



Université du Québec
à Rimouski

**Étude et conception d'un modèle numérique pour la simulation de
l'hybridation pneumatique sur une génératrice diesel pour un site isolé**

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

© AHMED AJILI

Mars 2023

Composition du jury :

Mazen Ghandour, président du jury, UQAR

Adrian Ilinca, directeur de recherche, UQAR

Mohamed Yasser Hayyani, codirecteur de recherche, UQAR

Fahed Martini, UQAR

Dépôt initial le 20 décembre 2022

Dépôt final le 27 février 2023

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 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 SALMA

Qu'elle trouve en moi la source de sa fierté

À mon cher père LOTFI

*A l'homme de ma vie, mon soutien
Moral celui qui s'est toujours sacrifié pour
Me voir réussir, que dieu te garde, à toi
Mon père.*

À ma chère femme EYA

D'être toujours à mes côtés, par ta présence, par ton amour dévoué et ta tendresse.

À mes chères frères AMIN ET ANIS

Que Dieu vous donne tout le bonheur du monde

REMERCIEMENTS

C'est avec une grande joie que je dédie ces quelques lignes en signe de reconnaissance et de reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à la préparation de ce mémoire.

J'aimerais remercier mon directeur de recherche, le professeur Adrian Ilinca de l'Université du Québec à Rimouski, de me donner l'occasion de collaborer avec lui, de son soutien et sa gentillesse tout au long de mon projet.

Je veux aussi remercier mon codirecteur, le professeur Mohamed Yasser Hayyani, des discussions intéressantes que nous avons eues et de ses sages conseils.

Enfin, je remercie également tous ceux qui ont participé d'une manière ou d'une autre à me fournir l'aide nécessaire pour effectuer ce travail.

RÉSUMÉ

Produire de l'électricité dans des collectivités éloignées est un défi technique qui doit tenir compte des exigences environnementales en termes d'émissions de gaz à effet de serre et de coûts de production, tout en assurant la continuité de l'approvisionnement énergétique des consommateurs. Les ressources utilisées dans ces zones comprennent les énergies renouvelables et les générateurs diesel. Ces derniers fonctionnent généralement à faible charge et se caractérisent par des performances médiocres et des coûts d'exploitation et de production élevés.

Le but de ce mémoire est d'étudier et de développer un modèle numérique de simulation de l'hybridation pneumatique. Les résultats obtenus peuvent être utilisés pour améliorer le fonctionnement des groupes électrogènes diesel et augmenter la pénétration des énergies renouvelables dans les systèmes énergétiques des communautés éloignées. Par conséquent, nous divisons notre travail en quatre étapes principales. La première est une revue de la littérature qui s'est intéressée en premier lieu aux fonctionnements du moteur Diesel puis aux avantages et les inconvénients des moteurs diesel et les émissions des moteurs. Dans la deuxième phase, nous avons étudié les différents cycles thermodynamiques et nous nous intéressons à la modélisation du cycle du moteur diesel. Quant à la troisième étape, nous avons étudié la conception de notre suralimentation du moteur Diesel basées sur l'air comprimé, On présente ensuite une présentation sur le logiciel GT-POWER. Enfin, nous avons évalué l'effet de l'air comprimé sur les performances du moteur CATERPILLAR C15.

Les résultats montrent une puissance et un couple moteur améliorés et une consommation de carburant nettement inférieure. L'intégration de cette technologie dans les systèmes énergétiques des communautés éloignées pourrait réduire la consommation globale d'énergie.

Mots clés : moteur Diesel, hybridation pneumatique, l'air comprimé, modélisation, performances.

ABSTRACT

Generating electricity in remote communities is a technical challenge that must consider environmental requirements regarding greenhouse gas emissions and production costs while ensuring the continuity of energy supply to consumers. Resources used in these areas include renewable energy and diesel generators. The latter typically operate at low loads and are characterized by poor performance and high operating and production costs.

This dissertation aims to develop a numerical simulation model of pneumatic hybridization. The results obtained can be used to improve the operation of diesel generators and increase the penetration of renewable energy in remote community energy systems. Therefore, we divide our work into four main steps. The first is a review of the literature, which first looked at the operation of the diesel engine and then the advantages and disadvantages of diesel engines and engine emissions. In the second stage, we studied the different thermodynamic cycles, and we are interested in the modeling of the diesel engine cycle. As for the third stage, we studied the design of our diesel engine supercharging based on compressed air. Then, a presentation on the GT-POWER software is presented. Finally, we evaluated the effect of compressed air on the performance of the CATERPILLAR C15 engine.

The results show improved power and torque and significantly lower fuel consumption. The integration of this technology into the energy systems of remote communities could reduce overall energy consumption.

Keywords: diesel engine, pneumatic hybridization, compressed air, modeling, performance.

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 | xxiii |
| LISTE DES SYMBOLES..... | xxv |
| INTRODUCTION GÉNÉRALE | 1 |
| 1.1 INTRODUCTION | 1 |
| 1.2 OBJECTIFS | 2 |
| 1.2.1 Objectif général..... | 2 |
| 1.2.2 Objectifs spécifiques | 2 |
| 1.3 QUESTIONS DE RECHERCHE | 3 |
| 1.4 METHODOLOGIE | 3 |
| 1.5 STRUCTURE DU MEMOIRE | 4 |
| CHAPITRE 1 GÉNÉRALITÉ SUR LE MOTEUR DIESEL ET SUR L'ALIMENTAION PNEUMATIQUES | 5 |
| 1.1 INTRODUCTION | 5 |
| 1.2 GENERALITE SUR LE MOTEUR DIESEL | 5 |
| 1.2.1 Principaux composant d'un moteur diesel | 5 |
| 1.2.2 Les turbocompresseurs | 9 |
| 1.3 LES CYCLES DE BASE DU DIESEL | 12 |

| | | |
|---|---|----|
| 1.3.1 | Le cycle à quatre temps | 13 |
| 1.3.2 | Le cycle à deux temps | 17 |
| 1.4 | AVANTAGES DES MOTEURS DIESEL | 20 |
| 1.5 | INCONVENIENTS DES MOTEURS DIESELS | 20 |
| 1.6 | LES EMISSIONS DES MOTEURS DIESEL | 21 |
| 1.6.1 | Catalyseur d'oxydation diesel (COD) | 22 |
| 1.6.2 | Filtre à particules diesel (FPD) | 23 |
| CHAPITRE 2 ETUDE ET MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE | | 25 |
| 2.1 | INTRODUCTION | 25 |
| 2.2 | CONCEPT | 25 |
| 2.2.1 | Mode moteur à combustion conventionnelle à quatre temps | 26 |
| 2.2.2 | Mode hybride quatre temps à moteur pneumatique-combustion..... | 27 |
| 2.3 | LA MODELISATION DES CYCLES THERMODYNAMIQUE | 28 |
| 2.3.1 | Moteur idéale à combustion à quatre temps | 28 |
| 2.4 | CONCLUSION..... | 32 |
| CHAPITRE 3 ETUDE ET CONCEPTION DU SOLUTION DE SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL AVEC L'AIR COMPRI ME | | 33 |
| 3.1 | INTRODUCTION | 33 |
| 3.2 | GT-POWER..... | 33 |
| 3.2.1 | Modélisation des moteurs hybrides pneumatiques dans GT-POWER..... | 34 |
| 3.3 | MODELE CHOISI | 39 |
| CHAPITRE 4 EVALUATION DE LA SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL..... | | 41 |
| 4.1 | INTRODUCTION | 41 |
| 4.2 | APPROCHE DE SIMULATION..... | 41 |
| 4.3 | MODELISATION DU MOTEUR DIESEL..... | 42 |
| 4.3.1 | Description des modèles numériques | 42 |
| 4.3.2 | Présentation du moteur | 43 |

| | |
|--|----|
| 4.3.3 Simulation sur le logiciel GT-POWER | 44 |
| 4.4 MODELISATION DE L'HYBRIDATION PNEUMATIQUE | 47 |
| CHAPITRE 5 RESULTATS DE SIMULATION | 49 |
| 5.1 INTRODUCTION | 49 |
| 5.2 RESULTATS OBTENUS APRES SIMULATIONS | 49 |
| 5.2.1 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé égal à 1 bar | 49 |
| 5.2.2 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé égal à 2 bar | 50 |
| 5.2.3 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé égal à 3 bar | 51 |
| 5.3 INTERPRETATION DES RESULTATS OBTENUS POUR LES TROIS SCENARIOS..... | 51 |
| 5.4 DESCRIPTION DE LA SIMULATION 4 (PRESSION DE L' AIR COMPRIME VARIABLE SELON LA PRESSION DE SORTIE DU COMPRESSEUR) | 52 |
| 5.4.1 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé variable selon la pression de sortie du compresseur..... | 55 |
| 5.4.2 Interprétation des résultats..... | 56 |
| 5.5 CONCLUSION | 62 |
| CONCLUSION GÉNÉRALE..... | 64 |
| ANNEXES..... | 65 |
| RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES | 66 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|---|----|
| Tableau 1 : Caractéristiques géométriques du moteur Diesel Caterpillar C15 | 43 |
| Tableau 2 : Performances du moteur avec une pression égal à 1 bar..... | 49 |
| Tableau 3 : Performances du moteur avec une pression égal à 2 bar..... | 50 |
| Tableau 4 : Performances du moteur avec une pression égal à 3 bar..... | 51 |
| Tableau 5 : Pression sortie compresseur en bar | 55 |
| Tableau 6 : Performances du moteur avec une pression variable selon la sortie du compresseur | 55 |

LISTE DES FIGURES

| | |
|--|----|
| Figure 1 : Structure moteur diesel [4] | 6 |
| Figure 2 : Bloc-cylindres [5]..... | 6 |
| Figure 3 : Piston et segments de piston [6]..... | 7 |
| Figure 4 : Vilebrequin [8]..... | 8 |
| Figure 5 : Cylindres et soupapes [9]..... | 8 |
| Figure 6 : Arbre à cames [10] | 9 |
| Figure 7 : Turbocompresseur avec turbine [11]..... | 10 |
| Figure 8 : Turbocompresseur [12]..... | 11 |
| Figure 9 : Les cycles de base du diesel [13] | 13 |
| Figure 10 : Le cycle à quatre temps [14] | 14 |
| Figure 11 : Le cycle à deux temps [16] | 17 |
| Figure 12 : compression dans un moteur à deux temps [18] | 19 |
| Figure 13 : La course motrice [19]..... | 19 |
| Figure 14 : La composition approximative des gaz d'échappement [22] | 22 |
| Figure 15 : Catalyseur d'oxydation diesel [23] | 23 |
| Figure 16 : Filtre à particules diesel (FPD) [23] | 24 |
| Figure 17 : Schéma moteur à combustion pneumatique hybride [24] | 25 |
| Figure 18 : Illustration du cycle de combustion conventionnel idéal à quatre temps [25] | 26 |
| Figure 19 : Illustration du cycle idéal de moteur hybride pneumatique-combustion à quatre temps [25]..... | 27 |
| Figure 20 : Création modèle [26] | 34 |

| | |
|--|----|
| Figure 21 : Bibliothèques du GT-POWER [26]..... | 35 |
| Figure 22 : Paramètres du moteur [26]..... | 36 |
| Figure 23 : Connexion des composants [26]..... | 37 |
| Figure 24 : Exemple de modèle de moteur connecté [26] | 37 |
| Figure 25 : Onglet Run setup [26]..... | 38 |
| Figure 26 : Partie simulation [26] | 38 |
| Figure 27: Résultats des simulations [26]..... | 39 |
| Figure 28 : Admission de l'air comprimé au collecteur [27] | 40 |
| Figure 29 : Modèle du moteur CATERPILLAR C15 sur GT-Power [26]..... | 42 |
| Figure 30 : Moteur Diesel Caterpillar C15 [28]..... | 43 |
| Figure 31 : Couple moteur en fonction du régime du moteur..... | 45 |
| Figure 32 : Consommation spécifique en fonction du nombre de tours du moteur | 46 |
| Figure 33 : Pression effective moyenne indiquée | 46 |
| Figure 34 : Moteur suralimenté par l'air comprimé..... | 47 |
| Figure 35 : Limiteur de pression | 53 |
| Figure 36 : Fonctionnement du limiteur de pression..... | 54 |
| Figure 37 : Couple moteur en fonction du régime moteur | 57 |
| Figure 38 : Consommation spécifique en fonction du régime moteur | 58 |
| Figure 39 : Puissance indiquée en fonction du régime moteur | 59 |
| Figure 40 : Débit volumique moyen en fonction du régime moteur | 60 |
| Figure 41 : Rendement moteur en fonction du régime moteur | 60 |
| Figure 42 : Concentration de CO2 en régime du moteur | 61 |
| Figure 43 : Concentration de CO en fonction du régime moteur..... | 62 |

LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

| | |
|-----------------------|-------------------------------------|
| COD | Catalyseur d'oxydation diesel |
| FPD | Filtre à particules diesel |
| PMH | point mort haut |
| PMB | Point mort bas |
| PME | Pression moyenne effective |
| DOE | Dessin assisté par ordinateur |
| BSFC | Consommation effective du carburant |
| GES | Gaz à effet de serre |
| CAO | Conception assistée par ordinateur |
| CO | Monoxyde de carbone |
| HC | Hydrocarbures |
| NO_x | Les oxydes d'azote |
| PM | Particule de masse |
| SO₂ | Dioxyde de soufre |

LISTE DES SYMBOLES

| | | |
|-----------|---|---------------------------------------|
| CP | Chaleur spécifique à pression constante | [J K ⁻¹ kg ⁻¹] |
| CV | Chaleur spécifique à volume constant | [J K ⁻¹ kg ⁻¹] |
| h | Enthalpie spécifique | [J kg ⁻¹] |
| H | Enthalpie | [J] |
| m | Masse | [kg] |
| N | Régime moteur | [tr min ⁻¹] |
| P | Pression | [Pa] |
| P_{int} | Pression d'admission | [Pa] |
| P_w | Puissance | [kW] |
| P_{exh} | Pression d'échappement | [Pa] |
| r | Constante des gaz | [J K ⁻¹ kg ⁻¹] |
| T | Température | [K] |
| T_{int} | Température d'admission | [K] |
| T_p | Température de l'air comprimé à la sortie du moteur en mode pompe | [K] |
| V | Volume | [m ³] |
| γ | Rapport de chaleur spécifique | [-] |
| Γ | Ratio de compression | [-] |

INTRODUCTION GÉNÉRALE

1.1 INTRODUCTION

Les moteurs thermiques transforment l'énergie thermique en travail mécanique, ce qui est courant dans notre vie quotidienne. En 1629, la première turbine à vapeur est apparue dans le monde, illustrant que le moteur thermique était mis en œuvre dans des dispositifs fonctionnels. Au cours des décennies suivantes, de la turbine à vapeur à la turbine à gaz, et aujourd'hui au moteur à réaction et à la fusée, le rendement du moteur thermique est passé de 3 % à 60 %. En outre, depuis la révolution industrielle, considéré comme une technologie d'application multi-domaines, le moteur thermique a été largement utilisé dans l'agriculture [1], la marine [2] et l'aviation [3]. Aujourd'hui, dans le contexte de l'économie, les moteurs thermiques simples ne peuvent plus suivre la vitesse de développement des différentes industries. Il est donc nécessaire de développer de nouvelles technologies afin d'améliorer les performances des moteurs pour répondre aux besoins croissants. Cependant, l'augmentation des besoins du moteur à combustion entraîne également des problèmes de ressources et des problèmes environnementaux. En mai 2021, des dizaines de milliers de stations-service dans chaque Provinces de Canada ont cessé de fonctionner en raison de la pénurie de ressources.

