroidissement 64.3 %

Après la combustion, environ 8.2 % de l'énergie est perdue à cause du frottement entre les composants du moteur. Une autre tranche de 64.3 % de l'énergie est perdue dans les gaz d'échappement. Quant à la puissance utile, elle représente environ 27.5 % d'énergie après la combustion.

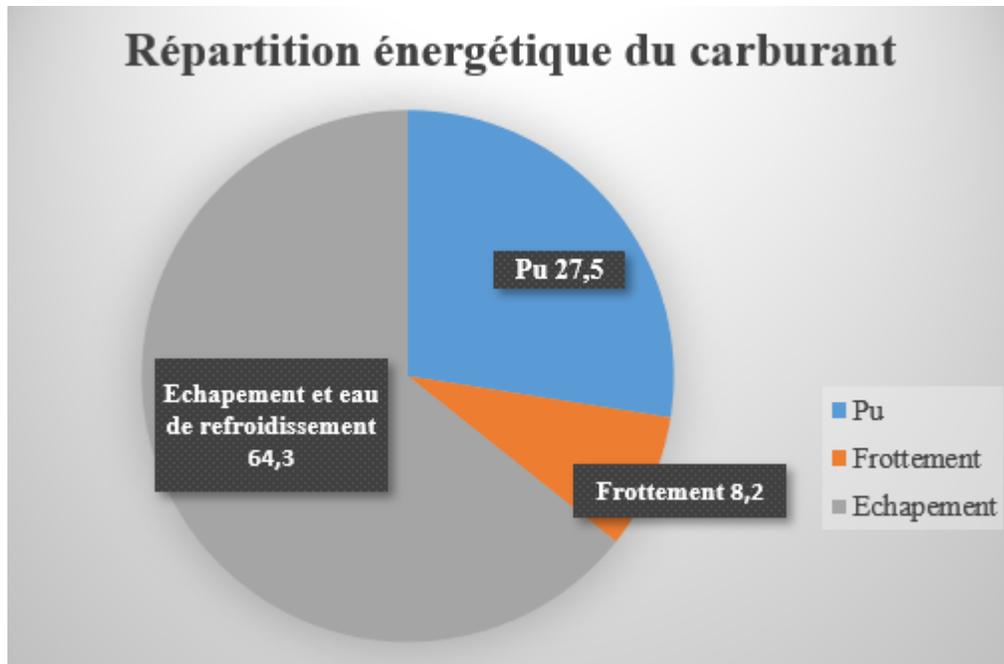


Figure 46 Répartition d'énergies du carburant

2.2. Conclusion

Après l'analyse des résultats des différentes simulations faites, il est clair que lorsque le moteur tourne à une vitesse de 1500 tr/min, les meilleures performances de fonctionnement sont lorsque la pression d'admission est égale à 4 bars. Pour cette pression, la consommation spécifique est la plus faible (304 g/kWh) par rapport aux autres résultats.

Le rapport air/fuel est égal à 14, il est le plus proche de l'idéal, et le rendement 37.54 % est acceptable aussi par rapport aux autres résultats.

3. RESULTATS DE SIMULATION DU MOTEUR EN REGIME 1000 TR/MIN

Tableau 7 Performances du moteur en régime 1000 tr/min

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
<i>Régime 1000rpm</i>	1[bar]	1.5[bar]	2 [bars]	2.5[bars]	3[bars]	3.5[bars]	4[bars]
<i>Pression [bar]</i>	38	58.9	80.35	102.2	124.5	147	170
<i>Température [K]</i>	474	463.4	455.5	450	445	442	439.8
<i>Débit de combustible [g/s]</i>	12.54	41.27	15.96	20.5	25	29.68	34.33
<i>Énergie fournie par le combustible [kW]</i>	302.5	492.9	686.6	881	1078	1276	1476
<i>Énergie à l'échappement [kW]</i>	229.5	339	451.4	564	678.5	794	910
<i>Puissance utile [kW]</i>	81.5	82.10	156.9	231.8	306.9	382	457
<i>Consommation spécifique [g/kWh]</i>	554	502.7	366.4	318.4	294.1	279.5	269
<i>Rapport air/fuel</i>	14	14	14	14	14	14	14
<i>Rendement moteur %</i>	35.8	36.31	36.61	36.84	37	37.2	37.36

- La puissance utile de l'arbre du moteur augmente lorsqu'on augmente la pression à l'admission.
- Au niveau de la pression, la pression à l'intérieur de la chambre de combustion augmente lorsqu'on augmente la pression d'admission : de 38 bars ($P_{adm} = 1$ bar) pour atteindre 170 bars ($P_{adm} = 4$ bars).
- La consommation spécifique diminue lorsqu'on augmente la pression d'air à l'admission.
- Contrairement à la pression, la température à l'intérieur de la chambre de combustion diminue lorsqu'on augmente la pression d'admission. Pour une pression d'admission de 1 bar, la température atteint 474 K, cependant lorsque la pression d'admission est de 4.5 bars, elle diminue jusqu'à 439.8 K.
- Plus la pression d'admission augmente, plus le rapport air/fuel devient plus grand. Si le rapport air/fuel (AFR) $> 14,7$ alors on parle de mélange pauvre, où il y a excès d'oxygène. Et si l'AFR $< 14,7$ alors on parle de mélange riche.

3.1. Répartition d'énergies du carburant

La figure (47) représente la dispersion de l'énergétique du carburant :

- Puissance utile 30.9 %
- Frottement 7.5 %
- Échappement et eau de refroidissement 61.6 %

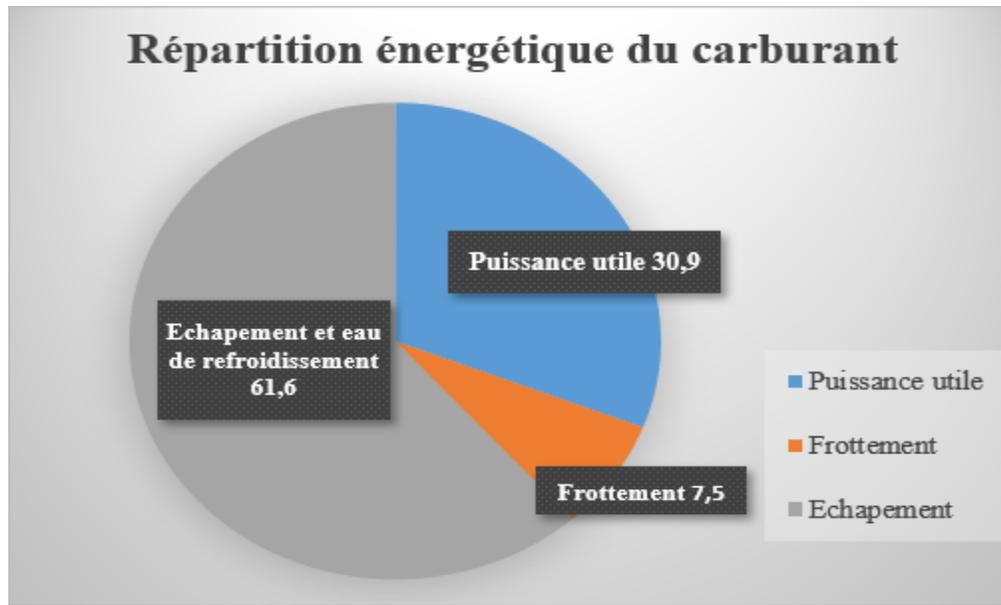


Figure 47 Répartition d'énergies du carburant

Après la combustion, environ 7.5 % de l'énergie est perdue par le frottement entre les composants du moteur. Une autre tranche de 61.6 % de l'énergie est perdue dans les gaz d'échappement.

Quant à la puissance utile, elle représente environ 30.9 % d'énergie après la combustion.

3.2. Conclusion

Après l'analyse des résultats des différentes simulations faites, il est clair que lorsque le moteur tourne à une vitesse de 1000 tr/min, les meilleures performances de fonctionnement sont lorsque la pression d'admission est égale à 4 bars. Pour cette pression, la consommation spécifique est la plus faible (269 g/kWh) par rapport aux autres résultats obtenus. Le rendement 37.36 % est acceptable aussi par rapport aux autres résultats.

4. COMPARAISON DES MEILLEURS RESULTATS DE CHAQUE REGIME

Tableau 8 Comparaison des meilleurs résultats de chaque régime de fonctionnement

	<i>Régime 1000</i>	<i>Régime 1500</i>	<i>Régime 1800</i>
	<i>Tr/min</i>	<i>Tr/min</i>	<i>Tr/min</i>
Rendement %	37.36	37.54	37.51
Rapport air/fuel	14	14	14
Consommation spécifique [g/kWh]	269	304	342

D'après les simulations faites sur le modèle Gt-Power, les meilleurs résultats obtenus pour des performances optimales du moteur (pour les trois régimes de fonctionnement 1000 tr/min, 1500 tr/min, 1800 tr/min), sont :

- lorsque la pression d'admission est égale à 4 [bars] pour le régime 1800 tr/min
- lorsque la pression d'admission est égale à 4 [bars] pour le régime 1500 tr/min
- lorsque la pression d'admission est égale à 4 [bars] pour le régime 1000 tr/min

Le tableau 8 représente une comparaison entre les performances du moteur pour chacun des trois régimes de fonctionnement. Il est clair que les meilleures performances de fonctionnement pour ce moteur, sont obtenues lorsqu'il fonctionne en régime 1000 tr/min, et sous une pression d'admission de 4 [bars].

Dans ce cas, il est évident que la consommation spécifique de carburant (BSFC) est la plus petite (269 [g/kWh]) par rapport aux autres consommations spécifiques (obtenues par les régimes de fonctionnement de 1500 tr/min et 1800 tr/min). En ce qui concerne le rendement, on peut dire qu'il est acceptable (37.36 %). Le rapport air/fuel (14) est le plus proche de l'idéal. Le rapport air-carburant idéal

(théorique), pour une combustion complète, est appelé rapport air-carburant stœchiométrique. Ce rapport stœchiométrique est d'environ 14,7. Cela signifie que pour brûler complètement 1 kg de carburant, nous avons besoin de 14,7 kg d'air. Cependant, la combustion est possible même si le rapport air/fuel est différent de ce rapport stœchiométrique. Pour que le processus de combustion se déroule correctement, l'AFR minimum est d'environ 6.1 et le maximum peut aller jusqu'à 20.1.

