



Université du Québec
à Rimouski

**Étude et développement d'un modèle numérique pour la simulation de
l'hybridation pneumatique du moteur diesel à l'aide d'un moteur
électrique**

Mémoire présenté

dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie

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

PAR

© **SAMI AYADI**

Novembre 2020

Composition du jury :

Mohamed Yasser Hayyani, PhD, Président du Jury, UQAR

Adrian Ilinca, Directeur de recherche, UQAR

Mohamed Naceur Zidi, CPI M.Sc.A. Examineur externe, Innovation Maritime

Dépôt initial le 12 octobre 2020

Dépôt final le 9 novembre 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.

Dédicaces

À ma chère mère KHADIJA

Qu'elle trouve en moi la source de sa fierté

À mon cher père BENAÏSSA

Que Dieu le plus puissant l'ait en sa sainte miséricorde

À ma chère femme HOUDA et mon cher fils MOHAMED BARA

À mes chères sœurs et mes chers frères

Que Dieu vous donne tout le bonheur du monde

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma plus profonde gratitude aux personnes qui ont contribué à la réussite de cette recherche. Je tiens à remercier Prof. **Adrian Ilinca** en tant que Directeur de recherche pour l'inspiration, l'aide et le temps qu'il a consacré.

Je tiens à témoigner toute ma reconnaissance aux personnes suivantes, pour avoir accepté d'évaluer ce mémoire : Monsieur **Mohamed Yasser Hayyani** et Monsieur **Mohamed Naceur Zidi**.

Je voudrais remercier profondément ma famille pour leur amour et leur soutien inconditionnel. Je leur suis vraiment très reconnaissant surtout ma chère mère qui a toujours cru en mon potentiel et n'a jamais cessé de m'encourager.

Ma grande gratitude va également à ma femme pour son aide précieuse auprès de qui j'ai appris le sacrifice et la générosité. Elle m'a aidé et encouragé aux moments opportuns. Un grand merci à mon fils **Mohamed Bara** qui m'apporte de la lumière et de l'enthousiasme dans ma vie.

RÉSUMÉ

La production de l'énergie électrique dans les collectivités éloignées représente un défi technologique qui doit tenir compte des exigences environnementales en termes d'émissions des GES et des coûts de la production tout en assurant une continuité d'approvisionnement énergétique des consommateurs. Parmi les ressources utilisées dans ces zones, on trouve les énergies renouvelables et les générateurs Diesel. Ces derniers fonctionnent souvent en faible charge caractérisée par de mauvaises performances et des coûts d'exploitation et de production élevée.

Le but de ce mémoire est l'étude et le développement d'un modèle numérique pour la simulation d'hybridation pneumatique. Les résultats obtenus peuvent être exploités afin d'améliorer le fonctionnement des générateurs Diesel et d'augmenter le taux de pénétration des énergies renouvelables dans le système énergétique des collectivités éloignées. Pour cette raison, nous avons organisé notre travail en quatre phases principales. La première est une revue de la littérature qui s'est intéressée en premier lieu aux fonctionnements du moteur Diesel puis à l'hybridation pneumatique et ses différentes technologies récentes. Dans la deuxième phase, nous avons étudié la suralimentation traditionnelle dans le but de tirer ses avantages et ses inconvénients. Quant à la troisième étape, nous avons étudié deux configurations d'hybridation par assistance électrique pour choisir la meilleure d'entre elles. Enfin, nous avons développé notre modèle d'hybridation pneumatique par l'utilisation d'un moteur électrique sur un moteur Diesel de cylindrée 3.1 litres.

Les résultats ont montré des améliorations de la puissance et du couple du moteur ainsi qu'une diminution significative de la consommation du carburant. L'intégration de cette technique dans le système énergétique des collectivités éloignées permet de réduire la consommation globale de l'énergie. L'énergie nécessaire pour le fonctionnement du turbocompresseur électrique vient de l'excès de l'électricité, souvent dissipée, qui est stockée au préalable dans des batteries à décharge profondes.

Mots clés : [moteur Diesel, hybridation pneumatique, turbocompresseur électrique, modélisation1D, performances, charges faibles]

ABSTRACT

The production of electrical energy in remote communities represents a technological challenge in that it must take into consideration the environmental requirements in terms of GHG emissions and production costs while ensuring continuity of energy supply to consumers. Renewable energies and Diesel generators are among the resources used in these areas. However, they often operate at low load with poor performance and high operating and production costs.

The aim of this dissertation is the study and development of a numerical model for the simulation of pneumatic hybridization. The desired results can be used to improve the operation of Diesel generators and increase the penetration rate of renewable energies into the energy systems of remote communities. For this reason, we have divided our work into four main phases. The first one is a review of the literature, which covered primarily the operation of the Diesel engine then the pneumatic hybridization and its various technologies. In the second phase, we studied traditional supercharging in an attempt to derive its advantages and disadvantages. As for the third phase, we scrutinized two configurations of power assisted hybridization in order to choose the best among them. Finally, we developed our pneumatic hybridization model using an electric motor on a 3.1 liter Diesel displacement engine.

The results showed improvements in engine power and torque as well as a significant decrease in fuel consumption. Incorporating this technique into the energy system of remote communities reduces overall energy consumption. It should be noted that the necessary energy for the operation of the electric turbocharger comes from excess electricity, often dissipated, that is stored beforehand in deep cycle batteries.

Keywords: [Diesel engine, pneumatic hybridization, electric turbocharger ,1D modeling, performances, low loads]

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	ix
RÉSUMÉ	xi
ABSTRACT	xiii
TABLE DES MATIÈRES.....	xv
LISTE DES TABLEAUX.....	xix
LISTE DES FIGURES	xxi
LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES	xxv
LISTE DES SYMBOLES.....	xxvii
CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
1.1 CONTEXTE	1
1.2 PRODUCTION DE L'ÉLECTRICITÉ DANS LES COLLECTIVITÉS ÉLOIGNÉES	4
1.3 OBJECTIFS	8
1.3.1 Objectif général.....	8
1.3.2 Objectifs spécifiques	8
1.4 QUESTIONS DE RECHERCHE	9
1.5 MÉTHODOLOGIE	9
1.6 STRUCTURE DU MEMOIRE	10
CHAPITRE 2	11
ÉTAT DE L'ART SUR LE MOTEUR DIESEL ET LA SURALIMENTATION	11
2.1 TERMINOLOGIE	11
2.2 ASPECTS THEORIQUES SUR LE MOTEUR DIESEL	12

2.2.1	Principaux cycles du moteur diesel.....	13
2.2.2	Cycle thermodynamique du moteur diesel	17
2.2.3	Injection dans les moteurs diesel.....	23
2.3	DISTRIBUTION	25
2.4	TECHNOLOGIES DU MOTEUR DIESEL	29
2.4.1	Technologies de dépollution des gaz	29
2.4.2	Autres technologies.....	32
CHAPITRE 3.....		33
HYBRIDATION PNEUMATIQUE ET ÉLECTRIQUE DU MOTEUR DIESEL.....		33
3.1	INTRODUCTION.....	33
3.2	POTENTIEL ENERGETIQUE DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT	34
3.3	TURBOCOMPRESSEUR CENTRIFUGE	35
3.3.1	Turbine	36
3.3.2	Compresseur	38
3.3.3	Volute.....	40
3.3.4	Diffuseur.....	41
3.3.5	Contrôle du turbocompresseur	41
3.4	TURBOCOMPRESSEUR ELECTRIQUE	44
3.4.1	Machine électrique montée sur l'arbre du turbocompresseur	45
3.4.2	Turbine et compresseur entraînés par deux machines séparées.....	46
3.4.3	Compresseur entraîné par moteur électrique.....	48
3.4.4	Turbine couplée à un générateur de courant.....	48
3.4.5	Compresseur supplémentaire au turbocompresseur	49
CHAPITRE 4.....		51
ÉVALUATION DE LA SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL		51
4.1	INTRODUCTION	51
4.2	APPROCHE DE SIMULATION	51

4.3	APPROCHE DE MODELISATION 1D SUR GT-POWER	52
4.3.1	Modélisation et ajustement sur GT-Power	52
4.3.2	Modélisation de cylindre et combustion	53
4.3.3	Modélisation des soupapes	55
4.3.4	Modélisation des éléments tournants	56
4.3.5	Modélisation du turbocompresseur.....	56
4.3.6	Modélisation des frottements	57
4.4	MODELISATION DU MOTEUR DIESEL.....	58
4.4.1	Description des modèles numériques	58
4.4.2	Caractéristiques du moteur	60
4.5	SIMULATION	60
4.6	RESULTATS ET INTERPRETATIONS.....	61
4.6.1	Puissances des moteurs.....	61
4.6.2	Couples des moteurs	62
4.6.3	Consommation spécifique	63
4.7	CONCLUSION.....	65
CHAPITRE 5	67
MODÉLISATION ET SIMULATION DE L’HYBRIDATION ÉLECTRIQUE		
DU MOTEUR DIESEL	67
5.1	INTRODUCTION	67
5.2	MODELISATION DES SCENARIOS	67
5.2.1	Modélisation de la machine à courant continu.....	68
5.2.2	Description des différents scénarios	70
5.3	RÉSULTATS.....	73
5.3.1	Performances des deux scénarios	73
5.3.2	Performances de l’hybridation électrique	77
5.4	ANALYSES PARAMETRIQUES DES RESULTATS.....	80

5.4.1	Analyse de la puissance et du couple du moteur	80
5.4.2	Analyse de la consommation	81
5.4.3	Analyse de la pression moyenne effective.....	85
CHAPITRE 6	87
CONCLUSION GÉNÉRALE	87
ANNEXES	89
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	93

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Caractéristiques du moteur étudié [32].....	60
--	----

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Consommation mondiale de l'énergie selon les ressources[1]	1
Figure 2 : Les dix premiers émetteurs des GES dans le monde [4].....	3
Figure 3 : Cartes des collectivités éloignées au Canada [7]	5
Figure 4 : Centrale électrique fossile dans un village au nord du Canada [8]	5
Figure 5 : Schéma simplifié d'un piston et un cylindre.....	12
Figure 6 : Diagramme PV cycle deux-temps.....	14
Figure 7 : Moteur en temps d'admission [12]	15
Figure 8 : Moteur en temps de Compression [12]	16
Figure 9 : Moteur en temps de Combustion suivi de Détente [12].....	16
Figure 10 : Moteur en temps d'échappement [12].....	17
Figure 11 : Diagramme TS du cycle de Carnot	18
Figure 12 : Diagramme PV cycle Diesel théorique	20
Figure 13 : Cycle mixte	22
Figure 14 : Schéma de l'injection indirecte dans le moteur Diesel	24
Figure 15 : Schéma de l'injection directe dans le moteur Diesel	25
Figure 16 : Distribution attaque directe [15]	26
Figure 17 : Géométrie de la soupape [11]	27
Figure 18 : Loi de levée idéale et théorique de la soupape [15]	29
Figure 19 : Architectures de l'EGR [34]	30
Figure 20 : Schéma d'un catalyseur d'oxydation Diesel [18].....	31

Figure 21 : Rampe commune Bosch [14]	32
Figure 22 : Vue en coupe d'un turbocompresseur [19].....	35
Figure 23 : Courbe caractéristique de débits d'une turbine GT256R [20].....	36
Figure 24 : Courbe d'enthalpie en fonction de l'entropie	37
Figure 25 : Cartographie d'un compresseur [20]	40
Figure 26 : Schéma d'une roue et volute d'un turbocompresseur [21]......	41
Figure 27 : Points de fonctionnement avec et sans dérivation des gaz [24]	43
Figure 28 : Mécanisme de commande de position des vannes [45].....	44
Figure 29 : Schéma de la suralimentation par entraînement du turbocompresseur	45
Figure 30 : Schéma de la suralimentation avec deux moteurs	47
Figure 31 : Schéma de la suralimentation par compresseur entraîné par un moteur électrique	48
Figure 32 : Schémas de turbines couplés à un générateur	49
Figure 33 : Schéma de la suralimentation avec un compresseur électrique.....	50
Figure 34 : Profil de levée des soupapes d'échappement [32].....	55
Figure 35 : Représentation de la cartographie du compresseur [32].....	57
Figure 36 : Modèle du moteur 3.1 L sur GT-Power.....	59
Figure 37 : Courbes caractéristiques de la puissance en fonction des régimes moteurs	62
Figure 38 : Courbes caractéristiques du couple en fonction des régimes moteurs	63
Figure 39 : Courbes de consommations spécifiques (en g/kWh).....	63
Figure 40 : Cartographie de la consommation spécifique.....	64
Figure 41 : Variation de la PME en fonction du régime moteur et de la pression de suralimentation	65

Figure 42 : Schéma d'un moteur électrique.....	69
Figure 43 : Schéma du bloc de transfert d'un moteur à courant continu.....	69
Figure 44 : Modèle du moteur électrique entraînant directement le compresseur (CE).....	70
Figure 45 : Modèle 1D du moteur diesel suralimenté par un compresseur électrique (CE).....	71
Figure 46 : Modèle du moteur électrique couplé à l'arbre du turbocompresseur (TCE)	72
Figure 47 : Modèle 1D du moteur Diesel avec moteur électrique couplé au turbocompresseur (TCE).....	72
Figure 48 : Variation de la puissance du moteur avec le régime, pour les deux configurations de suralimentation et différentes puissances du moteur électrique	74
Figure 49 : Analyse de la variation de pression moyenne effective en fonction du régime du moteur pour les deux scénarios de suralimentation électrique	75
Figure 50 : Analyse de la consommation spécifique en fonction du régime du moteur pour les deux scénarios de suralimentations électrique	76
Figure 51 : Puissance du moteur en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique	77
Figure 52 : Couple du moteur en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique	78
Figure 53 : Pression moyenne effective en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique	79
Figure 54 : Consommation spécifique en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique	80
Figure 55 : Évolution de la puissance du moteur Diesel en fonction de la puissance du moteur électrique du turbocompresseur (1000 tr/min)	81
Figure 56 : Évolution de la consommation spécifique du moteur en fonction de la puissance du moteur électrique du TCE (1500 tr/min).....	82

Figure 57 : Courbes paramétriques de la consommation spécifique pour différentes puissances du moteur électrique du TCE	84
Figure 58 : Courbe de la consommation en fonction de la température d'admission.....	85
Figure 59 : Évolution de la PME en fonction de la puissance du TCE.....	86
Figure 60 : Variation de la PME en fonction de la température de l'air a l'admission (1500tr /min)	86

LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

CE : Compresseur électrique

EGR : Exhaust gas recirculation

GES : Gaz à effet de serre

HIL : Hardware-in-the-loop

PMB : Point mort bas

PME : Pression moyenne effective

PMH : Point mort haut

RCS : Réduction catalytique sélective

SHEDAC : Système hybride éolien-Diesel avec stockage d'air comprimé

SIL : Software in Loop

TC : Turbo compresseur

TCE : Turbo compresseur électrique

Wastegate : Soupape de dérivation

LISTE DES SYMBOLES

A_{1, 2}	Constantes qui caractérisent la collision des molécules.	[-]
C	Couple	[N.m]
CO	Monoxyde de carbone.	[-]
CO₂	Dioxyde de carbone	[-]
C_p	Capacité thermique massique	[J/kg. K]
C_r	Course du piston	[m]
C_y	Cylindrée	[m ³]
D	Alésage	[m]
h_c	Coefficient de transfert de chaleur en mode de convection	[-]
HC	Hydrocarbure	[-]
M	Masse des gaz d'échappement	[kg]
m'	Débit massique	[kg /s]
m_{1, 2}	Constantes qui caractérisent la cinétique de la combustion.	[-]
n	Nombre de cylindre	[-]
N	Vitesse de rotation de vilebrequin	[tr/min]

NH₃	Ammoniac	[-]
NO	Monoxyde d'azote	[-]
NO_x	Les oxydes d'azote	[-]
P_{cy}	Pression dans le cylindre	[Pa]
P_i	Pression	[Pa]
Q_{chaud}	Transfer thermique avec la source chaude	[J]
Q_{froid}	Transfer thermique avec la source froide	[J]
Q_i	Quantité de chaleur	[J]
Q_e	Quantité d'énergie existant dans les gaz d'échappement	[J]
Q_{tot}	Quantité d'énergie total crée après la combustion	[J]
Q_p	Perte de chaleur dans les parois	[J]
R	Coefficient de la richesse	[-]
S	Section	[m ²]
S_c	Section minimale de la conduite	[m ²]
T_a	Température des gaz d'admission	[K]
T_{chaud}	Température de la source chaude	[K]
T_{cy}	Température de cylindre	[K]
T_e	Température des gaz d'échappement	[K]

T_{froid}	Température de la source froide	[K]
T_i	Température	[K]
V_i	Volume	[m ³]
x	Taux de carburant brûlé	[-]
ε	Taux de compression	[-]
η	rendement	[-]
η_v	Rendement volumétrique	[-]
ρ	Densité	[-]
ρ_a	Masse volumique de l'air.	[kg /m ³]
$\varphi_{1,2}$	Angles où la chaleur dégagée est maximale dans les phases de combustion.	[rd]
Ω	Pulsation angulaire	[rd/s]
v	Vitesse moyenne des gaz.	[m/s]

CHAPITRE 1

INTRODUCTION GÉNÉRALE

1.1 CONTEXTE

Depuis la première révolution industrielle jusqu'à nos jours, l'activité humaine n'a cessé de croître dans tous les domaines comme l'industrie, le transport, l'agriculture et les services. Le point commun entre ces différents secteurs est l'énergie qui est un élément essentiel et indispensable pour assurer la production et la croissance de ces diverses activités.

La plupart des ressources énergétiques exploitées sont d'origine fossile qui représente plus de 81 % de la consommation mondiale d'énergie finale en 2017 dans laquelle le pétrole représente 34 % suivi du charbon 26 % [1](Figure 1).

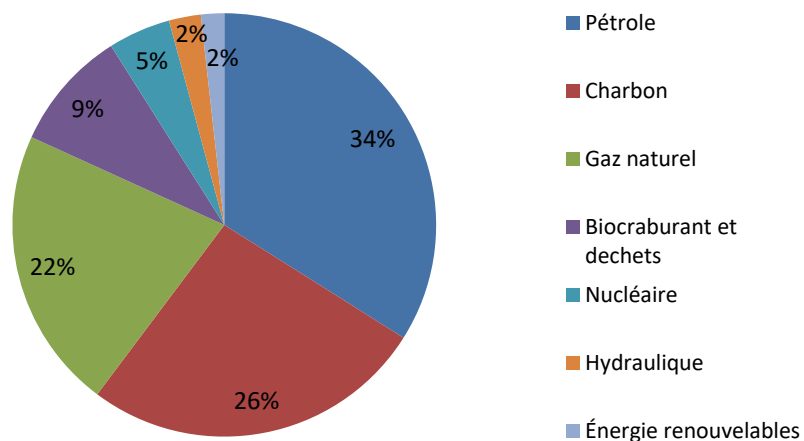


Figure 1: Consommation mondiale de l'énergie selon les ressources[1]

Malheureusement, l'utilisation des énergies d'origine fossile est néfaste pour la nature à cause de la pollution qu'elle engendre par la combustion qui émet des gaz à effet de serre dans l'atmosphère, principalement le dioxyde de carbone, les oxydes d'azote et le méthane. La concentration de ces gaz dans l'atmosphère a augmenté d'une façon significative favorisant les changements climatiques, comme le CO₂ qui a augmenté de 316 ppm dans les années 60 jusqu'à 411 ppm en 2019 [2].

Les impacts des changements climatiques se manifestent notamment par la hausse de la température du globe et des océans, ce qui entraîne la fonte des glaces et par conséquent l'augmentation du niveau de la mer et la perturbation des écosystèmes. Il y'a aussi la sécheresse, la désertification et les catastrophes naturelles comme les inondations et les conditions météorologiques extrêmes, etc.

Personne ne sera à l'abri de ces changements climatiques qui ne connaissent ni frontières ni pays et leurs répercussions touchent tout le monde dans n'importe quel coin de notre planète. L'être humain ne sera pas la première victime. Les éléments de l'écosystème sont aussi touchés, notamment la faune et la flore, ce qui nous pousse à agir et à assumer notre responsabilité pour lutter contre le changement climatique. Les premières initiatives ont commencé par l'Organisation des Nations Unies qui a réussi à établir en 1992 la Convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques suivi du protocole de Kyoto en 1997 et enfin l'accord de Paris en 2016 dans lequel les différents intervenants se sont engagés à limiter leurs émissions des GES afin de maintenir l'augmentation de la température mondiale en dessous de 2 °C jusqu'à la fin du siècle [3].

Suite à ces accords et engagements, les pays et les alliances ont élaboré des plans d'action à court et à long terme afin de limiter le réchauffement de notre planète tout en garantissant un développement durable et une croissance économique. Le Canada est parmi les pays qui ont signé l'accord de Paris en 2016. Sa contribution consiste à diminuer ses émissions des GES de 30 % par rapport à 2005 jusqu'à 2030 et à atteindre un objectif ultérieur de zéro émission d'ici 2050, sachant que le Canada a émis 695 Mt de CO₂ dans l'atmosphère en 2016 soit 1,5 % des émissions mondiales comparativement à la Chine qui

est considérée comme le premier émetteur mondial des GES avec 25,8 % suivi par les États-Unis [4] (Figure 2).

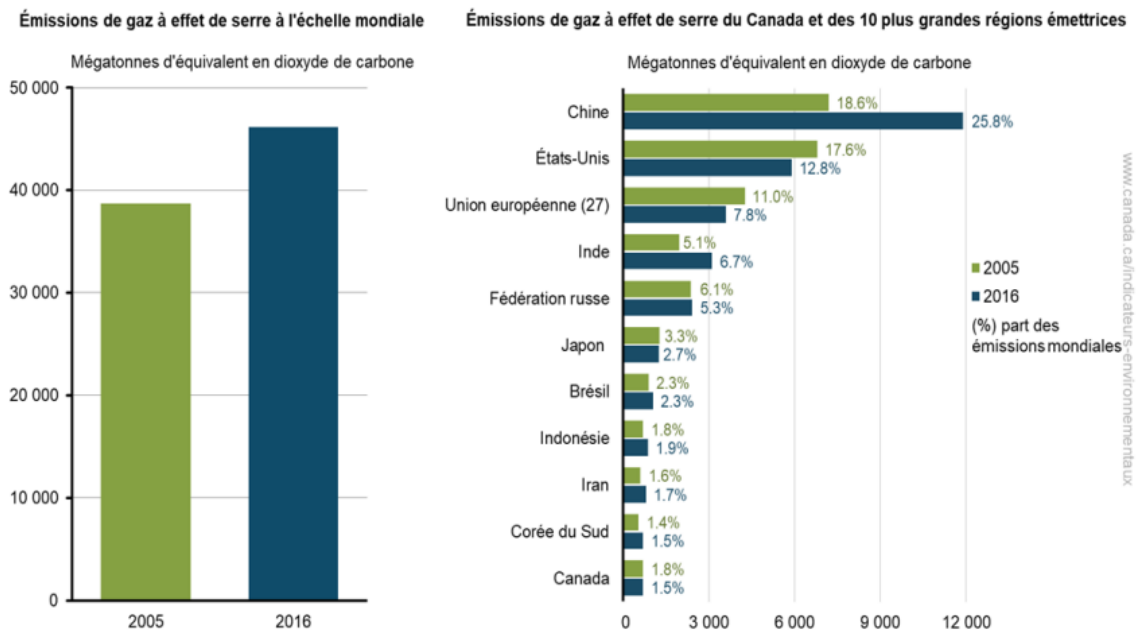


Figure 2 : Les dix premiers émetteurs des GES dans le monde [4]

Au Québec, le gouvernement a établi un plan d'action pour limiter l'émission des GES. Ce plan est basé sur 30 priorités qui considèrent l'aspect préventif, l'impact de l'impact des nouvelles décisions sur l'économie, sa compétitivité ainsi que le développement durable. Parmi les priorités de ce plan se trouvent l'amélioration de l'efficacité du transport qui a émis 43 % des GES en 2016 et de la production de l'électricité à partir des énergies renouvelables[5].

Dans ce cadre, les normes et les standards dans plusieurs secteurs sont de plus en plus sévères afin de répondre aux défis de la réduction des émissions de GES, prenons comme exemple l'industrie automobile qui est plus exigeante en termes de pollution créée par ses

produits. En fait, le transport a émis 8040 Mt de CO₂ dans l'atmosphère en 2017 soit 24,48% des gaz émis[1]. De nos jours, on voit que la tendance des nouvelles voitures à moteur thermique est orientée vers la réduction de la consommation du carburant ainsi que la réduction du poids et de volume de moteurs (downsizing). Plusieurs technologies sont développées et intégrées aux moteurs thermiques pour répondre à ces différents défis environnementaux ainsi qu'à l'intérêt économique et à la compétitivité entre les constructeurs automobiles.

Le turbocompresseur est l'une des solutions utilisées; ce dernier reste un sujet de recherche et de développement malgré que cette technologie soit inventée depuis plus d'un siècle. En fait, les constructeurs automobiles ont créé plusieurs techniques de turbo-compression comme les turbocompresseurs à géométrie variable, les turbocompresseurs à entraînement mécanique, les turbocompresseurs à deux étages et récemment les turbocompresseurs électriques dont l'entraînement du compresseur est assuré par un moteur électrique. Cette nouvelle technologie a donné de bons résultats en termes de consommation et de performance des véhicules. Ceci prouve l'importance d'étudier ces nouveaux concepts de suralimentation et de profiter de ces technologies en les intégrant dans de nouveaux environnements autres que l'automobile, comme la production de l'énergie électrique dans les sites isolés pour réduire la consommation du carburant et améliorer les performances de ces processus grâce à l'hybridation pneumatique.

1.2 PRODUCTION DE L'ÉLECTRICITÉ DANS LES COLLECTIVITÉS ÉLOIGNÉES

Selon les statistiques, il y a environ 200.000 Canadiens qui vivent dans 292 collectivités éloignées (Figure 3), c'est-à-dire des zones où le réseau d'approvisionnement public en électricité ou au réseau de canalisation de gaz naturel n'arrive pas. Ces collectivités sont définies comme étant des établissements de 10 logements au minimum avec une permanence minimale de 5 ans [6].



Figure 3 : Cartes des collectivités éloignées au Canada [7]

La production de l'électricité dans ces zones est assurée essentiellement par des centrales fossiles qui utilisent principalement le diesel comme carburant pour les groupes électrogènes avec plus de 514 MW installés suivi du gaz naturel et du fioul lourd de puissance installée qui dépasse le 100 MW [7] (Figure 4).



Figure 4: Centrale électrique fossile dans un village au nord du Canada [8]

L'utilisation du diesel est avantageuse vu sa disponibilité relativement immédiate et l'approvisionnement continu en électricité indépendamment des conditions climatiques. Toutefois, cette source d'énergie est habituellement coûteuse et le devient encore plus lorsqu'on ajoute les coûts du transport, ce qui explique la variation du prix du litre de diesel à la livraison entre 0,33 \$/l et 2,36 \$/l [7]. D'autre part, les routes dans plusieurs collectivités ne sont pas toutes accessibles toute l'année, ce qui favorise l'utilisation des avions et l'investissement dans l'infrastructure pour avoir des réservoirs de carburant pour garantir une autonomie suffisante, quelles que soient les conditions météorologiques. Cependant, cette alternative entraîne une augmentation du coût de carburant. En plus de ces inconvénients, l'utilisation du diesel provoque des émissions des GES dues à la combustion et à son transport.