De plus, nos moyens de transport actuels sont principalement propulsés par des moteurs thermiques utilisant des carburants d'origine fossiles. Ce type de carburant, en plus d'être l'objet d'enjeux économiques et sociaux, contribue de façon considérable à la pollution atmosphérique.

Cette situation a exercé une forte pression sur la protection de l'environnement et a sérieusement affecté la qualité de vie de la population. Il convient donc d'accorder de plus en plus d'attention à la conservation des ressources et à la protection de l'environnement. C'est

pourquoi, ces dernières années, les gens se sont intéressés à l'utilisation de procédés industriels pour traiter la chaleur résiduelle des gaz d'échappement. C'est ce qui s'est produit au cours des dernières années.

Avec l'objectif de résoudre ces problèmes d'émission des gaz, depuis quelques années beaucoup de chercheurs et des ingénieurs ont consacré leurs recherches pour trouver des solutions pour la conception et le fonctionnement des moteurs thermiques. Parmi ces derniers on peut citer l'hybridation pneumatique sur un moteur diesel suralimentée qu'on va l'étudier, puis définir la solution fiable et finalement la réaliser sur GT-POWER.

1.2 OBJECTIFS

1.2.1 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 à travers la modification sur le collecteur d'admission afin de déterminer le potentiel de réduction de la consommation de carburant ainsi que les nouvelles performances du moteur Diesel.

1.2.2 Objectifs spécifiques

Pour atteindre l'objectif principal, nous avons désigné des objectifs secondaires, qui comprennent :

- Évaluation de différentes technologies conventionnelles de suralimentation des moteurs diesel (turbocompresseurs). Le choix des solutions techniques et pneumatiques d'hybridation se justifie par l'étude de leurs avantages et inconvénients.

- Déterminer le choix du type de l'hybridation qui permet d'avoir les meilleurs paramètres à l'admission.

- La consommation spécifique de carburant en fonction du régime moteur.

- Le couple du moteur suivant le régime.
- La puissance utile du moteur en fonction du régime du moteur.
- Pression effective du moteur en fonction du régime du moteur.

1.3 QUESTIONS DE RECHERCHE

- Quels sont les paramètres d'admission optimaux pour un moteur diesel suralimenté ?
- Quel est l'impact de l'hybridation pneumatique sur le rendement des moteurs diesel, la consommation spécifique de carburant et les émissions de gaz à effet de serre ?
- Quelle est la valeur optimale de la pression d'air comprimé pour obtenir un régime et une puissance de fonctionnement optimaux d'un moteur suralimenté ?

1.4 METHODOLOGIE

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

1. État actuel des connaissances sur la technologie de suralimentation : turbocompresseur + hybride pneumatique.
2. Modélisation des moteurs atmosphériques et suralimentés (assistée par une modification sur le collecteur d'admission).
3. Modélisation suralimentée : modélisation moteur + modélisation moteur diesel suralimenté. (Une étude paramétrique de la consommation spécifique de carburant en fonction du régime moteur pour déterminer les valeurs optimales des conditions d'admission en fonction du régime moteur).
4. Simulation de différentes solutions de surpression et choix de la solution optimale.
5. Analyse des résultats et recommandations.

1.5 STRUCTURE DU MEMOIRE

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

Le premier chapitre est dédié pour le fonctionnement du moteur diesel ainsi que les avantages et les inconvénients des moteurs diesel et les émissions des moteurs.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté les différents cycles thermodynamiques et nous nous intéressons à la modélisation du cycle du moteur diesel.

Le troisième chapitre nous avons présenté le logiciel GT-POWER, on s'intéresse aussi à la modélisation de notre moteur (Caterpillar C-15) sur le logiciel GT power sur lequel on va appliquer la technique de suralimentation et on va présenter le modèle choisi pour la suite du mémoire.

Au quatrième chapitre nous nous intéressons à la simulation des différents paramètres du cycle thermodynamique du générateur puis à l'application du modèle de l'hybridation pneumatique.

Enfin, le dernier chapitre offre une interprétation des principaux résultats obtenus.

CHAPITRE 1

GÉNÉRALITÉ SUR LE MOTEUR DIESEL ET SUR L'ALIMENTAION PNEUMATIQUES

1.1 INTRODUCTION

Ce chapitre vise à démontrer les aspects généraux et fournit une compréhension des différents aspects du moteur à l'étude. Ça s'affichera là fonctionnement du moteur diesel, les avantages et les inconvénients des moteurs diesel et les émissions des moteurs

1.2 GENERALITE SUR LE MOTEUR DIESEL

C'est un moteur à combustion interne dans lequel l'air est comprimé à une température suffisamment élevée pour enflammer le carburant injecté dans le cylindre où la combustion et la détente actionnent un piston.

1.2.1 Principaux composant d'un moteur diesel

Pour comprendre le fonctionnement d'un moteur diesel, il est nécessaire de comprendre les principaux composants et la façon dont ils fonctionnent ensemble. La figure 1 est un exemple de moteur diesel de taille moyenne, à quatre temps, suralimenté, avec des orifices d'admission et des soupapes d'échappement.

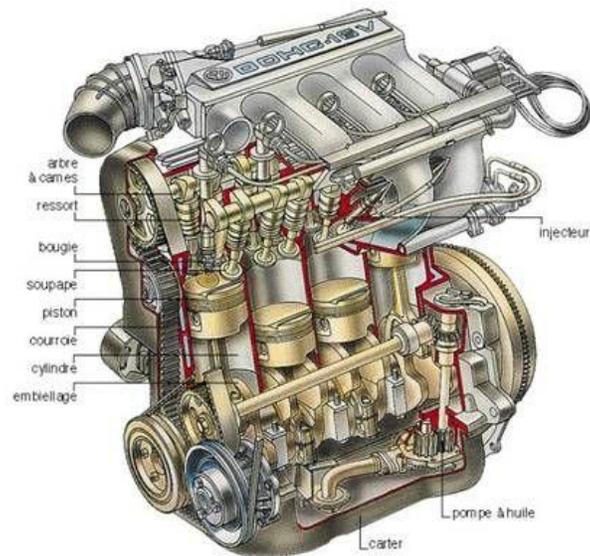


Figure 1 : Structure moteur diesel [4]

1.2.1.1 Le bloc-cylindres

Le bloc-cylindres comme indiqué la figure 2 est l'un des composants centraux de votre moteur. Il joue un rôle clé dans la lubrification, la régulation de la température et la stabilité du moteur. Il doit être de la plus haute qualité et ne peut donc pas faire l'objet de raccourcis.



Figure 2 : Bloc-cylindres [5]

1.2.1.2 Piston et segment de piston

Le piston transforme l'énergie des gaz en expansion en énergie mécanique. Le piston se déplace dans la chemise ou le manchon du cylindre, comme le montre la figure 3.

Pour éviter que les gaz de combustion ne contournent le piston et de limiter les frottements, chaque piston est entouré de plusieurs anneaux métalliques.

Les pistons sont généralement fabriqués en aluminium ou en alliage de fonte.



Figure 3 : Piston et segments de piston [6]

1.2.1.3 Vilebrequin

Le vilebrequin transforme le mouvement linéaire des pistons en un mouvement de rotation qui est transmis à la charge. Les vilebrequins sont fabriqués en acier forgé. Le vilebrequin forgé est usiné pour produire les surfaces de roulement du vilebrequin et des bielles. Les coussinets de bielle sont excentrés, ou décalés, par rapport au centre du vilebrequin, comme l'illustre la figure 4. Ce décalage convertit le mouvement de va-et-vient (de haut en bas) du piston en un mouvement de rotation du vilebrequin [7].



Figure 4 : Vilebrequin [8]

1.2.1.4 Cylindres et soupapes

Les moteurs diesel ont deux méthodes pour admettre et évacuer les gaz du cylindre. Ils peuvent utiliser soit des orifices, soit des soupapes, soit une combinaison des deux. Les orifices sont des fentes dans les parois du cylindre, situées dans le tiers inférieur de l'alésage. Lorsque le piston passe sous le niveau des orifices, ceux-ci sont "ouverts" et l'air frais ou les gaz d'échappement peuvent entrer ou sortir, selon le type d'orifice.



Figure 5 : Cylindres et soupapes [9]

1.2.1.5 Arbre à cames

Un arbre à cames est une tige métallique qui entraîne un moteur. Il y a une ou plusieurs cames, ou lobes irréguliers, qui actionnent des pièces de la machine le long de la tige. Lorsque l'arbre tourne, les parties les plus grandes des lobes peuvent entraîner des leviers ou des pistons.

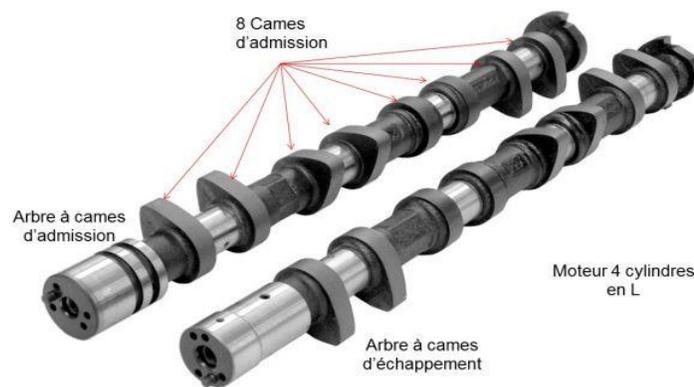


Figure 6 : Arbre à cames [10]

1.2.2 Les turbocompresseurs

Comme la puissance que peut produire un moteur à pistons dépend directement de la masse d'air qu'il peut ingérer, l'objectif de l'induction forcée (turbocompression et suralimentation) est d'augmenter la pression et la densité du collecteur d'admission afin que les cylindres ingèrent une plus grande masse d'air à chaque course d'admission. Un compresseur de suralimentation est un compresseur d'air entraîné directement par le vilebrequin du moteur et, en tant que tel, il consomme une partie de la puissance produite par la combustion du carburant, ce qui augmente la consommation de carburant et l'usure du moteur pour une quantité donnée de puissance produite.

Un turbocompresseur se compose d'un compresseur (pompe à air) à flux radial ("centrifuge") à un seul étage (comme indiqué sur le côté gauche de la figure 7) qui, au lieu d'être entraîné directement par le vilebrequin. La turbine extrait l'énergie cinétique et

thermique perdue du flux de gaz d'échappement à haute température et produit la puissance nécessaire pour entraîner le compresseur, au prix d'une légère augmentation des pertes par pompage.

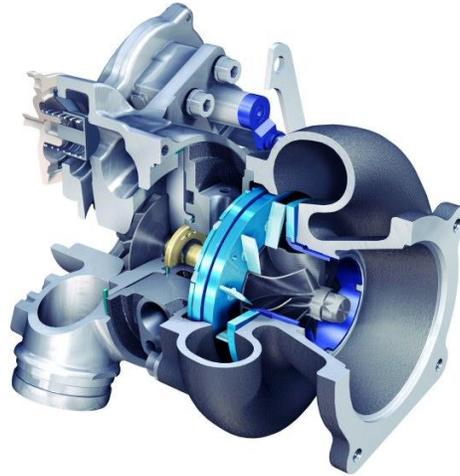


Figure 7 : Turbocompresseur avec turbine [11]

Le turbocompresseur est boulonné au collecteur d'échappement du moteur. L'échappement des cylindres fait tourner la turbine, qui fonctionne comme un moteur à turbine à gaz. La turbine est reliée par un arbre au compresseur, qui est situé entre le filtre à air et le collecteur d'admission. Le compresseur met sous pression l'air qui entre dans les pistons.

L'échappement des cylindres passe à travers les aubes de la turbine, ce qui fait tourner la turbine. Plus les gaz d'échappement passent par les aubes, plus elles tournent vite.

À l'autre extrémité de l'arbre auquel est fixée la turbine, le compresseur pompe l'air dans les cylindres. Le compresseur est un type de pompe centrifuge : il aspire l'air au centre de ses pales et le projette vers l'extérieur en tournant (figure8).

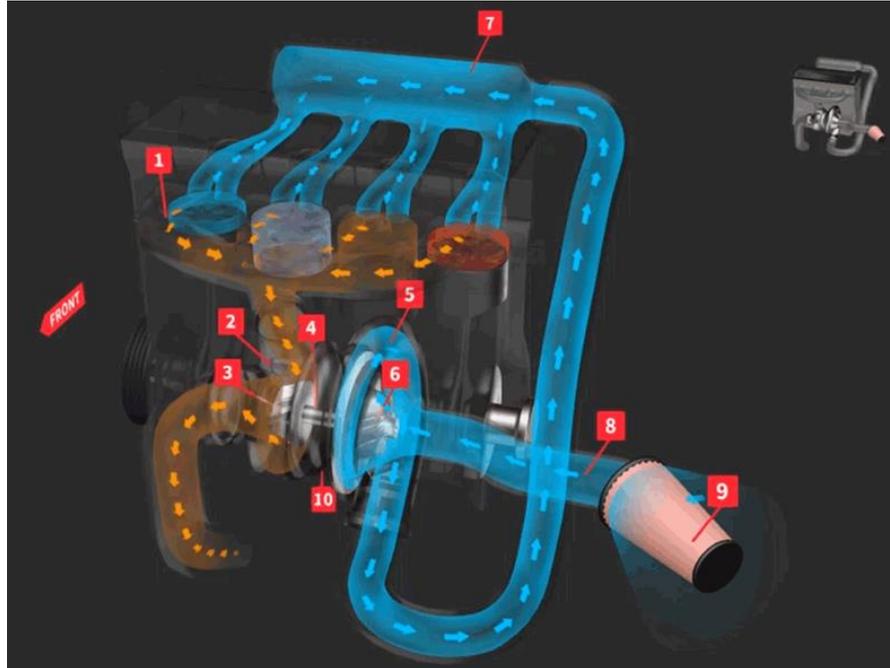


Figure 8 : Turbocompresseur [12]

Le turbocompresseur de suralimentation se compose par :

1- Collecteur d'échappement :

Un système turbo nécessite souvent un collecteur d'échappement spécialement conçu pour gérer la chaleur et la pression des gaz d'échappement, et pour acheminer correctement les gaz d'échappement vers le turbo.

2- Section de turbine :

Les gaz d'échappement du moteur traversent la section turbine du turbo.

3- Roue d'échappement :

L'énergie provenant de la chaleur et de la pression des gaz d'échappement fait tourner une turbine appelée roue d'échappement.

4- Arbre :

Un arbre relie et soutient la roue d'échappement et la roue du compresseur.

5- Section compresseur :

L'air entrant est pompé à travers la section compresseur du turbo.

6- Roue du compresseur :

La roue du compresseur en rotation aspire l'air dans la chambre du compresseur et crée une compression.

7- Collecteur d'admission d'air :

8- Tuyau d'admission d'air :

9- Filtre à air :

10- Boîtier du turbo en forme de volute :

Les chambres de turbine et de compresseur sont en forme de spirale, comme un rouleau enroulé, bien que le terme "rouleau" en rapport avec les turbos se réfère souvent à la chambre d'échappement.

1.3 LES CYCLES DE BASE DU DIESEL

Un moteur diesel est un type de moteur thermique qui utilise le processus de combustion interne pour convertir l'énergie stockée dans les liaisons chimiques du carburant en énergie mécanique utile. Ce processus se déroule en deux étapes. Premièrement, le carburant réagit chimiquement (brûle) et libère de l'énergie sous forme de chaleur. Deuxièmement, la chaleur provoque la dilatation des gaz emprisonnés dans le cylindre, et les gaz en expansion, étant confinés par le cylindre, doivent déplacer le piston pour se dilater. Le mouvement de va-et-vient du piston est ensuite converti en mouvement de rotation par le vilebrequin.