5. CONSOMMATION SPECIFIQUE DE CARBURANT BSFC

La consommation spécifique de carburant (BSFC) est un paramètre qui reflète l'efficacité d'un moteur à combustion qui brûle du carburant et produit une puissance de rotation (à l'arbre ou au vilebrequin). Dans les applications automobiles, la BSFC est utilisée

pour évaluer l'efficacité des moteurs à combustion interne. Un moteur à combustion interne a besoin de carburant et d'air pour produire de l'énergie. La quantité de carburant utilisée est généralement mesurée sur un dynamomètre, sous la forme d'un débit massique, en kilogrammes par seconde [kg/s]. Ce paramètre ne peut pas être utilisé pour évaluer l'efficacité du moteur, car il n'est pas évident de savoir quelle puissance pouvons-nous extraire du carburant. Par conséquent, en divisant le débit massique de carburant [kg/s] par la puissance de sortie du moteur [W], on obtient la consommation spécifique de carburant [kg/J]. Plus la consommation de carburant spécifique est faible, plus le moteur est efficace.

Pour les moteurs à essence, la BSFC est d'environ 250 g/kWh et pour l'allumage par compression (diesel) d'environ 200 g/kWh. La consommation spécifique de carburant d'un moteur est généralement représentée par un tracé de contour, en fonction du régime de fonctionnement et de la pression effective moyenne. Dans notre cas, on a construit le tracé de contour de la consommation spécifique de carburant, d'abord en fonction du régime du moteur et la pression d'air à l'admission, ensuite en fonction de la puissance utile de l'arbre moteur.

5.1. Consommation spécifique de carburant en fonction du régime du moteur et de la pression de l'air à l'admission

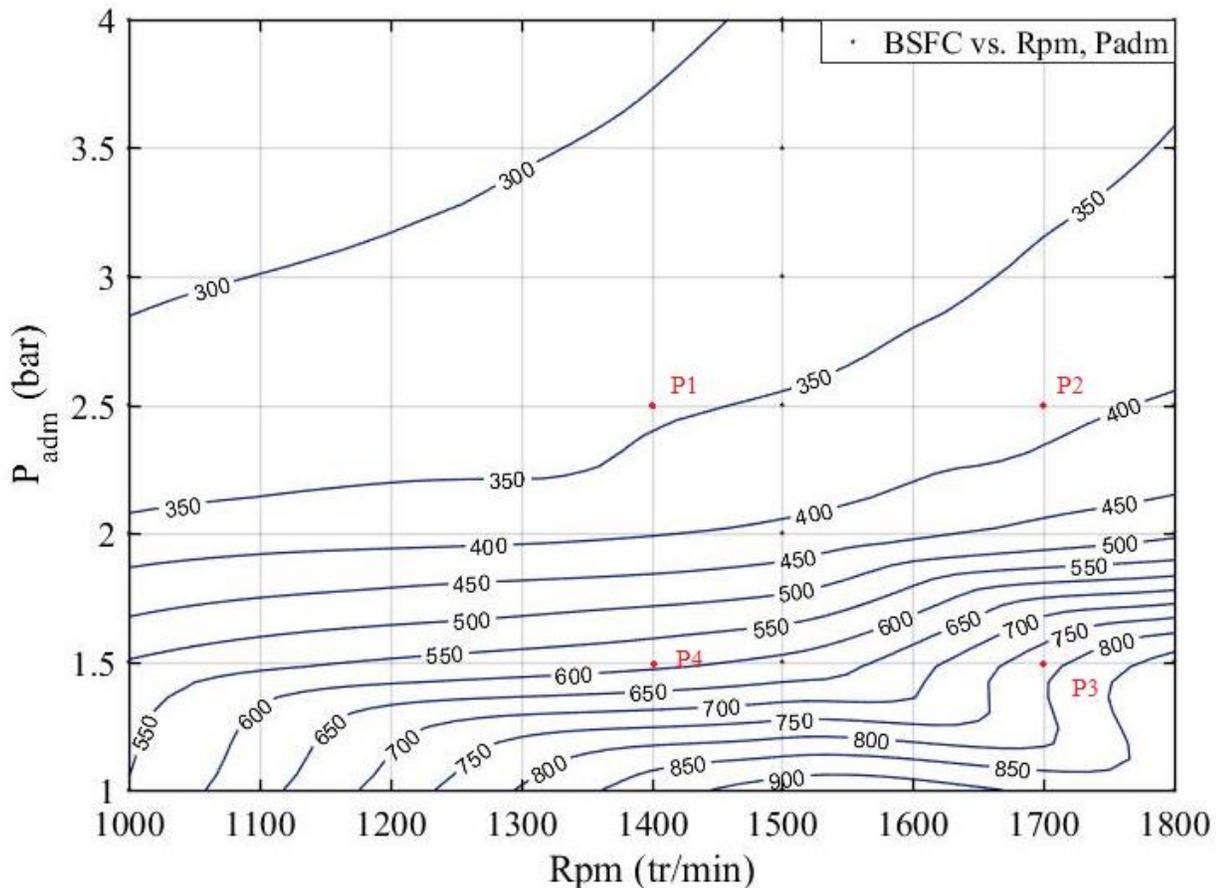


Figure 48 BSFC en fonction du régime du moteur et de la pression de l'air à l'admission

Sur la figure ci-dessus, on peut voir que les points de fonctionnement les plus efficaces du moteur, où se trouve la BSFC la plus petite (300 g/kWh), se situent entre:

- Un régime de fonctionnement allant de 1000 tr/min jusqu'à environ 1400 tr/min
- Une pression d'air à l'admission comprise entre 3 bars et 4 bars .

Dans cette zone de fonctionnement du moteur, la conversion de l'énergie du carburant au vilebrequin est la plus efficace. Il existe donc une série de facteurs qui affectent l'efficacité du moteur à combustion interne. Plus la pression de l'air d'admission et les pertes globales du moteur (frottement) sont faibles, plus le rendement est élevé. [29]

Prenons comme exemple quatre points de fonctionnement du moteur P1, P2, P3 et P4 (définis par le régime moteur et la pression d'air à l'admission). Les coordonnées de chaque point et la valeur de la BSFC sont regroupées dans le tableau ci-dessous.

Tableau 9 Tableau comparatif des points de fonctionnement

Point de fonctionnement	Vitesse de rotation [tr/min]	Pression d'air à l'admission [bar]	BSFC [g/kWh]
<i>P1</i>	1400	2.5	350
<i>P2</i>	1700	2.5	390
<i>P3</i>	1700	1.5	770
<i>P4</i>	1400	1.5	600

Le point de fonctionnement du moteur le plus efficace parmi ces quatre points est P1, avec une BSFC qui se trouve dans la zone de 350 g/kWh. Les deux points de fonctionnement P1 et P4 sont dans la même zone de vitesse de rotation (1400 rpm), mais on remarque que la consommation spécifique est presque le double entre eux, et c'est à cause de la différence de la pression d'air à l'admission entre ces deux points. Le point de fonctionnement le plus inefficace (BSFC le plus élevé) est P4.

5.2. Consommation spécifique de carburant en fonction du régime du moteur et de la puissance utile de l'arbre du moteur

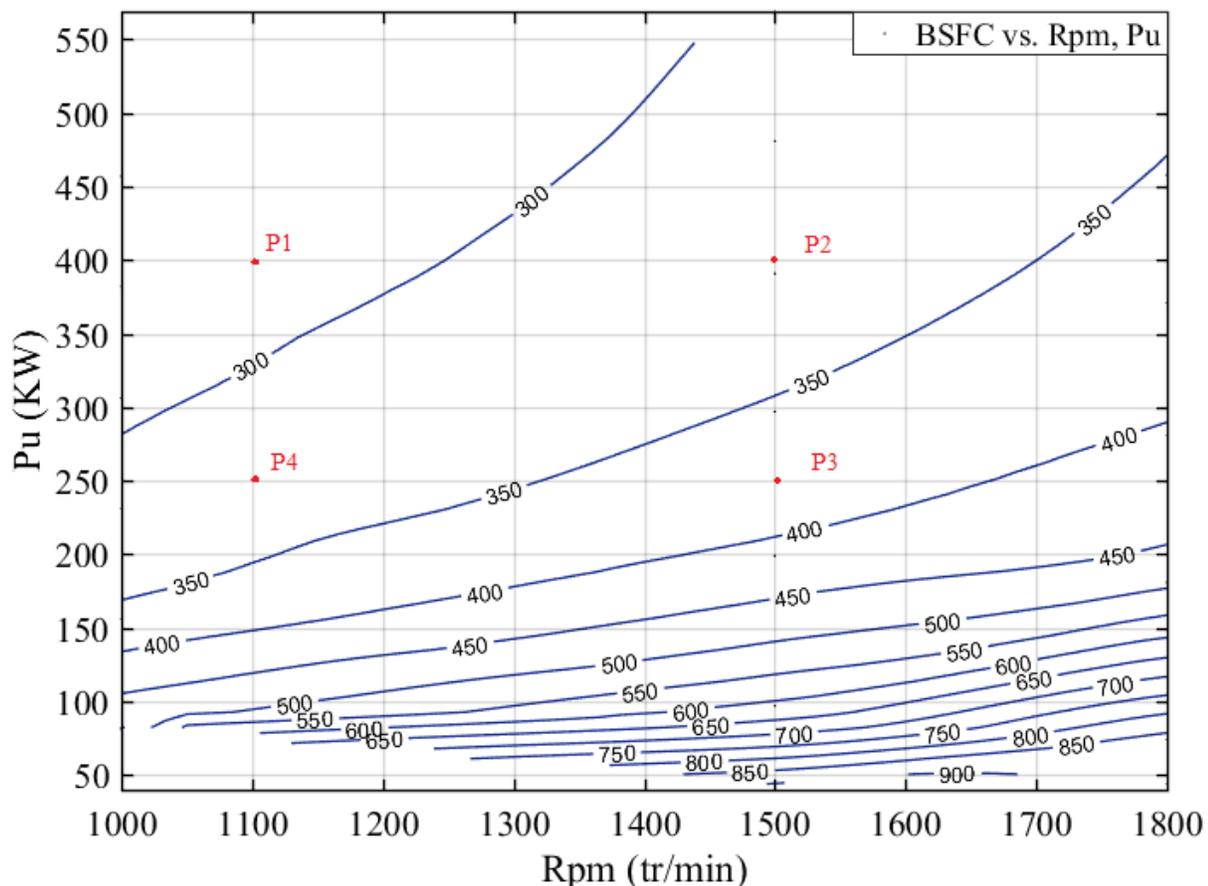


Figure 49 BSFC en fonction du régime du moteur et de la puissance utile

Sur la figure ci-dessus, on peut voir que les points de fonctionnement les plus efficaces du moteur, où se trouve la BSFC la plus petite, se situent entre :

- Un régime de fonctionnement allant de 1000 tr/min jusqu'à environ 1400 tr/min
- Une puissance utile comprise entre 300 kW et 550 kW .

Dans cette zone de fonctionnement du moteur, la conversion de l'énergie du carburant au vilebrequin est la plus efficace.

Prenons comme exemple quatre points de fonctionnement du moteur P1, P2, P3 et P4 (définis par le régime moteur et la puissance utile du moteur). Les coordonnées de chaque point et la valeur de la BSFC sont regroupées dans le tableau ci-dessous.