Les autres sources de production d'électricité sont les énergies renouvelables telles que l'hydroélectricité dont la puissance totale dépasse 175 MW [7]. Les énergies éoliennes et solaires sont devenues plus économiques et plus rentables grâce aux nouvelles technologies développées ces dernières années et grâce au crédit de carbone et aux subventions attribuées à ces types de projets. Toutefois, les énergies renouvelables ont des inconvénients liés à leur caractère aléatoire en termes de production d'électricité, ce qui représente un défi pour pouvoir profiter de ces ressources gratuites, tel est le cas de la dépendance de l'énergie éolienne au vent.

L'une des solutions est l'augmentation du taux de pénétration (pourcentage de la puissance éolienne installée par rapport à la puissance maximale de la charge) par les systèmes hybrides éolien-diesel à haute pénétration sans stockage (SHEDHPSS). Cette solution permet de réduire l'utilisation des générateurs Diesel, ce qui se traduit par des économies de carburant et des réductions de GES. Par contre, elle est coûteuse en raison du surdimensionnement des installations et du coût des technologies demandées pour ce type d'installation pour assurer la stabilité du réseau (fréquences et puissances demandées vs produites). De même, l'utilisation de cette solution entraîne de mauvaises conséquences sur l'utilisation des groupes électrogènes, comme l'usure prématurée à cause de leurs

fonctionnements en faible charge et leurs faibles rendements en conséquence des coûts de production et de maintenance élevés [9].

D'autres solutions plus efficaces ont été validées comme le stockage d'excès d'énergie produite par les énergies renouvelables sous d'autres formes d'énergie comme l'air comprimé qui sera utilisé au moment de forte demande pour générer directement de l'énergie électrique à travers des turbines ou bien pour suralimenter les moteurs diesel et améliorer leurs performances. On parle alors des systèmes hybrides Éolien-Diesel avec stockage d'énergie sous forme d'air comprimé. Cette technologie a montré des économies de consommation du carburant ainsi qu'une diminution importante d'émissions de GES [10].

La production d'électricité par les énergies renouvelables (éolien et photovoltaïque) dans les sites isolés présente des défis techniques et économiques importants à cause de la variabilité et l'intermittence de ces ressources (vent, soleil, etc.). Ainsi, il est indispensable d'utiliser les génératrices diesel pour compenser ces manques ; l'amélioration du taux de pénétration des énergies renouvelables (pourcentage de ces énergies dans la quantité d'énergie totale consommée) est possible grâce à l'hybridation pneumatique des moteurs thermiques. Dans ces sites, les moteurs diesel sont souvent surdimensionnés afin de garantir la continuité d'approvisionnement de l'électricité aux abonnés, quelles que soient les conditions météorologiques surtout en périodes de pointe qui peuvent coïncider avec une faible production des énergies renouvelables. Pour cette raison, les moteurs diesel dans ces sites fonctionnent souvent en faible charge. Par conséquent, on aura de mauvaises performances telles qu'une consommation élevée et l'usure des pièces mobiles à cause de la viscosité élevée de l'huile due à la basse température du moteur ainsi que la condensation des résidus de la combustion sur les parois de cylindre et le piston ce qui favorise l'augmentation des frottements.

Le présent travail propose une contribution aux efforts de la recherche qui vise à limiter ces problèmes et à améliorer le fonctionnement de ces génératrices dans les sites isolés à travers la suralimentation électrique.

L'idée consiste à suralimenter le moteur diesel à travers un turbocompresseur électrique (ETC) pour fournir une pression et un débit d'air optimal lorsque le moteur fonctionne en faible charge. Nous souhaitons par cette technique économiser le carburant, augmenter la puissance et même diminuer les efforts de frottement entre les pièces mobiles à cause de la diminution de la viscosité de l'huile due au fonctionnement optimal du moteur (chaleur dégagée). À l'aide de cette pratique, la durée de vie des moteurs peut être augmentée et les coûts de maintenance peuvent aussi être réduits, d'où l'intérêt de cette technique surtout qu'elle n'est pas encore utilisée dans ces zones.

La consommation du moteur électrique (entraînement du turbocompresseur) sera fournie par des accumulateurs qui sont chargés par l'excès de production durant les périodes où la puissance éolienne ou solaire disponible est supérieure à la demande; cette énergie est souvent dissipée ou utilisée pour le chauffage contribuant de façon marginale à la réduction des GES.

1.3 OBJECTIFS

1.3.1 Objectif général

Le but de la présente recherche est l'étude et le développement de modèles numériques pour la simulation de l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel assistée par moteur électrique afin de déterminer le potentiel de réduction de la consommation de carburant ainsi que les nouvelles performances du moteur Diesel.

1.3.2 Objectifs spécifiques

Pour atteindre l'objectif principal, nous avons spécifié des objectifs secondaires qui consistent à :

- Évaluer les différentes techniques conventionnelles de la suralimentation des moteurs diesel (turbo compresseur). En étudiant leurs avantages et leurs inconvénients, justifier les choix de technologies et les solutions d'hybridation pneumatique.

- Étudier les différents scénarios de suralimentation électrique (TCE) : TCE en série avec le turbocompresseur existant, élimination du turbocompresseur existant et le remplacer par un compresseur électrique (CE).
- Modéliser et simuler par des outils informatiques (logiciel de simulation des moteurs thermiques) le moteur diesel suralimenté dans une configuration « classique » et avec TCE.
- Étudier en mode paramétrique la consommation spécifique de carburant en fonction de la pression et de la température d'admission et du régime du moteur, déterminer les valeurs optimales des conditions d'admission en fonction du régime du moteur
- Déterminer la puissance optimale du moteur électrique qui permet d'avoir les meilleurs paramètres à l'admission (débit et pression d'air).
- Faire les bilans énergétiques du fonctionnement du moteur en hybridation pneumatique avec suralimentation électrique pour déterminer les performances et la faisabilité technique, économique et environnementale de cette solution.

1.4 QUESTIONS DE RECHERCHE

- Quels sont les paramètres optimaux d'opération?
- Quelle est la quantité d'énergie nécessaire dont nous avons besoin pour entraîner le moteur électrique du turbocompresseur?
- Quel est l'impact de l'hybridation électrique sur la diminution de la consommation du carburant?
- Quelle est la puissance optimale du moteur électrique pour obtenir un bon fonctionnement moteur diesel en mode d'hybridation pneumatique?

1.5 MÉTHODOLOGIE

Afin d'atteindre les objectifs souhaités, nous avons établi la démarche suivante :

1. État des connaissances sur les techniques de la suralimentation : turbocompresseur + hybridation pneumatique + hybridation électrique.
2. Modélisation du moteur atmosphérique et du moteur suralimenté par TC.

3. Modélisation de la suralimentation électrique : modélisation du moteur électrique + modélisation du moteur diesel suralimenté avec TC. (Étude paramétrique de la consommation spécifique de carburant en fonction de la pression et température d'admission et du régime du moteur, déterminer les valeurs optimales des conditions d'admission en fonction du régime du moteur).
4. Simulation des différentes solutions de suralimentation électrique et choix de la solution optimale.
5. Faire les bilans énergétiques du fonctionnement du moteur en hybridation pneumatique avec suralimentation électrique pour déterminer les performances et la faisabilité technique, économique et environnementale de cette solution.
6. Analyse des résultats et recommandations.

1.6 STRUCTURE DU MEMOIRE

Ce travail de recherche est organisé en six chapitres de la façon suivante :

Le premier chapitre est dédié pour l'introduction générale. Le deuxième chapitre décrit le fonctionnement du moteur diesel ainsi que quelques technologies récentes qui sont en relation avec le thème étudié. Dans le troisième chapitre, nous avons présenté théoriquement l'hybridation pneumatique et électrique du moteur Diesel. D'autre part, nous avons exposé quelques technologies utilisées dans ce domaine.

Le quatrième chapitre propose une évaluation de la technique de suralimentation du moteur Diesel à travers une approche basée sur la modélisation et la simulation d'un moteur atmosphérique et d'un moteur avec turbocompresseur. Le cinquième chapitre présente les modèles choisis de la suralimentation électriques ainsi que les résultats des simulations. Enfin, le dernier chapitre offre une interprétation des principaux résultats obtenus et suggère de nouvelles perspectives.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART SUR LE MOTEUR DIESEL ET LA SURALIMENTATION

Dans ce chapitre, nous souhaitons connaître le fonctionnement du moteur diesel ainsi que les technologies récentes afin d'acquérir et maîtriser les connaissances actualisées et de bien comprendre les différents aspects en question.

2.1 TERMINOLOGIE

Dans ce paragraphe nous avons défini quelques termes utilisés dans les moteurs diesel.

- **Temps**

On appelle temps le mouvement du piston entre le point mort haut et le point mort bas et inversement, dans lequel deux temps consécutifs correspondent à un tour de vilebrequin.

- **Point mort haut (PMH) et point mort bas (PMB)**

Le point mort haut est le point le plus haut que le piston peut arriver. Il correspond au volume le plus faible dans le cylindre. Quant au point mort bas, il correspond au volume maximal du cylindre qui peut être atteint pendant le déplacement du piston.

- **Course (C_r)**

On appelle course la distance qui sépare le point mort haut du point mort bas.

- **Alésage (D)**

On appelle alésage le diamètre intérieur du cylindre.

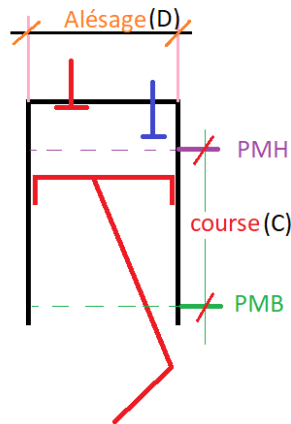


Figure 5 : Schéma simplifié d'un piston et un cylindre

- **Cylindrée (C_y)**

La cylindrée est le volume total balayé par les pistons entre le point mort haut et le point mort bas.

$$C_y = \frac{\pi D^2}{4} * C_r * n \quad (2-1)$$

n = Nombre de cylindres

- **Taux de compression volumétrique**

Le taux de compression appelé encore le rapport volumétrique est défini par le rapport entre le volume du cylindre au point mort bas par le volume du cylindre au point mort haut y compris le volume de la chambre de combustion.

$$\varepsilon = \frac{\text{Volume du cylindre au point mort bas}}{\text{Volume du cylindre au point mort haut}} \quad (2-2)$$

2.2 ASPECTS THEORIQUES SUR LE MOTEUR DIESEL

Le premier concept développé du moteur diesel apparaît à la fin du 19e siècle fonctionnant en pétrole brut avec une cylindrée de 19,6L qui développait une puissance de 14,7 kW à 172 tr/min. Depuis cette époque jusqu'au nos jours, le moteur diesel a subi

plusieurs améliorations qui ont permis d'avoir des moteurs plus fiables et plus performants. Ce moteur convertit l'énergie calorifique en énergie mécanique à travers la combustion du carburant à l'intérieur d'une chambre de combustion durant un cycle de 4 ou de deux temps qui se répète successivement.

La combustion s'effectue grâce à la propriété d'auto-inflammation du carburant diesel après son injection dans la chambre de combustion dans des conditions de température et de pressions réglées au préalable pendant le temps de compression.

Ce moteur est caractérisé par son bon couple et son rendement par rapport à d'autres moteurs thermiques comme les moteurs à essence. De même, l'utilisation de ces moteurs est relativement économique vu que le prix du diesel est toujours moins cher que celui de l'essence par exemple. Ces propriétés ont rendu ce moteur le plus utilisé dans plusieurs domaines notamment le transport ferroviaire, maritime ainsi que les engins de génie, etc. Il est aussi de plus en plus utilisé dans les véhicules légers grâce aux progrès technologiques dans l'électronique, les matériaux et la pétrochimie, etc. Leurs applications sur le moteur diesel ont permis d'augmenter la puissance massique ainsi que la réduction des polluants et du bruit.

2.2.1 Principaux cycles du moteur diesel

Selon le mode de transvasement du fluide durant un cycle, nous pouvons classer le moteur diesel en deux types : moteurs à deux temps et moteurs à quatre temps.

- **Cycle à deux temps**

Le cycle à deux temps correspond à un seul tour de vilebrequin qui est équivalent à deux courses de piston.

Temps 1 :

Dans ce temps, le piston se déplace vers le point mort bas (PMB), la lumière d'échappement (ou bien soupapes d'échappement) et de balayage s'ouvre. L'air frais vient

de balayer le cylindre grâce à une pompe de balayage et les gaz brûlés chassent le cylindre. À la montée du piston vers le PMH, les lumières de balayage et d'échappement se ferment et l'air frais se trouve piégé dans le cylindre (Figure 6)

Temps 2 :

Aux limites de PMH, la pression et la température prennent des valeurs suffisantes pour créer une auto-inflammation du diesel. Ce dernier s'injecte dans le cylindre en créant une combustion du mélange suivi d'une augmentation de la pression et de la température. Cette énergie thermique se transforme partiellement en un travail mécanique par la détente des gaz brûlés et un nouveau cycle s'établit.

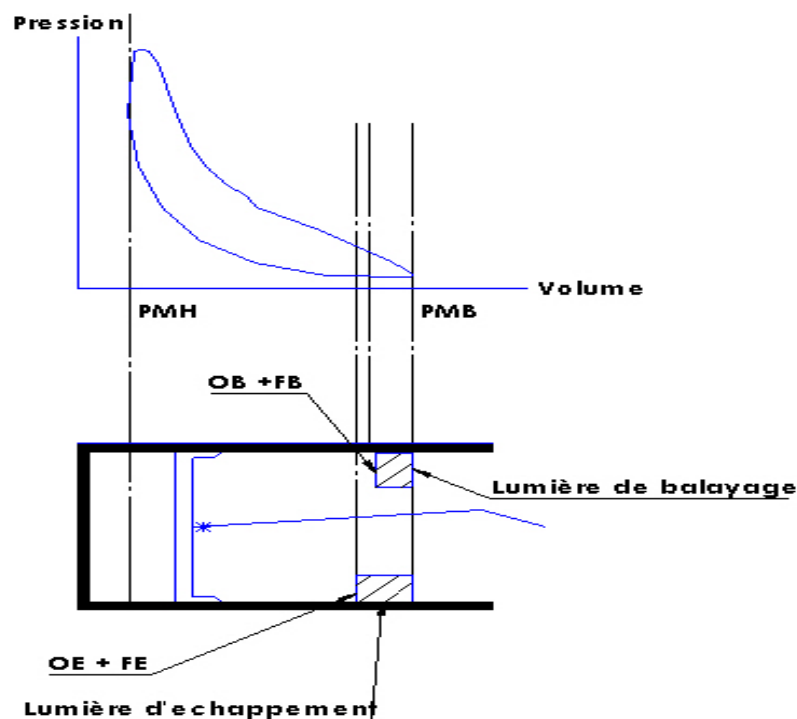


Figure 6 : Diagramme PV cycle deux-temps

OE : Ouverture de lumière d'échappement

FE : Fermeture lumière d'échappement

OB : Ouverture de lumière de balayage

FB : Fermeture de lumière de balayage

Ce cycle possède un temps moteur parmi deux temps. Cette propriété permet d'avoir un couple plus régulier qu'un moteur diesel à 4 temps. De même, l'énergie absorbée par le turbocompresseur des moteurs diesel suralimenté à deux temps est proportionnelle aux carrés du régime moteur contrairement aux moteurs diesel à 4 temps. C'est pour cette raison que ces types de moteurs fonctionnent souvent en bas régime. Autre propriété intéressante de ce moteur est sa puissance massique inférieure au moteur diesel à quatre temps. En effet, à égalité de dimensions (alésage, cylindrée, nombre cylindres) les moteurs à deux temps développent plus de puissance et par conséquent ils sont plus légers et moins encombrants que les moteurs diesel à quatre temps. Cependant, la consommation du carburant de ces moteurs est plus élevée que les moteurs diesel à quatre temps. Ces différentes propriétés expliquent l'application de ce cycle dans les moteurs des navires, les sous-marins Diesel et les bateaux, etc [11].

- **Cycle quatre temps**

Le cycle quatre temps est un cycle dans lequel le piston effectue quatre courses qui sont équivalentes à deux tours de vilebrequin et un tour d'arbre à cames. Les quatre temps du moteur sont:

- Admission :

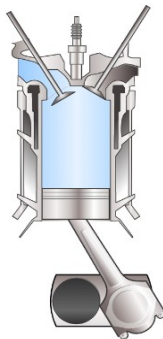


Figure 7 : Moteur en temps d'admission [12]

Le cycle commence par l'admission. En effet, le mouvement de descente du piston dans le moteur atmosphérique crée une dépression dans le cylindre et l'air frais entre à travers les soupapes d'admission. Le même principe se fait dans le moteur turbocompressé, mais avec l'assistance de remplissage du turbocompresseur (Figure 7).

- Compression

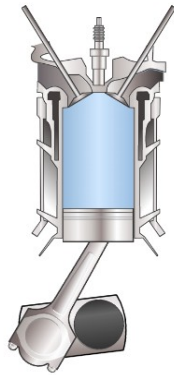


Figure 8 : Moteur en temps de Compression [12]

Toutes les soupapes sont fermées, le piston se déplace vers le PMH créant ainsi une compression et un réchauffement de l'air (Figure 8) .

- Injection + combustion + détente

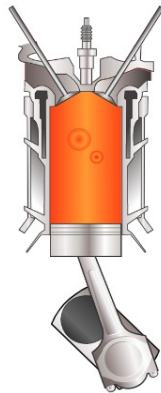


Figure 9 : Moteur en temps de Combustion suivi de Détente [12]

À la fin de la compression, la température et la pression de l'air augmentent et atteignent des valeurs qui permettent au carburant injecté de s'auto-enflammer. Cette

combustion crée une augmentation de pression et de température qui se transforme partiellement en travail mécanique par la détente des gaz brûlés qui poussent le piston vers le PMB. Ce temps est appelé aussi temps moteur (Figure 9).

- Échappement

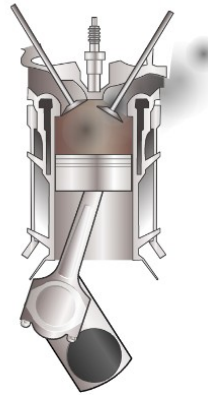


Figure 10 : Moteur en temps d'échappement [12]

Les soupapes d'échappement sont ouvertes, le piston se déplace vers le PMH et les gaz d'échappement sont chassés du cylindre vers l'extérieur et un nouveau cycle commence (Figure 10).

2.2.2 Cycle thermodynamique du moteur diesel

La thermodynamique étudie des relations entre les phénomènes thermiques et mécaniques. Elle est basée sur le principe de la conservation de l'énergie (premier principe de la thermodynamique) ainsi que le second principe. Les machines thermiques représentent une application de cette science dans laquelle les fluides subissent des changements d'état cycliques comme la variation de la température et de la pression, etc. Parmi les cycles les plus utilisés, on trouve le cycle de Carnot (Moteur thermique idéal), le cycle Diesel Beau de Rochas, le cycle Sterling, etc.

La difficulté de la modélisation des moteurs diesel vient de la complexité au niveau de la combustion qui comprend plusieurs interactions entre plusieurs processus qui se déroulent pendant de courtes durées. Pour contourner ces complexités, une modélisation

macroscopique simplifiée par des hypothèses peut décrire le phénomène. Cette modélisation sera ensuite validée par l'expérimentation et, selon les résultats, des améliorations du modèle seront faites. Dans ce contexte, le fonctionnement du moteur diesel est décrit par une approche basée sur l'étude théorique des cycles thermodynamiques qui nous permettent d'estimer les différentes performances du moteur [13]. Ces cycles sont classés en cycles théoriques et réels.

- **Cycle de Carnot**

Ce cycle est purement théorique composé de quatre étapes réversibles, dont deux isothermes (deux sources de chaleur à deux températures différentes) et deux adiabatiques (isentropique pas d'échange d'énergie thermique avec le milieu extérieur).

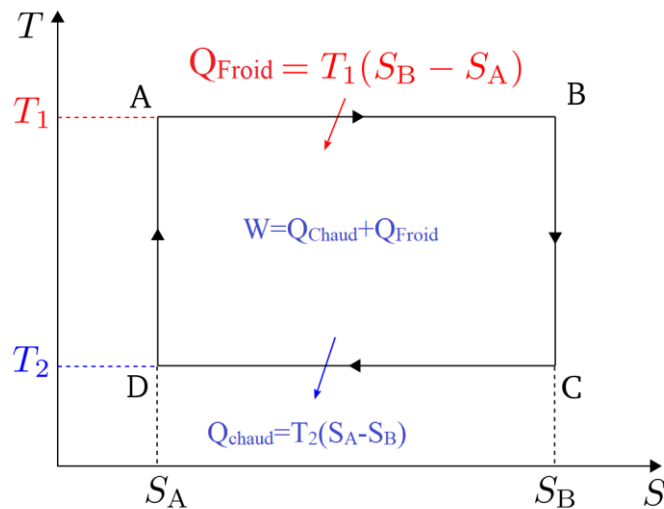


Figure 11 : Diagramme TS du cycle de Carnot

Rendement du cycle de Carnot

$$\eta = \frac{\text{énergie de sortie}}{\text{énergie entr ée}} \quad (2-3)$$

La variation de l'énergie interne est nulle et le fluide revient à sa température initiale.

$$\Delta U = 0 = Q_{\text{total}} - W \quad (2-4)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_{\text{chaud}}} = \frac{Q_{\text{chaud}} - Q_{\text{froid}}}{Q_{\text{chaud}}} \quad (2-5)$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_{\text{froid}}}{Q_{\text{chaud}}} \quad (2-6)$$

D'après l'expression du rendement thermique, on remarque que le rendement est maximal lorsque le terme $\frac{Q_{\text{froid}}}{Q_{\text{chaud}}}$ est minimal. Pratiquement pour maximiser le rendement, il faut augmenter la source de chaleur qui correspond à une augmentation de la compression du fluide et de la quantité du carburant injecté dans le moteur diesel par exemple.

En tenant compte des transformations réversibles et de la variation d'entropie (second principe de la thermodynamique), le rendement thermique peut être exprimé en fonction des températures des sources froides et chaudes.

$$\eta = 1 - \frac{T_{\text{froid}}}{T_{\text{chaud}}} \quad (2-7)$$

La machine thermique selon le cycle de Carnot (moteur thermique) est une interaction entre une source chaude (compression, combustion, carburant) qui va permettre au moteur de tourner (travail) avec libération. Une fraction de cette énergie se dirige vers une source froide, on parle alors d'un rendement thermique. Ce cycle est un cycle parfait et par conséquent il est difficile de réaliser des machines qui obéissent exactement à ce cycle d'où l'existence d'autres cycles avec d'autres hypothèses, comme le cycle diesel.

- **Cycles Diesel**
 - **Cycle théorique**

Inspiré du cycle de Carnot, le nouveau cycle diesel théorique comprend deux adiabatiques réversibles (isentropique), une transformation isobare (combustion) et une évolution isochore (volume constant).

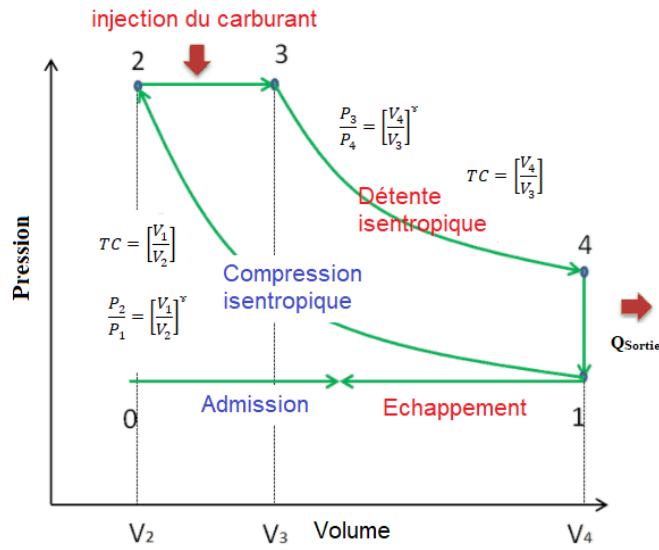


Figure 12 : Diagramme PV cycle Diesel théorique

0 \longrightarrow 1 : Admission isobare

$$P_0 = P_1$$

1 \longrightarrow 2 : Compression isentropique $PV^\gamma = \text{cte}$ \longrightarrow $P_2 = P_1 \epsilon^\gamma$ (Loi des gaz parfaits le même fluide circule dans les différentes transformations du cycle)

avec $\epsilon = \frac{V_1}{V_2}$ Taux de compression volumétrique.

2 \longrightarrow 3 : Combustion isobare avec augmentation du volume et apport de chaleur qui va compenser la diminution de la pression

$$P_3 = P_2 \text{ avec } V_3/V_2 = T_3/T_2$$

$$V = \frac{V_3}{V_2} = 1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} (\epsilon - 1) \frac{Q_i}{P_2} \quad (2-8)$$

$$Q_i = r \frac{P_1 T_0}{P_0 T_1} \rho_0 \frac{PCI}{PC} \quad (2-9)$$

3 \longrightarrow 4 : Détente isentropique

$$P_4 = P_3 \epsilon^{-\gamma} \quad (2-10)$$

$$T_4 = T_3 \frac{V_3^{\gamma-1}}{V_4} \quad (2-11)$$

4 \longrightarrow 1 : refroidissement isochore

Le piston est immobile (pas de travail et le volume est fixe) avec un échange de chaleur avec le milieu extérieur.

$Q_{41} = U_4 - U_1$ Premier principe de la thermodynamique

1 \longrightarrow 0 : Échappement isobare

Bilan

Le rendement théorique $\eta_{Th} = \frac{\text{Travail utile } (j)}{\text{Chaleur fournie } (Q_{23})}$

$$W_{cycl} = \int_2^4 p dv - \int_1^2 p dv \quad (2-12)$$

Ce travail est équivalent à la surface intérieure du diagramme

$$\eta_{Th} = 1 - \frac{1}{\epsilon} \frac{\delta^{\gamma}-1}{\delta-1} \epsilon^{1-\gamma} \quad (2-13)$$

$$\gamma = \frac{V_3}{V_0} \quad (2-14)$$

- Cycle mixte

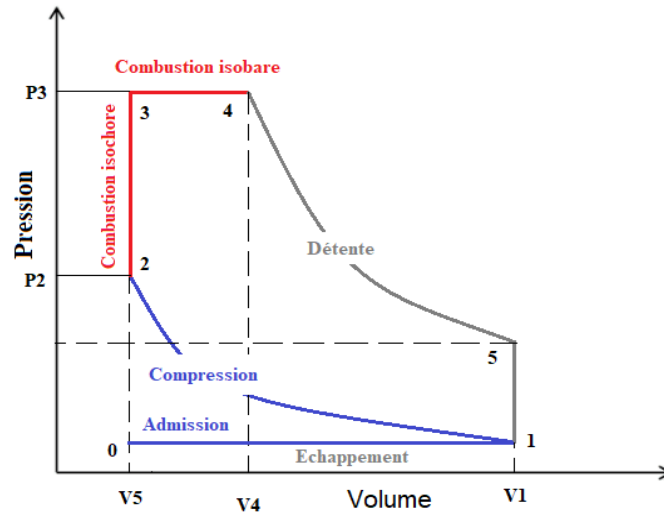


Figure 13 : Cycle mixte

L'évolution de la combustion dans le moteur diesel n'est pas exactement comme celle décrite dans le cycle théorique DIESEL, qui se déroule à pression constante. Un autre cycle développé qui décrit le phénomène de la combustion avec plus de précision appelé cycle de Sabathé ou cycle mixte. Dans ce cycle, la combustion se déroule en deux phases : la première est la combustion à volume constant et augmentation de pression avec apport de chaleur et la deuxième phase se fait à pression constante avec augmentation de chaleur et apport de chaleur (Figure 13).