Pour convertir l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique utile, tous les moteurs à combustion interne doivent passer par quatre étapes : admission, compression, puissance et échappement. La façon dont ces événements sont synchronisés et dont ils se produisent différencie les différents types de moteurs.

Tous les moteurs diesel appartiennent à l'une des deux catégories suivantes : les moteurs à cycle à deux temps ou à quatre temps. Le mot cycle fait référence à toute opération ou série d'événements qui se répète. Dans le cas d'un moteur à quatre temps, le moteur a besoin de quatre courses du piston (admission, compression, puissance et échappement) pour effectuer un cycle complet. Il faut donc deux rotations du vilebrequin, soit 720° de rotation du vilebrequin ($360^\circ \times 2$) pour effectuer un cycle. Dans un moteur à cycle à deux temps, les événements (admission, compression, puissance et échappement) se produisent en une seule rotation du vilebrequin, soit 360° .

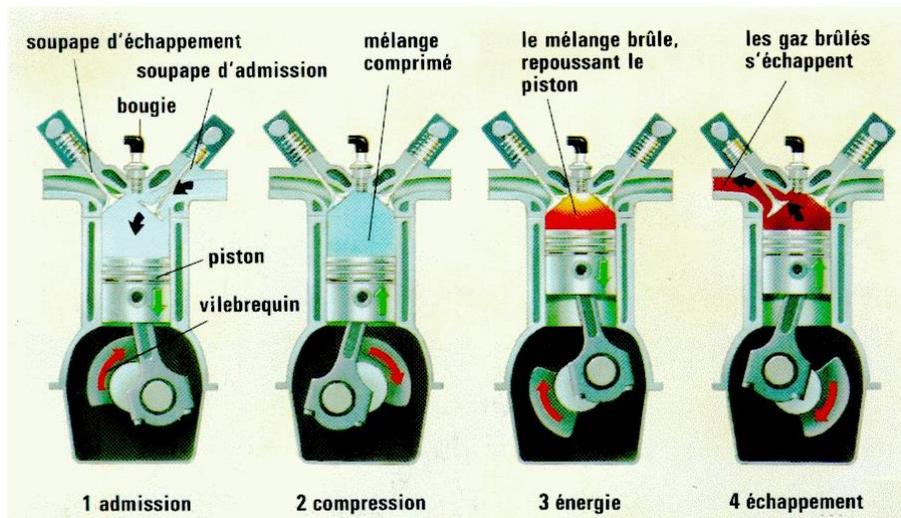


Figure 9 : Les cycles de base du diesel [13]

1.3.1 Le cycle à quatre temps

Dans un moteur à quatre temps, l'arbre à cames est engrené de manière à tourner à la moitié de la vitesse du vilebrequin (1 :2). Cela signifie que le vilebrequin doit effectuer deux révolutions complètes avant que l'arbre à cames n'effectue une révolution [14].

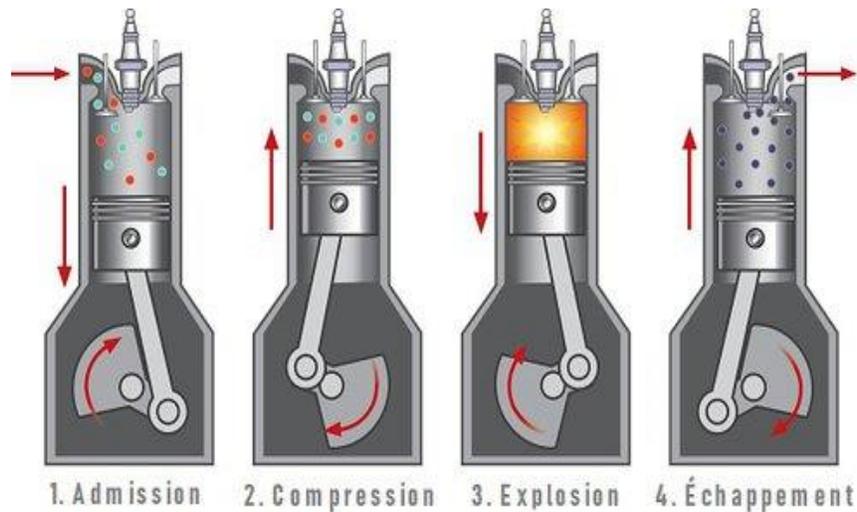


Figure 10 : Le cycle à quatre temps [14]

- Admission

Lorsque le piston se déplace vers le haut et s'approche de 28° avant le point mort haut (PMH), mesuré par la rotation du vilebrequin, le lobe de l'arbre à cames commence à soulever le galet de came. La tige du poussoir se déplace alors vers le haut et fait pivoter le culbuteur sur l'arbre du culbuteur. Lorsque le jeu de la vanne se fait, le culbuteur pousse la vanne d'admission vers le bas et la vanne commence à s'ouvrir. La course d'admission commence alors que la soupape d'échappement est encore ouverte. Le flux des gaz d'échappement a créé un état de basse pression à l'intérieur du cylindre et contribue à l'aspiration de la charge d'air frais [15].

- Compression

À 35° après le point mort bas (APMB), la soupape d'admission commence à se fermer. A 43° APMB (ou 137° Avant le sommet - centre mort), la soupape d'admission est sur son siège et est complètement fermée d'admission. A ce stade, la charge d'air est à la pression normale (96,52 kPa) et à la température ambiante ($\sim 26,66^\circ\text{C}$), comme illustré ci-dessous.

A environ 21,11°C (Avant le sommet - centre mort), le piston a parcouru environ 5,08 cm, soit environ la moitié de sa course, ce qui réduit de moitié le volume du cylindre. La température a maintenant doublé pour atteindre ~71,11°C et la pression est de ~234,42 kPa.

À environ 43° (Avant le sommet - centre mort), le piston a parcouru 7,77 cm de sa course vers le haut et le volume est à nouveau réduit de moitié. En conséquence, la température double à nouveau pour atteindre environ 160°C et la pression est de ~586 kPa. Lorsque le piston a parcouru 8,96 cm de sa course, le volume est à nouveau divisé par deux et la température atteint ~337,77°C et la pression 1909,84 kPa. Lorsque le piston a parcouru 9,54 cm de sa course, ou que le volume est à nouveau réduit de moitié, la température grimpe à 693,33°C et la pression atteint 5115,91 kPa. Avec une surface de piston de 24,42 cm carrés, la pression dans le cylindre exerce une force d'environ 3236 kg. Ou 3-1/2 tonnes de force.

Les chiffres ci-dessus sont idéaux et fournissent un bon exemple de ce qui se passe dans un moteur pendant la compression. Dans un moteur réel, les pressions n'atteignent qu'environ 4757 kPa. Ceci est Cela est principalement dû à la perte de chaleur dans les parties pièces [15].

- Injection de carburant

Le carburant à l'état liquide est injecté dans le cylindre à un moment et à un taux précis afin de garantir que la pression de combustion n'est forcée sur le piston ni trop tard. Le carburant entre dans le cylindre où l'air comprimé chauffé est présent ; cependant, il ne brûle que lorsqu'il est à l'état de vapeur (obtenu par l'ajout de chaleur pour provoquer la vaporisation) et intimement mélangé à un apport d'oxygène. Les premières gouttelettes minuscules de carburant entrent dans la chambre de combustion et sont rapidement vaporisées. La vaporisation du carburant entraîne le refroidissement de l'air qui l'entoure et il faut du temps pour que l'air se réchauffe suffisamment pour enflammer le carburant vaporisé. Mais une fois que l'allumage a commencé, la chaleur supplémentaire de la combustion aide à vaporiser davantage le nouveau carburant qui entre dans la chambre, tant que l'oxygène est présent. L'injection de carburant commence à 28° (Avant le sommet - centre

mort) et se termine à 3° (après le point mort haut) ; par conséquent, le carburant est injecté pendant une durée de 31° [15].

- Puissance

Les deux soupapes sont fermées et la charge d'air frais a été comprimée. Le carburant a été injecté et commence à brûler. Après le passage du piston au point mort haut, la chaleur est rapidement libérée par l'allumage du carburant, ce qui provoque une augmentation de la pression dans le cylindre. Les températures de combustion sont d'environ 1280°C. Cette augmentation de la pression force le piston vers le bas et augmente la force exercée sur le vilebrequin pour la course.

L'énergie générée par le processus de combustion n'est pas entièrement exploitée. Dans un moteur diesel à deux temps, seulement 38 % environ de la puissance générée est exploitée pour effectuer un travail, environ 30 % est gaspillée sous forme de chaleur rejetée dans le système de refroidissement et environ 32 % sous forme de chaleur est rejetée par l'échappement. En comparaison, le moteur diesel à quatre temps a une distribution thermique de 42% convertie en travail utile, 28% de chaleur rejetée dans le système de refroidissement, et 30 % de chaleur rejetée par l'échappement [15].

- Échappement

Lorsque le piston se rapproche de 48° avant le point mort bas, la came du lobe d'échappement commence à forcer le galet vers le haut, ce qui fait que la soupape d'échappement se soulève de son siège. Les gaz d'échappement commencent à s'écouler hors de la soupape d'échappement sous l'effet la pression du cylindre et dans le collecteur d'échappement. Après qu'après avoir dépassé le point mort haut, le piston se déplace vers le haut et accélère à sa vitesse maximale à 63° avant le sommet - centre mort. A partir de ce point, le piston décélère. Au fur et à mesure que la vitesse du piston ralentit, la vitesse des gaz qui s'échappent du cylindre crée une pression légèrement inférieure à la pression atmosphérique. A 28° avant le sommet - centre mort, la soupape d'admission s'ouvre et le cycle recommence [15].

1.3.2 Le cycle à deux temps

Comme le moteur à quatre temps, le moteur à deux temps doit passer par les mêmes quatre événements : admission, compression, puissance et échappement. Mais un moteur à deux temps ne nécessite que deux courses du piston pour effectuer un cycle complet. Par conséquent, il ne nécessite qu'une seule rotation du vilebrequin pour accomplir un cycle. Cela signifie que plusieurs événements doivent se produire au cours de chaque course pour que les quatre événements soient réalisés en deux courses, contrairement au moteur à quatre temps où chaque course contient essentiellement un événement.

Dans un moteur à deux temps, l'arbre à cames est démultiplié de manière à tourner à la même vitesse que le vilebrequin (1 :1). La section suivante décrit un moteur diesel à deux temps, suralimenté ayant des orifices d'admission et des soupapes d'échappement, un alésage de 7.5 cm, une course de 10 cm et un taux de compression de 16 :1. au cours d'un cycle complet. Nous allons commencer par la course d'échappement.

Tous les repères de calage indiqués sont génériques et varient d'un moteur à l'autre.

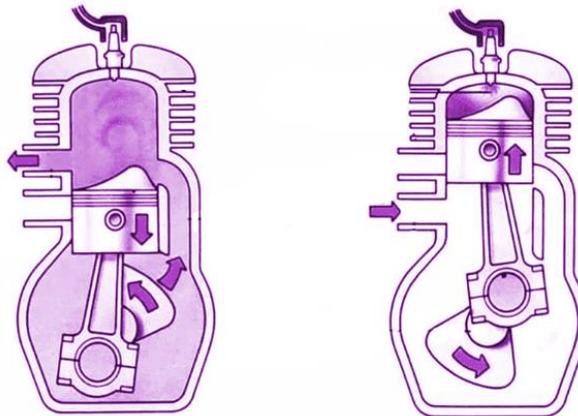


Figure 11 : Le cycle à deux temps [16]

- Échappement et admission

A 82° après le point mort haut, alors que le piston est en fin de course, la came d'échappement commence à soulever la soupape d'échappement. Le jeu des soupapes est augmenté et 9° plus tard (91° après le point mort haut), le culbuteur pousse la soupape d'échappement hors de son siège. Les gaz d'échappement commencent à s'échapper dans le collecteur d'échappement. La pression du cylindre commence à diminuer.

Après avoir parcouru les trois quarts de sa course (descendante), ou 132° après le point mort haut de rotation du vilebrequin, le piston commence à découvrir les orifices d'admission. Comme la soupape d'échappement est toujours ouverte, le fait de découvrir les orifices d'admission permet à l'air frais comprimé d'entrer dans le cylindre, ce qui contribue à refroidir le cylindre et à le débarrasser des gaz d'échappement restants. En général, l'admission et l'échappement se produisent sur environ 96° de rotation du vilebrequin.

À 43° après le point mort bas, l'arbre à cames commence à fermer la soupape d'échappement. À 53° après le point mort bas (117° avant le sommet - centre mort), l'arbre à cames a suffisamment tourné pour permettre à la pression du ressort de fermer la soupape d'échappement. De même, lorsque le piston dépasse 48° après le point mort bas (5° après le début de la fermeture de la soupape d'échappement), les orifices d'admission sont fermés par le piston [17].

- Compression

Une fois que la soupape d'échappement est sur son siège (53° après le sommet - point mort), la température et la pression commencent à augmenter presque de la même manière que dans le moteur à quatre temps. La figure 12 illustre la compression dans un moteur à deux temps. A 23° avant le haut - centre mort, la came de l'injecteur commence à soulever le poussoir et la tige de l'injecteur. L'injection de carburant se poursuit jusqu'à 6° avant le haut - centre mort (17 degrés d'injection au total d'injection) [17].

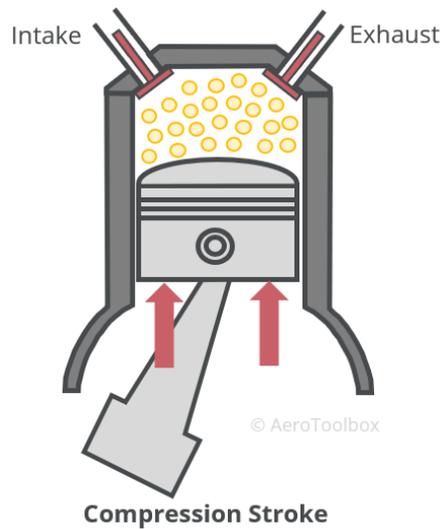


Figure 12 : compression dans un moteur à deux temps [18]

- Puissance

La course motrice commence après le passage du piston au point mort haut. La figure 13 illustre la course motrice qui se poursuit jusqu'à ce que le piston atteigne 91° après le sommet - point mort, moment où les soupapes d'échappement commencent à s'ouvrir et un nouveau cycle commence [17].

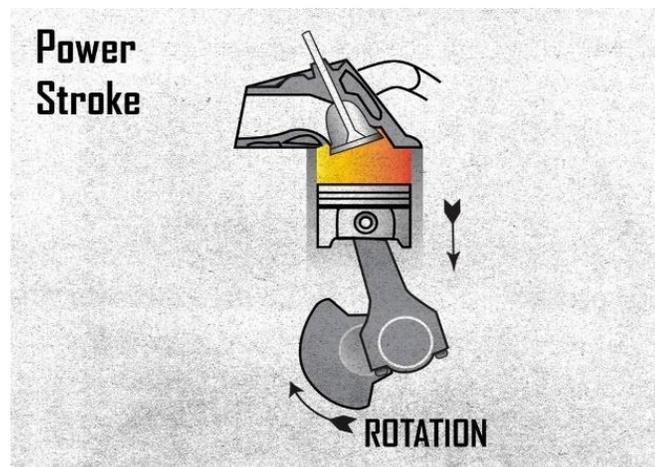


Figure 13 : La course motrice [19]

1.4 AVANTAGES DES MOTEURS DIESEL

Le moteur diesel présente plusieurs avantages par rapport aux moteurs fonctionnant selon d'autres principes. Les applications des moteurs diesel sont les suivantes [20].