Tableau 10 Tableau comparatif des points de fonctionnement

Point de fonctionnement	Vitesse de rotation [tr/min]	Puissance utile [kW]	BSFC [g/kWh]
<i>P1</i>	1100	400	280
<i>P2</i>	1500	400	325
<i>P3</i>	1500	250	375
<i>P4</i>	1100	250	325

Pour les deux points P1 et P4, la même puissance utile peut être obtenue pour différentes valeurs de vitesse de rotation et de consommation spécifique de carburant. Il est clair que le point de fonctionnement du moteur le plus efficace parmi ces quatre points est P1, avec une BSFC qui se trouve dans la zone de 280 g/kWh. Alors que le point de fonctionnement le plus inefficace (BSFC le plus élevé) est P3. En changeant de vitesse du moteur, nous pouvons obtenir la même puissance, mais à une consommation spécifique de carburant différente. Les véhicules équipés d'une transmission automatique sont dotés d'un programmeur de changement de vitesse conçu pour maintenir le moteur dans les points de fonctionnement les plus efficaces pendant le passage de la vitesse. Cependant, pour les véhicules à transmission manuelle, c'est le conducteur qui est responsable de passer les bonnes vitesses afin de réduire la consommation de carburant.

Prenons la figure (50) comme exemple, où on a une puissance de 100 kW, qui peut être obtenue en 2e, 4e et 5e vitesse. En 2e vitesse, le régime moteur sera le plus élevé, le couple moteur est le plus faible, et la consommation de carburant spécifique de carburant sera également assez élevée (environ 455 g/kWh).

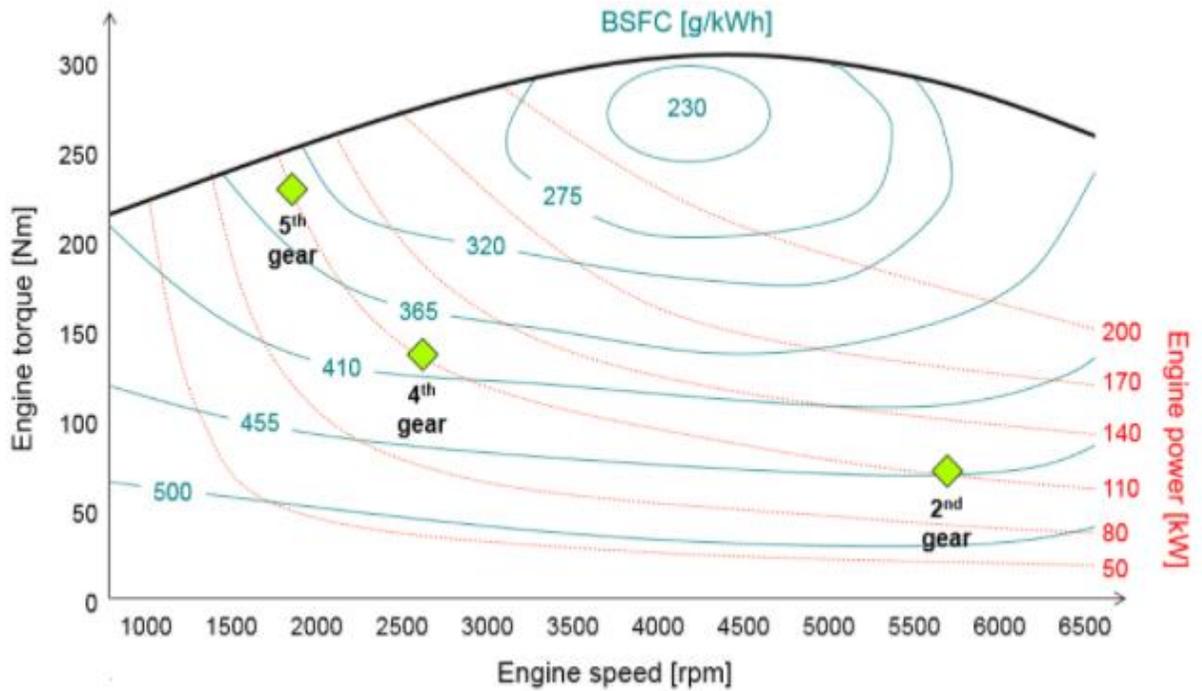


Figure 50 Amélioration de la BSFC dans les véhicules

Dans les véhicules à transmission automatique, il existe la carte BSFC qui est utilisée comme référence pour calculer les lignes de changement de vitesse pour un meilleur rendement énergétique. Par contre, dans le cas des véhicules électriques hybrides, la carte BSFC est utilisée dans les stratégies de gestion de l'énergie pour calculer la répartition du couple entre le moteur et la machine électrique afin d'obtenir le meilleur rendement énergétique.

6. COMMENT MODIFIER LES PERFORMANCES DU MOTEUR

L'utilisation d'une vanne d'étranglement et la régulation de la pression sont deux méthodes pour modifier les performances d'un moteur pneumatique.

6.1. Utilisation d'une vanne d'étranglement

Une vanne d'étranglement est en général installée au niveau de l'admission du moteur, mais elle peut également l'être en sortie.

La vanne d'étranglement en admission permet de réduire la consommation d'air, alors que

l'installation en sortie permet de conserver un couple de démarrage légèrement plus élevé. Lorsqu'il est souhaitable de conserver un couple élevé au démarrage, mais de réduire la vitesse de fonctionnement, la pose d'une vanne d'étranglement est la meilleure façon de modifier la puissance de sortie du moteur.

L'utilisation d'une vanne d'étranglement est synonyme de contrôle du débit d'air et affecte la vitesse plutôt que le couple.

6.2. Utilisation de la méthode de régulation de pression

La régulation de pression affecte le couple plutôt que la vitesse.

Lorsqu'un régulateur de pression est utilisé, il est toujours installé au niveau de l'admission du moteur.

La régulation de pression est idéale lorsque l'utilisateur souhaite contrôler le couple au calage et qu'il n'est pas important d'avoir un couple élevé au démarrage.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Les deux indicateurs majeurs liés au cycle thermodynamique, la pression et la température sont prédits avec une erreur relative maximale inférieure à 10 %. Le modèle de prédiction peut être considéré comme efficace et a conduit à des résultats concluants, en raison de la complexité du processus de déterminer les paramètres thermodynamiques.

L'objectif principal de ce projet de recherche consistait à développer un simulateur de moteur Diesel afin d'étudier le comportement et le fonctionnement du moteur, et voir l'influence du changement de la pression de l'air à l'admission sur les performances de ce moteur, sur tout, la consommation spécifique du carburant BSFC.

La consommation spécifique de carburant (BSFC) est un paramètre qui reflète l'efficacité d'un moteur à combustion qui brûle du carburant et produit une puissance de rotation (à l'arbre ou au vilebrequin). Dans la plupart des applications, la BSFC est utilisée pour évaluer l'efficacité des moteurs à combustion interne.

C'est pourquoi on a construit le tracé de contour de la consommation spécifique de carburant, d'abord en fonction du régime du moteur et de la pression de l'air à l'admission, ensuite en fonction du régime du moteur et de la puissance utile de l'arbre.

On a constaté qu'il existe une série de facteurs qui affectent l'efficacité du moteur à combustion interne. Plus la pression de l'air d'admission et les pertes globales du moteur (frottement) sont faibles, plus le rendement est élevé.

Globalement, dans les différentes phases de ce projet, les résultats obtenus se sont avérés très satisfaisants et ont montré une concordance entre les modèles et les mesures expérimentales. Les remarques et les conclusions les plus pertinentes que l'on peut tirer de ces travaux de recherche peuvent être résumées par les quelques points suivants :

- Les modèles zéro dimensionnels (0 D) ont l'avantage de fournir des réponses en température et pression en phase d'avant-projet, pour un temps de calcul relativement court et avec peu de données géométriques .

- GT-Power est reconnu comme un leader mondial dans la modélisation de systèmes de haut niveau (0 D/1 D). Ce logiciel est très répandu chez les constructeurs automobiles qui l'utilisent pour les études préliminaires des nouveaux moteurs.
- Ce processus est beaucoup plus rapide et à faible coût en le comparant avec celui utilisé par plusieurs sociétés. Sans aucun doute, la méthode proposée nécessite plus de développement et d'application sur plusieurs moteurs avant de donner une conclusion générale sur l'efficacité du simulateur. Il est à noter que l'importance de ce type de simulateur dans le domaine de moteur diesel marin est bien connue.
- Les résultats obtenus dans le cadre de ce projet sont très encourageants. Ils ont permis de contribuer à la compréhension du comportement dynamique du moteur Diesel. Pour la poursuite de ce travail, plusieurs pistes peuvent être envisagées et qui peut faire l'objet d'un projet futur de recherche. Il peut s'agir, par exemple :
 - Modélisation poussée du cycle thermodynamique dans le moteur.
 - Modélisation poussée du système d'admission et d'échappement du moteur.
 - Remplacer certains capteurs sur le banc d'essai par d'autres, beaucoup plus précis.
 - Développer une stratégie de maintenance prédictive pour contrôler en temps réel l'usure les pièces mécaniques de moteur Diesel.
 - Conception d'un autre modèle de moteur Diesel en utilisant un autre type de logiciel.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] H. M. Nahim, «"Contribution à la modélisation et à la prédiction de défaillances sur les moteurs Diesel marins Spécialité Automatique,"» Aix Marseille university, 2016.
- [2] J. Chung, K. Min, S. Oh, and M. Sunwoo, "In-cylinder pressure based real-time combustion control for reduction of combustion dispersions in light-duty diesel engines," *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, pp. 1183-1189, 2016
- [3] M. Desbazeille, "Diagnostic de groupes électrogènes diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin," *Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriels, Université Jean Monnet-Saint-Etienne*, 2010
- [4] H. Du, L. Zhang, and X. Shi, «Reconstructing cylinder pressure from vibration Signals based on radial basis function networks,» *Journal of automobile engineering*, vol. 205, pp. pp. 761-767, 2001.
- [5] BENCHERIF, Mohamed «Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburation» *Université des Sciences et de la Technologie d'Oran - Mohammed Boudiaf*, 2018.
- [6] R. Omran, «DIESEL ENGINE MODELING FOR DYNAMIC CONTROL BY NEURAL NETWORKS TO REDUCE EMISSIONS,» 2007.
- [7] H. Ibrahim, A. Ilinca, and J. Perron, "Moteur diesel suralimenté: bases et calculs, cycles réel, théorique et thermodynamique: rapport interne," 2006.
- [8] M. N. Zidi, "Développement d'un Simulateur pour le Moteur Diesel en vue D'étudier les Performances et le Comportement Dynamique," M.S. , *Université du Québec à Rimouski (Canada), Ann Arbor*, 10833537, 2017
- [9] B. Geoffroy, «Distribution à soupapes,» chez *techniques de l'Ingénieur*,

traité Génie mécanique, 1959.