- Cycle réel

Les cycles thermodynamiques théoriques sont développés à base d'hypothèses dont l'objectif est de contourner les complexités des problèmes étudiés. Parmi les hypothèses élaborées dans l'étude du cycle diesel, on cite la réversibilité des évolutions subie par le fluide et la considération du fluide comme un gaz parfait au cours du cycle. De même, nous considérons la constance de la température de l'air admis dans les cylindres en plus de l'absence d'échanges thermiques entre le gaz brûlé et les parois aux moments de la détente. Toutefois, ces hypothèses ne sont pas parfaitement réelles vu que les résultats

expérimentaux peuvent ne pas être identiques aux performances estimées théoriquement. Donc, il est intéressant d'étudier le cycle réel par des prélèvements de mesures sur des prototypes afin de connaître les lacunes dans la conception et dans les résultats des calculs théoriques pour améliorer la conception et le développement futur par retour d'expérience.

Le cycle réel se trouve pratiquement à l'intérieur du cycle théorique mixte.

2.2.3 Injection dans les moteurs diesel

On distingue deux modes d'alimentation du carburant dans la chambre de combustion qui sont l'injection directe et indirecte.

➤ Injection indirecte

L'injection du carburant se fait tout d'abord dans une petite « préchambre » ouverte sur la chambre de combustion. Une précombustion commence avec une élévation de la température et la pression du mélange qui favorisent la vaporisation du carburant demandé pour avoir une meilleure combustion. Ensuite, la précombustion se propage vers la chambre de combustion pour avoir une combustion complète du carburant.

La pression d'injection demandée par cette méthode est relativement faible par rapport à l'injection directe. Cependant, le rendement du moteur à injection indirecte est plus faible par rapport à l'injection directe à cause des pertes thermiques dues aux surfaces de contact supplémentaires entre le fluide et les parois ce qui augmente le travail de refroidissement demandé pour évacuer cette énergie à travers le radiateur. Par conséquent, on aura une diminution de la puissance disponible sur l'arbre moteur avec une augmentation de la consommation du carburant. Cette méthode est de moins en moins utilisée et elle a été remplacée par l'injection directe.

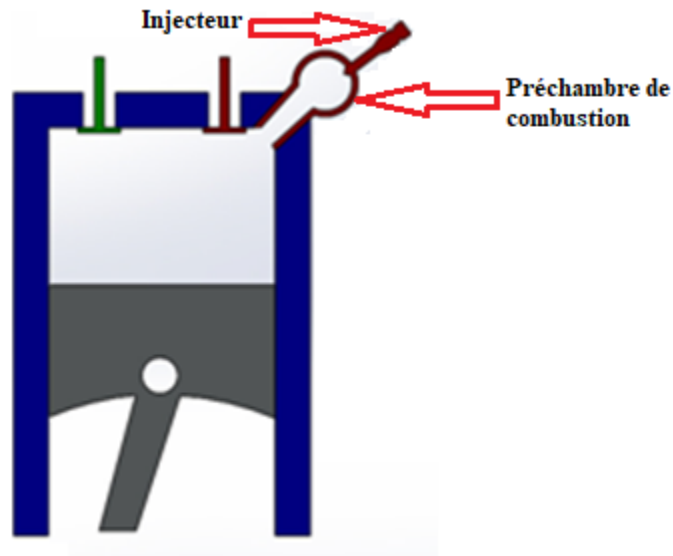


Figure 14 : Schéma de l'injection indirecte dans le moteur Diesel

➤ **Injection directe**

Dans ce mode d'injection, le carburant est injecté directement dans la chambre de combustion qui se trouve généralement creusée dans la tête du piston avec des formes qui favorisent la bonne propagation des jets du carburant. Cette technologie est la plus dominante dans les moteurs diesel de nos jours grâce à l'évolution des techniques d'injection qui sont devenues plus puissantes au niveau de la pression d'injection qui arrive jusqu'à 2200 bar dans les technologies de rampe commune développée par Bosch [14].

Injection direct du carburant dans la chambre de combustion



Figure 15 : Schéma de l'injection directe dans le moteur Diesel

2.3 DISTRIBUTION

L'admission et le refoulement de l'air dans un moteur diesel quatre temps sont assurés par un système de distribution qui règle les mouvements d'ouverture et de fermeture des soupapes qui sont commandées par l'arbre à cames. La commande se fait soit par une action directe des cames sur les soupapes (attaque directe) soit indirectement par l'intermédiaire d'autres pièces (tige culbuteur, culbuteur linguets etc.).

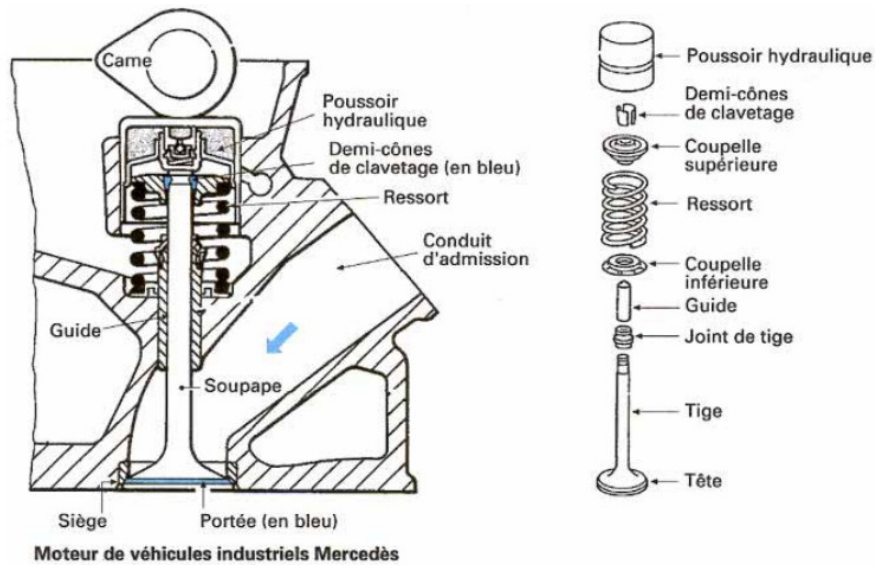


Figure 16 : Distribution attaque directe [15]

La synchronisation du mouvement de l'arbre à cames avec le vilebrequin s'effectue avec un mécanisme de transmission qui peut être avec des courroies crantées, des chaînes ou bien de cascade de pignons. On distingue plusieurs types de distribution dans les moteurs thermiques. Toutefois, plusieurs de ces modes de distribution ne sont plus utilisés pour des raisons économiques (coûts de production) et des raisons écologiques à cause de l'émission des polluants (huile de graissage). Pour cela, les distributions par les soupapes où les lumières ont été favorisées[15]. En effet, dans la distribution par les lumières, l'ouverture et la fermeture sont assurées par le passage du piston devant les orifices d'admissions et d'échappement. La simplicité de ce mécanisme a rendu cette méthode la plus utilisée dans les moteurs thermiques deux-temps alternatifs et rotatifs. Cependant, pour les moteurs diesel quatre-temps, on utilise des soupapes pour assurer un meilleur remplissage d'air frais.

➤ **Soupapes**

Ces pièces mécaniques assurent la fonction de remplissage de l'air frais et l'échappement des gaz brûlés par ses mouvements rectilignes alternatifs provoqués par le système de distribution. Elles assurent aussi l'étanchéité de la chambre de combustion

lorsqu'elles sont fermées. Elles sont sollicitées par des contraintes mécaniques cycliques ainsi qu'un flux thermique dû aux températures des gaz d'échappement qui peuvent atteindre 600 °C et élever la température au centre des soupapes jusqu'au 150°C. Par conséquent, les soupapes se dilatent créant des contraintes mécaniques qui peuvent atteindre 20 hectobars [11].

Les contraintes mécaniques et thermiques relativement élevées que les soupapes subissent exigent le recours aux matériaux possédant de bonnes résistances mécaniques, stables à chaud, tel que les alliages d'acier fortement enrichis. De même, des propriétés de dureté élevées et une bonne conductivité thermique sont demandées afin de minimiser l'usure et d'assurer une meilleure évacuation de chaleur.

Les soupapes sont des pièces importantes dans le fonctionnement du moteur diesel. Elles s'ouvrent et se ferment à des positions synchronisées avec le vilebrequin pour assurer des sections convenables pour le passage du fluide. La section de passage de l'air est une fonction de la géométrie de la soupape ainsi que de sa levée.

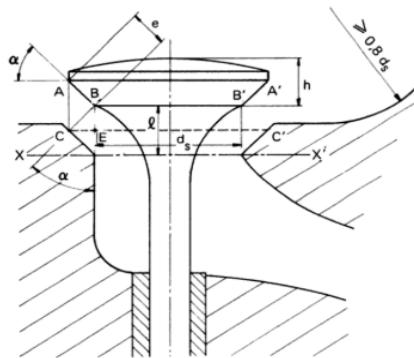


Figure 17 : Géométrie de la soupape [11]

Pour des petites valeurs de l qui correspondent au début de levée de la soupape (la projection perpendiculaire du point B est un point sur le siège) (Figure 17).

La surface S disponible du passage de l'air s'écrit :

$$BC = l \cos \alpha \quad (2-15)$$

$$CC' = d_s + 2 \cdot CE \quad (2-16)$$

avec

$$CE = BC \cdot \sin \alpha \quad (2-17)$$

$$S = \pi d_s + 2 \cdot l \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot l \cdot \cos \alpha \quad (2-18)$$

Avec le levé de la soupape, la projection du point B n'est plus sur le siège. Nous avons

$$BC_1^2 = BE^2 + C_1E^2 \quad (2-19)$$

Le diamètre extérieur du siège est égal $d_s + 2 \cdot C_1E^2$

$$s = \pi(d_s + e \cdot \cos \alpha) \sqrt{(l^2) + e^2 - 2 \cdot l \cdot \sin \alpha} \quad (2-20)$$

➤ Loi de levée des soupapes

Il est souhaitable que la section de passage des gaz à travers les soupapes soit dans le maximum pour assurer un meilleur remplissage et échappement et moins de perte de charge. Cette section correspond idéalement à la section de la conduite. On distingue des levées idéales théoriques et réelles.

Levée idéale des soupapes :

$$l_{id} = \frac{S_c}{\pi \cdot d_s \cdot \sin \alpha} \quad (2-21)$$

Cette loi est dépendante des conditions de pression dans le cylindre et les conduites qui varient en fonction du régime moteur. Elle est pratiquement irréalisable et elle sert uniquement à évaluer l'efficacité de levées théoriques et

réelles. L'alternative est la levée théorique obtenue à partir du relief d'une came.

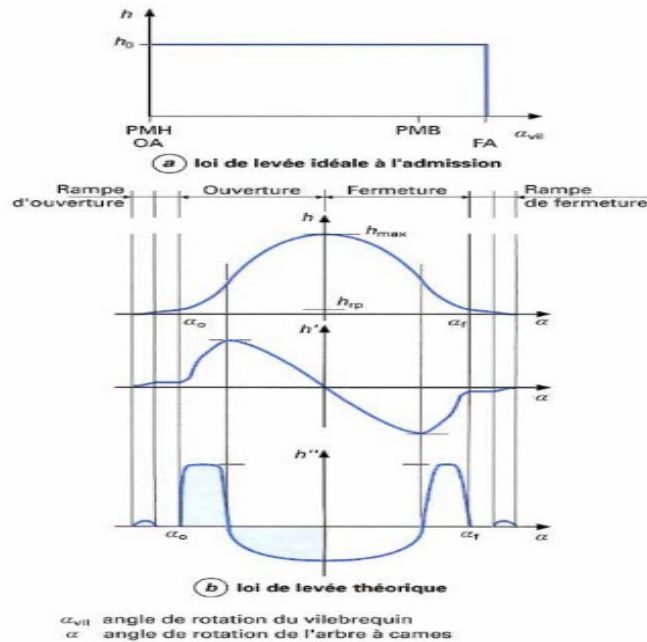


Figure 18 : Loi de levée idéale et théorique de la soupape [15]

Pratiquement, le profil réel de la came est différent du levé théorique à cause des incertitudes des dimensions réelles usinées par rapport à la géométrie nominale, ainsi que les déformations des pièces de la chaîne de distribution due aux contraintes mécaniques et thermiques au cours de fonctionnements du moteur (Figure 18).

2.4 TECHNOLOGIES DU MOTEUR DIESEL

2.4.1 Technologies de dépollution des gaz

Théoriquement, la combustion complète du gazole dans les moteurs diesel émet uniquement du dioxyde de carbone et de l'eau, mais pratiquement les gaz d'échappement contiennent en plus du dioxyde de carbone, d'autres gaz et particules polluantes comme l'oxyde d'azote, le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures non brûlés (HC), les

oxydes de soufre (SO_x) et les oxydes d'azote (NO_x), etc. Ces gaz sont générés à cause de plusieurs facteurs comme l'excès d'oxygène, la présence des impuretés dans le carburant comme le soufre et l'instabilité de la température de la combustion [16]. C'est pour cette raison ainsi que pour des raisons normatives que les constructeurs automobiles et les intervenants dans ce domaine ont développé plusieurs technologies de dépollution des moteurs Diesel. Ces technologies sont classées sur trois volets. Le premier consiste à l'amélioration de la qualité du carburant. Quant au deuxième, il vise à l'amélioration des moteurs thermiques (consommation, combustion, rendement et récupération, etc.). Le troisième s'intéresse au traitement des gaz brûlés. Dans ce contexte, nous avons décrit dans cette partie quelques technologies innovantes utilisées dans le moteur diesel.

- **Recirculation des gaz d'échappement (EGR)**

Cette technologie a pour objectif de réduire la teneur en NO_x par la recirculation d'une partie des gaz d'échappement vers la chambre de combustion afin de diminuer la quantité d'oxygène et la température de combustion qui sont deux facteurs favorisant la formation du gaz polluant NO_x [17] (Figure 19).

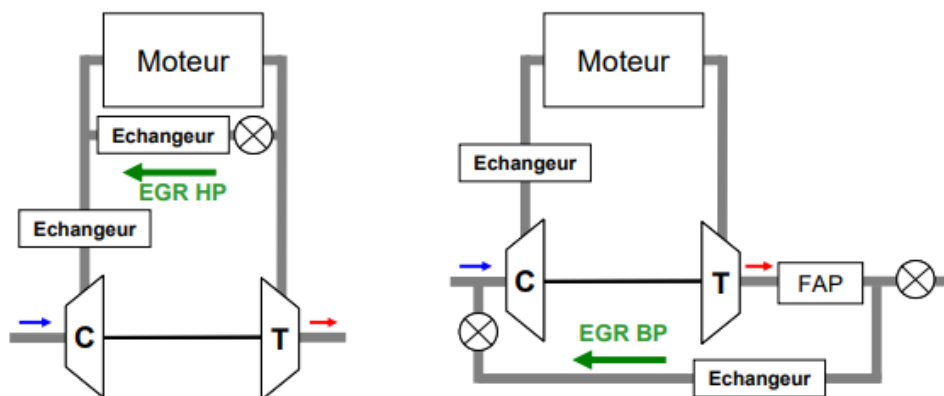


Figure 19 : Architectures de l'EGR [34]

EGR BP : Circuit EGR basse pression

EGR HP : Circuit EGR haute pression

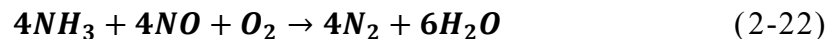
FAP : Filtre à particule

- **Systèmes de post-traitement**

Le développement des moteurs diesel au niveau de l'augmentation des taux de compression et de l'injection directe du carburant à très haute pression a conduit à une diminution de la consommation du carburant et l'augmentation de son rendement. En contrepartie avec ces nouvelles technologies, la combustion se fait à de hautes températures qui conduisent à l'oxydation d'azote produisant ainsi des gaz polluants indésirables. Le système post-traitement est une méthode permettant le traitement de ces gaz d'échappement dès leur sortie du moteur jusqu'à leur rejet vers l'atmosphère par une série de traitements.

Parmi les technologies utilisées on trouve :

- la réduction catalytique RCS (en anglais selective catalytic reduction SCR) sélective dont le principe consiste à réduire les oxydes d'azote par l'injection d'un agent réducteur (urée par exemple). Cette technique a montré une réduction significative des émissions de NOx.



- (DOC) c'est un catalyseur d'oxydation Diesel qui permet de réduire le monoxyde de carbone et l'hydrocarbure et les transforme en dioxyde de carbone et de l'eau grâce à un catalyseur métallique à base de platine (Figure 20).

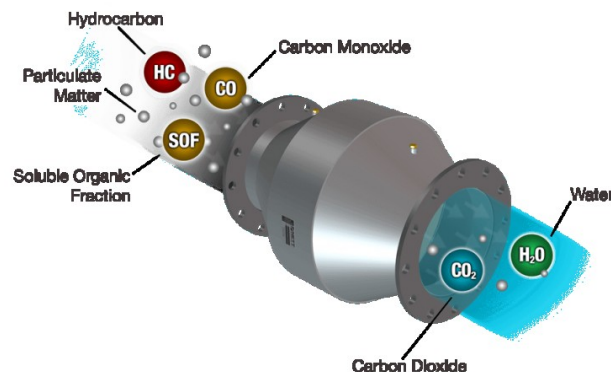


Figure 20 : Schéma d'un catalyseur d'oxydation Diesel [18].

Équation de la réaction chimique dans le convertisseur catalytique :



2.4.2 Autres technologies

- **Injection rampe commune**

L'injection « Common-rail » est un système d'injection directe dans lequel les injecteurs sont reliés à une rampe commune alimentée en carburant à haute pression. Cette pression peut atteindre des valeurs de 1800 bar ce qui assure une bonne pulvérisation du carburant demandé pour avoir une bonne combustion. La durée d'injection et la quantité du carburant injectée sont assurées par des piézo-injecteurs pilotés par un calculateur qui gère un flux de signaux provenant de plusieurs capteurs comme la position de la pédale d'accélérateur dans une voiture, les sondes de température d'huile et de l'eau ainsi que les sondes de mesure des quantités d'oxygène résiduelles dans les gaz d'échappement (sonde lambda), etc. Grâce à cette technologie, une réduction remarquable des émissions et de la consommation est remarquée[14] (Figure 21).

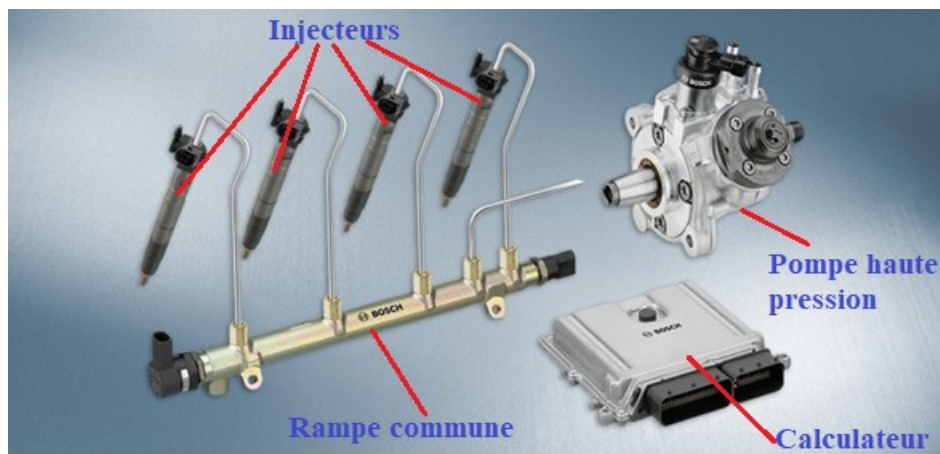


Figure 21 : Rampe commune Bosch [14]

CHAPITRE 3

HYBRIDATION PNEUMATIQUE ET ÉLECTRIQUE DU MOTEUR DIESEL

3.1 INTRODUCTION

La puissance du moteur est proportionnelle au couple développé et à la vitesse de rotation. Pour augmenter cette puissance, il faut augmenter au moins l'un de ces deux paramètres.

$$P = C * \Omega \quad (3-1)$$

Toutefois, l'augmentation de la vitesse se traduit par élévation des efforts de frottements et des pertes associées ainsi que l'augmentation des contraintes mécaniques notamment sur les pièces mobiles comme le piston, la bielle, le vilebrequin et les organes de distribution, etc. De même, le système d'injection avec des vitesses élevées doit être plus rapide et plus puissant afin de conserver une bonne combustion sans avoir des retards d'injection. L'autre contrainte de cette solution est que si le système de distribution est dimensionné à un régime donné il ne sera pas efficace pour d'autres régimes éloignés ce qui touche les performances du moteur. Par ailleurs, la conception de ce moteur à régime élevé sera coûteuse à cause du surdimensionnement des pièces mécaniques et de systèmes de refroidissement par rapport à un moteur de mêmes dimensions avec des vitesses plus basses. Pour ces raisons, la solution d'augmentation du couple moteur sera la plus favorable.

$$C = \frac{PME \cdot C_y}{4\pi} \quad (3-2)$$

$$P_e = C \cdot \Omega = PME \cdot C_y \cdot \frac{N}{120} \quad (3-3)$$

Pour augmenter le couple, il faut augmenter la pression moyenne effective du cycle(PME) ou bien la cylindrée du moteur. La première solution est préférée vu qu'elle engendre moins de surdimensionnement du moteur par rapport à la deuxième solution. L'augmentation de la PME se fait par l'augmentation de la quantité d'air admis dans le cylindre, ceci permet d'injecter plus de carburant pour un rapport air-carburant fixe et par conséquent on aura une augmentation de la puissance moteur sans pour autant augmenter la cylindrée.

L'amélioration du remplissage d'air dans les cylindres peut être assurée par l'hybridation pneumatique qui fait appel à des sources d'énergie souvent externes. Pratiquement, elle s'effectue par l'assistance de machines externes qui peuvent être une pompe volumétrique entraînée par le moteur lui-même ou bien par la suralimentation parallèle (hyperbare), etc.

L'exemple le plus simple de l'hybridation pneumatique est la suralimentation classique par turbocompresseur à travers la récupération de l'énergie cinétique des gaz d'échappement et leur transformation en énergie mécanique pour comprimer l'air à l'admission. Dans ce chapitre, nous avons détaillé uniquement les principales techniques de l'hybridation pneumatique du moteur diesel qui sont en relation avec notre sujet de recherche.

3.2 POTENTIEL ENERGETIQUE DES GAZ D'ECHAPPEMENT

La combustion du carburant se transforme en énergie mécanique et en énergie thermique qui se transmet aux gaz d'échappement et les parois. La quantité d'énergie qui se trouve dans les gaz d'échappement est exprimée par la relation ci-après (3-4) et (3-5) :

$$Q_e = (1 - \eta)Q_{\text{tot}} - Q_p = MC_v(T_e - T_a) \quad (3-4)$$

$$M = \rho_a \eta_v \left(1 + \frac{r}{V_a}\right) \quad (3-5)$$

3.3 TURBOCOMPRESSEUR CENTRIFUGE

Ce composant récupère l'énergie cinétique des gaz d'échappement à travers une turbine et la transforme en un travail de compression de l'air frais qui sera introduit dans les cylindres du moteur améliorant par conséquent le remplissage en air des cylindres. Ce composant est formé principalement d'une roue-turbine de détente des gaz d'échappement, placée dans le collecteur d'échappement et une roue compresseur. La turbine peut être à géométrie fixe (la section du passage d'air est fixe) (Figure 22) ou bien à géométrie variable permettant une meilleure optimisation des pressions de suralimentation en fonction des régimes de fonctionnement du moteur. La turbine est couplée par l'intermédiaire d'un axe avec une roue compresseur placé dans le collecteur d'admission. Ces deux pièces sont sollicitées aux fluages, aux efforts centrifuges et à des contraintes thermiques dues à la chaleur élevée des gaz d'échappement. Elles sont fabriquées souvent par des alliages d'aciers choisis avec des propriétés mécaniques élevées à haute température.

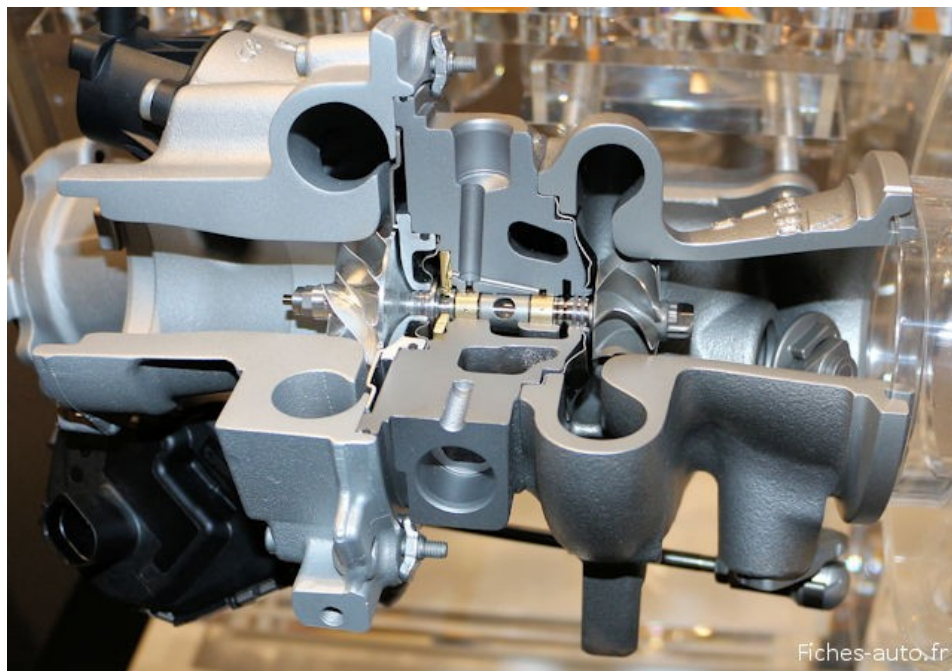


Figure 22 : Vue en coupe d'un turbocompresseur [19]

3.3.1 Turbine

- **Description**

Ce composant assure la fonction de transformation de l'énergie cinétique d'un fluide en un travail mécanique sous forme de rotation, dans le cas du moteur diesel ce fluide est les gaz d'échappement. Cette énergie sert à tourner la roue compresseur par l'intermédiaire d'un axe qui relie les deux roues.