1. Il a le rendement effectif le plus élevé de tous les moteurs à combustion.
2. Le moteur diesel peut brûler une grande variété de carburants.
3. Consommation spécifique est plus petite que celle du moteur à essence.
4. Il a une densité énergétique élevée
5. Bonnes propriétés de lubrification
6. Faible risque d'incendie, car il ne produit pas de vapeur inflammable.

7. Injection du carburant directement dans la chambre de combustion, sans restriction d'admission d'air en dehors des filtres à air.

8. Les moteurs diesel ont un très bon comportement en matière d'émissions de gaz d'échappement.

1.5 INCONVENIENTS DES MOTEURS DIESELS

Malgré les grands avantages des moteurs diesel, ils ont toujours certaines limites. Voici les inconvénients des moteurs diesel [20].

1. Les voitures à moteur diesel coûtent généralement plus cher qu'un véhicule standard.
2. L'entretien du moteur diesel et les réparations coûtent plus cher.
3. Vous pouvez ne pas avoir autant accès au carburant dont vous avez besoin avec le diesel.
4. Le nouveau carburant diesel n'a pas les mêmes qualités lubrifiantes.

5. Il est difficile de démarrer un moteur diesel par temps froid.
6. Les moteurs diesel sont beaucoup plus bruyants que leurs homologues à essence.

1.6 LES EMISSIONS DES MOTEURS DIESEL

Le moteur diesel est un moteur à auto-allumage dans lequel le carburant et l'air sont mélangés à l'intérieur du moteur. L'air nécessaire à la combustion est fortement comprimé à l'intérieur de la chambre de combustion. Cela génère des températures élevées qui sont suffisantes pour que le carburant diesel s'allume spontanément lorsqu'il est injecté dans le cylindre. Ainsi, le moteur diesel utilise la chaleur pour libérer l'énergie chimique contenue dans le carburant diesel et la convertir en force mécanique.

Le carbone et l'hydrogène constituent l'origine du carburant diesel comme la plupart des combustibles fossiles. Pour un équilibre thermodynamique idéal, la combustion complète du carburant diesel ne produirait que du CO₂ et du H₂O dans les chambres de combustion du moteur. Cependant, de nombreuses raisons (le rapport air-carburant, le moment de l'allumage, la turbulence dans la chambre de combustion, la forme de la combustion, la concentration air-carburant, la température de combustion, etc.) rendent cela impossible, et un certain nombre de produits nocifs sont générés pendant la combustion. Les produits nocifs les plus importants sont le CO, les HC, les NO_x et les PM.

La figure (14) suivante montre la composition approximative des gaz d'échappement des moteurs diesel. Les émissions polluantes ont un taux inférieur à 1 % dans les gaz d'échappement des moteurs diesel. Les NO_x représentent la plus grande proportion des émissions polluantes du diesel avec un taux de plus de 50 %. Après les émissions de NO_x, les particules représentent la deuxième plus grande proportion d'émissions polluantes. Parce que les moteurs diesel sont des moteurs à combustion pauvre, et la concentration de CO et HC est minimale. En outre, les émissions polluantes comprennent un peu de SO₂ en fonction des spécifications et de la qualité du carburant. Il est produit par les sulfates contenus dans le carburant diesel. Pour l'instant, il n'existe pas de système de post-traitement comme un

convertisseur catalytique pour éliminer le SO₂. Aujourd'hui, la plupart des distributeurs de pétrole et des clients préfèrent le diesel à très faible teneur en soufre (ULSD) pour les moteurs diesel afin de prévenir les effets nocifs du SO₂ [21].

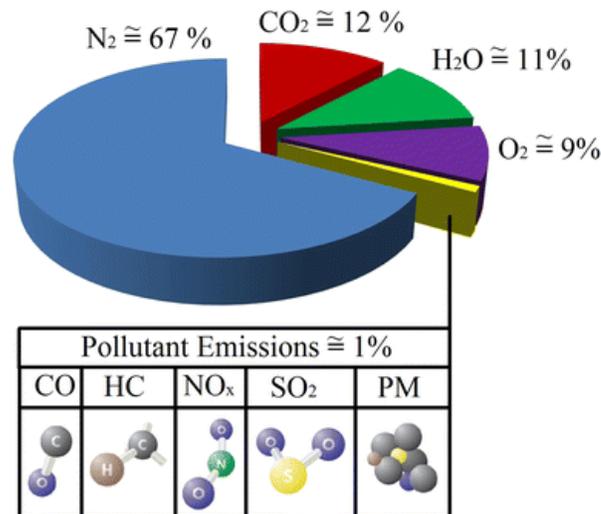


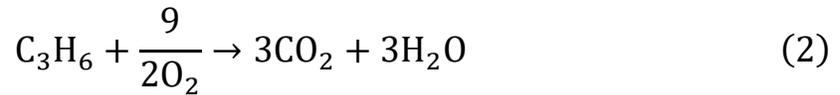
Figure 14 : La composition approximative des gaz d'échappement [22]

Dans cette section, les quatre principales émissions polluantes (CO, HC, PM, et NO_x) du moteur diesel sont expliquées. Chaque type d'émission est étudié individuellement et les impacts de chaque émission sur les problèmes environnementaux et sanitaires sont également révélés.

1.6.1 Catalyseur d'oxydation diesel (COD)

La principale fonction des COD est d'oxyder les émissions de HC et de CO. En outre, les COD jouent un rôle dans la réduction de la masse des émissions de particules de diesel en oxydant certains des hydrocarbures qui sont adsorbés sur les particules de carbone (Chen et Schirmer 2003 ; Wang et al. 2008). Les COD peuvent également être utilisés en conjonction avec des catalyseurs SCR pour oxyder le NO en NO₂ et augmenter le rapport NO₂:Nox [23].

Trois réactions principales se produisent dans les COD.



Le CO et les HC sont oxydés pour former du CO₂ et du H₂O [Eqs. (1), (2)] dans le COD (Fig. 15). Les gaz d'échappement des moteurs diesel contiennent généralement de l'O₂, de 2 à 17 % en volume, qui ne réagit pas avec le carburant dans la chambre de combustion [23].

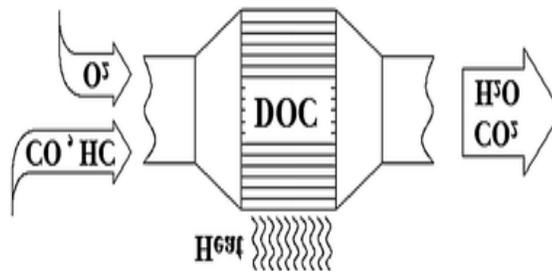


Figure 15 : Catalyseur d'oxydation diesel [23]

1.6.2 Filtre à particules diesel (FPD)

Les FPD sont utilisés dans la production de véhicules depuis 2000. Ils sont utilisés pour éliminer les émissions de particules des gaz d'échappement par filtration physique et sont généralement constitués de cordiérite ($2\text{MgO}-2\text{Al}_2\text{O}_3-5\text{SiO}_2$) ou de carbure de silicium (SiC) dont les canaux sont bouchés à des extrémités alternées. Les canaux bouchés à chaque extrémité forcent les matières particulaires diesel à traverser les parois poreuses du substrat, qui agissent comme un filtre mécanique (Fig. 16) [23].

Lorsque les particules de suie traversent les parois, elles sont transportées par diffusion dans les parois des pores où elles adhèrent. Ce filtre comporte un grand nombre de canaux

parallèles, essentiellement carrés. L'épaisseur des parois des canaux est généralement de 300 à 400 μm [23].

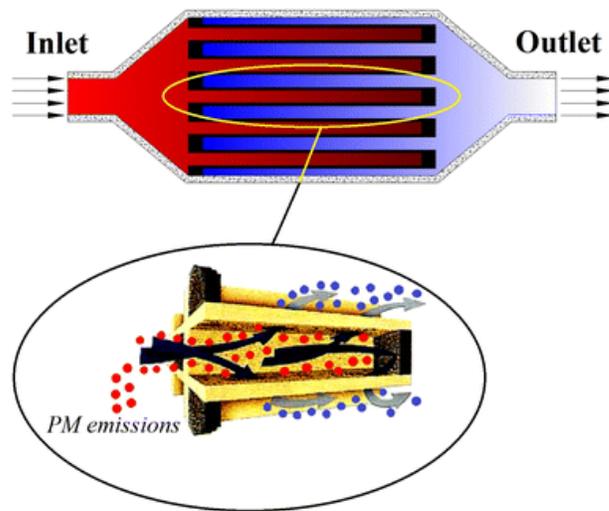


Figure 16 : Filtre à particules diesel (FPD) [23]

Les parois du filtre sont conçues pour présenter une porosité optimale, permettant aux gaz d'échappement de traverser leurs parois sans trop d'encombre, tout en étant suffisamment imperméables pour recueillir les espèces particulaires. Au fur et à mesure que le filtre est saturé de suie, une couche de suie se forme à la surface des parois du canal. Cela permet une filtration de surface très efficace pour la phase de fonctionnement suivante. Cependant, il faut éviter une saturation excessive. Au fur et à mesure que les filtres accumulent des particules, il se crée une contre-pression qui a de nombreux effets négatifs tels qu'une augmentation de la consommation de carburant, des pannes de moteur et des contraintes dans le filtre. Pour éviter ces effets négatifs, le FPD doit être régénéré en brûlant les particules piégées [23].

CHAPITRE 2 ÉTUDE ET MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

2.1 INTRODUCTION

Ce chapitre est divisé en deux parties principales. Dans la première partie nous introduisons les différents cycles thermodynamiques et dans la deuxième partie nous nous intéressons à la modélisation du cycle du moteur diesel.

2.2 CONCEPT

Le moteur à combustion pneumatique hybride proposé est basé sur le contournement de la sortie turbocompresseur et la connexion du réservoir d'air à la soupape d'admission à l'aide de deux soupapes à trois voies, comme le montre la figure 17. La première vanne à trois voies relie l'entrée de l'ICE soit au réservoir d'air, soit à la sortie du compresseur, tandis que la seconde vanne à trois voies relie l'échappement de l'ICE soit à l'entrée de la turbine, soit à l'atmosphère. Le concept exige également un contrôle total des soupapes d'admission, des soupapes d'échappement et des injecteurs de carburant. Il permet au moteur de fonctionner selon les quatre modes suivants.

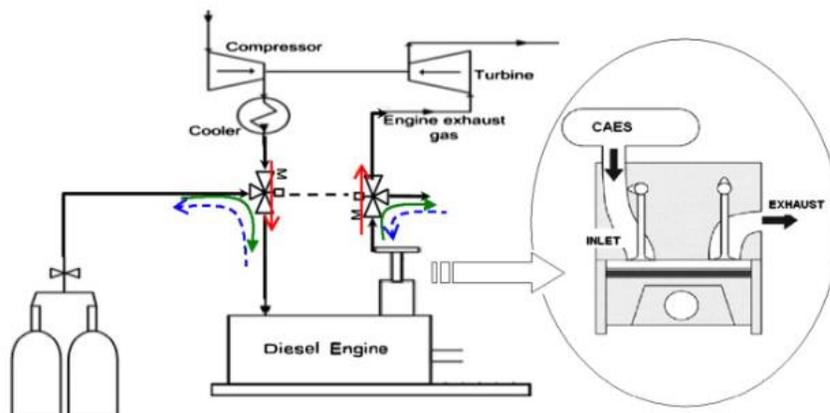


Figure 17 : Schéma moteur à combustion pneumatique hybride [24]

2.2.1 Mode moteur à combustion conventionnelle à quatre temps

Les vannes à trois voies relient le turbocompresseur à l'admission et à l'échappement du moteur. Le cycle dure pendant deux tours du piston. La soupape d'admission est ouverte pendant toute la descente du piston (1 → 2) de la première course. Lorsque le piston arrive au point mort bas (PMB), la phase de compression (2-3) commence. Quelques degrés avant le PMH, le carburant commence à être injecté (FIS). La phase de combustion (3 → 5) commence quelques degrés plus tard et se termine quelques degrés après le PMH. Après la combustion, la phase d'expansion (5 → 6) se produit pendant la descente du piston jusqu'à ce qu'il atteigne le PMH. Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre et la phase d'échappement (6 → 8) se produit pendant la montée du piston. Au PMH, la soupape d'échappement se ferme. Les pressions d'admission et d'échappement sont fixées par le turbocompresseur. La figure 18 illustre le cycle thermodynamique idéal de ce mode de fonctionnement [25].

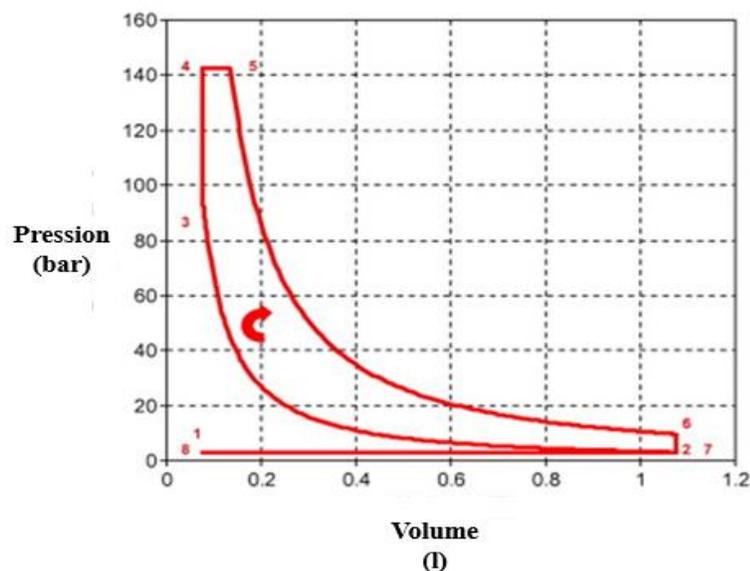


Figure 18 : Illustration du cycle de combustion conventionnel idéal à quatre temps [25]

2.2.2 Mode hybride quatre temps à moteur pneumatique-combustion

Ce mode est également appelé mode quatre temps assisté par l'air. Les vannes à trois voies déconnectent le turbocompresseur et relient l'admission du moteur au réservoir d'air. La pression d'admission est égale à la pression du réservoir d'air. La soupape d'admission est ouverte pendant une partie de la descente du piston de la première course, permettant la phase d'admission (1 → 2). Quelque part entre le PMH et le PMB, la soupape d'admission se ferme et une phase d'expansion (2 → 3) commence. Lorsque le piston arrive au PMB, le fonctionnement se poursuit exactement comme en mode conventionnel. La figure 19 illustre le cycle thermodynamique idéal relatif à ce mode de fonctionnement. Ce mode fonctionne normalement même avec les moteurs Diesel, car l'injection de carburant peut commencer à tout moment pendant la compression du piston entre les points 3 et 4, afin de garantir que la combustion du carburant commence au moment voulu pour obtenir le meilleur rendement du cycle [25].