- [10] O. Grondin, "Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic.," Laboratoire d'automatique - Rouen school of Engineering & Information technology - university of Sussex - United Kingdom, Université de Rouen, 2004.
- [11] V. Duran, Z. Uriondo, and J. Moreno-Gutiérrez, "The impact of marine engine operation and maintenance on emissions," *Transportation research Part D: Transport and environment*, vol. 17, pp. 54-60, 2012
- [12] X. Ritter, «Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à came en tête,» Villeurbanne, INSA 2006.
- [13] W. Wang, B. Hussin, and T. Jefferis, "A case study of condition based maintenance modelling based upon the oil analysis data of marine diesel engines using stochastic filtering," *International Journal of Production Economics*, vol. 136, pp. 84-92, 2012.
- [14] [En ligne]. Available: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00452018/document>.
- [15] A. Rida, H. M. Nahim, R. Younes, H. Shraim, and M. Ouladsine, "Modeling and simulation of the thermodynamic cycle of the Diesel Engine using Neural Networks," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 49, pp. 221-226, 2016.
- [16] Q. Xin, *Diesel engine system design*. Oxford Cambridge Philadelphia New Delhi: Elsevier, 2011.
- [17] P. Arquès, «Conception et construction des moteurs alternatifs,» de la théorie à la compétition: Ellipses 2000
- [18] G. Technologies, *GT-SUITE Engine Performance Tutorials*, 2016.
- [19] www.avl.com/
- [20] M. H. Beale, M. T. Hagan, and H. B. Demuth, *Neural network toolbox™ user's*

guide: Citeseer, 2012

- [21] T. Basbous, "Hybridation pneumatique d'un moteur Diesel en vue de son utilisation dans un système hybride éolien-Diesel avec stockage d'énergie sous forme d'air comprimé," Université du Québec à Chicoutimi, 2013.
- [22] Y. Shiao and J. J. Moskwa, "Model-Based Cylinder-By-Cylinder Air-Fuel Ratio Control For SI Engines Using Sliding Observers," presented at the Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Control Applications, Dearborn, MI, 1996
- [23] M. Desbazeille, R. B. Randall, F. Guillet, M. El Badaoui, and C. Hoisnard, "Modelbased diagnosis of large diesel engines based on angular speed variation of the crankshaft, » Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 24, pp. 1529- 1541,2010
- [24] A. Parlak, H. Yaşar, C.Haşımogʻlu, and A. Kolip, "The effects of injection timing on NO x emissions of a low heat rejection indirect diesel injection engine," Applied Thermal Engineering, vol. 25, pp. 3042-3052, 2005

ANNEXES

- **Caractéristiques du moteur 6M26SR (PROJET BMCI)**

Sail different

6 M26 SR

Service P1
de 100 à 450 ch
entre 1200 et 1800 tr/mn

REF. IC.203-PV F - 01/08/2008

CARACTERISTIQUES	DESCRIPTIF TECHNIQUE
Moteur diesel 4 temps, injection directe, suralimenté, avec refroidissement de l'air de suralimentation.	Bloc cylindre en fonte, fortement nervuré, avec entablement renforcé
Alésage et course (mm) 150 x 150	Chapeaux de paliers semi-encastrés, à fixation verticale
Nombre de cylindres 6 en ligne	Une porte de visite par cylindre permettant un accès facile à l'embellage
Cylindrée totale (dm ³) 15,9	Chemises en fonte, de type humide, très rigides
Rapport de compression 14/1	Culasses individuelles à larges sections de circulation d'eau assurant un refroidissement accru en particulier au niveau de la gaine de porte injecteur en cuivre
Nombre de soupapes par cylindre 4	Fixation des culasses assurée en 8 points par une visserie haute résistance avec rondelles à appui sphérique sur les vis situées entre 2 culasses
Sens de rotation selon Norme ISO 1204 SIH	4 soupapes par culasse, à tête épaisse en acier spécial, avec guides et sièges rapportés, et rotateurs sur soupapes d'échappement
Régime de ralenti (min-1) 850	Vilebrequin en acier spécial, matricé, traité, avec tourillons, manetons et congés de raccordement durcis par induction
Masse sans eau ni huile (kg) 1870	Arbre à cames avec profil de cames polynomial
Carter volant SMB ou SAE 1	Distribution par pignons à denture hélicoïdale, en acier cémenté, trempé, rectifié
Volant SAE 14"	Bielles en acier au chrome - molybdène
Homologué IMO	Pistons en alliage léger avec refroidissement par jet d'huile continu à partir de gideurs fixes assurant également la lubrification des bagues de pied de bielle



Segmentation haute performance

Echangeur de température eau douce/eau de mer avec boîte à eau et thermostats de régulation incorporés (Adaptation pour refroidissement par échangeur de coque en option avec thermostats de régulation incorporés)

Pompe centrifuge de circulation du liquide de refroidissement en fonte, entraînée mécaniquement

Pompe de circulation d'eau de mer en bronze entraînée mécaniquement

Batterie de deux filtres à huile à cartouches vissées plein débit

Filtre à huile centrifuge en dérivation à cartouche jetable

Refroidisseur d'huile à plaques sur circuit de liquide de refroidissement moteur

Pompe d'injection monobloc en ligne avec régulateur mécanique "toutes vitesses" incorporé

Collecteur d'échappement refroidi par le liquide de refroidissement

Turbo-compresseur à haut rendement, avec carter de turbine refroidi par le liquide de refroidissement

Refroidisseur d'air de suralimentation haute efficacité à double flux

6 M26 SR

Service P1

DEFINITION PUISSANCE

Norme ISO 3046/1 - 1995 (F)

Conditions de référence

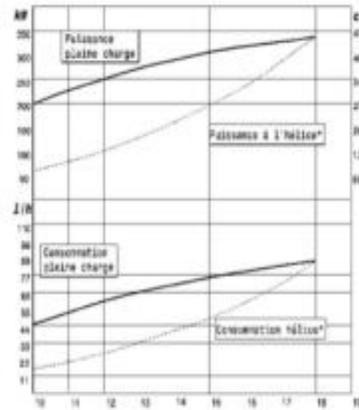
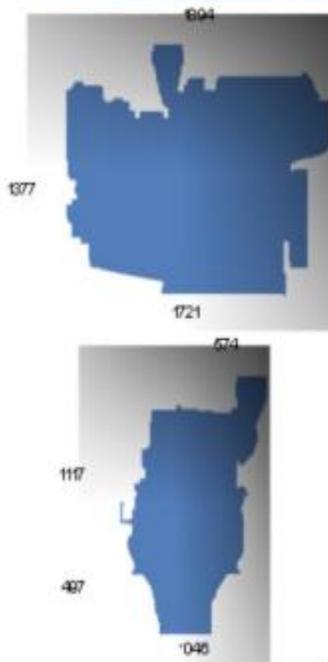
Température amb ante : 25 ° C
 Pression barométrique : 100 kPa
 Humidité relative : 30 %
 Température eau de mer : 25 ° C
 Combustible
 Densité relative : 0,840 ± 0,005
 Pouvoir calorifique inférieur : 42700 kJ/kg
 Tolérance sur consommation : + 0, + 5 %

SERVICE P1

Application : continues sans restriction
 Variation de charge du moteur : très peu ou pas
 Charge moyenne du moteur : 80 à 100 %
 Durée d'utilisation annuelle : plus de 5000 h
 Utilisation à pleine charge : illimitée

Applications type : chalutiers hauturiers, cravottes, remorqueurs de hautemer, remorqueurs fluviaux, pousseurs, cargos, dragues, LCT, Basc

ENCOMBREMENT



* Pour une puissance absorbée à l'éllice Prof

Moteur (CV)	Puissance à l'éllice (kW)	Consommation (L/h)
1000	57,4	26
1100	63,4	27,5
1200	69,3	29
1300	75,3	30
1400	81	31,5
1500	86,3	33
1600	91,5	34
1700	96,5	35
1800	101,3	36

EQUIPEMENTS OPTIONNELS (extrait)

- Adaptation pour retrofitissement par Echangeur de coque
- Branchement pour circuits de secours
- Pompe de cale
- Tuyaux d'injection double enveloppe
- Alternateur de charge batteries 175 A
- Démarrateur pneumatique avec bouteilles d'air et compresseur
- Silencieux d'échappement
- Armoire de contrôle salle des machines
- Sécurité de survitesse
- Prise de mouvement avant
- Montage sur suspension élastique
- Accouplement élastique avec Inverseur-Réducteur
- Receite par les principales Sociétés de Classification
- Certification IMO



- Paramètres des simulations :