La caractérisation de la turbine est définie souvent par une cartographie qui indique les débits massiques des gaz ou le rendement total de la turbine en fonction du rapport de détente des gaz d'échappement pour plusieurs vitesses de rotation (Figure 23).

Ces différentes grandeurs sont intéressantes dans le choix du point du fonctionnement de la turbine ainsi que sur le choix de la turbine convenable pour un moteur donné.

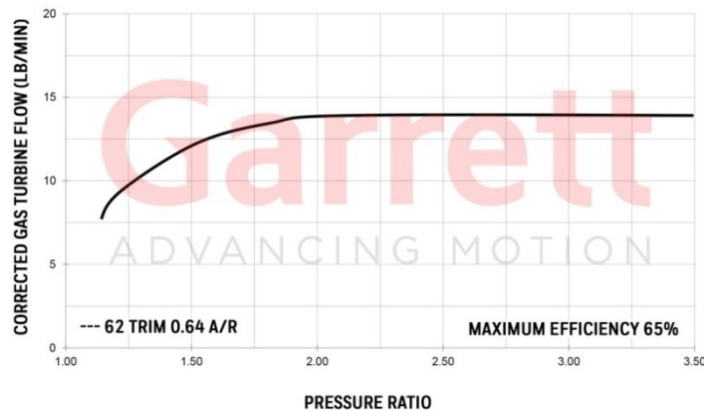


Figure 23 : Courbe caractéristique de débits d'une turbine GT256R [20]

- **Bilan énergétique**

Le rendement total de la turbine est calculé en fonction du rendement mécanique et du rendement isentropique :

$$\eta_{TM} = \eta_{mec} * \eta_{ise} \quad (3-6)$$

Le rendement nous renseigne sur la puissance totale récupérée par la turbine par rapport à la puissance thermodynamique dans les gaz. Le taux de la détente d'une turbine est exprimé par :

$$\pi_{\text{det}} = \frac{P_1}{P_2} \quad (3-7)$$

Le débit massique et la vitesse de rotation de la turbine réduite par rapport à la pression et la température d'entrée peuvent être décrits par l'équation ci-après :

$$m_{\text{red}} = m_{\text{Ref}} \frac{\sqrt{\frac{T_1}{T_{\text{ref}}}}}{\frac{P_1}{P_{\text{ref}}}} \quad (3-8)$$

$$N_{\text{red}} = N \sqrt{\frac{T_{\text{eref}}}{T_1}} \quad (3-9)$$

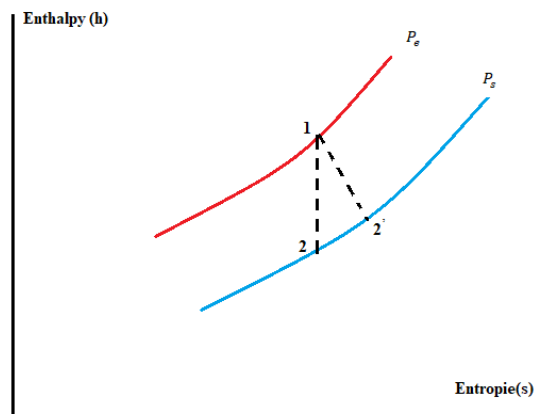


Figure 24 : Courbe d'enthalpie en fonction de l'entropie

Le rendement isentropique de la turbine est exprimé par :

$$\eta_{ise} = \frac{C_p(T_1 - T_2')}{C_p(T_1 - T_2)} \quad (3-10)$$

$$\eta_{TM} = \frac{m_c(T_{sc} - T_{ec})}{m_T T_{et} (1 - \pi_{tur}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} \quad (3-11)$$

3.3.2 Compresseur

- **Description**

Ce composant assure l'alimentation des cylindres en air comprimé grâce à l'énergie cinétique de la roue compresseur qui tourne à des vitesses élevées. Il est caractérisé par une cartographie qui représente les courbes du rapport de compression en fonction des débits massiques ou volumiques réduits à des vitesses et rendements fixes. La lecture de la cartographie d'un compresseur permet d'identifier les limites de débit maximal (à un rendement maximal 65 %) qui sont à l'extrémité droite de la cartographie ainsi que la limite de pompage qui est à l'extrémité gauche (Figure 25). Cette cartographie est indispensable dans le choix du turbocompresseur convenable pour un moteur. En effet, le choix du turbocompresseur se fait par un calcul des besoins du moteur aux différents régimes ainsi que le calcul des paramètres du rapport des pressions et des débits volumiques ou massiques de l'air traversant le turbo. Les points de fonctionnements du moteur seront ensuite projetés sur le diagramme afin de connaître leurs positions dans le diagramme.

Un turbocompresseur est bien adapté à un moteur lorsque ces points de fonctionnement se trouvent dans la zone centrale du diagramme sans qu'ils soient dans la zone de pompage. En fait, ce phénomène de pompage se produit dans les compresseurs centrifuges lorsqu'on atteint les compressions maximales avec des débits minimaux. Deux niveaux de pression se forment dans la zone d'entrée (basse pression) et la zone de sortie d'air (haute pression) provoquant l'inversion de l'écoulement de l'air vers l'arrière du turbocompresseur. Cette situation est caractérisée par une instabilité à cause des fluctuations entre débit et pression ce qui peut endommager le compresseur [21].

- **Bilan énergétique**

Les valeurs de débit réduit et des vitesses réduites se rapportent à des températures et une pression de référence et sont exprimées par les équations ci-après :

$$m_{c_red} = m_{Réel} \frac{P_{ref}}{P_3} \sqrt{\frac{T_3}{T_{ref}}} \quad (3-12)$$

$$N_{comp} = N_c \sqrt{\frac{T_3}{T_{ref}}} \quad (3-13)$$

T_3 = Température de l'air comprimé à l'entrée du compresseur

P_3 = Pression de sortie du compresseur

N_c = Régime réel du compresseur

Le rapport de compression est exprimé par :

$$\pi_C = \frac{P_4}{P_3} \quad (3-14)$$

En appliquant le premier principe de la thermodynamique le travail et la puissance du compresseur sont exprimés par

$$W_{Comp} = C_p (T_4 - T_3) \quad (3-15)$$

$$P_C = m_{air} C_p (T_4 - T_3) \quad (3-16)$$

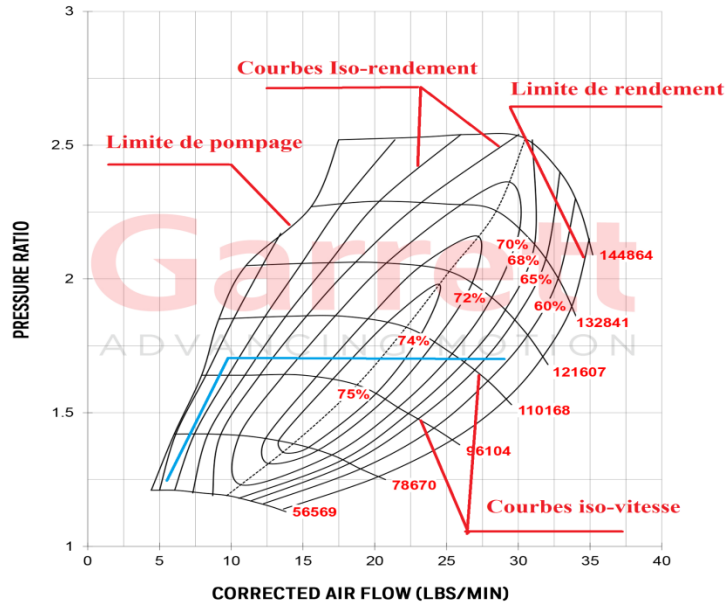


Figure 25 : Cartographie d'un compresseur [20]

3.3.3 Volute

À la sortie du diffuseur, la vitesse de l'air est encore très élevée, il est intéressant de profiter de cette énergie cinétique pour augmenter la pression statique demandée pour la suralimentation du moteur. La volute de forme spirale assure cette fonction. En fait, elle collecte l'air qui vient du compresseur et le ralentit pour augmenter sa pression statique. L'écoulement du fluide dans la volute est accompagné par une perte de charge due à la forme de la volute ainsi que la rugosité des parois intérieures. Une bonne volute est celle qui possède les moindres pertes de charge (Figure 26).

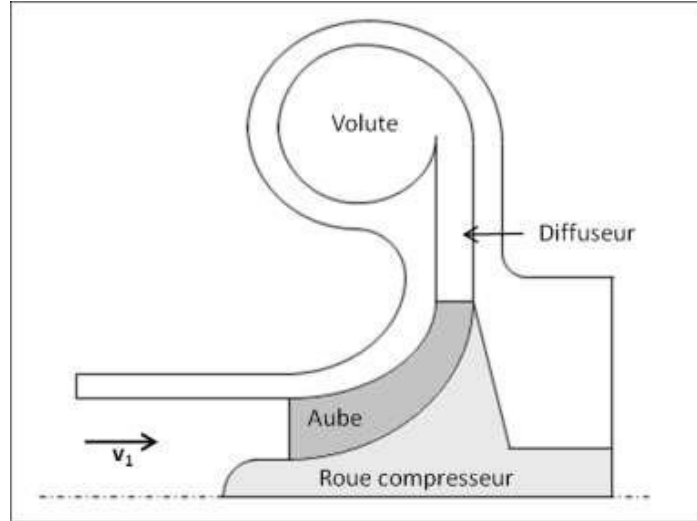


Figure 26 : Schéma d'une roue et volute d'un turbocompresseur [21].

Le rapport entre l'énergie cinétique du fluide à la sortie de la volute et l'énergie cinétique à l'entrée nous renseigne sur l'efficacité de la volute qui a augmenté la pression du fluide. Plus cette valeur est faible plus nous avons une augmentation de la pression statique. Toutefois, cette variation est caractérisée par une perte de pression totale [22] [23].

3.3.4 Diffuseur

La roue compresseur en rotation élevée transmet une partie de son énergie au fluide sous forme d'énergie cinétique qui sera transformée par le diffuseur en énergie de pression. Grâce à l'atténuation de la vitesse du fluide dans le diffuseur, la pression statique augmente avec la moindre perte de charge.

3.3.5 Contrôle du turbocompresseur

Le bon fonctionnement du moteur diesel est dépendant des conditions d'admission de l'air. En effet, le moteur à faible pression de suralimentation développe moins de puissance et consomme beaucoup plus de carburant et ses performances seront limitées. Par contre, avec l'augmentation du régime moteur, la pression et le débit de suralimentation accroissent et les performances du moteur s'améliorent. Cependant, cette augmentation ne

doit pas dépasser certaines limites pour ne pas atteindre des valeurs des pressions de combustion frontière qui peuvent détruire le moteur.

$$P_T = m_{\text{gaz}} c_{p\text{gaz}} T_4 \left[1 - \left(\frac{P_{sT}}{P_{eT}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \eta_T \quad (3-17)$$

P_{eT} : Pression d'entrée de la turbine

P_{sT} : Pression de sortie de la turbine

P_T : Puissance de la turbine

En fait, selon l'équation (3-17) la puissance de la turbine est proportionnelle au débit des gaz d'échappement et elle diminue lorsque le terme $\frac{P_{sT}}{P_{eT}}$ augmente. Il est nécessaire d'adapter le débit et la pression de suralimentation avec le régime de fonctionnement du moteur par le contrôle de débit des gaz d'échappement traversant la turbine pour maintenir cette puissance fixe [24]. Parmi les technologies les plus connues, on trouve le contrôle des gaz par by-pass (wastegate) et les turbocompresseurs à géométrie variable. Ces deux solutions permettent d'optimiser le flux des gaz d'échappement traversant la turbine afin de limiter la pression de la suralimentation lorsque les valeurs de pression demandées aux bons fonctionnements sont atteintes, dans le but de protéger la turbine et le moteur dimensionné au préalable à certaines valeurs de pression de suralimentation.

➤ **Contrôle par dérivation des gaz d'échappement (wastegate)**

Ce composant permet le détournement d'une partie des gaz d'échappement en amont de la turbine (collecteur des gaz d'échappement). Lorsque la vanne est fermée, tous les gaz d'échappement passent par la turbine et lorsqu'elle est ouverte une partie de ces gaz contourne la turbine afin de se limiter aux pressions tolérées par le moteur.

Le degré d'ouverture de cette vanne est calculé en fonction de la pression de suralimentation. Pratiquement, cette vanne est composée par une soupape actionnée par la pression de suralimentation. Il existe aussi des soupapes commandées par un calculateur.

À faible régime de fonctionnement, le moteur diesel développe de mauvaises performances par rapport au régime de fonctionnement au voisinage de la puissance nominale. Pour cela, le choix de la turbine est souvent établi pour fournir des pressions de suralimentation à bas régime dans laquelle le wastegate est fermé afin de permettre à la totalité des gaz d'échappement de passer vers la turbine.

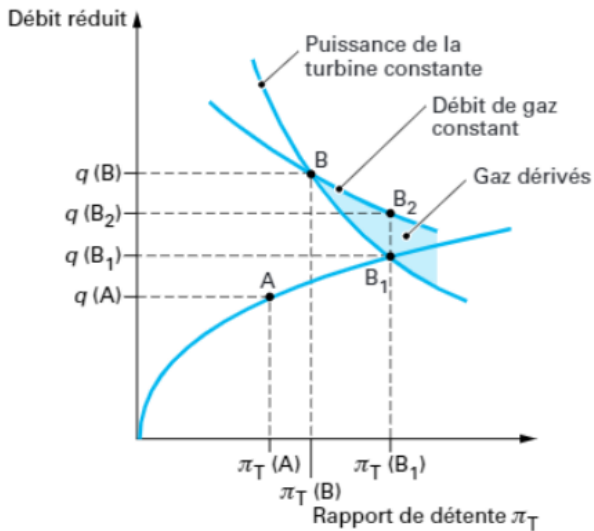


Figure 27 : Points de fonctionnement avec et sans dérivation des gaz [24]

$q(B)$, $q(A)$: Les débit d'air réduit

Le point A de la (Figure 27) est un point de fonctionnement souhaité à bas régime. Lorsque le régime augmente sans le wastegate, la turbine prend comme caractéristiques des coordonnées du point B. Ce point n'est pas préférable pour ce moteur qui est dimensionné à fonctionner selon la courbe où existe le point A. Une dérivation des gaz d'échappement permet de passer de ce point vers le point B₁ ou le débit d'air souhaité tout en maintenant une puissance constante de la turbine [24].

➤ Turbine à géométrie variable

Cette technologie a le même objectif que les turbines avec wastegate, qui consiste à contrôler la pression de suralimentation entrant dans le cylindre à travers le contrôle de la

vitesse de rotation de la turbine. L'idée de ce type de turbine est d'agir sur l'aérodynamique et les sections de passage des gaz d'échappement.

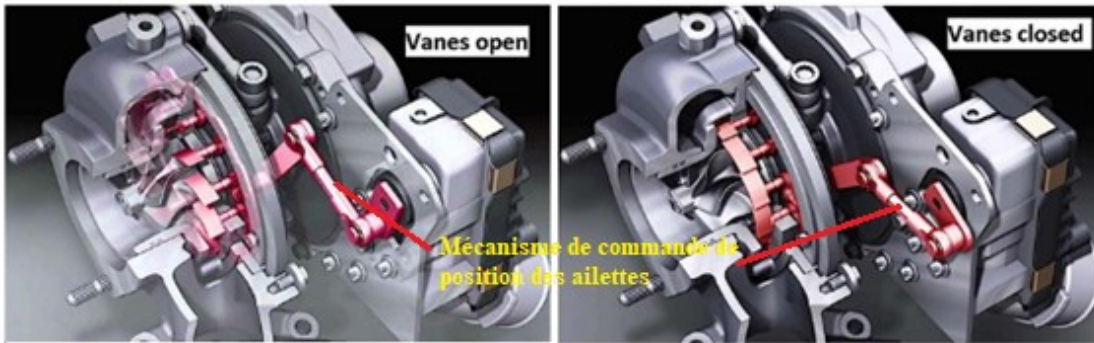


Figure 28 : Mécanisme de commande de position des vannes [45]

En effet, les gaz d'échappement traversent des ailettes réglables en inclinaison en fonction du régime du moteur. La variation de cette inclinaison engendre une variation de la section du passage des gaz d'échappement pour modifier la vitesse de ces derniers et par conséquent la variation de la vitesse de la turbine. Plus la section de passage est petite plus la vitesse des gaz augmente et inversement. On remarque donc que pour les bas régimes, cette section devrait être petite pour augmenter les vitesses de gaz demandées pour avoir plus de pression de suralimentation pour les bas régimes (Figure 28).

3.4 TURBOCOMPRESSEUR ELECTRIQUE

Malgré les développements et les progrès que le turbocompresseur conventionnel a subis, il a conservé quelques inconvénients comme son temps de réponse relativement élevé au régime transitoire et sa faible efficacité notamment aux bas régimes. Parmi les solutions d'amélioration, on cite l'hybridation par l'assistance électrique [25]. Le principe consiste à profiter des propriétés du moteur électrique essentiellement son couple et sa vitesse élevée ainsi que son faible temps de réponse. La nouvelle configuration permet d'augmenter la pression de suralimentation dans les bas régimes sans être dépendant des débits des gaz d'échappement. Dans la littérature, cette technique a rendu le moteur

énergétiquement plus efficace avec augmentation du couple et de puissance notamment en bas régimes. De même, elle a permis de diminuer la consommation du carburant jusqu'à 10% [26]. Un autre avantage de cette méthode est la récupération d'énergie des gaz d'échappement grâce à la réversibilité des machines électriques. Le moteur deviendra un générateur du courant électrique lorsqu'on dépasse les valeurs de pression de suralimentation par la récupération de l'énergie existante dans les gaz d'échappement qui sont évacués par le wastegate dans les turbocompresseurs classiques.

Pratiquement, cette solution est appliquée avec plusieurs architectures qui diffèrent entre eux par l'emplacement du moteur électrique par rapport à la turbine ou le compresseur [25].

3.4.1 Machine électrique montée sur l'arbre du turbocompresseur

Dans cette architecture, le rotor de la machine électrique est solidaire à l'axe du turbocompresseur (Figure 29). Lorsque le moteur thermique fonctionne à bas régime, le turbocompresseur n'est pas capable de fournir une pression de suralimentation suffisante à cause du faible flux des gaz d'échappement. Dans ce cas, la machine fonctionne comme un moteur afin de fournir un couple supplémentaire au turbocompresseur pour pomper plus d'air sous pression [25].

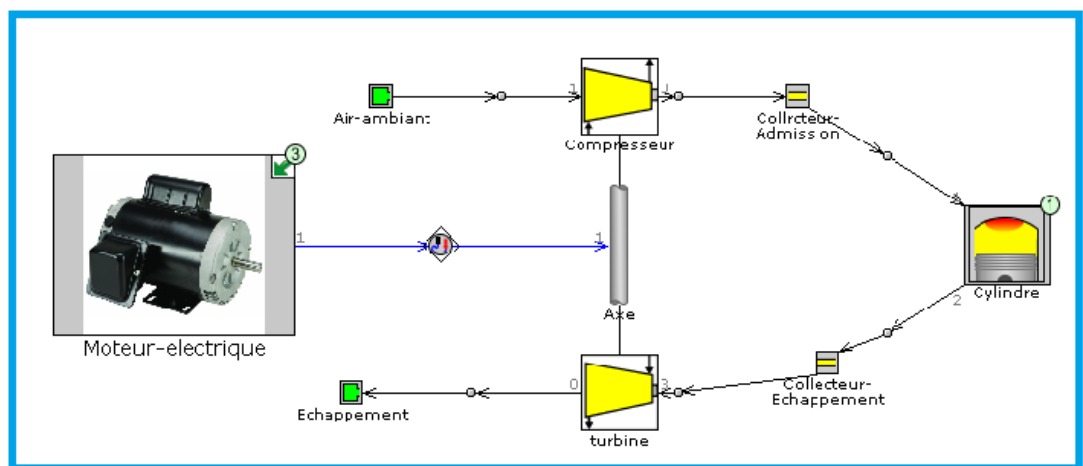


Figure 29 : Schéma de la suralimentation par entraînement du turbocompresseur

Ce mode de fonctionnement permet aussi de diminuer le temps de réponse transitoire lors des transitions vers des régimes plus élevés. Lorsque le régime moteur est élevé, on atteint la pression de suralimentation demandée pour le bon fonctionnement du moteur et on risque de la dépasser. La machine électrique va basculer vers un mode générateur créant ainsi un couple résistant sur l'arbre du turbocompresseur qui limite la vitesse de rotation tout en assurant la pression de suralimentation demandée pour un bon fonctionnement du moteur. L'énergie électrique récupérée peut être stockée dans des accumulateurs qui seront ensuite utilisés par des récepteurs électriques de véhicules ou par la même machine électrique en mode moteur. D'après Woongkul Lee [27], cette configuration a rendu la réponse du turbocompresseur plus rapide en régime transitoire. De même, Alshammari a utilisé cette même configuration sur un moteur Ford Focus, Ecoboost de 1.5 litre de cylindrée et les résultats ont montré une diminution du temps de réponse de 25% par rapport aux turbocompresseurs traditionnels [28]. En plus, la puissance a été améliorée de 15,4% et la consommation de 1,4%. Valeo a développé une gamme de compresseurs électriques qui ont permis de réduire la consommation jusqu'à 10% [29].

Toutefois, la machine électrique de ce montage est sollicitée par des contraintes thermiques élevées, ce qui nécessite un système de refroidissement efficace pour maintenir une température de fonctionnement normale. Autre inconvénient de cette configuration est l'augmentation de l'inertie du turbo compresseur à cause de l'inertie supplémentaire du rotor de la machine électrique ce qui nécessite plus de puissance pour le faire tourner [30].

3.4.2 Turbine et compresseur entraînés par deux machines séparées

Dans cette configuration, la turbine et le compresseur sont entraînés par deux machines électriques séparées offrant un meilleur contrôle de leurs points de fonctionnement (Figure 30). L'avantage de ce montage est son temps de réponse meilleur que les autres configurations grâce à la réduction de l'inertie due à l'élimination de la turbine habituellement couplée avec le compresseur. Concernant la machine électrique couplée à la turbine, elle fonctionne en mode générateur afin de récupérer l'énergie

mécanique des gaz d'échappement et la transformer en courant électrique qui sera stocké dans des batteries pour l'utiliser ensuite par le moteur du compresseur.

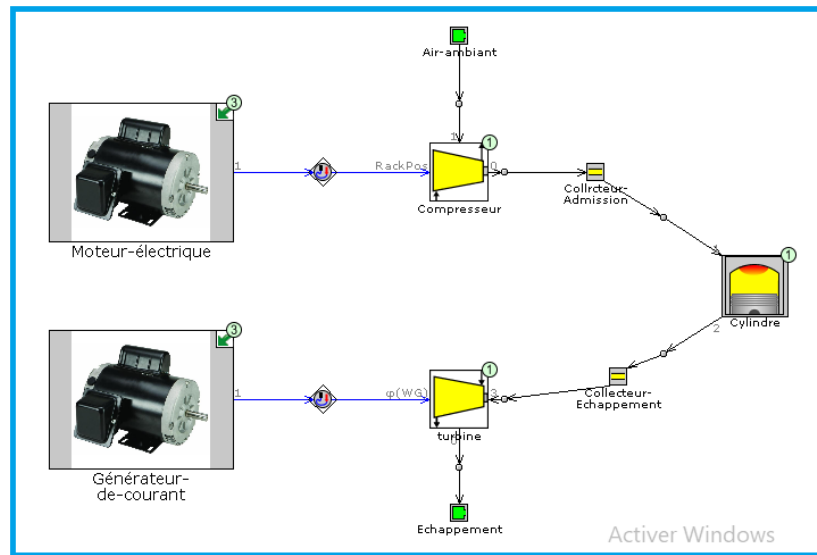


Figure 30 : Schéma de la suralimentation avec deux moteurs

Cette chaîne de transformation nécessite un ensemble de composants: le générateur, câblage, onduleur, batterie, moteur électrique et carte de contrôle, etc. Chaque composant possède son propre rendement électrique ou mécanique qui donne un rendement global inférieur aux autres configurations. Un autre inconvénient de cette configuration est son coût élevé à cause des coûts des composants supplémentaires des machines électriques et de leurs accessoires.

3.4.3 Compresseur entraîné par moteur électrique

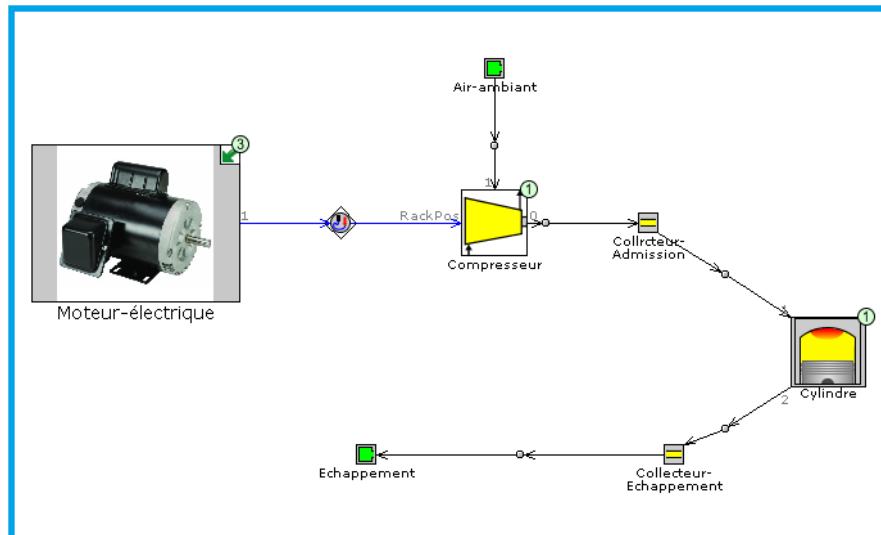


Figure 31 : Schéma de la suralimentation par compresseur entraîné par un moteur électrique

Cette architecture est caractérisée par un compresseur entraîné par un moteur électrique (Figure 31) sans récupération de l'énergie des flux des gaz d'échappement qui sont rejetés. L'absence de la turbine engendre moins de travail de montée de piston lors de la phase d'échappement. Cette configuration nécessite moins de puissance pour entraîner le moteur à cause de l'inertie et des pertes de frottements réduites dues à l'absence de la turbine. Ce montage possède un bon temps de réponse. Toutefois, cette configuration ne profite pas du potentiel énergétique des gaz d'échappement. Elle nécessite une source d'énergie externe qui provienne soit d'un alternateur entraîné par le moteur thermique ou bien par l'énergie récupérée lors de freinage.