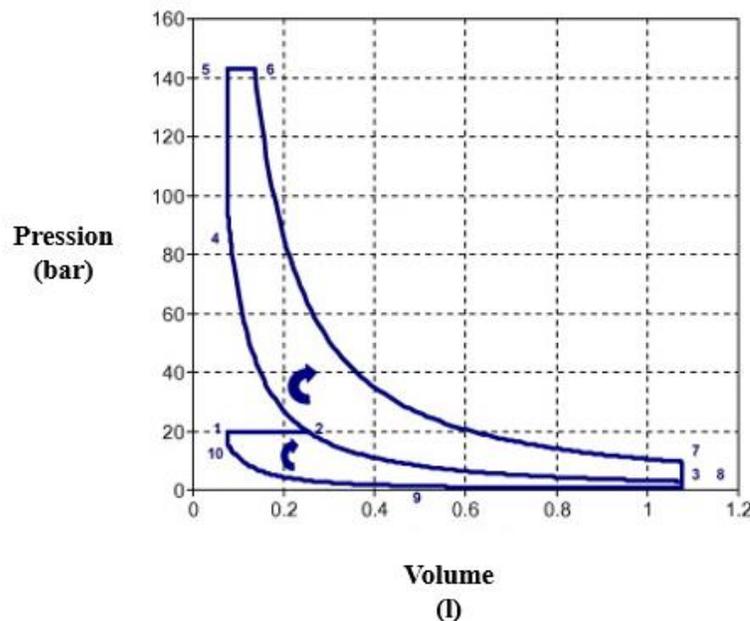


Figure 19 : Illustration du cycle idéal de moteur hybride pneumatique-combustion à quatre temps [25]

2.3 LA MODELISATION DES CYCLES THERMODYNAMIQUE

2.3.1 Moteur idéale à combustion à quatre temps

Le procédé de 1 à 2 est isobare à la pression d'admission P_{int} et est caractérisé par :

$$P_2 = P_1 = P_{int} \quad (4)$$

L'application de la première loi de la thermodynamique à ce processus donne :

$$m_2 \cdot u_2 - m_1 \cdot u_1 = (m_2 - m_1) \cdot h_1 - P_{int} \cdot (V_2 - V_1) \quad (5)$$

Et :

$$m_2 \cdot cv \cdot T_2 - m_1 \cdot cv \cdot T_1 = (m_2 - m_1) \cdot cp \cdot T_1 - P_{int} \cdot (V_2 - V_1) \quad (6)$$

En développant cette équation combinée à la loi des gaz parfaits, on obtient :

$$m_2 = \frac{P_{int} \cdot V_2}{r \cdot T_{int}} - m_1 \cdot \left(\frac{T_1}{\gamma \cdot T_{int}} - 1 \right) - \frac{P_{int} \cdot V_1}{cp \cdot T_{int}} \quad (7)$$

Par conséquent :

$$T_2 = \frac{P_{int} \cdot V_2}{m_2 \cdot \varphi} \quad (8)$$

Le procédé de 2 à 3 est une compression adiabatique caractérisée par :

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^\gamma \quad (9)$$

Par conséquent :

$$T_3 = T_2 \cdot \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^{\gamma-1} \quad (10)$$

Et le travail généré pendant ce processus peut être calculé par :

$$W_{2 \rightarrow 3} = m_3 \cdot (u_3 - u_2) = m_3 \cdot cv \cdot (T_3 - T_2) \quad (11)$$

En sachant ça :

$$m_3 = m_2 \quad (12)$$

Le processus de 3 à 4 représente la flamme mélangée qui est une combustion isochore instantanée d'une proportion αv de la masse totale injectée de combustible, m_f . On obtient ainsi :

$$m_4 = m_3 + \alpha v \cdot m_f \quad (13)$$

αv est une variable dépendant du point de fonctionnement. L'application de la première loi de la thermodynamique à ce procédé donne :

$$m_4 \cdot u_4 - m_3 \cdot u_3 = \alpha v \cdot m_f \cdot pci \quad (14)$$

Le développement de l'équation (14) donne :

$$T_4 = \frac{\alpha v \cdot m_f \cdot pci + m_3 \cdot cv \cdot T_3}{m_4 \cdot cv} \quad (15)$$

De plus,

$$P_4 = \frac{m_4 \cdot r \cdot T_4}{V_4} \quad (16)$$

Le processus de 4 à 5 représente la flamme de diffusion qui est une combustion isobare de la proportion restante αp de la masse totale de carburant injectée, m_f .

$$m_5 = m_4 + \alpha p \cdot m_f \quad (17)$$

Le processus de 4 à 5 est isobare,

$$P_5 = P_4 \quad (18)$$

L'application de la première loi de la thermodynamique à ce processus donne :

$$m_5 \cdot u_5 - m_4 \cdot u_4 = \alpha p \cdot m_f \cdot pci - P_5 \cdot (V_5 - V_4) \quad (19)$$

Le développement de l'équation (16) donne :

$$T_5 = \frac{\alpha p \cdot m_f \cdot pci - P_5 \cdot (V_5 - V_4) + m_4 \cdot cv \cdot T_4}{m_5 \cdot cv} \quad (20)$$

De plus, en utilisant la loi des gaz parfaits, on obtient :

$$V_5 = \frac{m_6 \cdot r \cdot T_5}{P_6} \quad (21)$$

Et :

$$T_5 = \frac{\alpha_g \cdot m_f \cdot pci + P_5 \cdot V_4 + m_4 \cdot cv \cdot T_4}{m_5 \cdot cp} \quad (22)$$

Le procédé de 5 à 6 est une expansion adiabatique caractérisée par :

$$P_6 = P_5 \cdot \left(\frac{V_5}{V_6} \right)^\gamma \quad (23)$$

Et :

$$T_6 = T_5 \cdot \left(\frac{V_5}{V_6} \right)^{\gamma-1} \quad (24)$$

Sachant cela :

$$m_6 = m_5 \quad (25)$$

Le procédé de 6 à 7 est un échappement isochore caractérisé par :

$$V_7 = V_{\text{eth}} \quad (26)$$

L'application de la première loi de la thermodynamique à ce processus donne :

$$m_7 \cdot u_7 - m_6 \cdot u_6 = (m_7 - m_6) \cdot h_7 \quad (27)$$

Le développement de cette équation donne :

$$T_7 = \frac{m_e \cdot cv \cdot T + P_r \cdot V_T}{m_6 \cdot cp} \quad (28)$$

De plus, en utilisant la loi des gaz parfaits, on obtient :

$$m_7 = \frac{P_7 \cdot V_7}{r \cdot T_7} \quad (29)$$

Le procédé de 7 à 8 est isobare à la pression d'admission P_{exh} caractérisé par :

$$P_8 = P_{\text{exh}} \quad (30)$$

L'application de la première loi de la thermodynamique à ce processus donne :

$$m_8 \cdot u_8 - m_7 \cdot u_7 = (m_8 - m_7) \cdot h_8 - P_{\text{exh}} \cdot (V_8 - V_7) \quad (31)$$

Par conséquent,

$$m_8 \cdot cv \cdot T_8 - m_7 \cdot cv \cdot T_7 = (m_8 - m_7) \cdot cp \cdot T_8 - P_{\text{exh}} \cdot (V_8 - V_7) \quad (32)$$

En développant cette équation, on obtient :

$$T_8 = \frac{P_{\text{exh}} \cdot V_8 + m_7 \cdot cv \cdot T - P_{\text{chh}} \cdot (V_8 - V_7)}{m_T \cdot Cp} \quad (33)$$

De plus, en utilisant la loi des gaz parfaits, on obtient :

$$m_8 = \frac{P_{\text{enh}} \cdot V_8}{T_8 \cdot r} \quad (34)$$

Enfin, le procédé de 8 à 1 est un remplissage isochore caractérisé par :

$$V_1 = V_{\text{int}} \quad (35)$$

L'application de la première loi de la thermodynamique à ce processus donne :

$$m_1 \cdot u_1 - m_8 \cdot u_8 = (m_1 - m_8) \cdot h_{\text{int}} \quad (36)$$

Par conséquent,

$$m_1 \cdot cv \cdot T_1 - m_8 \cdot cv \cdot T_8 = (m_1 - m_8) \cdot cp \cdot T_{\text{int}} \quad (37)$$

Le développement de cette équation combinée à la loi des gaz parfaits donne :

$$T_1 = \frac{P_1}{\frac{P_1 - P_8}{\gamma \cdot T_{\text{int}}} + \frac{P_8}{T_8}} \quad (38)$$

De plus,

$$m_1 = m_8 + \frac{vm}{r} \cdot \left(\frac{P_1}{T_1} - \frac{P_8}{T_8} \right) \quad (39)$$

2.4 CONCLUSION

Nous avons réussi à introduire une présentation des modélisations des cycles thermodynamique d'un moteur diesel, en se basant sur une étude faite au niveau d'un moteur idéale à combustion à quatre temps.

CHAPITRE 3 ETUDE ET CONCEPTION DU SOLUTION DE SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL AVEC L’AIR COMPRIME

3.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre on va commencer par une présentation sur le logiciel GT-POWER. On présente ensuite le modèle choisi pour la suite du mémoire sur lequel on va appliquer ses techniques de suralimentation.

3.2 GT-POWER

GT-Power est l'outil de simulation de moteur standard de l'industrie, utilisé par tous les grands constructeurs de moteurs et de véhicules et leurs fournisseurs. Il est également utilisé pour les moteurs de navires et les moteurs de production d'énergie, les petits moteurs à deux et quatre temps et les moteurs de course. Il fournit à l'utilisateur de nombreux composants pour modéliser n'importe quel concept avancé. Parmi ses avantages, citons sa facilité d'utilisation et son intégration étroite avec le reste de GT-SUITE, ce qui donnent à GT-Power une "perspective" de moteur virtuel. GT-POWER offre de nombreuses capacités avancées dans le domaine de la modélisation acoustique, notamment :

- Modèle de microphone pour prédire le bruit rayonné à partir de l'ouverture d'admission/échappement.
- Préprocesseur intuitif basé sur la CAO 3D pour l'importation, le nettoyage et le maillage de géométries complexes trouvées dans les silencieux.
- les géométries complexes des silencieux, des boîtes à air moulées et des plénums irréguliers.
- Analyse des pertes de transmission par quatre microphones.
- Analyse rapide et linéaire pour une évaluation rapide du concept, analyse non linéaire standard pour la validation du concept final.

- Post-traitement avancé pour la création facile de diagrammes de Campbell, coupures d'ordre, etc.

- Génération de sorties audio pour l'évaluation subjective de la qualité des évaluations.

Dans une simulation acoustique, GT Power peut avoir un positionnement différent du microphone selon les besoins et peut également ajuster le niveau du sol.

3.2.1 Modélisation des moteurs hybrides pneumatiques dans GT-POWER

L'objectif principal du modèle de moteur hybride pneumatique est d'explorer davantage son potentiel et ses caractéristiques.

Notre modélisation moteur doit tenir compte de "l'environnement", qui commence par la configuration des paramètres d'admission, des valeurs de température, de pression et d'humidité, etc.

Au démarrage du programme, une fenêtre vide s'ouvre. Un nouveau modèle peut être créé en cliquant sur l'onglet Ressources, puis en cliquant sur l'icône Modèles.

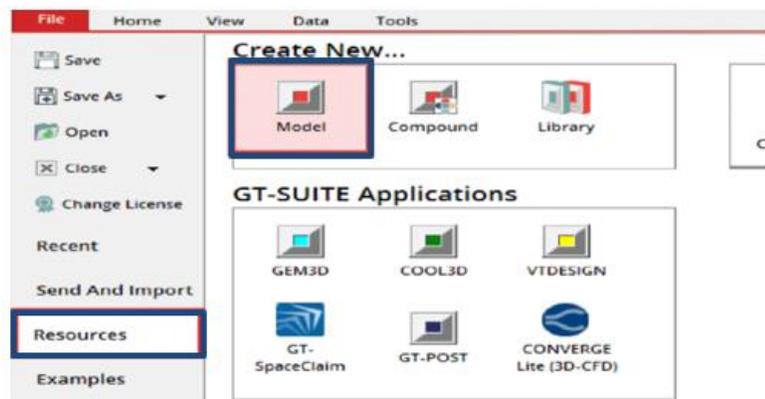


Figure 20 : Création modèle [26]

Dans la partie suivante une carte de projet et une bibliothèque de projet vides seront créées.

La création d'un modèle GT-Power nécessite d'abord de sélectionner l'un des modèles disponibles dans la bibliothèque de modèles (Figure 21), qui contient tous les modèles pouvant être utilisés dans GT-Power.

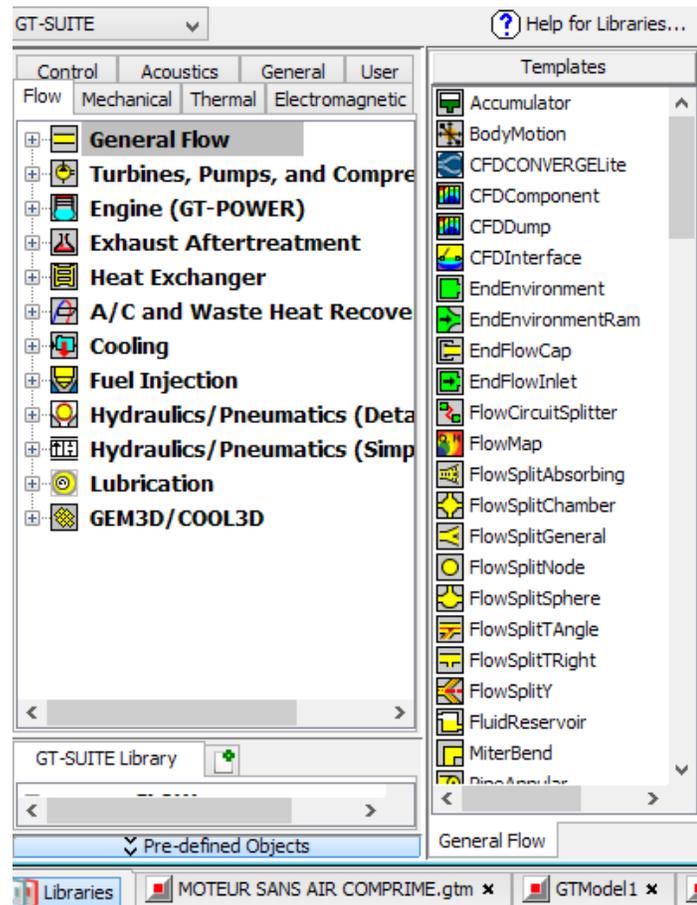


Figure 21 : Bibliothèques du GT-POWER [26]

Des paramètres propres à chaque objet utilisé doivent être renseignés afin de garantir le bon fonctionnement du modèle créé et d'obtenir des résultats de simulation concrets au plus près de la réalité.

La Figure 22 montre un exemple de paramètres moteur spécifiques qui doivent être entrés avant d'exécuter la simulation :

- Nombre de cylindres.
- Choisir le régime du moteur (900rpm, 1200rpm, 1500rpm, 1800rpm...).
- Volume de déplacement.
- Système de carburant diesel.
- Rapport de compression.
- Saisir les dimensions du cylindre.