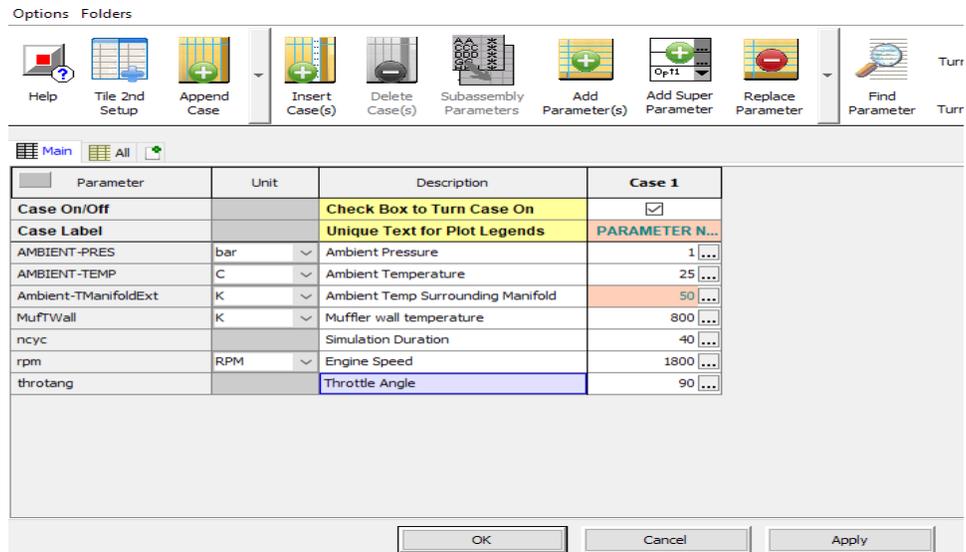


Figure 51 Annexe: Case setup

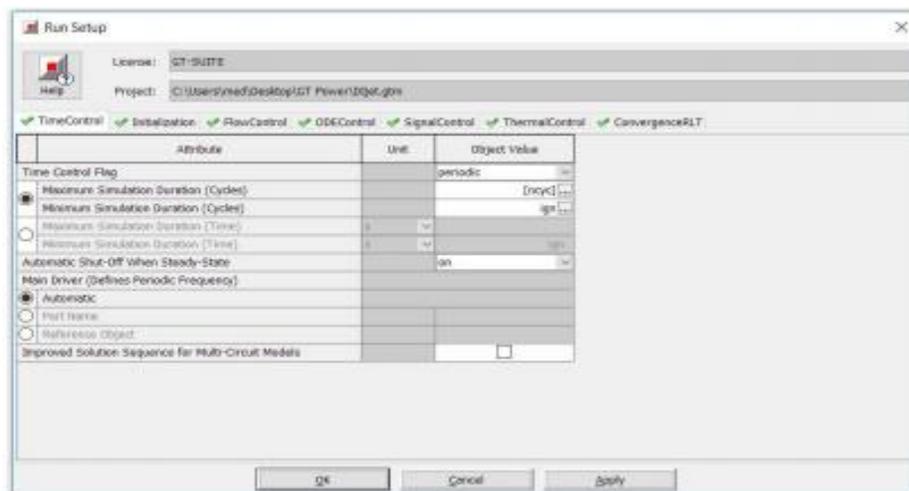


Figure 52 Annexe : Time control

- Paramètres du moteur

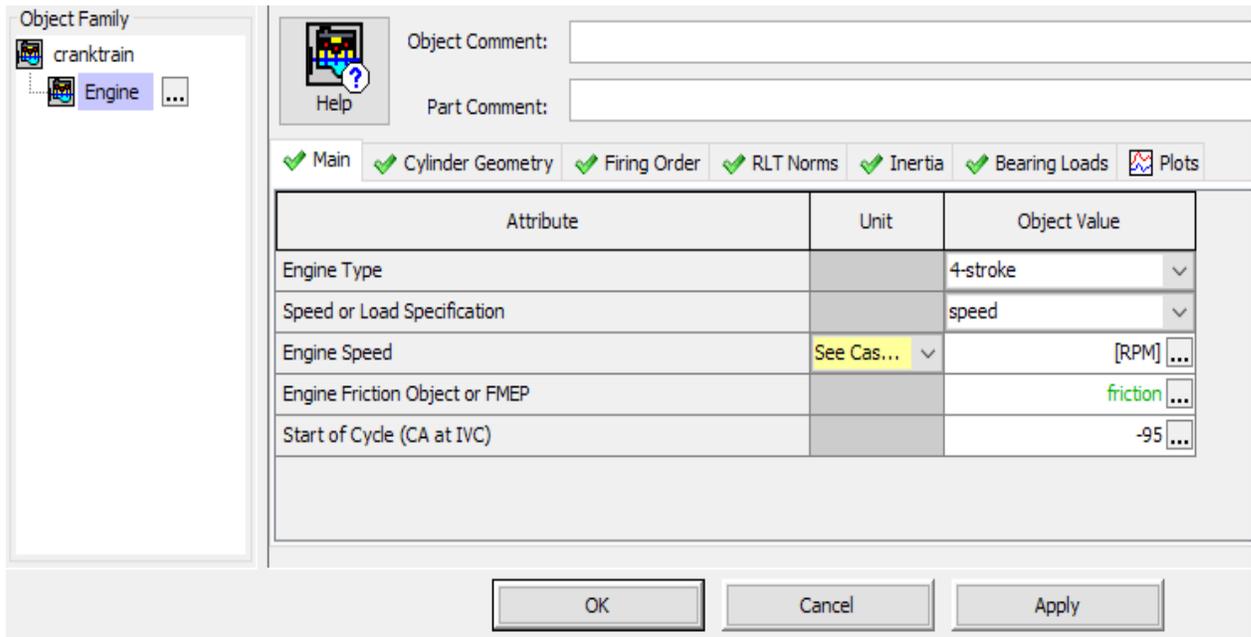


Figure 53 Annexe : Template Engine crank train

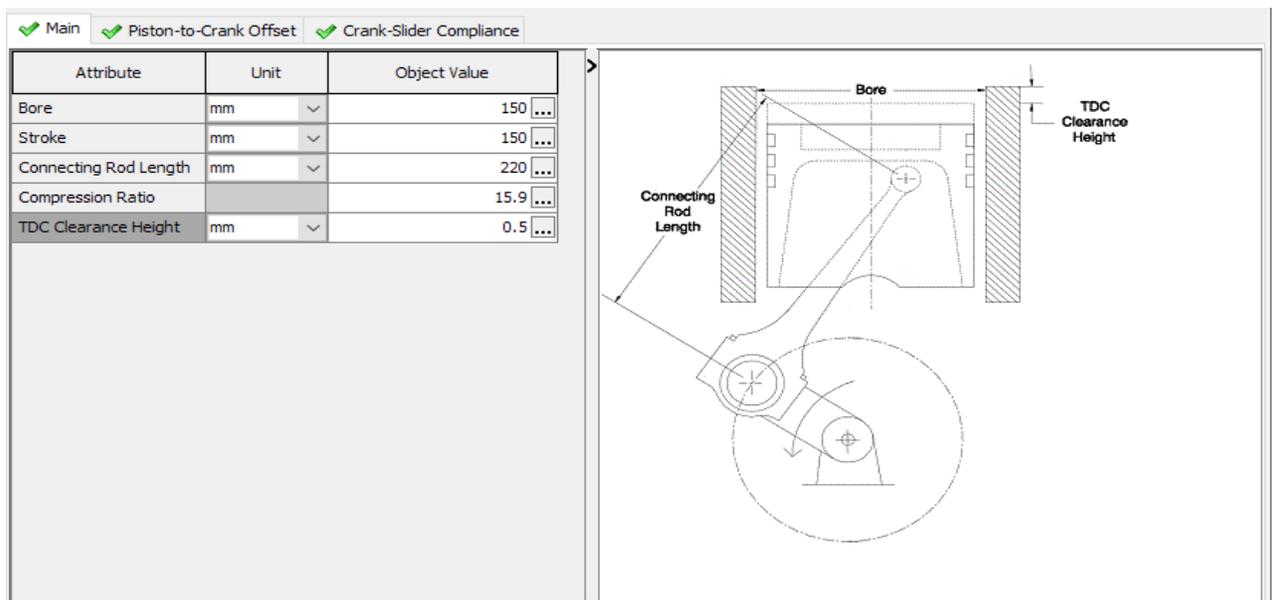


Figure 54 Annexe : Géométrie du cylindre

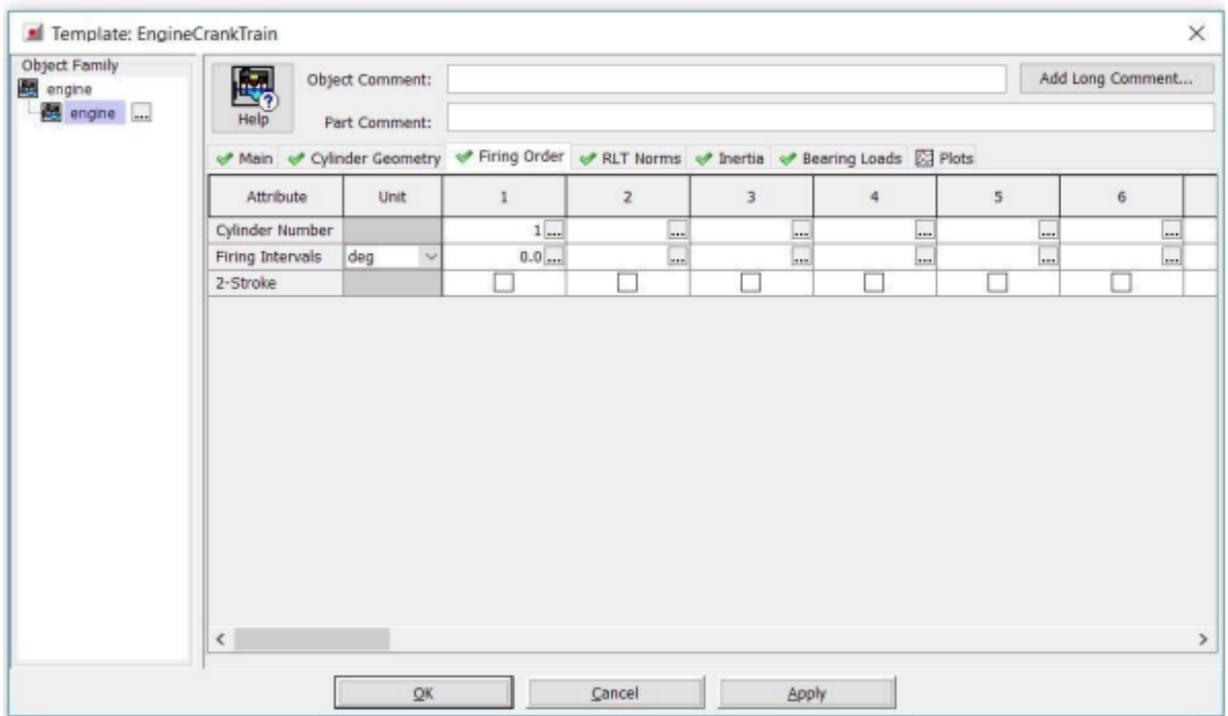


Figure 55 Annexe : Firing order