3.4.4 Turbine couplée à un générateur de courant

Dans cette architecture, le moteur conserve le turbocompresseur traditionnel avec une turbine couplée à un générateur de courant électrique (Figure 32). Le montage de cette dernière peut être en série avec le turbocompresseur ou bien en parallèle. Dans les deux cas, cette méthode a montré une réduction de la consommation du carburant.

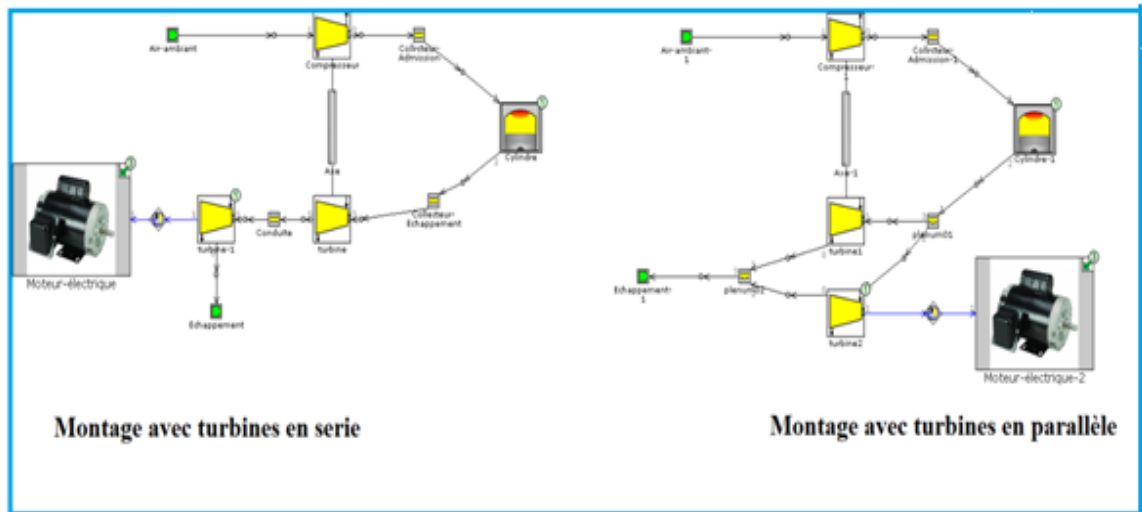


Figure 32 : Schémas de turbines couplés à un générateur

L'avantage de cette configuration est qu'elle n'augmente pas le travail d'échappement malgré les pertes de charge dues à la turbine électrique. De même, cette configuration a offert une économie de consommation du carburant. Cependant, elle est volumineuse et coûteuse.

3.4.5 Compresseur supplémentaire au turbocompresseur

Avec le turbocompresseur traditionnel, on ajoute un compresseur entraîné par un moteur électrique placé en amont ou en aval (Figure 33). L'intégration du compresseur dans le circuit d'admission d'air a permis d'augmenter la pression de suralimentation. Une diminution du temps de réponse en régime transitoire est remarquée ainsi qu'une amélioration des performances du moteur au niveau de la puissance et de la consommation de carburant. L'inconvénient de cette architecture dans le cas d'une voiture est la nécessité de produire l'électricité à travers le moteur thermique. Lors de la production d'énergie en sites isolés, cette énergie peut être fournie par un système de stockage d'excès d'énergie électrique d'origine renouvelable.

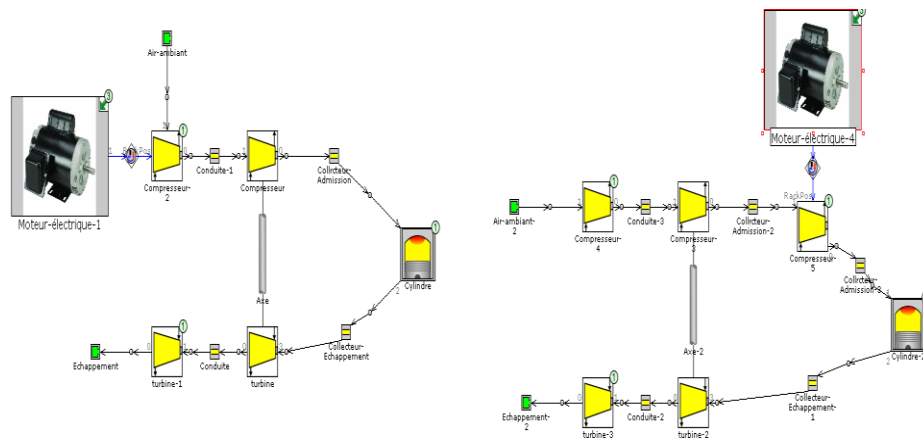


Figure 33 : Schéma de la suralimentation avec un compresseur électrique

CHAPITRE 4

ÉVALUATION DE LA SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL

4.1 INTRODUCTION

Dans la problématique de notre recherche, nous avons montré que le moteur diesel produit de mauvaises performances en dehors de son régime nominal, surtout en bas régime. Parmi les solutions développées pour améliorer ses performances, on cite la suralimentation traditionnelle par l'application du turbocompresseur. Néanmoins, elle reste limitée à cause de sa dépendance énergétique aux flux des gaz d'échappement.

Dans ce chapitre, nous avons visé à évaluer les avantages et les inconvénients de la suralimentation traditionnelle afin de justifier le recours à d'autres solutions comme l'assistance mécanique à travers un moteur électrique. Pour cela, nous avons choisi une méthodologie qui consiste tout d'abord à modéliser un moteur diesel atmosphérique à l'aide du logiciel de simulation des moteurs thermiques GT-Power. Les résultats de cette simulation seront ensuite comparés aux résultats de la simulation du même moteur suralimenté. Cette étude comparative nous a permis d'identifier l'importance de la suralimentation aussi bien que l'identification de ses inconvénients.

4.2 APPROCHE DE SIMULATION

L'évaluation et la mesure des performances des moteurs thermiques dans des environnements réels avec des prototypes expérimentaux sont coûteuses et même difficiles à réaliser. En effet, les tests sur un moteur thermique réel n'offrent pas beaucoup de possibilités pour varier les paramètres de fonctionnement avec précision et ils demandent un investissement afin de fournir les équipements et les outils de diagnostic et d'extraction

de résultats. Dans ce cas, la démarche la plus performante pour résoudre ces défis est de réaliser des simulations par des outils informatiques. Elle permet aux chercheurs et ingénieurs d'étudier et d'évaluer le fonctionnement de leurs modèles sans avoir besoin d'expérimenter le comportement de ces derniers sur des modèles réels. Elles permettent aussi de voir des résultats semblables aux résultats des systèmes réels sans la création réelle du système, ce qui permet de contourner les problèmes du coût et de difficulté de réalisation du modèle. Cette approche représente un intérêt pour les études de recherche dans le domaine de l'ingénierie des moteurs thermiques étant donné les divers scénarios et la large possibilité de paramétrage. Par conséquent, le temps et le coût d'expérimentation et les risques liés aux systèmes étudiés diminuent considérablement.

4.3 APPROCHE DE MODELISATION 1D SUR GT-POWER

La modélisation des comportements des systèmes physiques peut être effectuée à travers la modélisation 0D qui décrit des systèmes dynamiques en fonction du temps sous forme d'équation différentielle ou de systèmes d'équations algébriques. Lorsque le comportement du système dynamique est en fonction du temps et d'une grandeur spatiale, on parle d'une modélisation 1D. Un autre modèle est celui de 3D qui modélise des systèmes qui ressemblent à la modélisation 1D mais qui sont décrits par des équations à dérivées partielles. Dans notre étude, nous avons utilisé une approche de modélisation 1D.

Dans ce contexte, une revue bibliographique détaillée a été élaborée pour nous permettre d'identifier plusieurs logiciels de simulation 0D/1D et de prédire le fonctionnement du moteur diesel dans de différents scénarios. Nous avons choisi pour cela le logiciel GT-Power grâce à sa bonne réputation et sa bonne aptitude et précision à modéliser la combustion du moteur diesel [31].

4.3.1 Modélisation et ajustement sur GT-Power

GT-Power est un simulateur de performances des moteurs thermiques à combustion interne. Il est aussi digne de confiance de plusieurs constructeurs et équipementiers de matériel roulant. La simulation peut être en régimes permanents ou transitoires dont les

résultats sont sous forme de prédiction des caractéristiques du moteur telles que le couple, la puissance, la consommation spécifique et les émissions des gaz, etc. Également, ce logiciel permet l'adaptation de machine externe comme le turbocompresseur ou le turbocompresseur à entraînement électrique ou mécanique pour bien choisir les équipements les plus adéquats pour un moteur donné. En plus, il aide à la décision lors de la phase de conception des moteurs thermiques.

Les résultats de la simulation peuvent être affichés sous forme de courbes grâce au complément GT-Post. De même, ce logiciel offre la possibilité de générer un code (SIL) qui peut être ensuite intégré dans des cartes embarquées (HIL) qui peuvent gérer notre modèle en temps réel sur des systèmes physiques [32].

Pratiquement, la modélisation s'effectue à travers des modules graphiques ajustables et interconnectés entre eux afin de transférer de l'énergie ou de la force. Ces modules représentent des composants du moteur thermique comme le cylindre et les soupapes, etc. ainsi que d'autres composants tels que les moteurs électriques ou les pompes, etc. Le paramétrage de ces composants permet de reproduire numériquement les éléments de notre moteur thermique.

4.3.2 Modélisation de cylindre et combustion

L'objet cylindre dans la bibliothèque de GT-Power permet de modéliser la chambre de combustion. Ce module offre la possibilité de paramétrage de la combustion et du flux thermique avec les parois ainsi que d'autres paramètres choisis par l'utilisateur qui dépendent de son modèle.

La modélisation de la combustion dans GT-Power peut être prédictive, non prédictive ou semi-prédictive. Dans le modèle non prédictif, le taux de combustion est imposé par l'utilisateur et il reste fixe, quels que soient les changements d'état dans le cylindre. Ce modèle est efficace dans des études où le taux de combustion n'a pas d'influence significative sur les résultats tels que l'étude de l'influence des canalisations d'admission d'air sur le taux de remplissage. Dans le modèle prédictif, le taux de combustion est calculé

à partir des différentes variables d'entrées. Ce modèle est plus précis lorsqu'il s'agit d'une étude dont le taux de combustion est un facteur intéressant pour le calcul de certaines performances. Cependant, ce modèle est coûteux en temps de calcul et paramètres d'étalonnage. Toutefois, le modèle semi-prédictif peut être une bonne alternative vu ses résultats précis avec un temps de calcul moins que celui des modèles prédictifs [32].

➤ **Modèle de combustion Wiebe**

La fonction Wiebe décrit l'évolution de la combustion dans un mélange homogène du carburant et d'air. Cette description est valable pour des moteurs d'allumage commandés. Toutefois, cette fonction est adaptée pour décrire la combustion dans les moteurs diesel qui se déroule en deux phases ; une combustion isochore puis isobare. Pour cela une approche avec deux fonctions de Wiebe superposées peut décrire le phénomène de la combustion par compression [33].

Le taux de carburant brûlé en fonction de l'angle de révolution selon l'approche de Ghojel

$$x = A_1 \left[1 - \exp \left(\frac{m_1}{m_1+1} \left(\frac{\varphi}{\Delta\varphi_1} \right)^{m_1+1} \right) \right] + A_2 \left[1 - \exp \left(\frac{m_2}{m_2+1} \left(\frac{\varphi}{\Delta\varphi_2} \right)^{m_2+1} \right) \right] \quad (4-1)$$

La vitesse de combustion est décrite par l'équation ci-après :

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{m_1 A_1}{\Delta\varphi_1} \left(\frac{\varphi}{\Delta\varphi_1} \right)^{m_1} \left[\exp \left(\frac{m_1}{m_1+1} \left(\frac{\varphi}{\Delta\varphi_1} \right)^{m_1+1} \right) \right] + \frac{m_2 A_2}{\Delta\varphi_2} \left(\frac{\varphi}{\Delta\varphi_2} \right)^{m_2} \left[\exp \left(\frac{m_2}{m_2+1} \left(\frac{\varphi}{\Delta\varphi_2} \right)^{m_2+1} \right) \right] \quad (4-2)$$

➤ **Modèle de transfert de chaleur**

La combustion du carburant se transforme en un travail mécanique et une chaleur transmise au fluide et aux parois du cylindre et piston. La modélisation de ce transfert est décrite par plusieurs modèles[33]. Dans notre étude, nous avons utilisé uniquement le modèle de Woschni vu sa popularité et sa description détaillée de phénomène de transfert de chaleur dans le moteur.

L'approche de Woschni est basée sur le calcul de coefficient du transfert de la chaleur en convection qui est en fonction de la géométrie du cylindre et la température des gaz.

$$h_c = \frac{k_1 P_{cy}^{0.8} v^{0.8}}{D^{0.2} T_{cy}^{K_2}} \quad (4-3)$$

Il est clair que ce modèle nécessite des mesures expérimentales pour déterminer les valeurs des facteurs de l'équation 4-3.

$K_{1,2} = 3,01426$ et $0,5$ pour le modèle de Woschni -GT.

Avec v est la vitesse des gaz dans le cylindre

4.3.3 Modélisation des soupapes

Les soupapes sont des pièces importantes dans le mécanisme de distribution. Elles sont caractérisées principalement par leur géométrie qui doit assurer un bon écoulement d'air d'admission et des gaz d'échappement. Le profil de levée, qui représente l'ouverture des soupapes en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin, la durée de l'ouverture ainsi que sa portée jouent un rôle important dans le remplissage et la vidange des fluides. Ces différents paramètres sont modélisés sur GT-Power par un objet qu'on peut le paramétrer afin de caractériser nos soupapes (Figure 34).

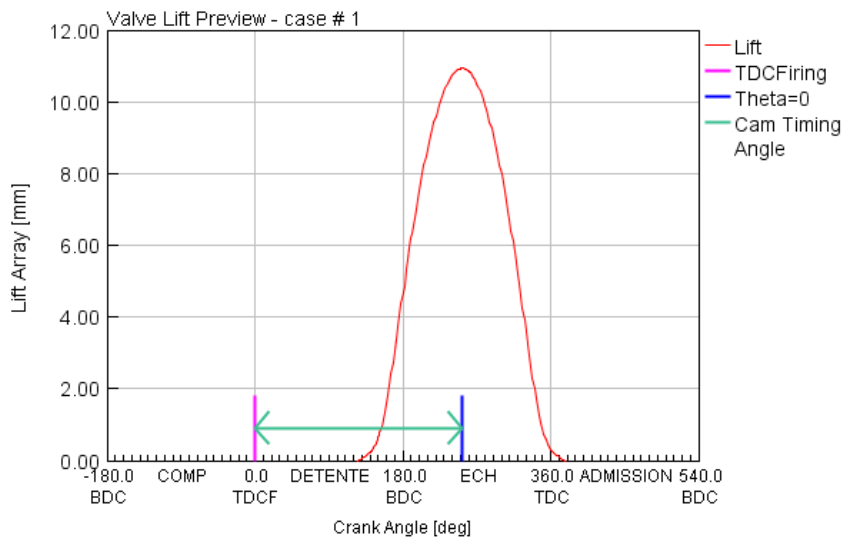


Figure 34 : Profil de levée des soupapes d'échappement [32]

4.3.4 Modélisation des éléments tournants

La caractérisation de la géométrie des masses en mouvement, qui sont essentiellement le vilebrequin, les bielles et les pistons ainsi que les composants en rotation liés cinématiquement avec le vilebrequin, est quantifiée par le moment d'inertie. Cette grandeur est importante dans l'étude de la dynamique de la rotation notamment dans les phases transitoires du mouvement de rotation. La modélisation sur GT-Power du moment d'inertie se fait en deux objets différents. Le premier modélise l'inertie des composants mobiles attachés aux vilebrequins, essentiellement les bielles et les pistons. Le deuxième objet modélise le vilebrequin. Le moment global est calculé en tenant compte des différents moments d'inertie des composants en rotation comme le volant moteur, les poulies et l'alternateur, etc.

$$I_{\text{total}} = I_{\text{vilebrequin}} + M_{\text{Rot}} R^2 + \frac{M_{\text{Bielle}} + M_{\text{Piston}}}{2} R^2 \quad (4-4)$$

M_{rot} : Masse rotative de bielles

M_{piston} : alternative de bielle

R : Rayon de vilebrequin

4.3.5 Modélisation du turbocompresseur

La modélisation du turbocompresseur dans GT-Power est effectuée par l'introduction des caractéristiques de performances de la turbine et du compresseur existant dans la cartographie fournie par le fabricant (Figure 35). En effet, par une extrapolation de la cartographie du compresseur ou turbine, on obtient un nombre fini de points dont les coordonnées représentent les variables de vitesse de débit, de rapport de pression ou du rendement comme montré dans la figure ci-dessous.

Les puissances du compresseur et de la turbine sont calculées en fonction de la chute de l'enthalpie entre l'entrée et la sortie de chaque composant.

$$P = m \cdot (h_{\text{entrée}} - h_{\text{sortie}}) \quad (4-5)$$

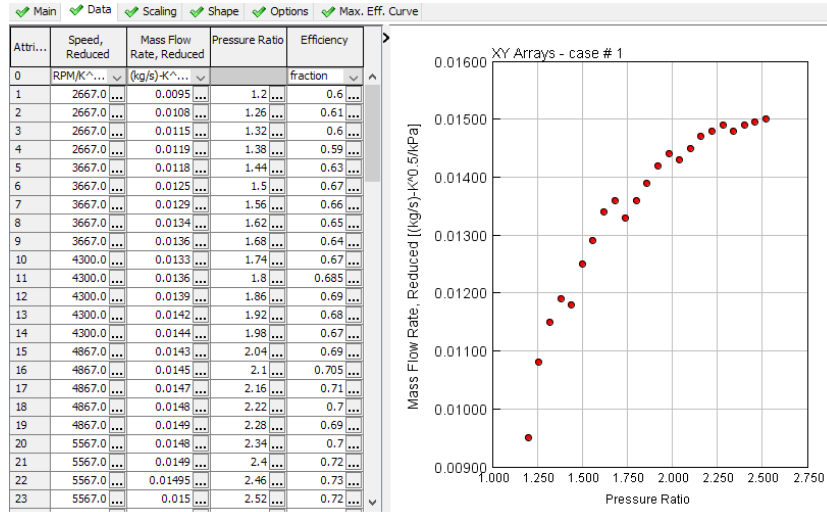


Figure 35 : Représentation de la cartographie du compresseur [32]

4.3.6 Modélisation des frottements

La modélisation des frottements est souvent établie par des formulations basées sur des corrélations empiriques qui tiennent compte de plusieurs paramètres tels que la pression, la géométrie des pièces ainsi que la vitesse du piston et les températures de liquides de refroidissements et de graissage [34].

➤ Modèle de Chen et Flynn

Ce modèle estime la pression moyenne de frottement en fonction de la vitesse du piston ainsi que la pression maximale dans le cylindre. Il est souvent utilisé dans les logiciels commerciaux [35].

Le calcul de PMF est donné par l'équation ci-après :

$$PMF = PMF_{const} + A P_{Max} + B V_{Pmoy} + c V_{Pmoy}^2 \quad (4-6)$$

PMF_{const} : Composante fixe de Pression moyenne de Frottement

A : Facteur de pression maximale

B : Facteur de vitesse de piston

C : Facteur de vitesse quadratique de piston

V_{Pmoy} : vitesse moyenne du piston

P_{Max} : pression maximale du cylindre

➤ **Modèle de Schwarzmeier-Reulein**

C'est un modèle empirique qui estime les valeurs de frottements. Contrairement au modèle de Chen et Flynn, il exige plus de paramètres d'entrée et de points de référence. Les coefficients de ce modèle sont calculés à partir de relevés expérimentaux sur des moteurs. Il prend en considération la température de l'huile et de liquide de refroidissement dans une plage de 293 à 400 K ce qui limite son utilisation hors cet intervalle [36].

$$PMF = PMF_{ref} + C_1 \frac{44}{n} \left(\frac{V_{Pmoy}}{T_{cy}^{1,68}} - \frac{V_{PmoyP.ref}}{T_{cy,ref}^{1,68}} \right) + C_2 \left(\frac{PME}{T_{cy}^{1,68}} - \frac{PME_{ref}}{T_{cy,ref}^{1,68}} \right) + C_3 \frac{0.022}{n} \left(\frac{(d.R)^2}{T_{huile}^{1,49}} - \frac{(d.R_{ref})^2}{T_{huile,ref}^{1,49}} \right) + C_4 \cdot 1.9 \left(\frac{PME}{T_{huile}^{1,49}} - \frac{PME_{ref}}{T_{huile,ref}^{1,49}} \right) \quad (4-7)$$

4.4 MODELISATION DU MOTEUR DIESEL

Comme déjà décrit précédemment, notre étude va commencer par une modélisation d'un moteur Diesel en deux configurations : mode atmosphérique et mode suralimenté. L'objectif essentiel de cette étape est de comprendre l'influence de la suralimentation sur les performances du moteur au niveau du gain de puissance et de consommation, etc. Par l'interprétation de résultats, nous déterminons les avantages et les inconvénients de la suralimentation. Pour cela, nous avons utilisé un modèle brut comme celui de la Figure 36 provenant de la base de données du logiciel GT-Power. Sur ce modèle de base, nous avons établi toutes les modifications et les améliorations demandées afin d'obtenir nos nouveaux modèles.

4.4.1 Description des modèles numériques

Les modélisations numériques de nos configurations ont été réalisées par une approche 1D à l'aide de logiciel GT-Power. Le modèle de base du moteur turbocompressé illustré dans la Figure 36 est un modèle validé qui existe dans la bibliothèque de l'outil de

simulation. Les résultats de ce modèle seront comparés avec les résultats du même modèle modifié en un moteur atmosphérique.

La modélisation du moteur commence par le bloc « environnement » dans lequel on configure les conditions ambiantes de l'air d'admission qui sont principalement la valeur de température, de la pression et de l'humidité, etc. Ce bloc est lié au compresseur dont les caractéristiques sont paramétrées à travers un fichier externe qui contient les données cartographiques caractérisant ce composant. L'air comprimé sera refroidi par un échangeur de chaleur modélisé par une grille de tuyaux. L'air refroidi arrive vers les soupapes d'admission dont la levée est réglée en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Le bloc-cylindres est relié avec les injecteurs du carburant dont le paramétrage contient toutes les données qui peuvent affecter le fonctionnement du moteur tel que la géométrie, la pression, la température du carburant et l'angle de début d'injection, etc. Le dégagement des gaz d'échappement est géré par les soupapes d'échappement dont les paramétrages sont semblables aux soupapes d'admission. Ces gaz entraînent la turbine dont ses caractéristiques sont introduites de la même façon que le compresseur (Figure 36).

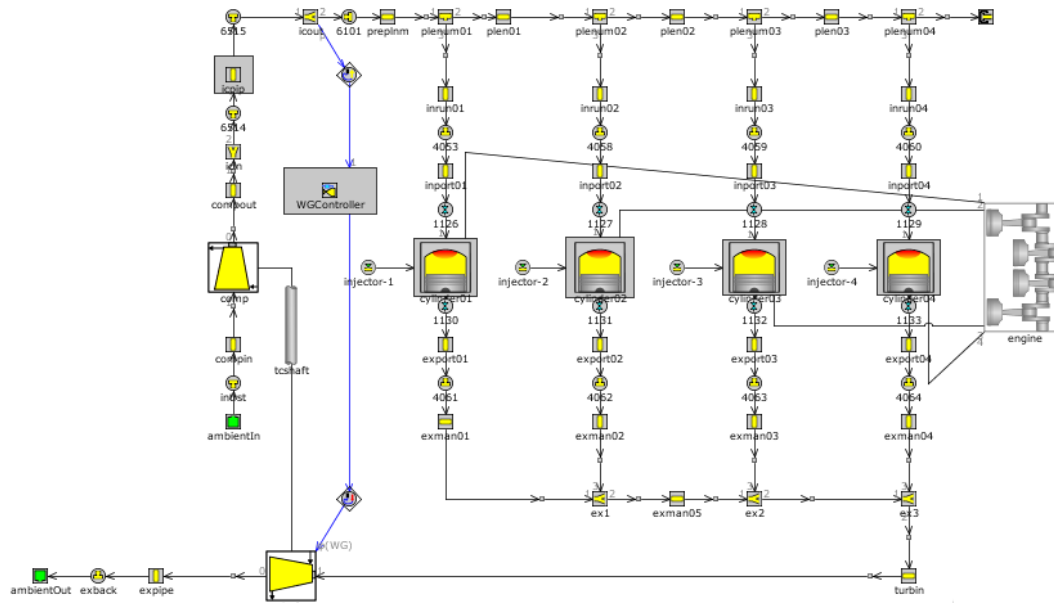


Figure 36 : Modèle du moteur 3.1 L sur GT-Power

4.4.2 Caractéristiques du moteur

Le moteur choisi est un moteur diesel 4 temps avec 4 cylindres de cylindrée totale 3.1 litres. Le reste des caractéristiques géométriques nécessaires dans cette étude sont illustrées dans le tableau ci-après.

Tableau 1 : Caractéristiques du moteur étudié [32]

Caractéristiques	Valeurs	Unités
cylindrée	3,1	litre
Alésage	83	mm
Course	92	mm
Longueur bielle	92	mm
Taux de compression	18	-
Hauteur d'espace mort	1	mm
Nombre de soupapes	2	-
Ordre d'allumage	1342	-

4.5 SIMULATION

Les simulations des deux configurations décrites précédemment sont réalisées en régime permanent.

➤ Description de la simulation 1

La première simulation a été réalisée sur le modèle de base existant dans la base de données du logiciel. Ce modèle est le même que celui représenté par la Figure 36. La simulation est réglée en mode vitesse; c'est-à-dire que la vitesse de rotation est imposée par l'utilisateur et le modèle calcule le couple et par conséquent la puissance du moteur ainsi que les autres caractéristiques. Les régimes de fonctionnement sont choisis de 1000 à 6000 tr/min avec un pas de 500 tr/min dont les conditions initiales sont des conditions de régimes

précédents. Les conditions initiales du premier régime fournies par l'utilisateur sont semblables aux conditions de fonctionnement réel d'un moteur de même caractéristiques. Les conditions ambiantes de température et pression sont fixées respectivement à 300 K et 1 bar.

➤ Description de la simulation 2

Cette simulation est semblable à la simulation 1 mais avec un modèle de moteur atmosphérique sans turbocompresseur.

4.6 RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Dans cette section, nous avons étudié le fonctionnement d'un moteur diesel typique suralimenté et non suralimenté. Les résultats des deux configurations sont combinés dans une seule courbe afin de mieux distinguer les différences.

4.6.1 Puissances des moteurs

L'ajout d'un turbocompresseur au moteur atmosphérique est marqué par l'amélioration de la puissance du moteur de 42 kW à 67 kW. Ce gain est maximal au voisinage de la puissance nominale du moteur où le flux des gaz d'échappement est suffisant pour entraîner la turbine dans des régimes élevés. Nous avons remarqué aussi une légère concordance au démarrage entre les courbes du moteur turbocompressé et atmosphérique due aux pressions et débits faibles des gaz d'échappement, ce qui limite la pression de suralimentation (1,08 bar a 1000 tr/min). Avec l'augmentation du régime du moteur, le turbocompresseur atteint ses régimes nominaux et par conséquent la puissance augmente jusqu'à la puissance nominale du moteur.