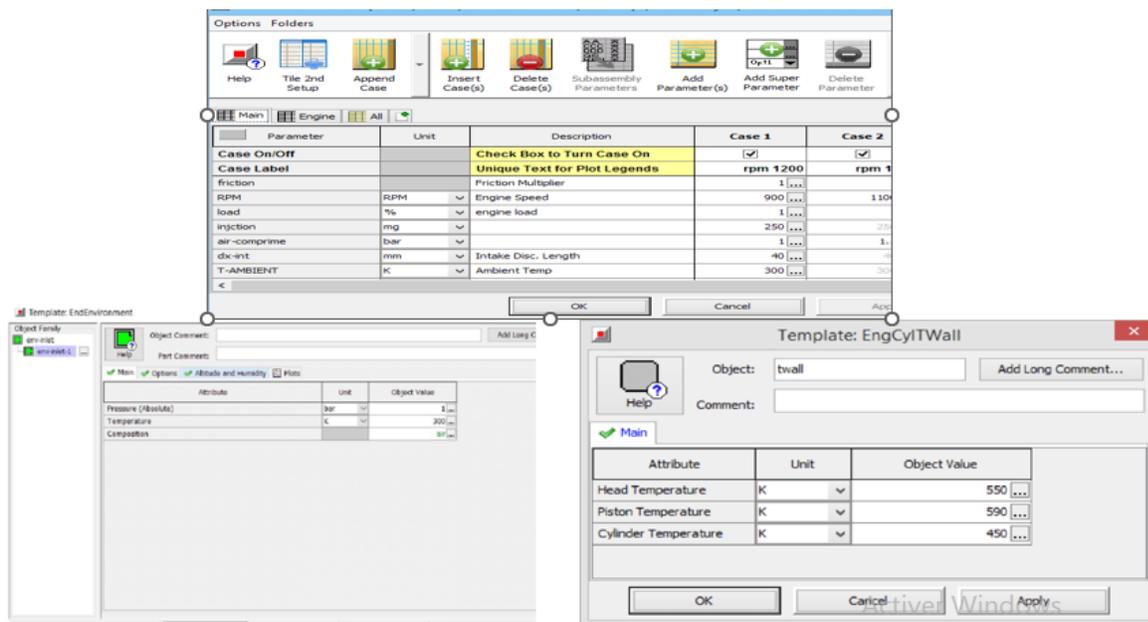


Figure 22 : Paramètres du moteur [26]

Dans cette partie on va aller à la barre d'outils et cliquer sur l'onglet « Link » pour établir la connexion entre les composants du modèle.

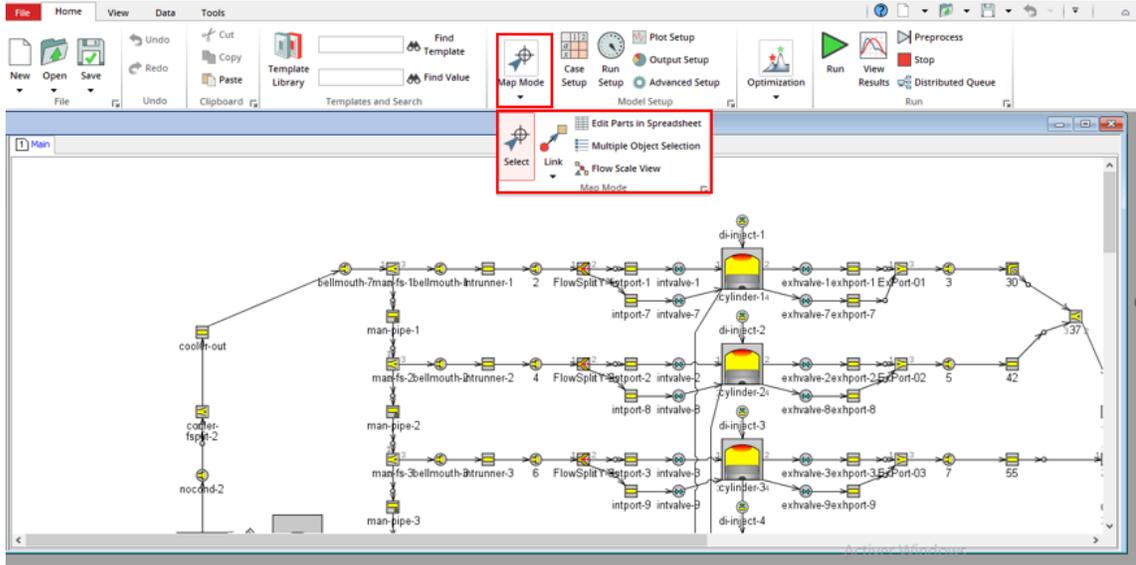


Figure 23 : Connexion des composants [26]

La figure (24) montre un exemple de modèle composé d'un vilebrequin, de cylindres d'injection directe, de soupapes d'admission, de soupapes d'échappement, d'injecteurs et de tuyaux, tous reliés entre eux.

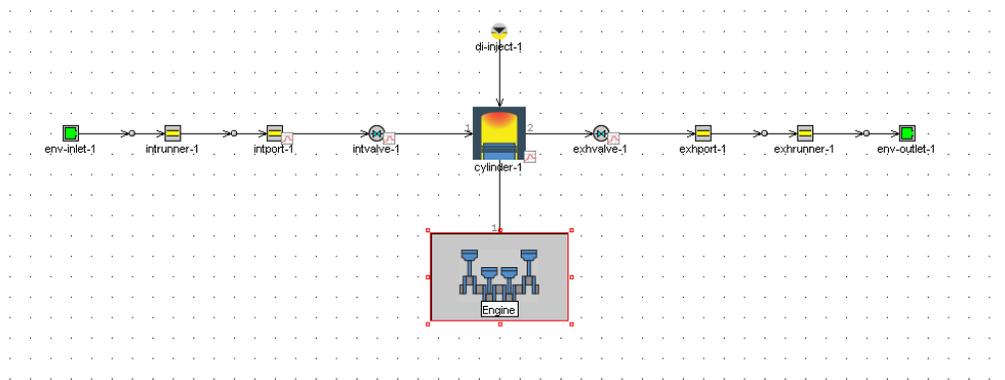


Figure 24 : Exemple de modèle de moteur connecté [26]

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

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

Ces paramètres sont nécessaires à l'exécution du programme et sont renseignés sous forme de tableau à remplir (Time control, Initialisation, Signal control, Flow control.) en cliquant sur l'onglet « Run setup ». Dans la barre d'outils. Figure 25.



Figure 25 : Onglet Run setup [26]

Dans cette partie on va passer à la partie simulation pour obtenir les résultats des performances du moteur.

Le modèle créé est maintenant prêt pour l'exécution, il suffit de cliquer sur l'icône « Run » dans la barre d'outils pour commencer la simulation. (Figure 26).

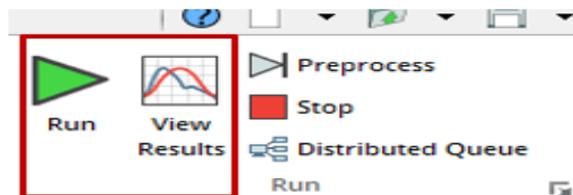


Figure 26 : Partie simulation [26]

Après d'exécuter le programme, vous devez spécifier le résultat cible et sélectionner la courbe à obtenir à la fin de la simulation. Pour cela, il existe une icône "Paramètres de dessin" dans la barre d'outils, qui contient plusieurs dossiers. Pour chaque composant du modèle, vous pouvez cocher la courbe paramétrique qui lui est associée (pression, température, volume, chaleur, débit, consommation, énergie, etc.).

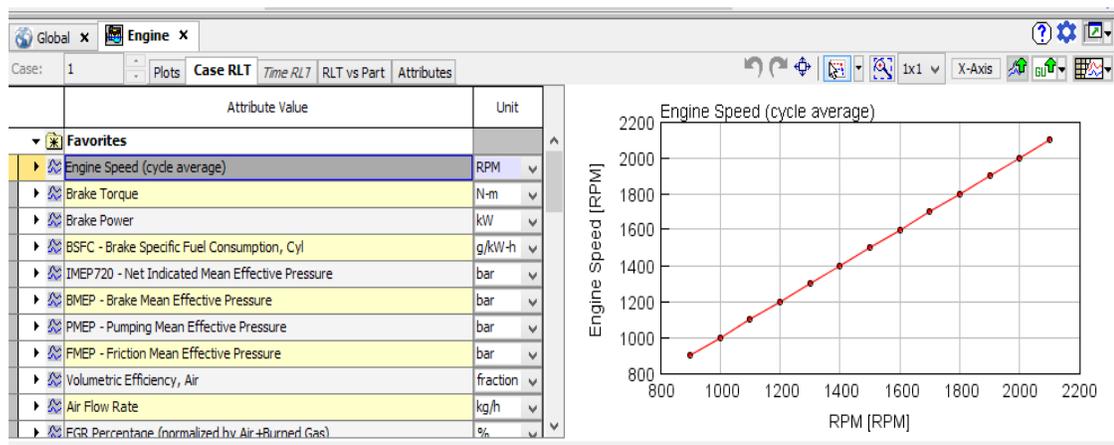


Figure 27: Résultats des simulations [26]

3.3 MODELE CHOISI

Plusieurs options ou techniques peuvent être envisagées pour améliorer la charge des moteurs diesel avec la suralimentation supplémentaire associée aux turbocompresseurs existants afin que l'air comprimé stocké puisse être utilisé. La suite de cet article examinera les techniques suivantes : Admission directe sur le collecteur d'admission.

L'air comprimé et les gaz d'échappement détendus et chauffés par le système de refroidissement du moteur sont directement reliés à l'admission du collecteur d'admission pour une compression supplémentaire. Le principal avantage de cette approche est qu'un seul turbo est utilisé, le système de compression devrait donc être plus efficace. De plus, le procédé se caractérise par une conception et un contrôle simple, et un faible coût. Cependant, le

rendement dépend largement de la température de l'air comprimé à l'entrée du compresseur (air chaud → faible rendement).

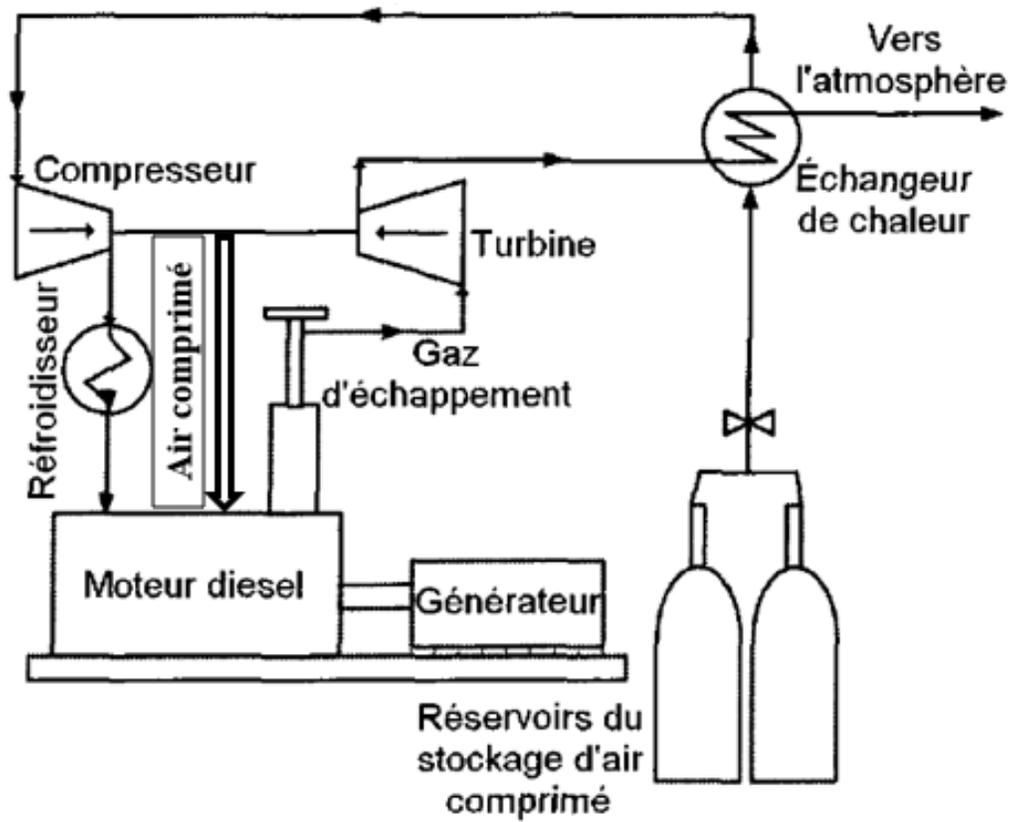


Figure 28 : Admission de l'air comprimé au collecteur [27]

CHAPITRE 4

EVALUATION DE LA SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL

4.1 INTRODUCTION

L'objectif principal de ce chapitre consiste à étudier et à mettre au point un modèle numérique pour simuler l'hybridation pneumatique du moteur diesel Caterpillar C-15 à l'aide du logiciel de simulation de moteur thermique GT-Power.

4.2 APPROCHE DE SIMULATION

Évaluation et mesure des performances de la technologie des moteurs thermiques, les environnements réels avec des prototypes expérimentaux coûtent très cher, même difficile à réaliser. En fait, les tests réels des moteurs thermiques ne proposent pas de paramètres de fonctionnement précis très différents, qui nécessitent un investissement matériel pour fournir des équipements et amélioration des outils pour diagnostiquer et extraire les résultats. Dans ce cas, la manière la plus efficace et la plus précise de relever ces défis consiste à simulation à l'aide d'outils informatiques, ce qui nous donne une variété de matériaux, et plusieurs méthodes de diagnostic (capteurs, courbes, sources...) pour étudier et évaluer la fonctionnalité du modèle sans expérimenter le comportement. Celles-ci sur des modèles réels, ces simulations donnent des résultats similaires à résultat du système réel sans réellement créer le système, ce qui permet d'éviter les problèmes du coût, les difficultés et les risques de montage du modèle. Cette approche représente un intérêt pour étudier une conception afin de réaliser une alimentation pneumatique d'un moteur diesel réel en collaboration avec la société Agnico Eagle Mines.

4.3 MODELISATION DU MOTEUR DIESEL

4.3.1 Description des modèles numériques

La modélisation numérique de notre configuration a été réalisée par une approche unidimensionnelle à l'aide du logiciel GT-Power. Notre modélisation moteur doit tenir compte de "l'environnement", ce qui inclut d'abord la configuration des paramètres d'admission, paramètres tels que la température, la pression et l'humidité. Quant au bloc-cylindres, il est solidaire des injecteurs. Ces paramètres contiennent toutes les données liées au fonctionnement du moteur. Il s'agit de Géométrie, pression, température carburant et angle d'injection de départ. Les objets cylindres de la bibliothèque GT-Power peuvent être simulés combustion offre la possibilité de régler la combustion et le flux de chaleur murs et d'autres paramètres sélectionnés par l'utilisateur, en fonction de son Modèle.