- Paramètres des cylindres

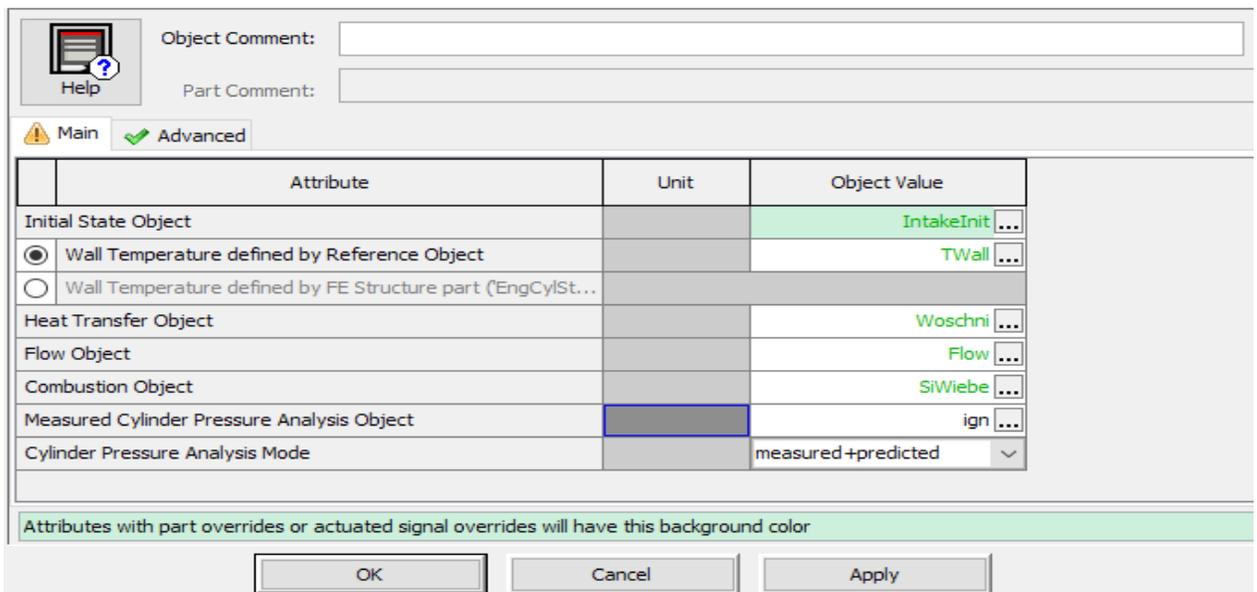


Figure 56 Annexe : Template eng cylinder

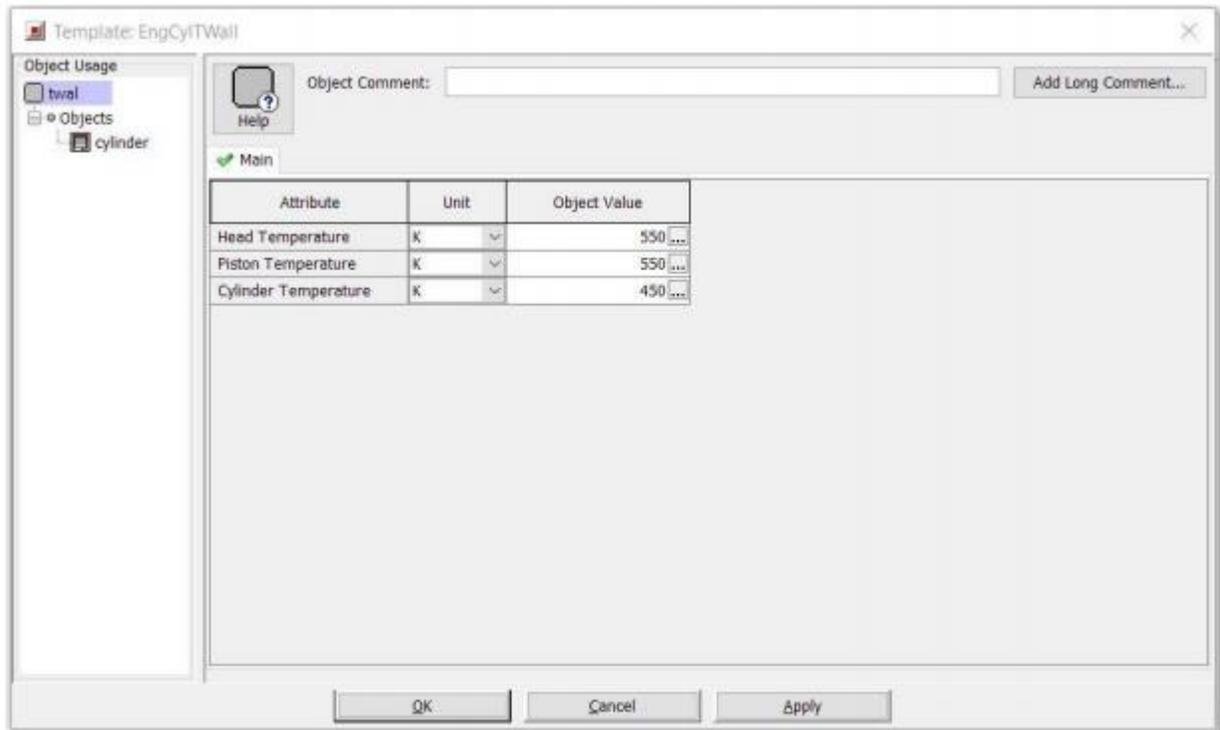


Figure 57 Annexe: Températures de surface de la chambre du cylindre

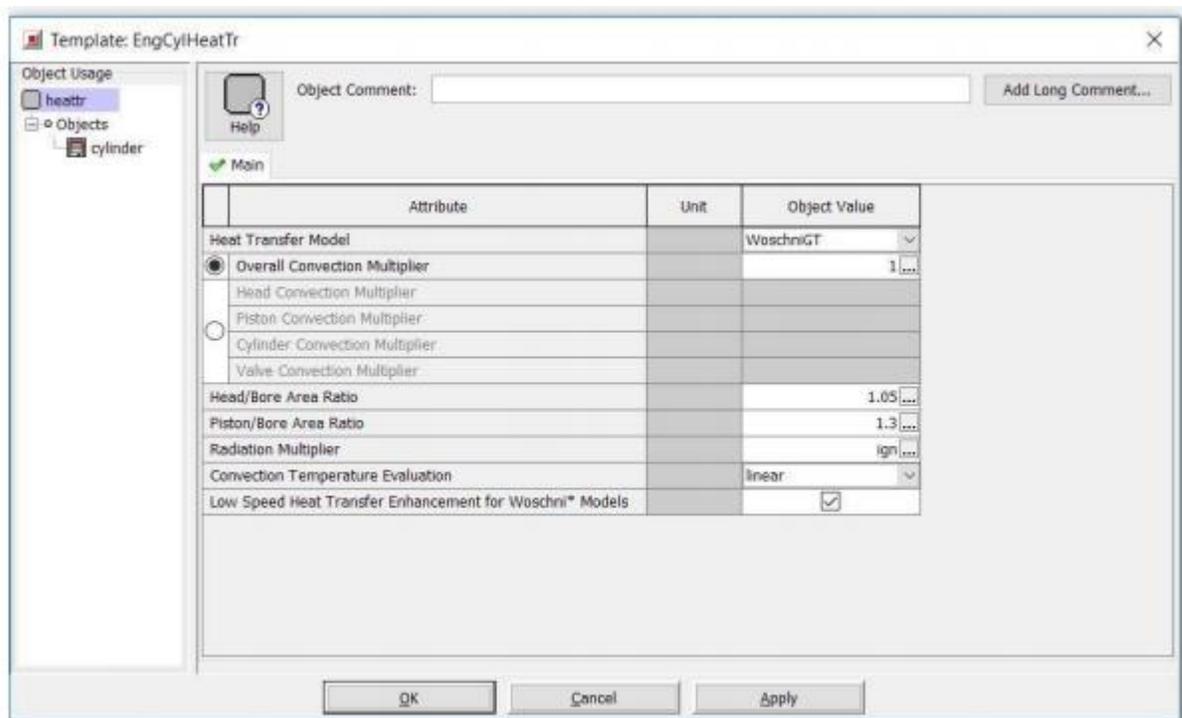


Figure 58 Annexe : Heat Transfer Model

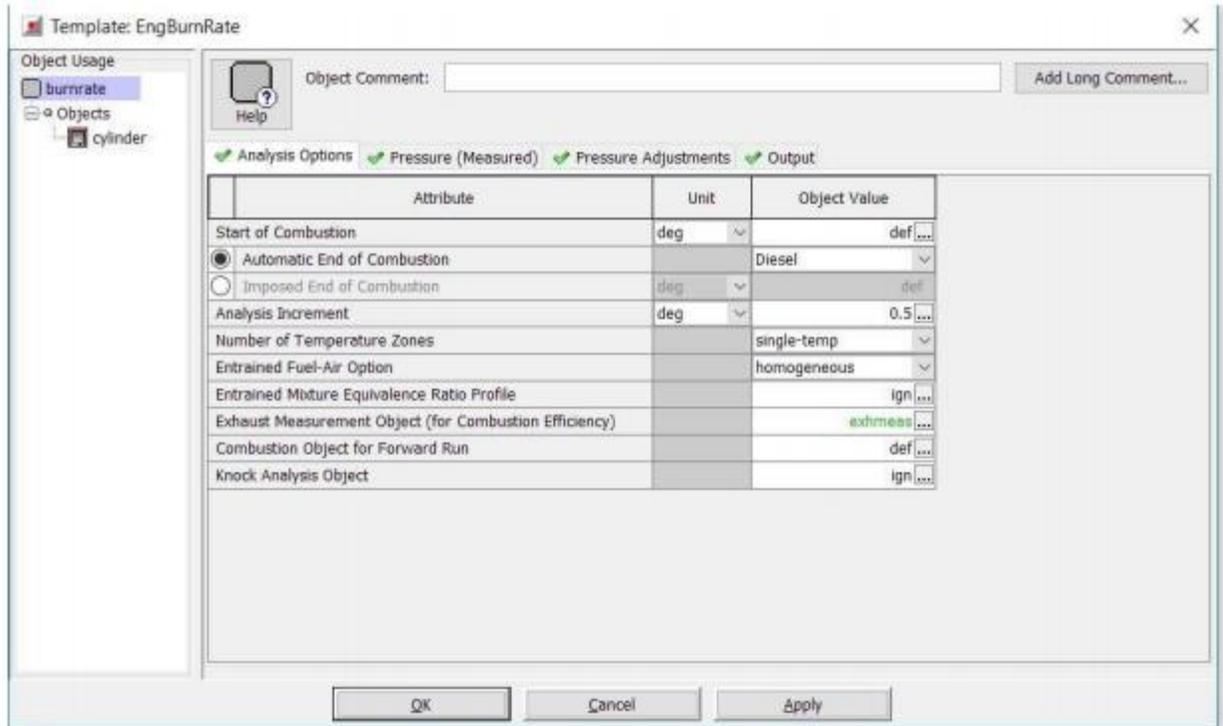


Figure 59 Annexe: Measured cylinder pressure analysis