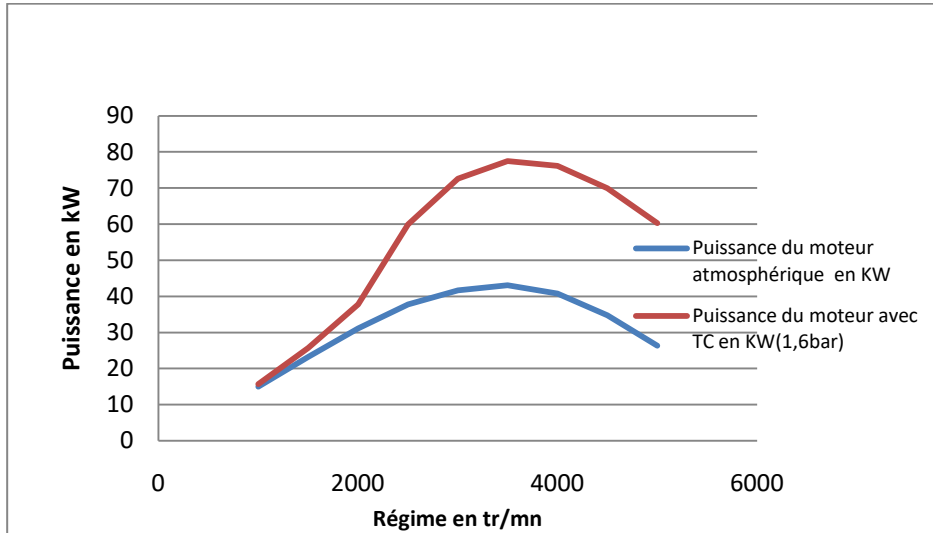


Figure 37 : Courbes caractéristiques de la puissance en fonction des régimes moteurs

Pratiquement, les résultats de cette simulation ne sont pas contradictoires avec les résultats des cas concrets réels dans lesquels des modifications apportées sur des moteurs atmosphériques par l'ajout d'un turbocompresseur, on conduit à des améliorations. Prenons comme exemple le moteur DE703E0.FRP de 2,1 litres de la marque VMOTIRIE qui développe une puissance maximale de 35 kW dans sa version atmosphérique et qui produit une puissance de 53 kW dans sa version suralimentée (modèle D703TE0.FRP).

4.6.2 Couples des moteurs

La suralimentation a un impact important sur l'augmentation du couple du moteur à cause de l'augmentation de la pression dans les cylindres. Les valeurs maximales du couple pour le moteur atmosphérique et le moteur suralimenté sont respectivement 149 N·m et 231 N·m à 2200 tr/min. Cependant, le couple aux bas régimes reste proche de celui du moteur atmosphérique tel qu'illustré à la Figure 38.

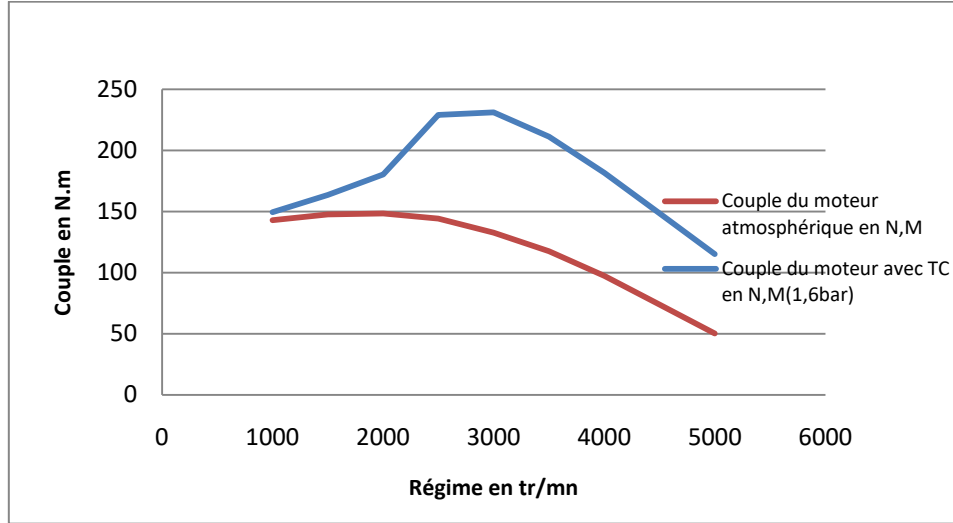


Figure 38 : Courbes caractéristiques du couple en fonction des régimes moteurs

4.6.3 Consommation spécifique

La consommation spécifique a été améliorée grâce à la suralimentation. La Figure 39 représente les deux courbes de consommation avec et sans suralimentations. La courbe rouge correspond à la consommation spécifique du moteur suralimenté qui est en dessous de la courbe bleue celle du moteur atmosphérique.

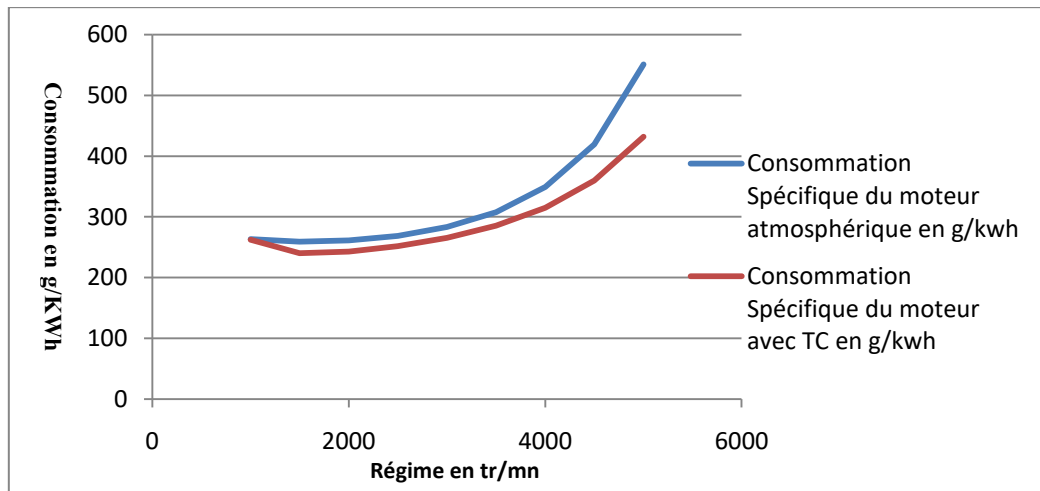


Figure 39 : Courbes de consommations spécifiques (en g/kWh)

Afin de bien comprendre le phénomène de la suralimentation et détecter ses avantages et inconvénients, nous avons effectué une étude paramétrique de la consommation spécifique de carburant en fonction de la puissance et du régime du moteur.

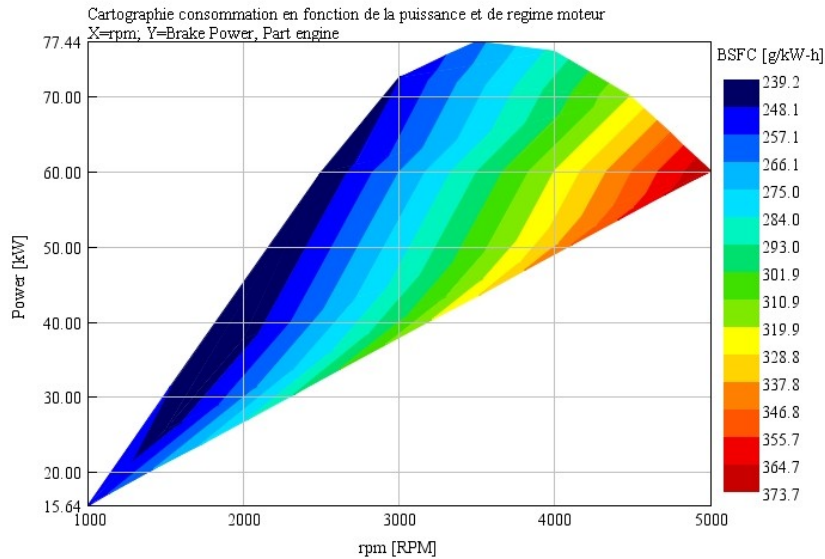


Figure 40 : Cartographie de la consommation spécifique

La Figure 40 représente les isoconsommations dont la valeur minimale est de 239 g/kWh qui correspondent à la zone bleue foncée. Autour de cette zone, la consommation évolue et atteint des valeurs élevées de consommation jusqu'au 373 g/kWh expliqué par l'évolution des pertes mécaniques en hauts régimes et la diminution de la charge appliquée au moteur. Le relief supérieur de cette cartographie est la courbe pleine charge du moteur qui décrit les performances maximales du moteur. L'utilité de cette représentation paramétrée est de localiser la zone de meilleure performance notamment au niveau de consommation du carburant.

La Figure 41 illustre la variation de la PME (Pression Moyenne Effective) dans le moteur en fonction du régime du moteur et de la pression de suralimentation.

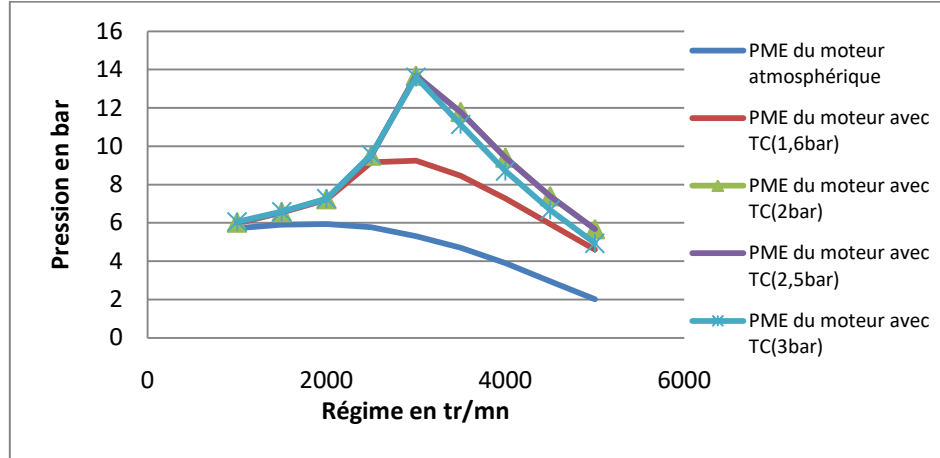


Figure 41 : Variation de la PME en fonction du régime moteur et de la pression de suralimentation

4.7 CONCLUSION

Selon les résultats trouvés, nous avons remarqué que la suralimentation du moteur atmosphérique a permis d'améliorer la puissance, le couple du moteur ainsi que la diminution de la consommation tout en gardant la même cylindrée. Toutefois, le moteur suralimenté en bas régime et à faible charge possède des performances modestes dues à la dépendance énergétique du turbocompresseur au gaz d'échappement qui possède une puissance insuffisante pour bien faire fonctionner le turbocompresseur. Parmi les solutions adoptées, on cite l'assistance de turbocompresseur par un moteur électrique qui est l'objectif du chapitre suivant.

CHAPITRE 5

MODÉLISATION ET SIMULATION DE L'HYBRIDATION ÉLECTRIQUE DU MOTEUR DIESEL

5.1 INTRODUCTION

L'objectif principal de cette recherche est l'étude et le développement d'un modèle numérique pour la simulation de l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel assisté par un moteur électrique. Pour cette raison, nous avons modélisé et simulé diverses configurations d'hybridation pneumatique par moteur électrique afin d'orienter notre étude vers les solutions les plus pertinentes pour finaliser notre modèle. La validation des résultats est effectuée d'une façon comparative et qualitative avec des résultats trouvés sur des moteurs thermiques dans des publications scientifiques, notamment celles publiées par des constructeurs automobiles.

5.2 MODELISATION DES SCENARIOS

La modélisation et la simulation numérique établies dans ce travail ont été effectuées sur un environnement dynamique à travers une modélisation 1D sur le simulateur GT-Power. Elles s'intéressent à l'hybridation pneumatique par assistance électrique du moteur diesel décrit dans le chapitre précédent. Deux scénarios de suralimentation électrique ont été étudiés. Le premier consiste en une suralimentation à travers un compresseur électrique branché sur le collecteur d'admission. Le deuxième est une assistance du turbocompresseur existant par un moteur électrique couplé sur l'arbre d'entraînement du compresseur.

Pour la première étape, nous avons procédé à une étude comparative préliminaire des deux systèmes avec des données d'entrée semblables. Puis, nous avons accompli une étude approfondie sur le scénario qui correspond le plus à nos attentes.

5.2.1 Modélisation de la machine à courant continu

➤ Principe de fonctionnement

La machine à courant continu est un convertisseur réversible d'énergie électrique ou mécanique. Lorsque l'énergie d'entrée est électrique, la machine fonctionne en mode moteur par transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique et devient une génératrice de courant si l'énergie d'entrée est mécanique. Cette machine est composée essentiellement d'un stator (inducteur) et d'un rotor (induit). Lorsque l'induit est parcouru par un courant électrique en présence d'un champ magnétique créé par l'inducteur, soit par aimant permanent ou par une bobine, il sera soumis à une force électromagnétique (force de Laplace). Dans ce cas, la machine fonctionne en mode moteur. L'induit, qui est en mouvement de rotation en présence d'un champ magnétique, est le siège d'une force électromotrice qui apparaît dans ses bornes, d'où le fonctionnement en mode générateur.

➤ Modélisations du moteur à courant continu

La modélisation du moteur à courant continu se présente sous la forme d'un couplage entre un modèle électrique et mécanique. Il est représenté par la figure ci-dessous :

$$U(t) = E(t) + Ri(t) + L \frac{di(t)}{dt} \quad (5-1)$$

En régime permanent, la composante $L \frac{di(t)}{dt}$ devient nulle.

$$E(t) = K w(t) \quad (5-2)$$

$$C(t) = K i(t) \quad (5-3)$$

$$P(t) = C(t) w(t) = E(t) i(t) \quad (5-4)$$

$$C(t) - C_r(t) - f w(t) = J \frac{dw(t)}{dt} \quad (5-5)$$

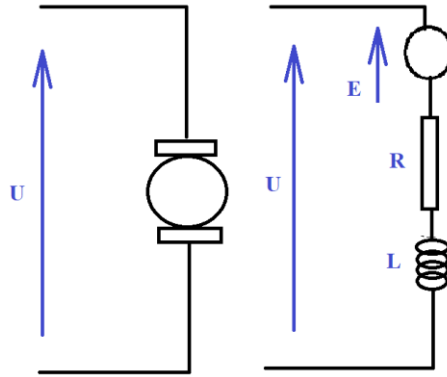


Figure 42 : Schéma d'un moteur électrique

L : inductance en henry (H)

R : Résistance en ohm (Ω)

La transformée de Laplace des équations précédentes permet de calculer la fonction de transfert avec un couple résistant nul.

$$U(p) = E(p) + RI(p) + LpI(p) \quad (5-6)$$

$$C(p) = K I(p) \quad (5-7)$$

$$E(p) = K W(p) \quad (5-8)$$

$$C(p) - C_r(p) - fW(p) = J pW(p) \quad (5-9)$$

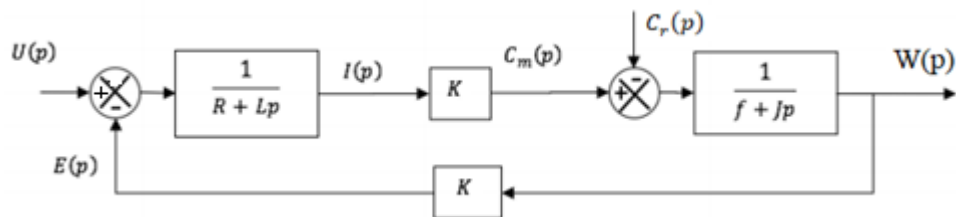


Figure 43: Schéma du bloc de transfert d'un moteur à courant continu

Pour modéliser la machine à courant continu sur GT-Power, on introduit les données de la machine sous forme d'un ensemble de points prélevés de ses courbes caractéristiques. La fonction de transfert s'écrit :

$$H(p) = \frac{K}{(jp+f)(R+Lp)+K^2} = \frac{\frac{K}{fR+K^2}}{\frac{jL}{fR+K^2}p^2 + \frac{fL+jR}{fR+K^2}p + 1} \quad (5-10)$$

5.2.2 Description des différents scénarios

➤ Scénario 1 : Moteur électrique couplé au compresseur

Ce scénario est une combinaison du moteur thermique diesel avec un compresseur commandé par un moteur électrique. Le modèle proposé (Figure 44) est basé sur le modèle du moteur étudié dans le chapitre précédent avec l'élimination de la turbine tout en conservant le compresseur. Le moteur électrique couplé sur le compresseur va remplacer la turbine afin de fournir l'énergie mécanique nécessaire pour la rotation.

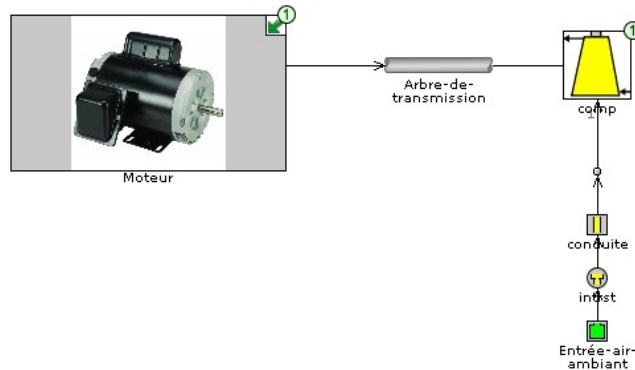


Figure 44 : Modèle du moteur électrique entraînant directement le compresseur (CE)

Les performances du moteur sont fortement liées à la pression et au débit fournis par le compresseur électrique. L'objectif est de tester ce modèle et de voir les nouvelles performances du moteur Diesel. Le choix de la puissance du moteur électrique est limité au bon fonctionnement du compresseur qui ne doit pas se rapprocher de la zone de pompage.

Par conséquent, nous avons développé un modèle simulé dans diverses puissances de fonctionnement du moteur électrique (Figure 45).

Ce modèle est réalisé sur le simulateur des moteurs thermiques GT-Power en mode vitesse. Les valeurs de puissance du moteur électrique sont fixées par l'utilisateur ainsi que d'autres paramètres comme la température et la pression ambiantes, etc.

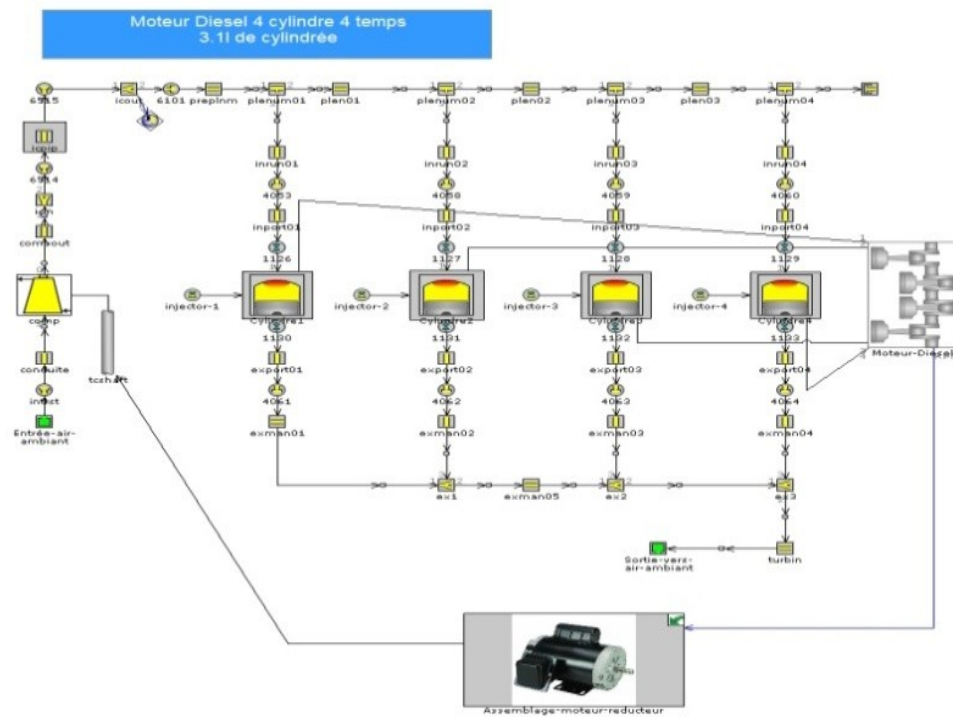


Figure 45 : Modèle 1D du moteur diesel suralimenté par un compresseur électrique (CE)

➤ **Scénario 2 : Moteur électrique qui entraîne le turbocompresseur**

Sur le moteur de base, nous avons ajouté un moteur électrique sur l'arbre de liaison entre la turbine et le compresseur pour le servir en rotation (Figure 46).

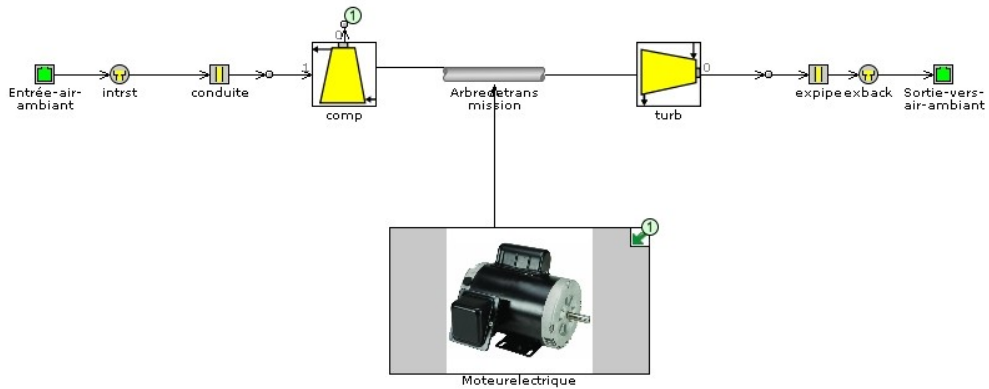


Figure 46 : Modèle du moteur électrique couplé à l'arbre du turbocompresseur (TCE)

Ce modèle est équipé par un contrôleur de pression de suralimentation qui est réglé au préalable avec des valeurs qui ne doivent pas dépasser les 3 bars (Figure 47).

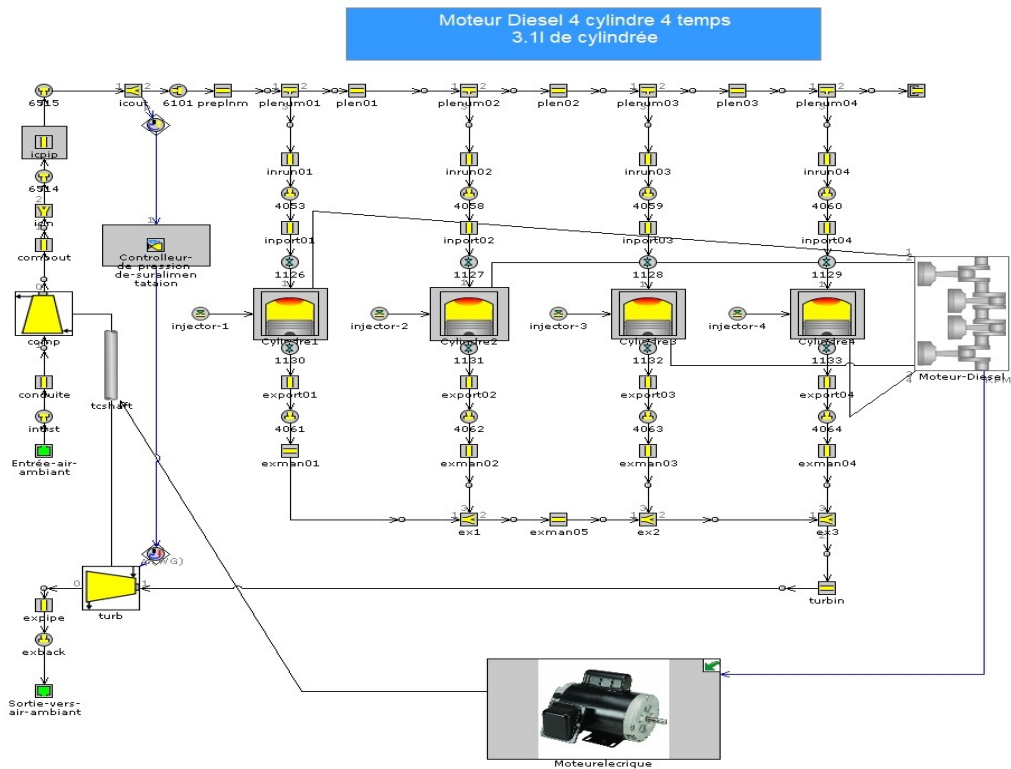


Figure 47 : Modèle 1D du moteur Diesel avec moteur électrique couplé au turbocompresseur (TCE)

5.3 RÉSULTATS

Les résultats des simulations sont analysés en régime permanent en deux étapes. La première est une interprétation des résultats sous forme de comparaison entre les deux configurations, c'est-à-dire le moteur suralimenté par un CE (compresseur électrique, Scénario 1) et un TCE (turbocompresseur électrique, Scénario 2). Puis, une autre étape analysera en détail la meilleure configuration (TCE) qui sera comparée avec la configuration du moteur de base afin d'identifier l'effet de cette nouvelle technique sur les performances du moteur Diesel et en particulier les générateurs stationnaires d'électricité.

5.3.1 Performances des deux scénarios

La variation des performances du moteur thermique est indirectement liée à la puissance du moteur électrique. En effet, plus on augmente la puissance du moteur électrique avec augmentation de vitesse du moteur, plus le compresseur se rapproche de son régime nominal de fonctionnement. Cette puissance a une certaine limite liée aux caractéristiques du compresseur qui doit fonctionner hors de sa zone de limite de pompage et de sa zone limite de rendement ainsi que la limite de vitesse du turbo exigée par le constructeur.

Nous avons remarqué que le moteur à bas régime offre des performances similaires dans les deux scénarios. Toutefois, ces performances s'améliorent dans les deux cas, lorsque le régime de fonctionnement augmente.

➤ **Analyse de la puissance en fonction du régime et de la puissance du moteur électrique**

Dans la Figure 48, ci-dessous, sont présentées les variations de la puissance des deux configurations en fonction du régime du moteur avec différentes puissances du moteur électrique utilisé (variation de vitesse avec changement de puissance).