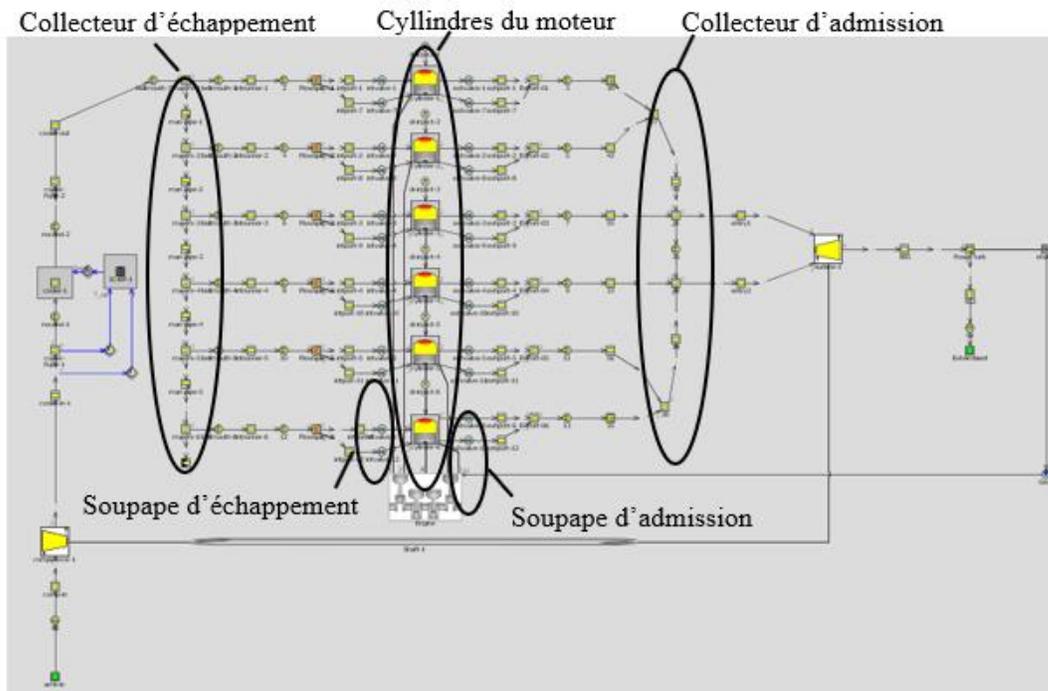


Figure 29 : Modèle du moteur CATERPILLAR C15 sur GT-Power [26]

4.3.2 Présentation du moteur

Le moteur qui fait l'objet de notre étude est le C15 Caterpillar. Il appartient à la société minière canadienne Agnico Eagle, qui produit le métal précieux à partir d'opérations au Canada, en Australie, en Finlande et au Mexique. Elle dispose d'un portefeuille de projets d'exploration et de développement de grande qualité dans ces pays, ainsi qu'aux États-Unis et en Colombie. Agnico Eagle est le partenaire de choix de l'industrie minière, avec une réputation mondiale pour ses pratiques environnementales, sociales et de gouvernance.



Figure 30 : Moteur Diesel Caterpillar C15 [28]

Tableau 1 : Caractéristiques géométriques du moteur Diesel Caterpillar C15

| <i>Paramètre</i> | <i>Valeur</i> |
|----------------------|----------------------|
| Nombre des cylindres | 6 cylindres en ligne |
| Alésage – po (mm) | 5.4 (137) |
| Course – in (mm) | 6.75 (171) |

| | |
|--|-----------------------|
| Déplacement – cu in (L) | 928 (15.2) |
| Aspiration | Série turbocompressée |
| Rapport de compression volumétrique | 18.0 :1 |
| Système de refroidissement-gal (L) | 5.8 (21.9) |
| Système d'huile de lubrification – gal (L) | 10.0 (38) |

4.3.3 Simulation sur le logiciel GT-POWER

Des simulations sont réalisées sur des modèles créés pour déterminer le comportement de notre moteur lors de son fonctionnement nominal. Pour ces essais, les conditions initiales ont été fixées au niveau du circuit d'admission d'air moteur comme suit :

- Température d'air à l'admission : 300 K.
- Pression de l'air à l'admission : 1 bar.
- La vitesse de fonctionnement est choisie de 900 à 2100 tr/min.

4.3.3.1 Le couple du moteur

Le couple est la force de torsion liée à la force de rotation du moteur. Il mesure la force qu'un moteur peut transmettre dans son mouvement. Le couple est exprimé newton-mètre (Nm).

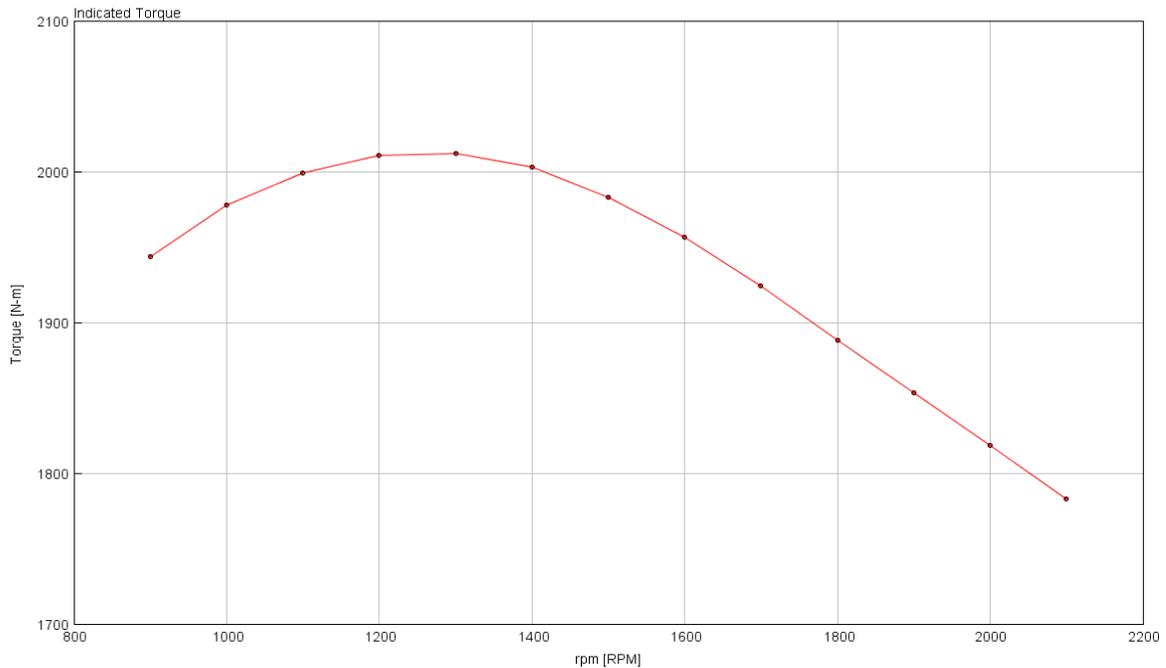


Figure 31 : Couple moteur en fonction du régime du moteur

4.3.3.2 La consommation spécifique

Les performances d'un moteur à combustion interne sont étroitement liées à la consommation de carburant, qui varie avec la vitesse appliquée au moteur. Un moteur à combustion interne a besoin de carburant et d'air pour générer de l'énergie. La quantité de carburant utilisée est généralement mesurée en débit massique (en kilogrammes par seconde [kg/s]) sur un dynamomètre. Ce paramètre ne peut pas être utilisé pour évaluer l'efficacité du moteur car la quantité de puissance pouvant être extraite du carburant est inconnue. Par conséquent, la consommation spécifique de carburant [g/kW-h] peut être obtenue en divisant le débit massique de carburant [kg/s] par la puissance du moteur [W]. Plus la consommation spécifique de carburant est faible, plus le moteur est efficace.

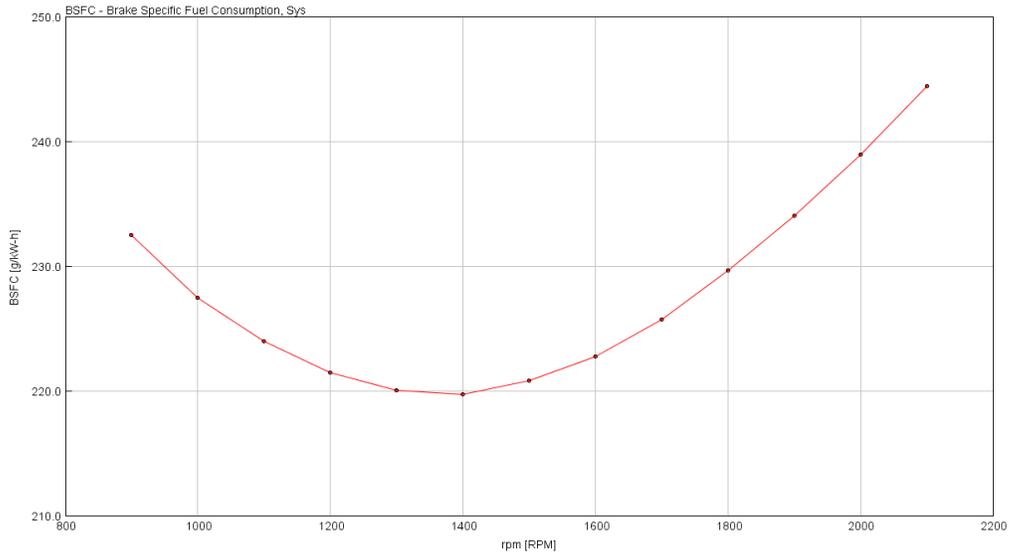


Figure 32 : Consommation spécifique en fonction du nombre de tours du moteur

4.3.3.3 Pression effective moyenne indiquée

La pression effective moyenne indiquée est la pression moyenne induite dans la chambre de combustion pendant le cycle thermodynamique complet des moteurs à combustion interne.

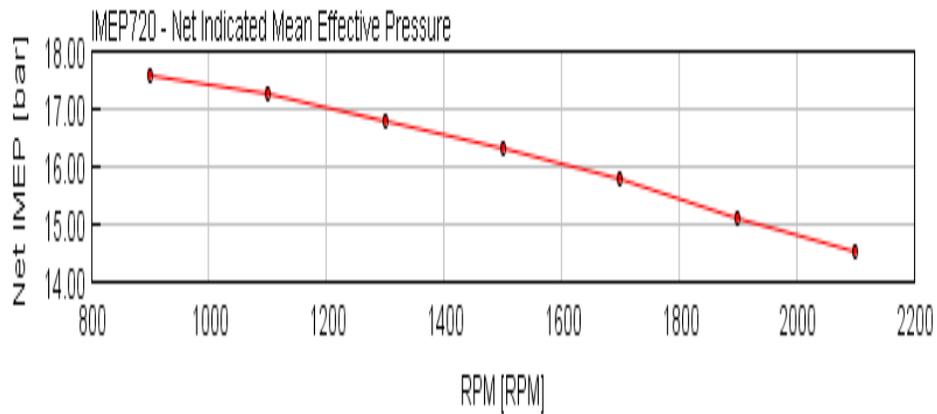


Figure 33 : Pression effective moyenne indiquée

4.4 MODELISATION DE L'HYBRIDATION PNEUMATIQUE

La simulation de l'hybridation pneumatique consiste à injecter de l'air comprimé directement dans le collecteur d'admission. Par conséquent, les simulations effectuées sont basées sur des pressions d'air d'admission à différents régimes de fonctionnement du moteur. En fait, on choisit la pression d'admission comme paramètre d'entrée (1 bar, 2 bar, 3 bar et la pression de l'air comprimé variable selon la pression de sortie du compresseur) pour maintenir la température de l'air comprimé à 300 k, et la vitesse de rotation du moteur de fonctionnement est choisie entre 900 et 1800 tr/min.

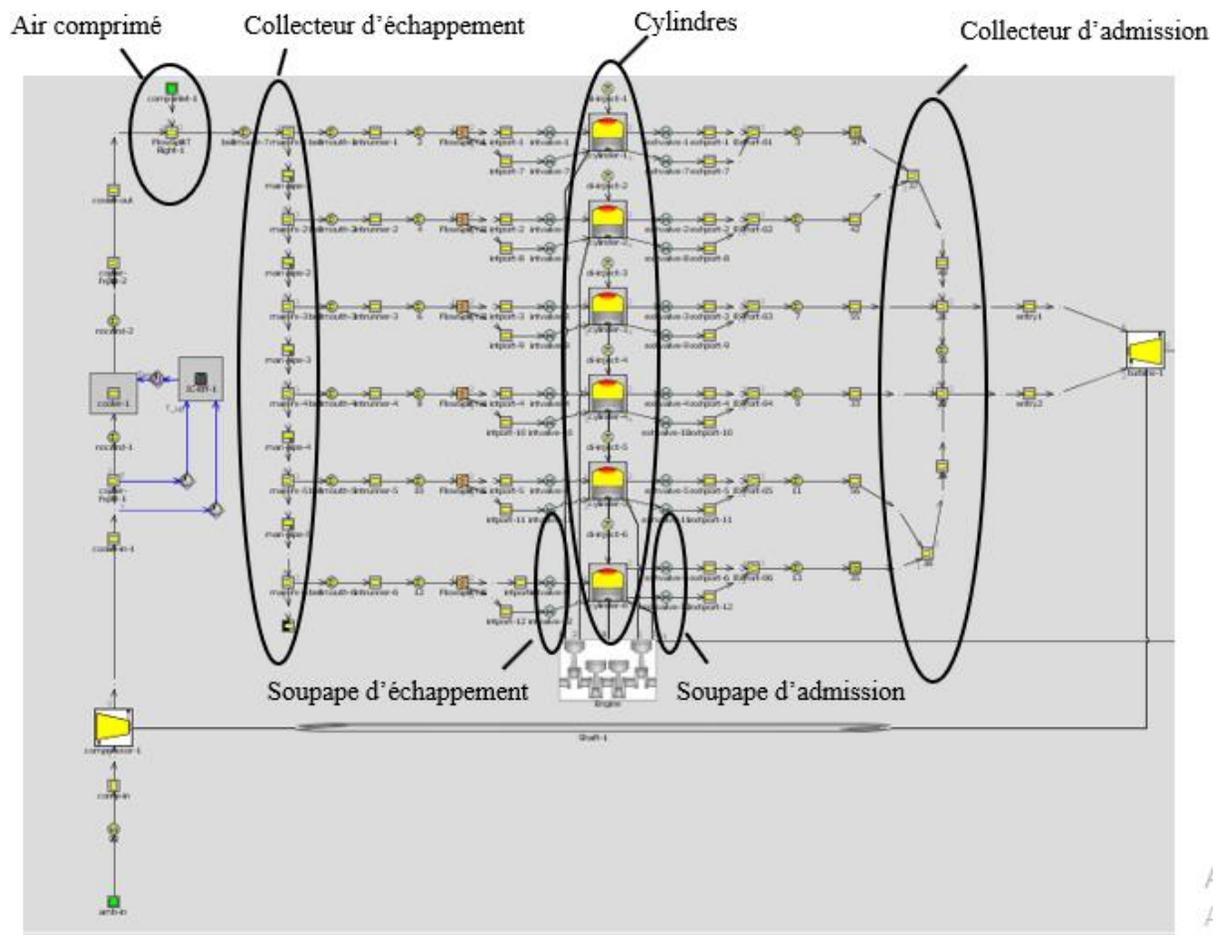


Figure 34 : Moteur suralimenté par l'air comprimé

CHAPITRE 5 RESULTATS DE SIMULATION

5.1 INTRODUCTION

Ce chapitre nous amènera à comparer les résultats obtenus après différentes simulations de notre moteur avec et sans hybridation pneumatique et après étude du fonctionnement des composants du moteur. Tout en étudiant le fonctionnement du moteur, nous examinerons la consommation spécifique, le couple du moteur, la pression moyenne effective, la puissance indiquée, la pression maximale dans le cylindre et en fin de compte, nous résumons les résultats avec le rendement du moteur.