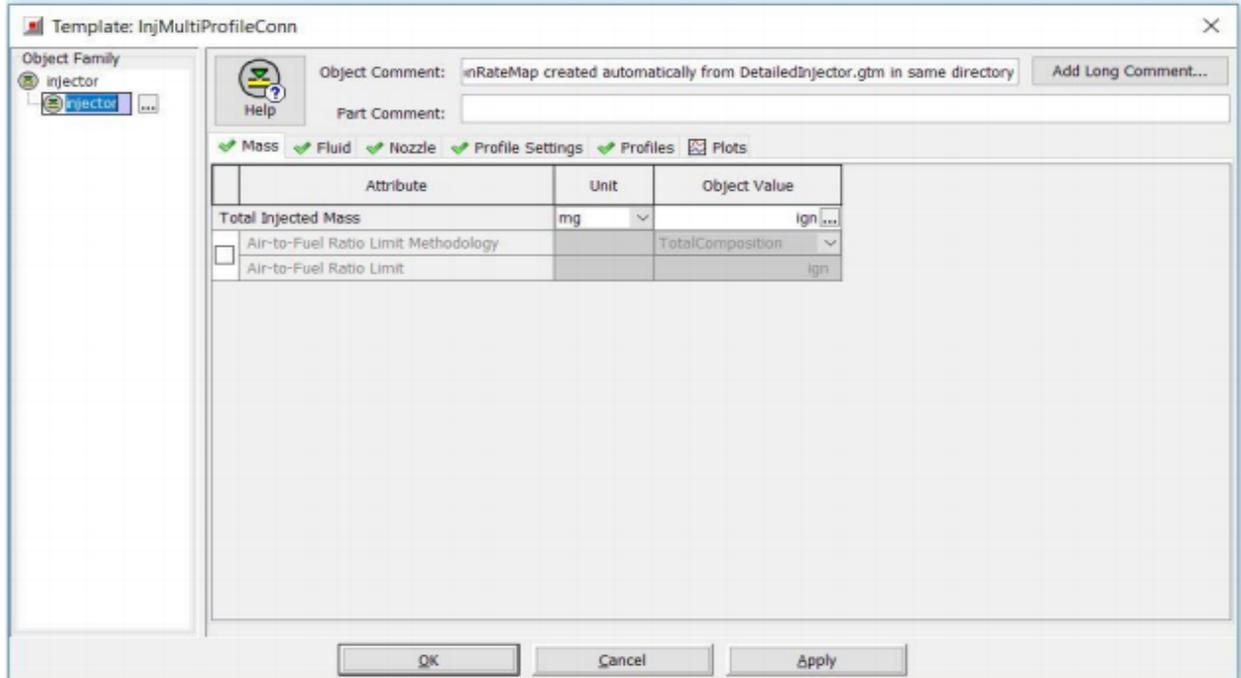


Figure 60 Annexe: Template Injection Profil

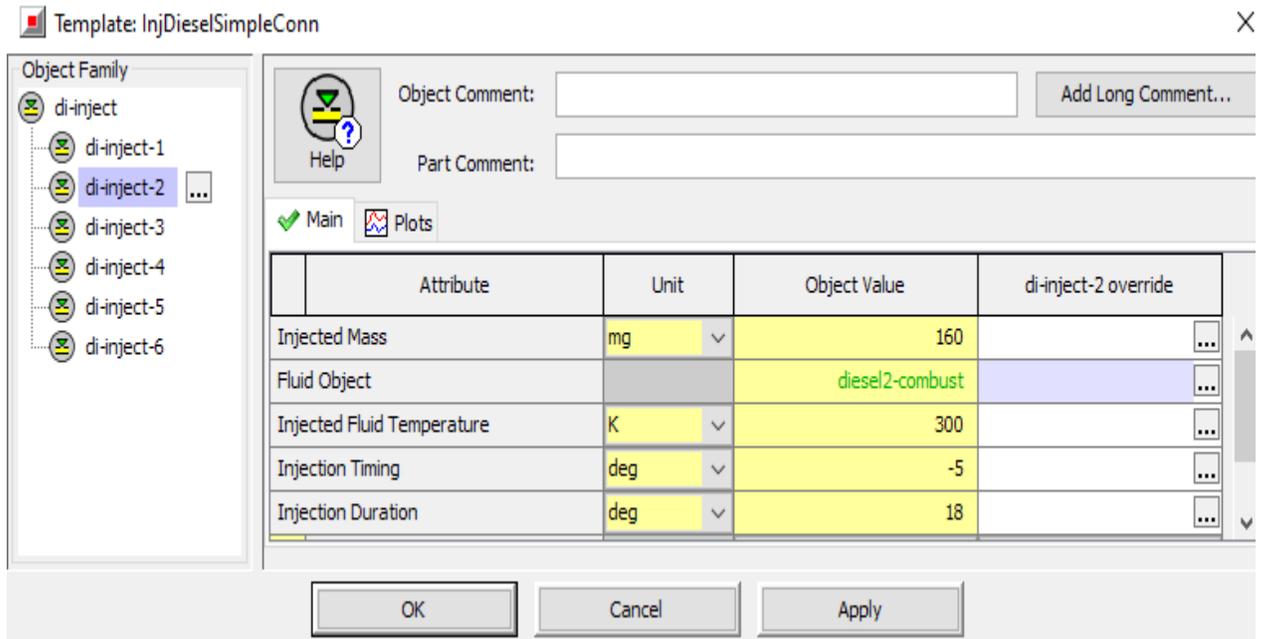


Figure 61 Annexe : Propriétés d'injection

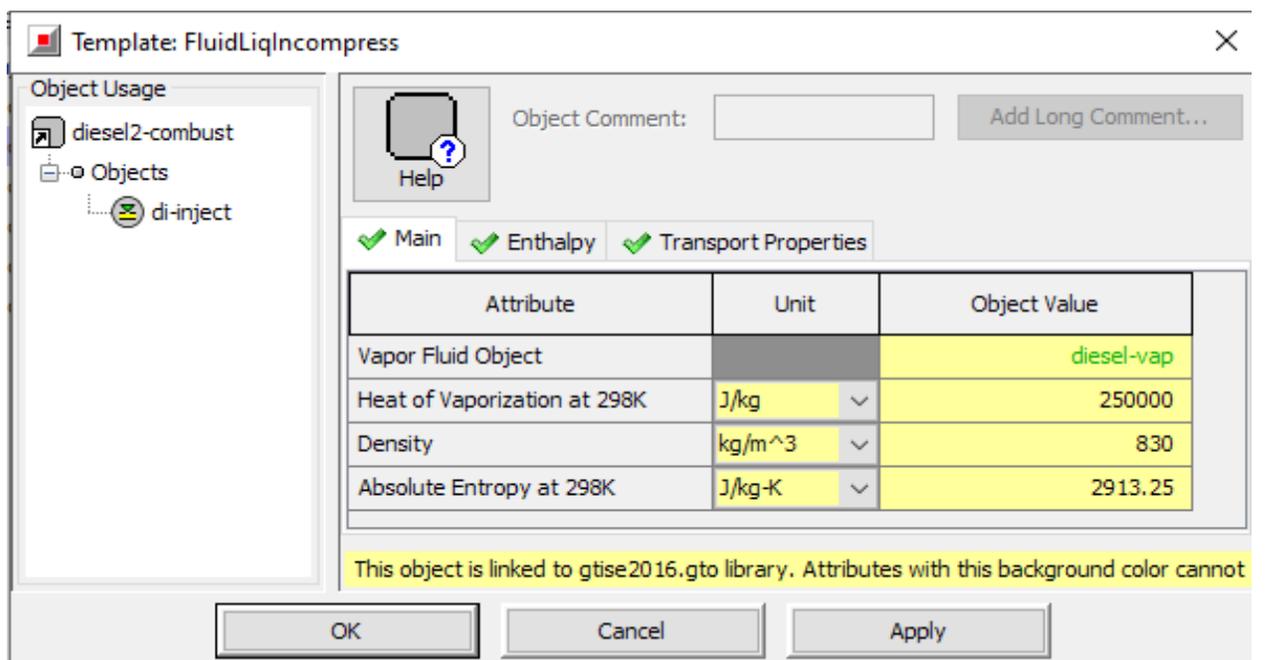


Figure 62 Annexe : Caractéristiques du fluide

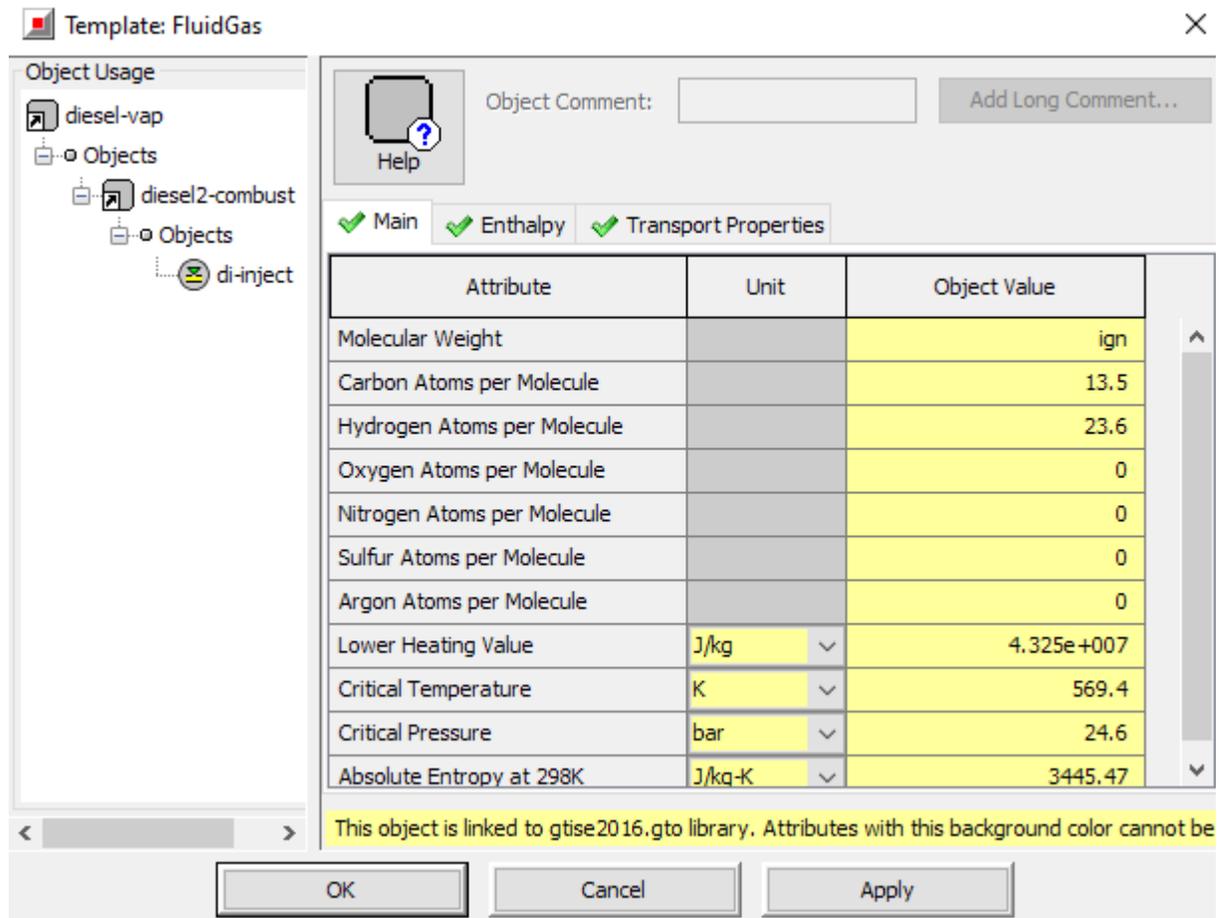


Figure 63 Annexe : Caractéristiques du fluide

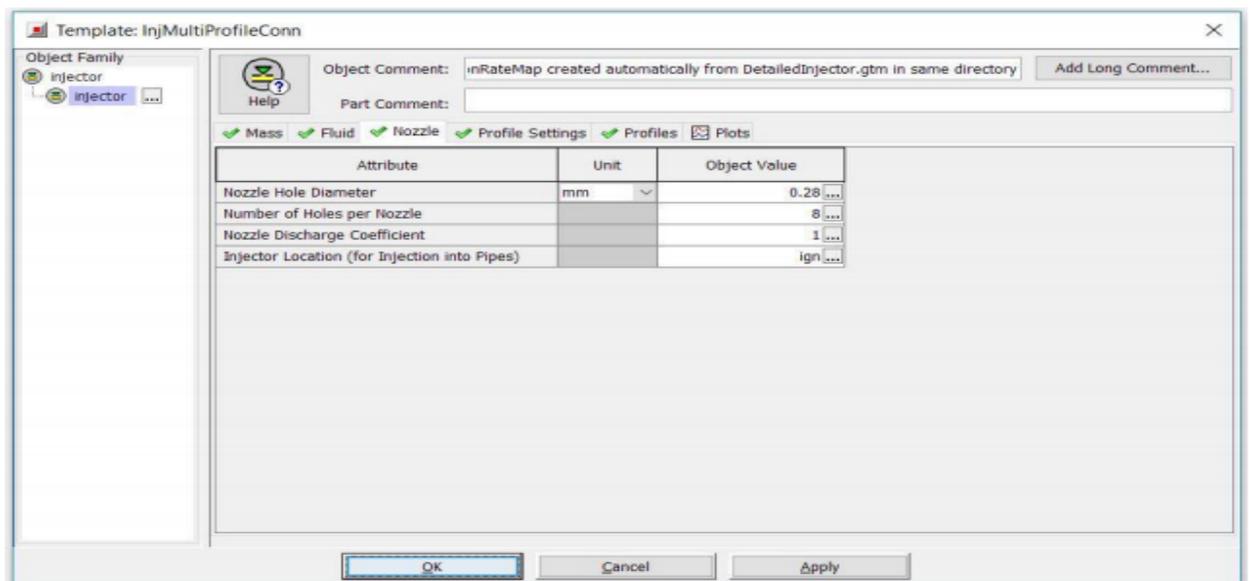


Figure 64 Annexe : Nozzle properties