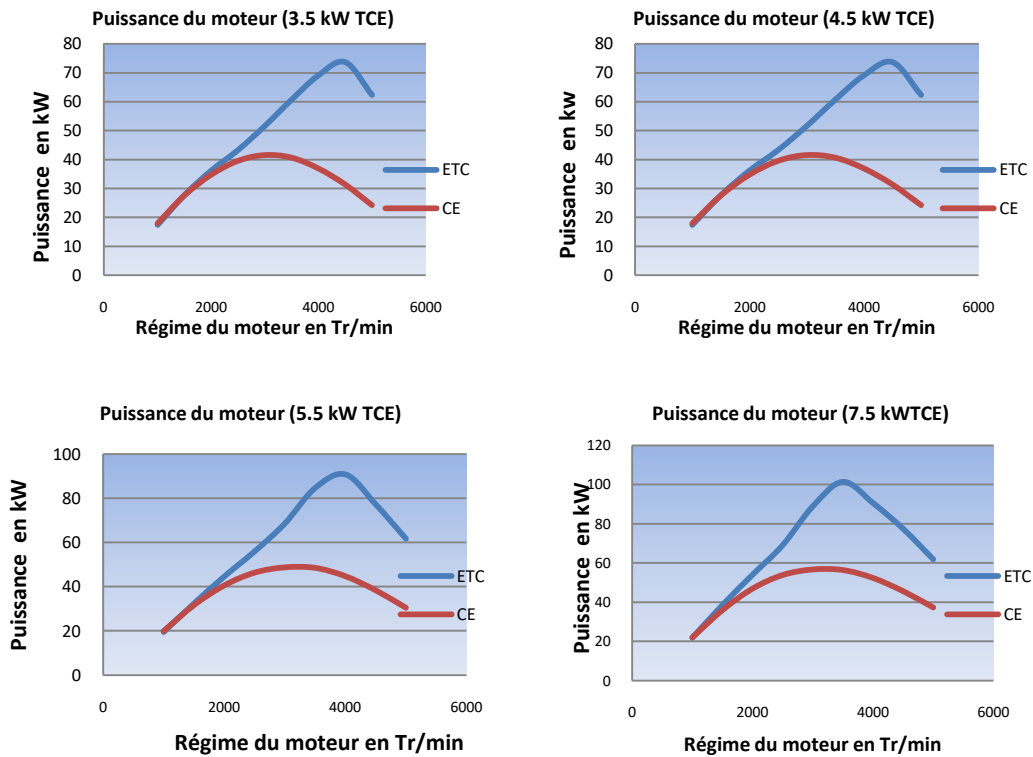


Figure 48 : Variation de la puissance du moteur avec le régime, pour les deux configurations de suralimentation et différentes puissances du moteur électrique

En bas régime du fonctionnement du moteur, les puissances de sortie du moteur dans les deux scénarios sont très proches. Pour des vitesses inférieures à 1500 tr/min, la puissance du moteur du scénario 1 (CE) est légèrement supérieure à celle du moteur du scénario 2 (TCE) en raison de la faible puissance des gaz d'échappement et de la perte de pompage dû à la charge de la turbine. Avec l'augmentation du régime du moteur, le Scénario 2 (TCE) devient de plus en plus performant par rapport au Scénario 1 (CE) grâce au soutien de la turbine qui devient plus efficace avec l'augmentation du flux des gaz d'échappement, ce qui explique la grande différence de puissance. De même, nous avons remarqué une augmentation de la puissance de sortie du moteur avec l'augmentation de la puissance du moteur électrique.

➤ **Analyse de la pression moyenne effective en fonction du régime et de la puissance du moteur électrique**

Les graphiques de la Figure 49 ci-dessous montrent l'influence de l'augmentation de la puissance du moteur électrique sur la pression moyenne effective. En effet, on remarque que la valeur maximale de la PME augmente avec la puissance du moteur électrique.

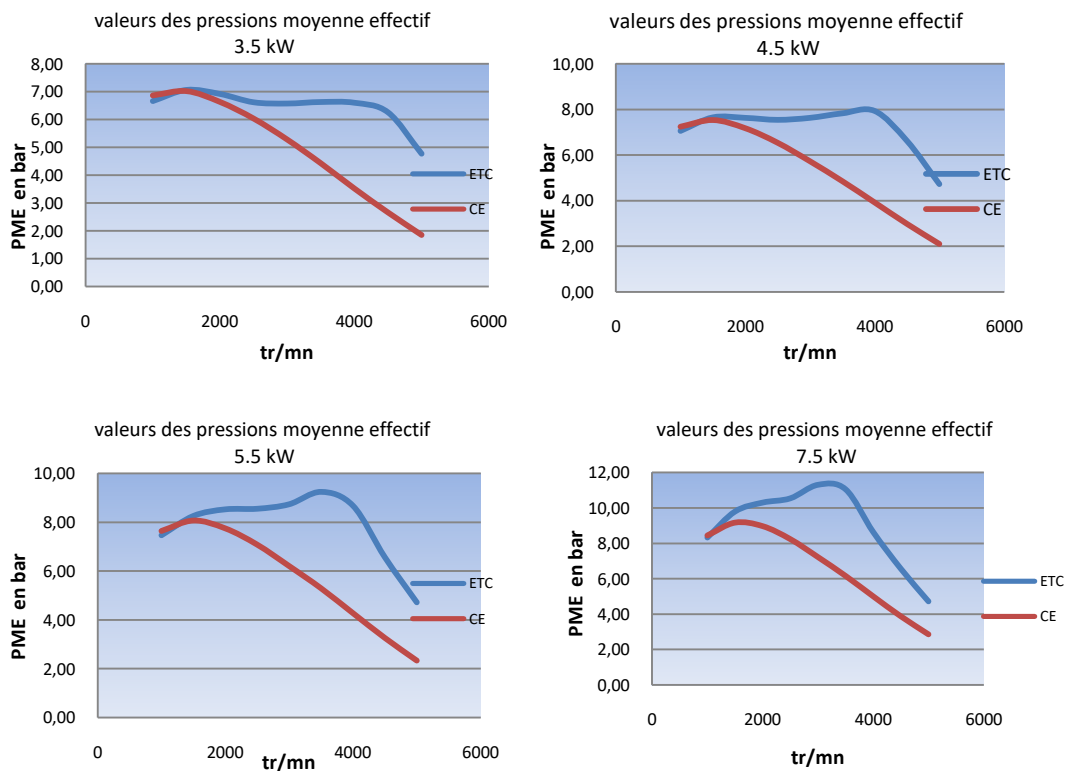


Figure 49 : Analyse de la variation de pression moyenne effective en fonction du régime du moteur pour les deux scénarios de suralimentation électrique

Il est clair que la PME des deux scénarios en bas régimes est proche en raison la faible influence des gaz d'échappement sur le fonctionnement de la turbine. Cependant, la différence devient plus grande en haut régime de fonctionnement en conséquence de la puissance complémentaire de la turbine dans le deuxième système.

➤ **Analyse de la consommation spécifique en fonction du régime et de la puissance du moteur électrique**

La variation de la consommation spécifique en fonction du régime du moteur pour les deux scénarios et différentes puissances du moteur électrique est présentée à la Figure 50.

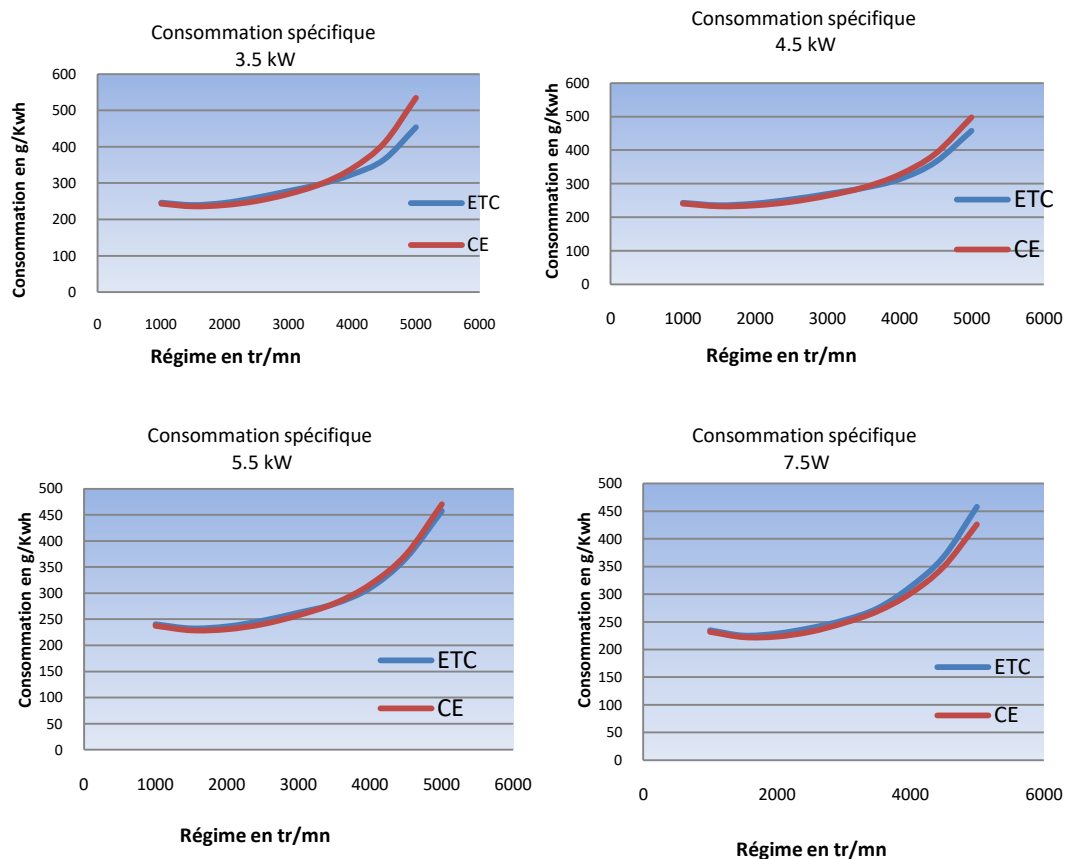


Figure 50 : Analyse de la consommation spécifique en fonction du régime du moteur pour les deux scénarios de suralimentations électrique

En bas régime, les pertes de pompage sont plus grandes dans le Scénario 2 (TCE) à cause du mauvais rendement du compresseur et de la charge due à la turbine qui empêche l'évacuation des gaz d'échappement et augmente le travail de vidange. Avec l'augmentation du régime, l'énergie récupérée des gaz d'échappement devient plus importante et limite les pertes de pompage tout en améliorant la consommation du Scénario 2 (TCE) par rapport au Scénario 1 (CE).

5.3.2 Performances de l'hybridation électrique

Dans ce paragraphe, nous avons analysé les nouvelles performances du moteur Diesel suralimenté par un turbocompresseur entraîné électriquement avec une puissance de 8,5 kW sous forme de comparaison avec le moteur de base équipé d'un turbocompresseur traditionnel. Les résultats sont présentés dans un même graphique afin de mieux comparer les deux systèmes.

➤ Analyse de la puissance en fonction du régime du moteur

La Figure 51 illustre la différence de performance en termes de puissance entre la nouvelle solution de suralimentation (Scénario 2 – TCE) et la solution conventionnelle avec turbocompresseur classique. On remarque que la différence de puissance est importante surtout en bas régime du moteur, grâce à la puissance fournie au compresseur par le moteur électrique.

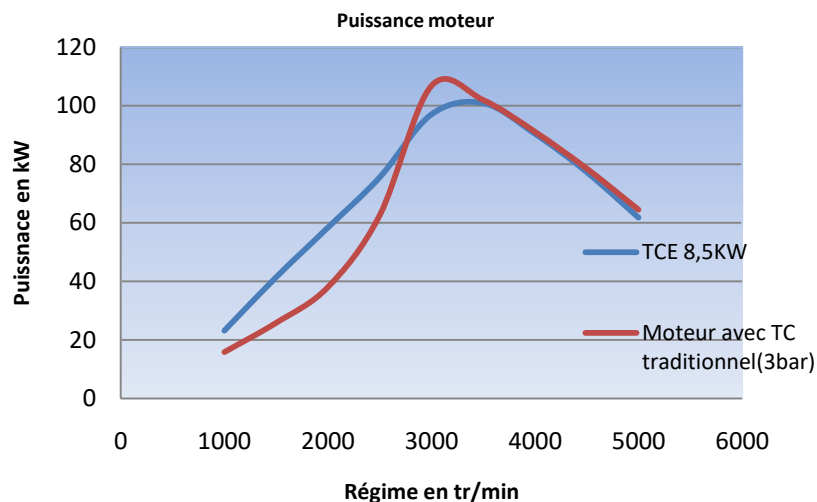


Figure 51 : Puissance du moteur en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique

En particulier, cette puissance passe de 26 kW pour le moteur de base à 41 kW à un régime de moteur de 1500 tr/min, soit une augmentation de 60 %. Une analyse qualitative compare ces résultats avec ceux publiés par Sagar Chavan et Emran Ashraf qui ont trouvé

une amélioration de la puissance d'environ 68 % en bas régime sur leur moteur diesel de cylindrée de 2 litres, suralimenté avec assistance électrique [37] [28].

Avec l'augmentation du régime moteur, la puissance fournie par les gaz d'échappement devient significative et le turbo compresseur traditionnel peut fournir la pression de suralimentation demandée. Cette interprétation explique la superposition des deux courbes à partir du 3500 tr/min de régime du moteur. En haut régime et pour des pressions de suralimentation fixes, il est inutile d'utiliser le moteur électrique. Toutefois, ce moteur peut basculer vers un mode générateur pour récupérer de l'énergie électrique.

➤ Analyse du couple en fonction du régime moteur

La Figure 52 montre une augmentation considérable du couple du moteur grâce à la suralimentation par assistance électrique. Cela s'explique par l'augmentation de la pression dans les cylindres dont la valeur moyenne est proportionnelle au couple.

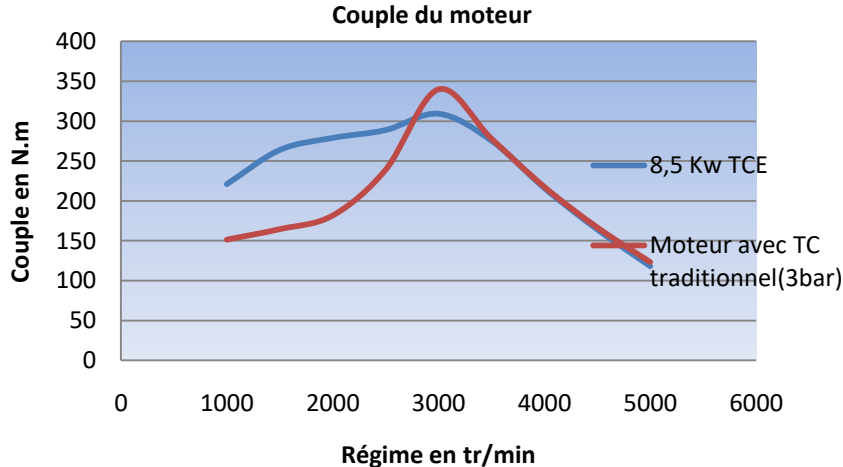


Figure 52 : Couple du moteur en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique

En effet, le moteur atteint des valeurs élevées du couple depuis les bas régimes, soit 220 N.m comparativement à 151 N.m pour le moteur de base à 1000 tr/min. Une étude similaire dans l'article [37] sur un moteur Diesel a montré une amélioration de 67 % du couple à

1000 tr/min. De même, une autre étude sur un moteur Diesel de 1,597 litre de cylindrée a montré une amélioration du couple de 24 % par rapport au moteur de base [38].

➤ **Analyse de la PME en fonction du régime moteur**

La Figure 53 représente la variation de PME des deux configurations qui démontre une augmentation de la PME dans le cas du moteur avec TCE, surtout à bas régimes.

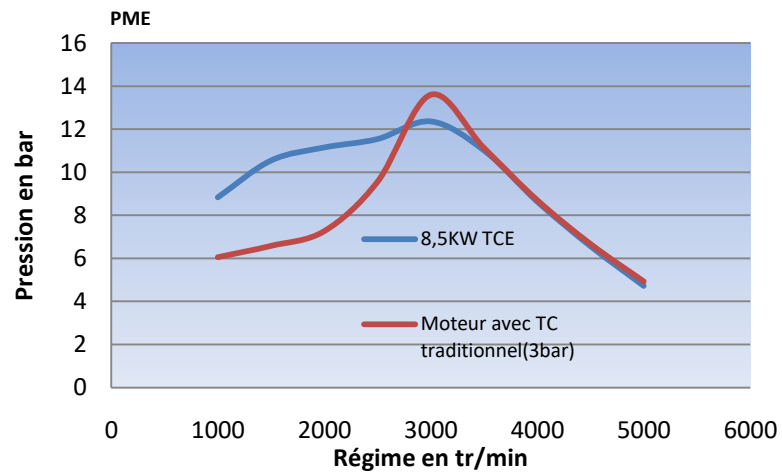


Figure 53 : Pression moyenne effective en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique

Cette augmentation importante en bas régime du moteur, confirme l'efficacité du TCE lorsque l'énergie des gaz d'échappement est insuffisante pour faire fonctionner de façon optimale le turbocompresseur sans assistance électrique. Les résultats ont montré une amélioration de 60 % de la PME à 1500 tr/min en raison de l'amélioration de la pression de l'air à l'admission. Une étude similaire publiée par Weilin Zhuge indique une amélioration de la PME de 65,6 % sur un moteur Diesel de cylindrée 1,7 l [38].

➤ **Analyse de la consommation spécifique en fonction du régime et de la puissance du moteur électrique**

La suralimentation par TCE entraîne un gain significatif dans la consommation spécifique de carburant (g/kWh) à bas régime de fonctionnement du moteur. La Figure 54 montre l'écart de consommation spécifique entre le moteur de base et la nouvelle

configuration avec assistance électrique. À 1500 tr/min, la consommation spécifique du moteur avec TCE est de 222,66 g/kWh comparativement à 243,82 g/kWh pour le moteur de base, soit une amélioration de 8,68 %.

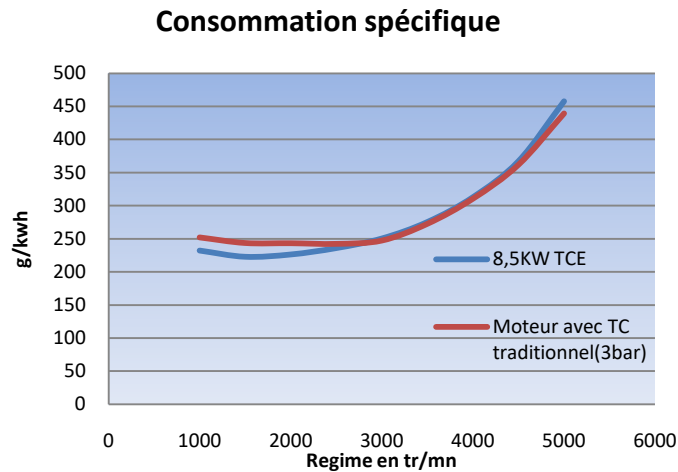


Figure 54 : Consommation spécifique en fonction du régime avec turbocompresseur classique et avec turbocompresseur électrique

5.4 ANALYSES PARAMETRIQUES DES RESULTATS

L'interprétation des résultats sur un cas particulier de suralimentation par TCE avec puissance électrique de valeur 8,5 kW a montré un avantage par rapport aux techniques conventionnelles. Nous allons dans ce paragraphe étudier en profondeur cette technique afin de tirer d'autres conclusions, notamment sur le fonctionnement du moteur Diesel à faible charge.

5.4.1 Analyse de la puissance et du couple du moteur

À la Figure 55 nous illustrons l'influence de la puissance du moteur électrique sur l'augmentation totale de la puissance effective du moteur. Cette augmentation est due à l'amélioration du fonctionnement du compresseur qui développe un débit et une pression d'air à l'admission plus importante qu'un turbocompresseur traditionnel. Cette augmentation atteint une valeur de 46% du gain pour une puissance de TCE de 8,5 kW à un

régime de 1000 tr/min. Il est clair que la puissance du moteur électrique est un facteur important pour améliorer le fonctionnement du moteur. Toutefois, la puissance choisie doit tenir compte du taux de compression volumétrique et du régime de fonctionnement du turbocompresseur afin de limiter les contraintes mécaniques et thermiques dans le moteur. La variation du couple suit la même allure de puissance du moteur pour un régime donné.

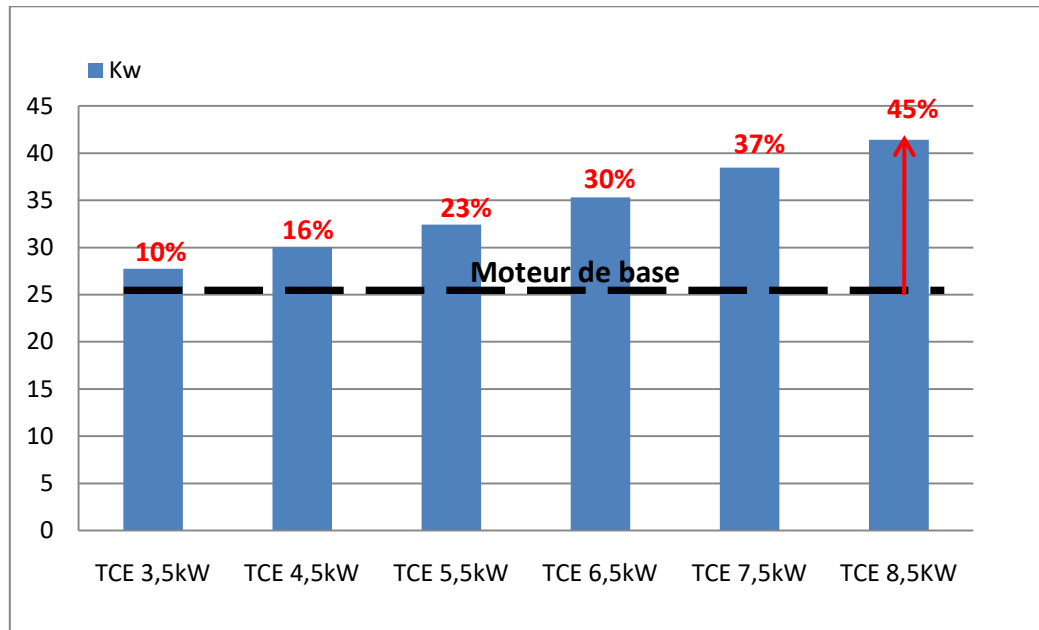


Figure 55 : Évolution de la puissance du moteur Diesel en fonction de la puissance du moteur électrique du turbocompresseur (1000 tr/min)

5.4.2 Analyse de la consommation

➤ Évolution de la consommation spécifique du moteur en fonction de la puissance du moteur électrique

La Figure 56 montre l'évolution de la consommation spécifique du moteur avec TCE qui diminue avec l'augmentation de la puissance du moteur électrique. Cette consommation spécifique diminue de 1,59 % pour un moteur électrique de 3,5 kW et jusqu'à 8,68 % pour un moteur électrique de 8.5 kW, pour un régime de 1500 tr/min.

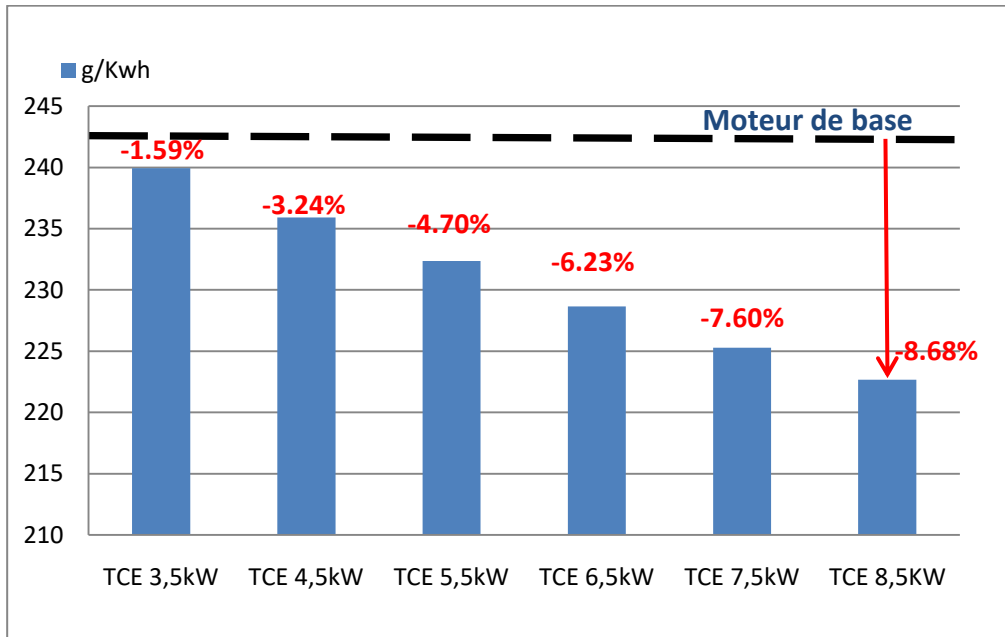


Figure 56 : Évolution de la consommation spécifique du moteur en fonction de la puissance du moteur électrique du TCE (1500 tr/min)

➤ **Évolution de la consommation du moteur en fonction de la charge et de la puissance du moteur électrique**

- **Lecture des courbes**

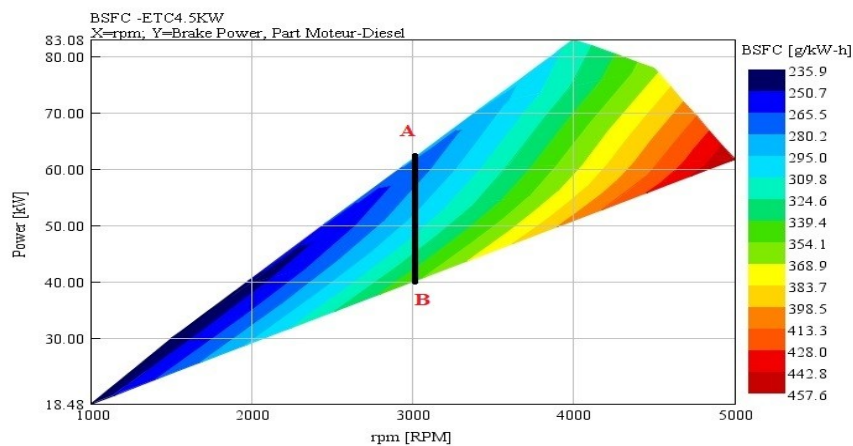
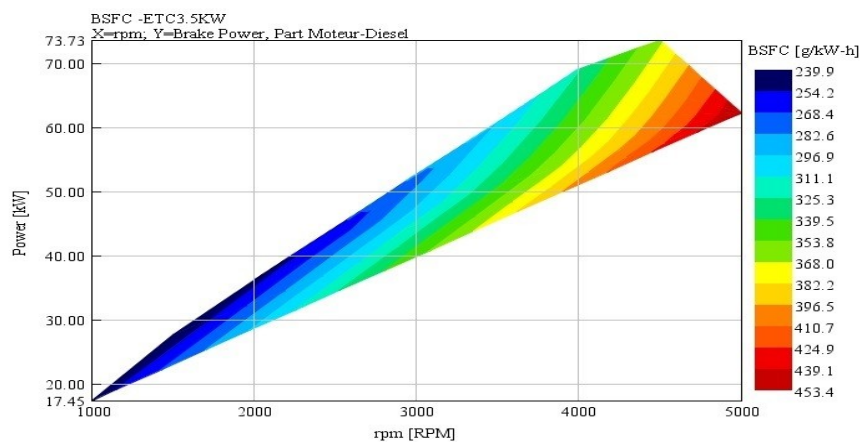
La Figure 57 présente les courbes de la consommation spécifique (g/kWh) en fonction de la charge (kW) et de la vitesse de rotation (tr/min). En effet, les bandes de mêmes couleurs correspondent aux isoconsommations dans des intervalles de vitesse et de charge données. Les reliefs supérieurs de cette représentation montrent la puissance développée par le moteur en pleine charge. Prenons par exemple le point A de la deuxième courbe (4,5 kW) qui correspond à la charge maximale, on remarque que lorsqu'on descend vers le point B la charge diminue et la consommation du moteur augmente.

- **Interprétation**

Nous avons remarqué qu'avec l'augmentation de la puissance du moteur électrique, la pression de suralimentation augmente et les courbes de couleurs identiques décalent vers

la droite ce qui s'interprète par une diminution de la consommation en particulier au niveau des charges faibles. Aussi, l'angle du secteur de ces courbes a augmenté, ce qui signifie que la puissance développée par le moteur a aussi augmenté. Citons comme exemple les puissances développées pour un régime du moteur à 1500 tr/min avec 3,5 kW de puissance TCE qui ont été dans l'intervalle de [28,35] et la consommation qui a été dans l'intervalle de [239,296]. En augmentant la puissance de suralimentation à 7,5 kW, les nouveaux intervalles de puissance et de consommation pour le même régime deviennent respectivement [33,53] et [225,287].

Nous concluons que la puissance du moteur a évolué avec l'augmentation de la puissance du TCE et que le moteur devient plus rentable en termes de consommation à faible charge, d'où l'intérêt de la suralimentation par TCE pour ces régimes.



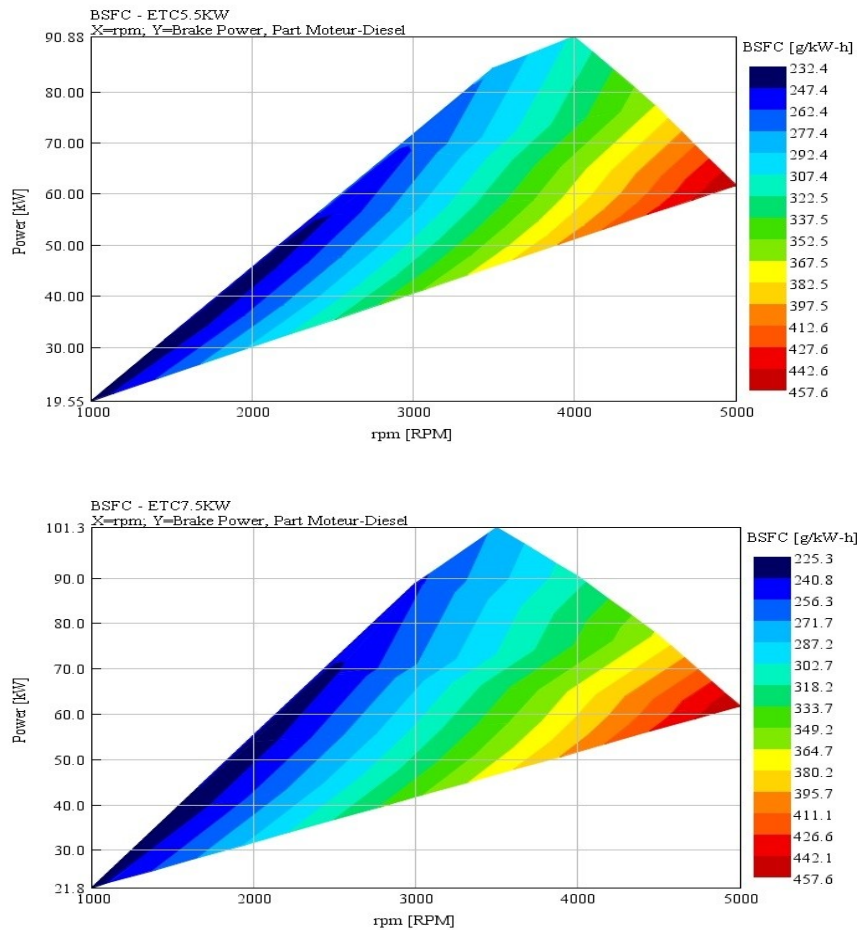


Figure 57 : Courbes paramétriques de la consommation spécifique pour différentes puissances du moteur électrique du TCE

➤ **Évolution de la consommation du moteur en fonction de la température d'admission**

À la Figure 58, nous remarquons que la consommation spécifique du carburant a évolué avec l'augmentation de la température. En effet, la consommation est passée de 262 g/kWh à 300 K jusqu'à 372 g/kWh à 380 K pour un régime de 2500 tr/min, soit une augmentation de 2,56 %.

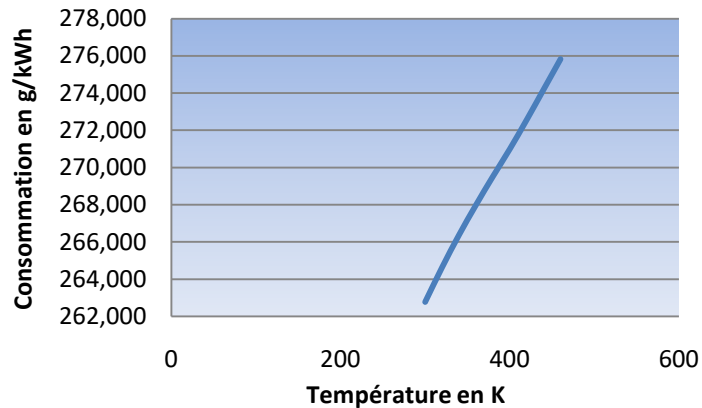


Figure 58 : Courbe de la consommation en fonction de la température d'admission

L'augmentation de la consommation est expliquée par la baisse de la PME qui cause à son tour une diminution de la puissance du moteur. Par conséquent, la puissance doit être augmentée pour retourner à la puissance de référence (puissance à 300 K), d'où la nécessité d'injecter plus de carburant, ce qui engendre une hausse de la consommation et du coût de production du kilowattheure. Il est à noter que l'augmentation de la température de l'air d'admission est essentiellement due au transfert thermique entre les conduites d'air chaudes ainsi que l'effet de compression d'air. Pour cela, il est important de refroidir l'air en aval du compresseur.

5.4.3 Analyse de la pression moyenne effective

➤ Variation de la pression moyenne effective en fonction de la puissance du moteur électrique

D'après l'analyse des résultats des valeurs de PME (Figure 59), nous avons remarqué une augmentation de ce paramètre en fonction de la puissance du moteur électrique qui atteint une valeur de 60 % pour une puissance du TCE de 8,5 kW. Cette augmentation est due à l'amélioration du débit et de pression de l'air chaque fois que la puissance d'entraînement du compresseur augmente.

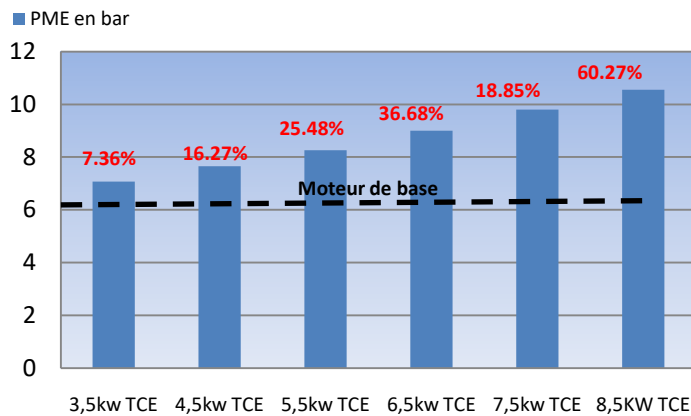


Figure 59 : Évolution de la PME en fonction de la puissance du TCE

- **Variation de la pression moyenne effective en fonction de la température d'admission**

D'après la Figure 60, nous constatons que la PME diminue avec l'augmentation de la température d'admission. En effet, pour une différence de température de 80°, la PME diminue de 9 % par rapport à celle observée à une température de 300 K. Cela est dû essentiellement à la diminution de la densité de l'air à l'admission sous l'effet de la température.

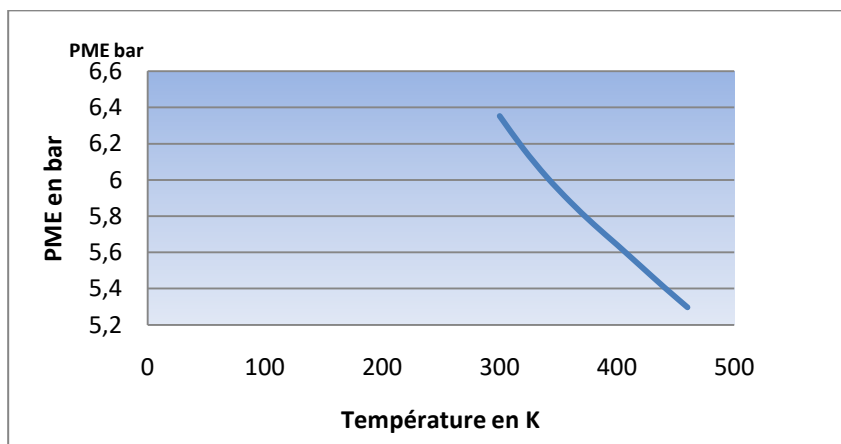


Figure 60 : Variation de la PME en fonction de la température de l'air à l'admission (1500tr /min)

CHAPITRE 6

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le but de la présente recherche est l'étude et le développement d'un modèle numérique pour la simulation de l'hybridation pneumatique d'un moteur Diesel assisté par un moteur électrique pour déterminer l'influence de cette technique sur la réduction de la consommation du carburant et de l'amélioration des performances. Pour atteindre cette fin, nous avons élaboré une approche cohérente qui nous a permis d'atteindre nos objectifs.

Le modèle 1D de la suralimentation développée par TCE a prédit les performances du moteur qui sont compatibles avec des résultats trouvés sur des moteurs thermiques de véhicules utilisant la même technique. L'importance de ces résultats se manifeste essentiellement dans :

- La réduction de la consommation du carburant à pleine charge.
- La réduction de la consommation pour des faibles charges.
- L'augmentation de la puissance du moteur.
- L'augmentation du couple en bas régime.
- La réduction du régime du fonctionnement du moteur.

De même, ce modèle a permis aussi d'identifier :

- Les paramètres qui affectent les performances du moteur.
- Les puissances nécessaires pour le moteur électrique afin d'obtenir les résultats souhaités.

- Les limites de ces paramètres.
- L'influence de la température de l'air d'admission sur les performances du moteur.

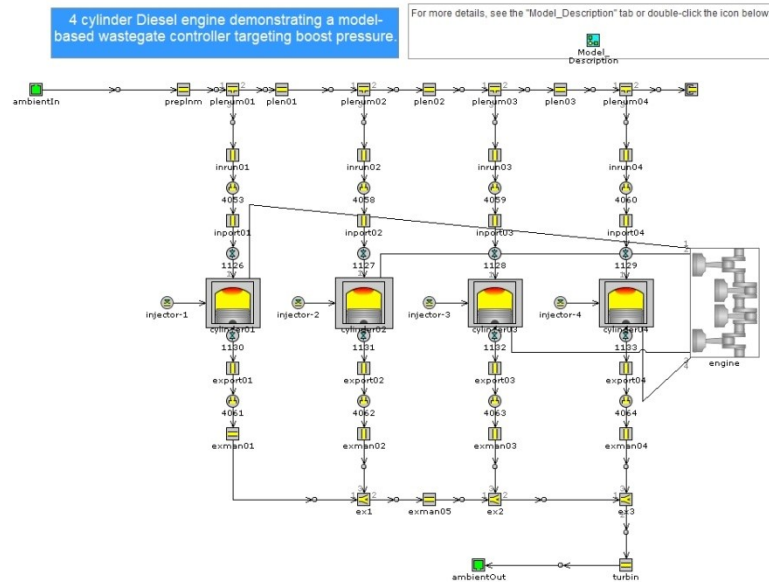
L'idée de ce sujet provient des difficultés trouvées par les collectivités éloignées dans la génération de l'électricité avec une qualité et un coût relativement raisonnable. Grâce à ces résultats encourageants, nous pouvons compter sur cette technique pour réduire la dissipation des énergies renouvelables dans les systèmes énergétiques des collectivités éloignées et par conséquent améliorer leurs taux de pénétration et diminuer la consommation du carburant.

Un tel système d'hybridation pneumatique du moteur Diesel par stockage d'énergie électrique est composé principalement par la source de production (éolienne par exemple), les systèmes de régulation et de contrôle, des câblages et des batteries de stockage. La réserve d'électricité sera utilisée pour entraîner le moteur du TCE en cas de besoin. Physiquement, ces composants électriques ont des rendements énergétiques plus élevés par rapport aux systèmes thermodynamiques (compresseur d'air, réservoir, conduite d'air et détendeur, etc.), ce qui rend cette technique plus avantageuse que le SHEDAC. Pour cette raison, nous envisageons comme perspective de :

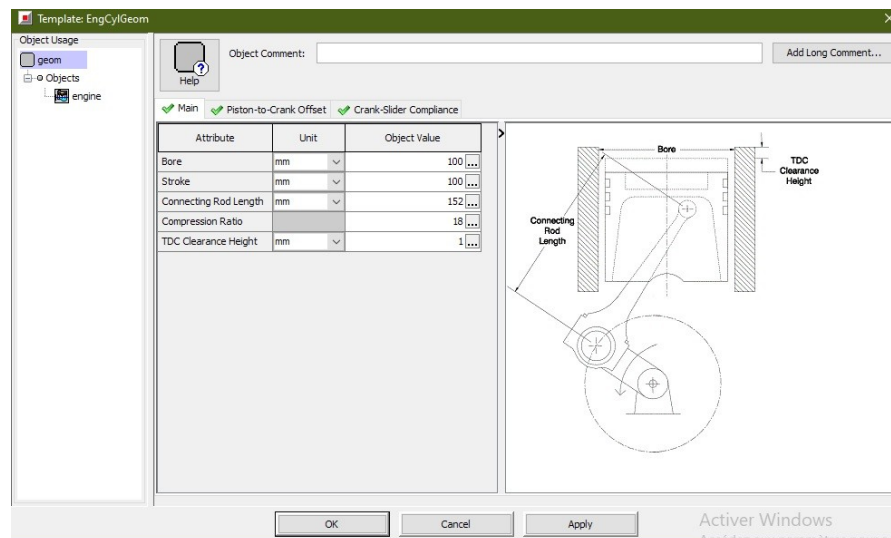
- Comparer la rentabilité énergétique et économique des systèmes hybrides par stockage d'énergie électrique par rapport à d'autres techniques à savoir les SHEDAC.
- Etudier en profondeur les systèmes hybrides éoliens Diesel avec stockage d'énergie électrique.
- Développer un système énergétique pilote et réduit avec stockage d'énergie électrique semblable aux systèmes existants dans les collectivités éloignées.

ANNEXES

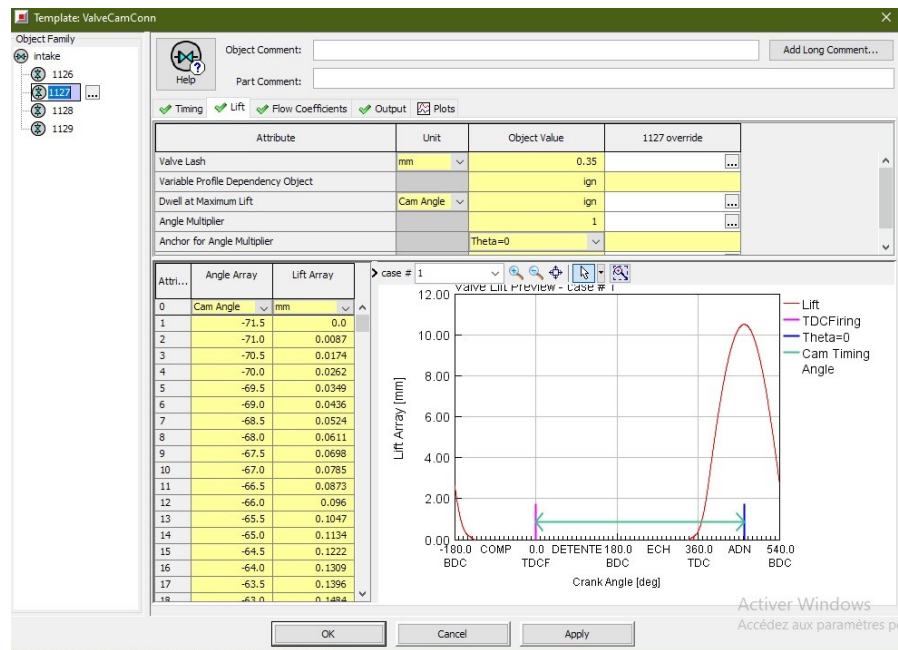
- **Modèle du moteur atmosphérique sur GT-Power**



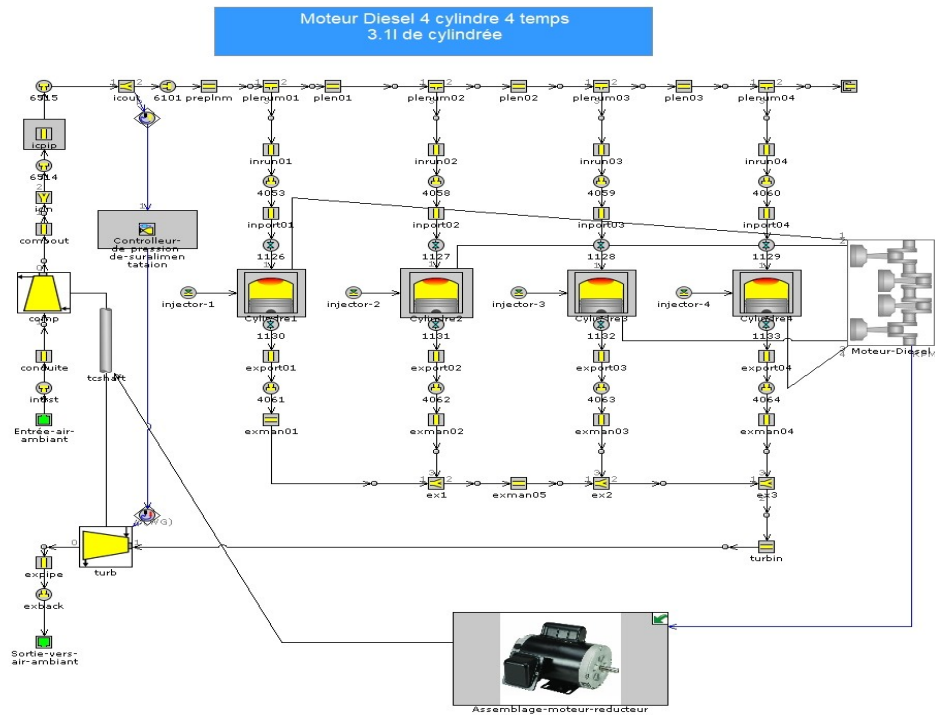
- **Géométrie du moteur sur GT-Power**



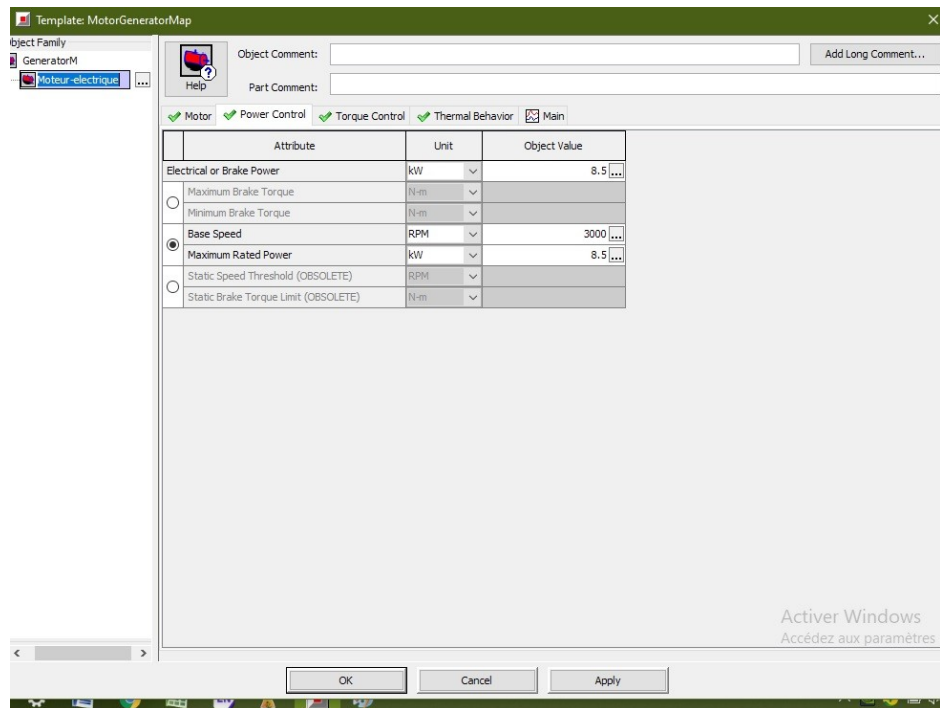
- Paramétrages des soupapes



- Modèle du moteur avec TCE



- Paramétrage du moteur électrique



RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Agence internationale d'énergie. base de données. [En ligne]. <https://www.iea.org>
- [2] Nations Unies. Programme-environnement. [En ligne]. Disponible : <https://www.unep.org/>.
- [3] Nations Unies. Les changements climatiques. (s.d.) [En ligne]. Disponible : <https://www.un.org/fr/sections/issues-depth/climate-change/index.html>.
- [4] Gouvernement du Canada. Indicateurs environnementaux. (s.d.) [En ligne]. Disponible: <https://www.canada.ca/fr/environnement-changement-climatique/services/indicateurs-environnementaux/and-emissions-gaz-effet-serre-echelle-mondiale.html>.
- [5] Gouvernement du Québec. Le Québec en action vers 2020. (2012) [En ligne]. Disponible: http://www.environnement.gouv.qc.ca/changements/plan_action/pacc2020.pdf.
- [6] "Etat de la situation des collectivités éloignées," [En ligne]. https://www.nrcan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/canmetenergy/files/pubs/2013-118_fr.pdf, 2011.
- [7] Ressources naturelles Canada. Atlas du Canada. [En ligne]. <https://atlas.gc.ca/rced-bdece/fr/index.html>.
- [8] Nations Unies. Les changements climatiques. (s.d.) [En ligne]. Disponible : <https://www.un.org>
- [9] H. Ibrahim, "Optimization of diesel engine performances for a hybrid windediesel system with compressed air energy storage," *Energy-elsevier*, apr-2011.
- [10] 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," these jan 2013.
- [11] R. Brun, "Science et technique du moteur diesel industriel et de transport," *école nationale supérieure du pétrole et des moteurs*, 1984.
- [12] Edumedia. [En ligne]. Disponible : <https://www.edumedia-sciences.com/en/media/395-four-stroke-engine>.
- [13] J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals," Internal Combustion Engine Fundamentals, Art. no. Second Edition.
- [14] BoschAuto. [En ligne]. Disponible : https://fr.bosch-automotive.com/fr_FR/parts_and_accessories/engine_systems_1/diesel_and_common_rail_injection/common_rail_diesel_motorsys_parts
- [15] B. GEOFFROY, "Distribution à soupapes," *Techniques de l'Ingénieur*.

- [16] M. Barreau, "Étude de la réduction catalytique sélective (SCR) des NOx par un mélange éthanol-ammoniac," *HAL* 2017.
- [17] S. K. S. DeepakAgarwala , Avinash KumarAgarwal, "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine," *Science Direct*, 2011.
- [18] Nett Technologies Inc.[En ligne]. Disponible :<https://www.nettinc.com/information/emissions-faq/what-is-a-diesel-oxidation-catalyst>.
- [19] Fiche auto [En ligne]. Disponible <http://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-728-fonctionnement-du-turbo.php>.
- [20] Entreprise garrettmotion. [En ligne]. Disponible : <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/gt2560r/>.
- [21] N. Cappelaere, "Evaluation des termes temporels permettant de décrire les transitoires rapides d'un turbocompresseur de suralimentation," 2016.
- [22] H. Mohtar, "INCREASING SURGE MARGIN OF TURBOCHARGER CENTRIFUGAL COMPRESSOR AUTOMOTIVE APPLICATION," 2015.
- [23] H. Tartousi, "Simulation numérique des compresseurs et des turbines automobiles," *HAL*, 2012.
- [24] A. PAROIS, "Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur," *Techniques de l'Ingénieur*.
- [25] S. K. Arshad-Ali, "Suitability of Hybrid Electric Powertrains with Electric Turbocharger," *McMaster University MASTER OF APPLIED SCIENCE (2015) Hamilton, Ontario*, Master 2015.
- [26] A. Rose, "Application of a Continuously Variable Transmission to Engine Boosting and Exhaust Energy Recovery Systems," *University of Bath*, 2013.
- [27] y. l. lee woogku, "Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines," *researchgate*, 2017.
- [28] N. X. a. A. P. Mamdough Alshammari, "Modelling of Electrically-Assisted Turbocharger Compressor Performance," *energies*, 13 March 2019.
- [29] Equipementier automobile www.valeo.com/fr/compresseur-suralimentation-electrique/.
- [30] Mamdough Alshammari 1, Fuhaid Alshammari 2 and Apostolos Pesyridis 1, "Electric Boosting and Energy Recovery Systems for Engine Downsizing" *energies*.
- [31] M. N. ZIDI, "Développement d'un simulateur pour le moteur Diesel en vue d'étudier les performances et le comportement dynamique," 2017.
- [32] Gamma Technologies, LLC. [En ligne]. Disponible : www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/
- [33] C. V. N. Abbe, "Contribution à la modélisation 0D de la combustion Diesel: Application au Biodiesel," *Archives HAL*, 2016.
- [34] M. BENHASSAINE, "ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DES FROTTEMENTS LOCAUX ET INSTANTANES PISTON-CHEMISE EN MOTEUR DIESEL," 1992.

- [35] E. Pipitone, "A new simple friction model for S. I. engine," *SAE International*, 2009.
- [36] A. KRISHNAN, "SIMULATION OF AN ENGINE FRICTION STRIP TEST," *CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY*, 2014.
- [37] E. A. Sagar Chavan, "Performance Evaluation of 48V E-Compressor Powered Diesel Engine For Meeting Future BS6 Emission Legislation," *GT- CONFERENCE 2019*, janvier-2019.
- [38] S. W. Seungju Baek, Youngkun Kim, Kihyung Lee, "Prediction of turbocharged diesel engine performance equipped with an electric supercharger using 1D simulation," *Elsevier*, 2019.