- Paramètres de systèmes de distributions

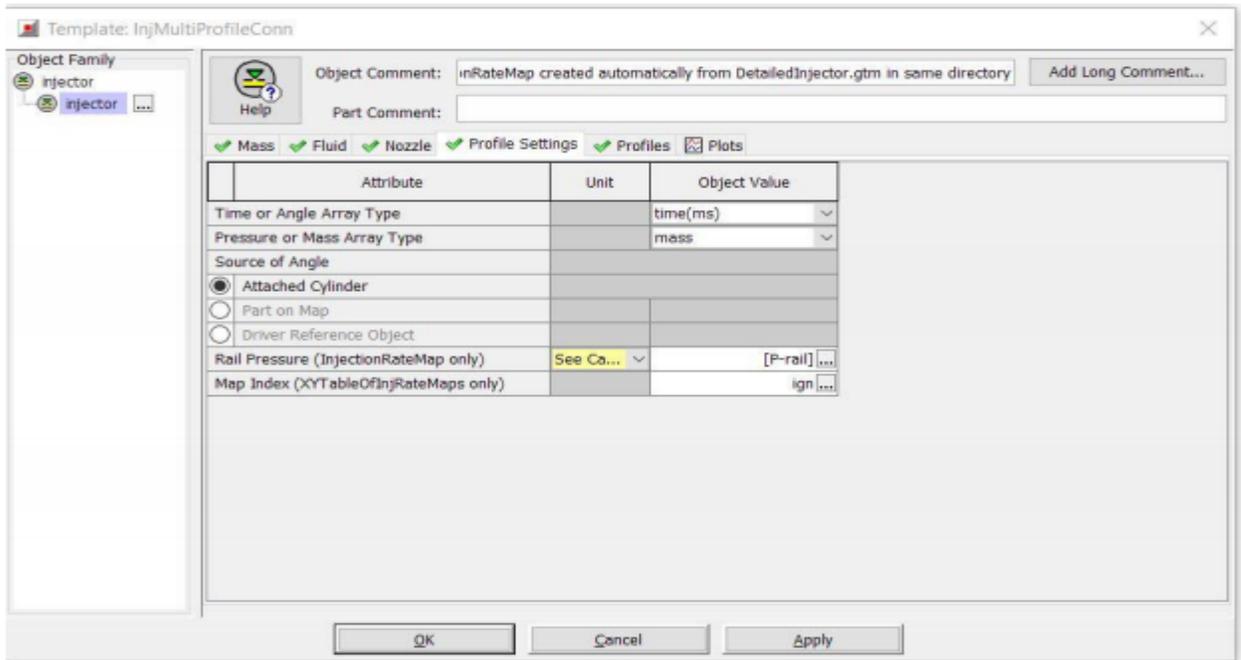


Figure 65 Annexe: Injection profile settings

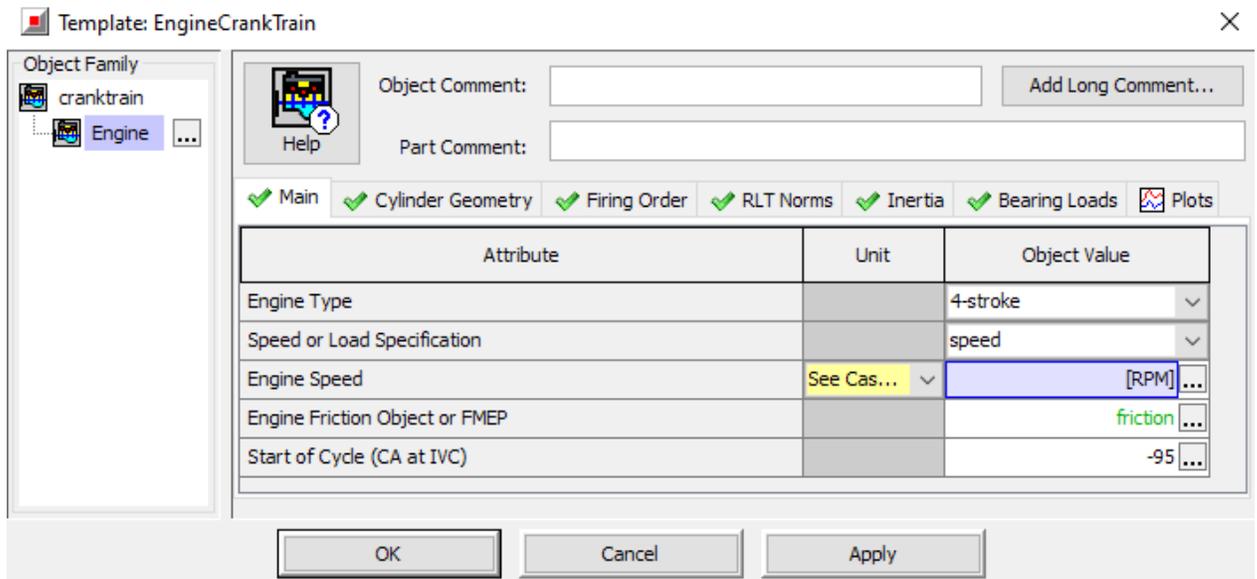
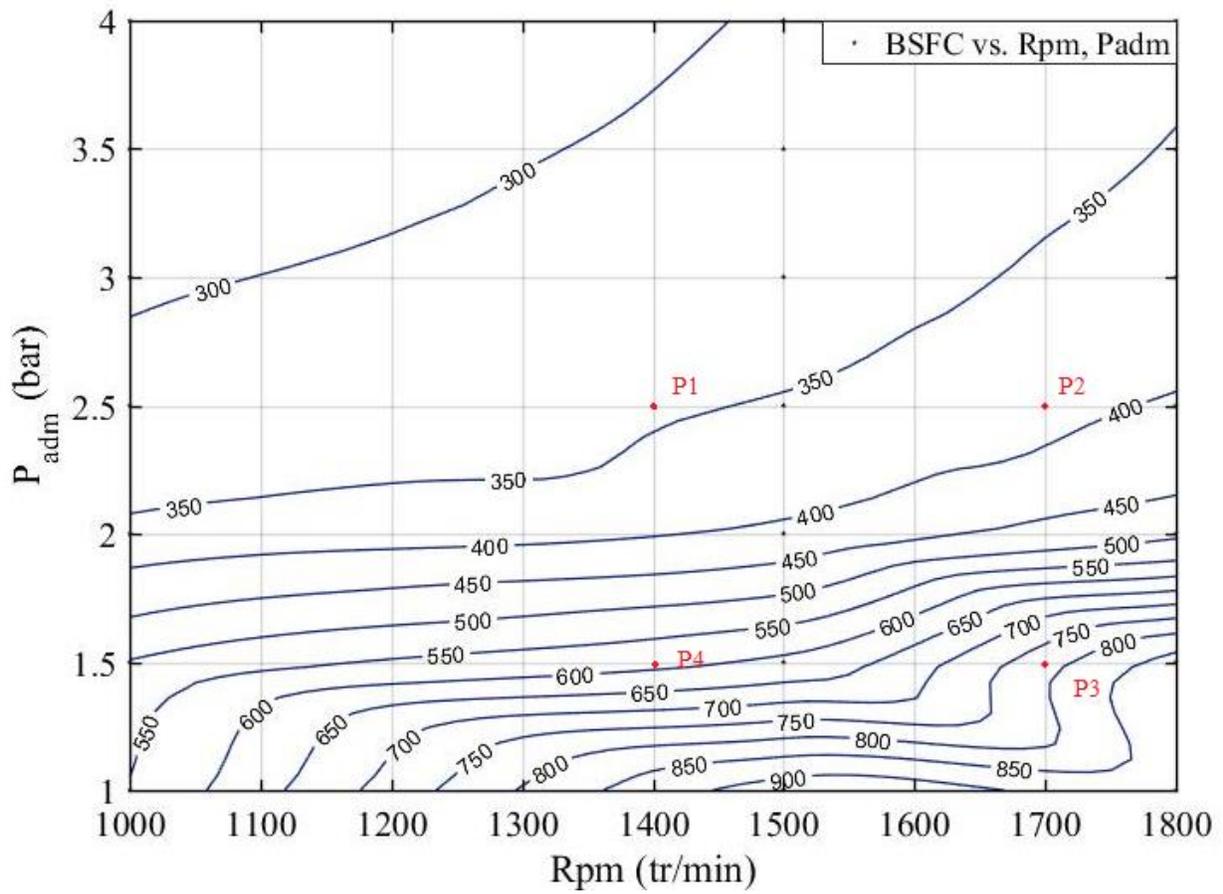


Figure 66 Annexe : Template engine crankshaft

- BSFC en fonction du régime du moteur et de la pression de l'air à l'admission



- BSFC en fonction du régime du moteur et de la puissance utile