5.2 RESULTATS OBTENUS APRES SIMULATIONS

5.2.1 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé égal à 1 bar

Tableau 2 : Performances du moteur avec une pression égal à 1 bar

| <i>Régime moteur (Tr/min)</i> | <i>900</i> | <i>1200</i> | <i>1500</i> | <i>1800</i> |
|--|------------|-------------|-------------|-------------|
| <i>Couple moteur indiquée (N.m)</i> | 1216.86 | 1198.18 | 1147.79 | 1079.37 |
| <i>Puissance indiquée (kW)</i> | 101,14 | 129,78 | 151,23 | 166,67 |
| <i>Pression moyenne effective indiquée (bar)</i> | 10.05 | 9.93 | 9.48 | 8.95 |
| <i>Consommation spécifique (BSFC) (g/kW-h)</i> | 374.38 | 354.46 | 364.73 | 386.17 |
| <i>Pression maximale dans le cylindre (bar)</i> | 64,78 | 65,21 | 65,79 | 66,69 |
| <i>Rendement moteur après hybridation (%)</i> | 23,70 | 23,29 | 22,36 | 21,26 |
| <i>Rendement moteur sans hybridation (%)</i> | 42,40 | 41,68 | 40,07 | 37,03 |

5.2.2 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé égal à 2 bar

Tableau 3 : Performances du moteur avec une pression égal à 2 bar

| Régime moteur (Tr/min) | 900 | 1200 | 1500 | 1800 |
|--|------------|-------------|-------------|-------------|
| Couple moteur indiquée (N.m) | 1326,31 | 1214,19 | 1167.44 | 1119.37 |
| Puissance indiquée (kW) | 108,15 | 135,67 | 160,02 | 172,10 |
| Pression moyenne effective indiquée (bar) | 12,13 | 11,79 | 11,14 | 10,55 |
| Consommation spécifique (BSFC)(g/kW-h) | 391,02 | 377,21 | 389.73 | 405.17 |
| Pression maximale dans le cylindre (bar) | 71.05 | 71.14 | 71.59 | 72.3 |
| Rendement moteur après hybridation (%) | 25,83 | 23,64 | 22,73 | 21,80 |
| Rendement moteur sans hybridation (%) | 42,40 | 41,68 | 40,07 | 37,03 |

5.2.3 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé égal à 3 bar

Tableau 4 : Performances du moteur avec une pression égal à 3 bar

| <i>Régime moteur (Tr/min)</i> | <i>900</i> | <i>1200</i> | <i>1500</i> | <i>1800</i> |
|--|------------|-------------|-------------|-------------|
| <i>Couple moteur indiquée (N.m)</i> | 1431,26 | 1360,74 | 1295,55 | 1231,02 |
| <i>Puissance indiquée (kW)</i> | 116,44 | 147,69 | 177,07 | 185,32 |
| <i>Pression moyenne effective indiquée (bar)</i> | 13,51 | 12,79 | 12,41 | 11,25 |
| <i>Consommation spécifique (BSFC)(g/kW-h)</i> | 403,06 | 399,91 | 441,07 | 455,14 |
| <i>Pression maximale dans le cylindre (bar)</i> | 81,46 | 81,3 | 81,38 | 81,56 |
| <i>Rendement moteur après hybridation (%)</i> | 27,87 | 26,5 | 25,23 | 23,97 |
| <i>Rendement moteur sans hybridation (%)</i> | 42,40 | 41,68 | 40,07 | 37,03 |

5.3 INTERPRETATION DES RESULTATS OBTENUS POUR LES TROIS SCENARIOS

La variation de la pression d'entrée d'air influe directement sur les performances du moteur, et en particulier sur le rendement du moteur et la consommation spécifiques.

Les tableaux ci-dessus présente les variations des performances du moteur en variant la pression de l'air injecté au collecteur admission qui assure une suralimentation supplémentaire pour l'hybridation, on constate que lorsque on injecte une pression d'air supplémentaire (1bar, 2bar, 3bar) :

- Une diminution du couple moteur dans tous les régimes de fonctionnement par rapport au couple de notre moteur Caterpillar C15 non suralimenté.

- Une augmentation de la consommation spécifique dans tous les régimes de fonctionnement par rapport à la consommation spécifique de notre moteur Caterpillar C15 non suralimenté.

- On remarque une régression du rendement du moteur dans tous les régimes à cause de la suralimentation de notre moteur par l'injection de l'air comprimé dans le collecteur d'admission.

Ces solutions n'ont pas contribué à améliorer les performances de nos moteurs, grâce au fonctionnement du compresseur qui développe une pression d'air à l'admission plus importante que ceux que l'injecter dans le collecteur d'admission.

D'après les résultats des trois solutions obtenues, on peut conclure que si on injecte de l'air comprimé dans le collecteur d'admission avec une pression instable (plus ou moins de pression de la sortie du compresseur), le moteur diesel simulé perd leur performance.

Le moteur a perdu ces performances à cause d'une chute de pression se produit lorsqu'il existe une différence de pression entre l'air qui sort du compresseur et l'air que l'on va injecter.

5.4 DESCRIPTION DE LA SIMULATION 4 (PRESSION DE L'AIR COMPRIME VARIABLE SELON LA PRESSION DE SORTIE DU COMPRESSEUR)

Pour surmonter les inconvénients des solutions précédentes des pertes de pression et aussi pour maximiser la performance du moteur Caterpillar C15, l'ajout d'un limiteur de

pression est nécessaire pour nous aider à maintenir la pression maximale qui va passer au collecteur d'admission.

Ce limiteur de pression permet de limiter la pression à une certaine valeur donnée par la valeur de pression calibrée. Il est indispensable en sortie de pompe hydraulique et protège le récepteur lorsqu'ils sont soumis à des efforts extérieurs incontrôlés.

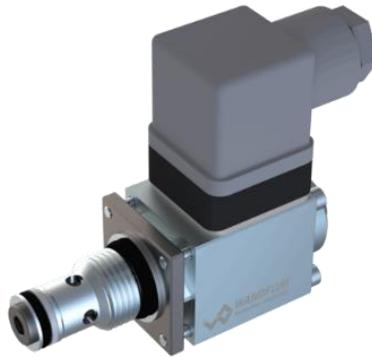


Figure 35 : Limiteur de pression

Le limiteur de pression est placé en dérivation dès la sortie de refoulement de pompe. Il a pour rôle de limiter la pression de refoulement et de protéger la pompe dans un circuit hydraulique.

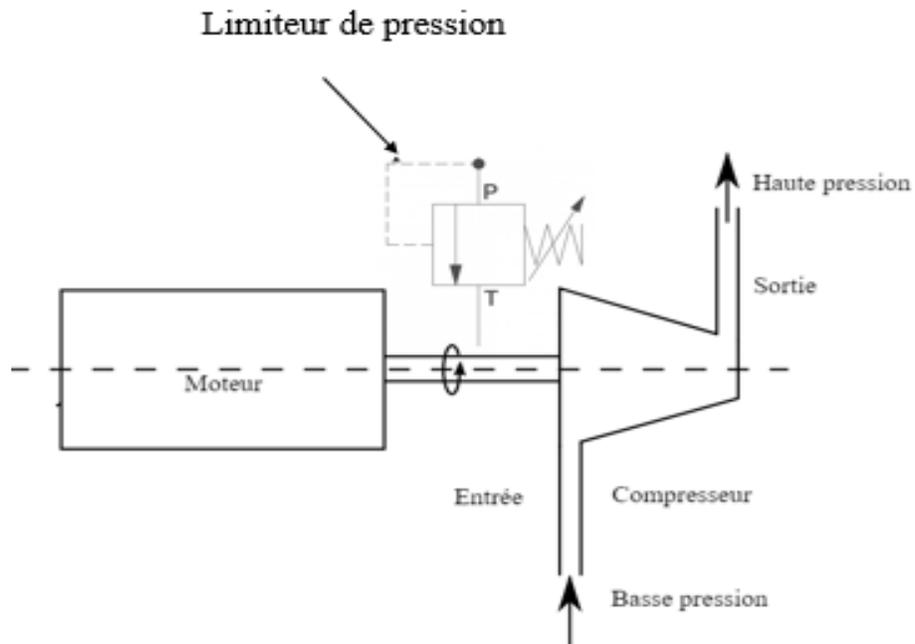


Figure 36 : Fonctionnement du limiteur de pression

Ce limiteur va ajuster la pression de l'air injecté selon la pression dérivée du compresseur dans tous les régimes du moteur.

$$- \quad \textit{Pression sortie} = \textit{Pression compresseur} = \textit{Pression limiteur de pression} \quad (40)$$

$$- \quad \textit{Débit sortie} = \textit{Débit compresseur} + \textit{Débit limiteur de pression} \quad (41)$$

Dans cette partie on va améliorer le débit volumique de l'air comprimé, ce débit est la quantité d'air détendue que le compresseur comprime avec la source d'injection de l'air comprimé et refoule dans le collecteur d'admission.

5.4.1 Résultats de la simulation du moteur pour une pression de l'air comprimé variable selon la pression de sortie du compresseur

Tableau 5 : Pression sortie compresseur en bar

| | | | | |
|---------------------------------------|------|------|------|------|
| Régime moteur (Tr/min) | 900 | 1200 | 1500 | 1800 |
| Pression sortie (bar) | 2.36 | 2.7 | 2.98 | 2.59 |

Tableau 6 : Performances du moteur avec une pression variable selon la sortie du compresseur

| Régime moteur (Tr/min) | 900 | 1200 | 1500 | 1800 |
|--|------------|-------------|-------------|-------------|
| Couple moteur indiquée (N.m) | 2378.48 | 2240.08 | 2108.89 | 1959.94 |
| Puissance indiquée (kW) | 213.87 | 272.66 | 328.24 | 368.4 |
| Pression moyenne effective indiquée (bar) | 19.64 | 18.42 | 17.42 | 16.02 |

| | | | | | |
|----------------------|--|----------|----------|----------|----------|
| | <i>Consommation spécifique (BSFC)(g/kW-h)</i> | 203.76 | 187.54 | 195.31 | 219.79 |
| | <i>Pression maximale dans le cylindre (bar)</i> | 102.42 | 111.79 | 125.66 | 128.01 |
| | <i>Débit volumique moyen (m³/min)</i> | 16.54 | 20.58 | 23.77 | 28.09 |
| | <i>Rendement moteur après hybridation (%)</i> | 46,33 | 43,75 | 41,08 | 40,126 |
| | <i>Rendement moteur sans hybridation (%)</i> | 42,40 | 39.1 | 38.07 | 36.6 |
| Gaz à effet de serre | <i>Concentration de CO₂ (ppm)</i> | 57663.33 | 58102.45 | 58779.62 | 60235.05 |
| | <i>Concentration de CO (ppm)</i> | 0.67 | 0.76 | 0.9 | 1.01 |

5.4.2 Interprétation des résultats

Après avoir effectué, grâce au logiciel GT-POWER, les simulations des techniques de suralimentation étudiées dans la partie précédente, nous avons comparé les valeurs obtenues des performances du moteur (couple moteur indiquée, la consommation spécifique, la puissance indiquée du moteur, le débit volumique moyen et le rendement du moteur) et les émissions de gaz à effet de serre (Concentration de CO₂ et Concentration de CO) avec les valeurs du moteur Caterpillar C15 non suralimenté.

5.4.2.1 Le couple moteur indiquée

On peut constater dans la courbe suivante une augmentation de couple moteur dans tous les régimes de fonctionnement par rapport au couple moteur diesel non suralimenté.

A bas régime, la courbe nous permet d'atteindre un couple de 2378.48 N-m assurant une augmentation de 22.52 % de la valeur initiale (sans suralimentation) qui a été de 1940.31 N-m.

A haut régime la courbe assurant une augmentation de 3.087 % de la valeur initiale qui a été de 1901.24 N-m.

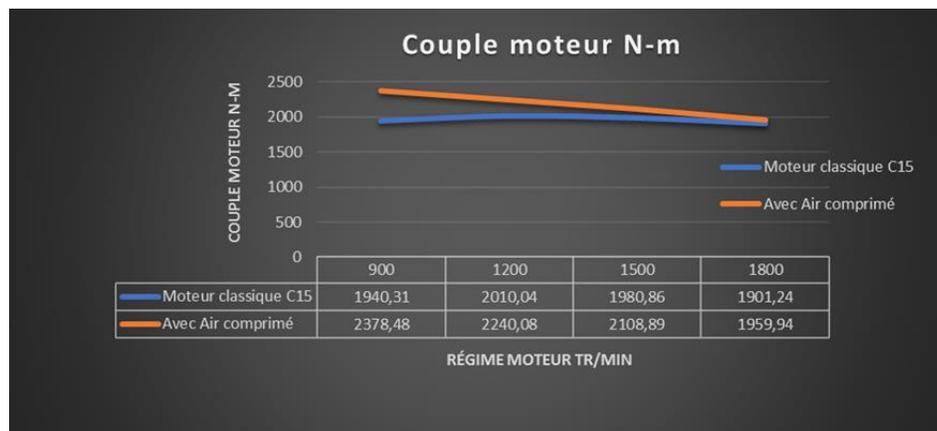


Figure 37 : Couple moteur en fonction du régime moteur

5.4.2.2 Consommation spécifique

A partir de l'analyse de la Fig. 37, on constate que la réduction de la consommation spécifique due à l'injection d'air dans le collecteur d'admission est très importante quel que soit le régime de fonctionnement du moteur.

A bas régime, l'hybridation nous permet d'atteindre une consommation spécifique de 203.76 g/KW-h, soit une diminution de 12.43% par rapport à la valeur initiale (sans suralimentation) de 232.69 g/KW-h. A haut régime, la consommation de 219.79 g/KW-h représente une diminution de 4.12% par rapport à la valeur initiale de 229.24 g/KW-h.

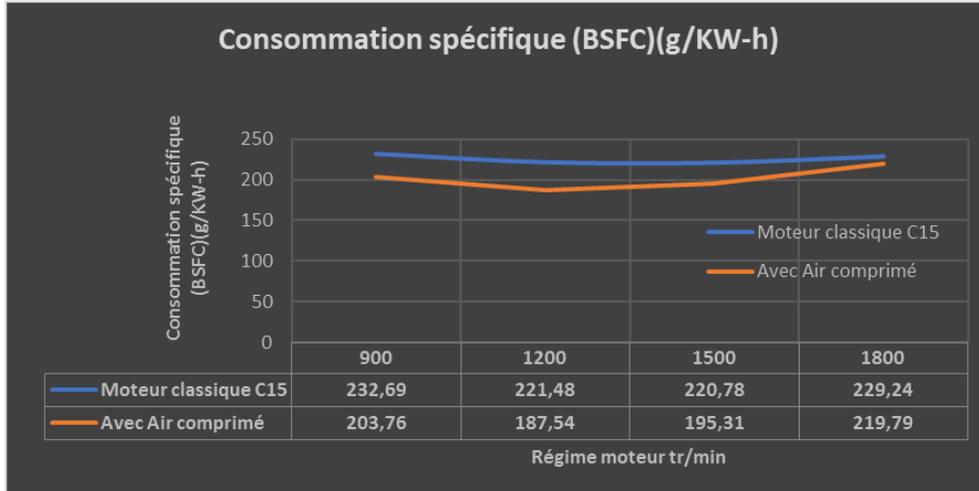


Figure 38 : Consommation spécifique en fonction du régime moteur

5.4.2.3 Puissance indiquée

La figure 39 illustre l'effet de la pression d'air comprimé injectée dans le collecteur d'admission sur l'augmentation totale de la puissance indiquée du moteur dans tous les régimes moteur. Cette augmentation est due aux améliorations de l'air injecté, qui créent un débit d'air supérieur à l'orifice d'admission que le turbocompresseur produit.

A bas régime la courbe nous permet d'atteindre une puissance indiquée de 213.87 kW, soit une augmentation de 4.32 % par rapport à la valeur initiale (sans suralimentation) de 205.01 kW. A haut régime, l'hybridation produit une puissance de 368.5 kW, soit une augmentation de 3.77 % par rapport à la valeur initiale de 355 kW.

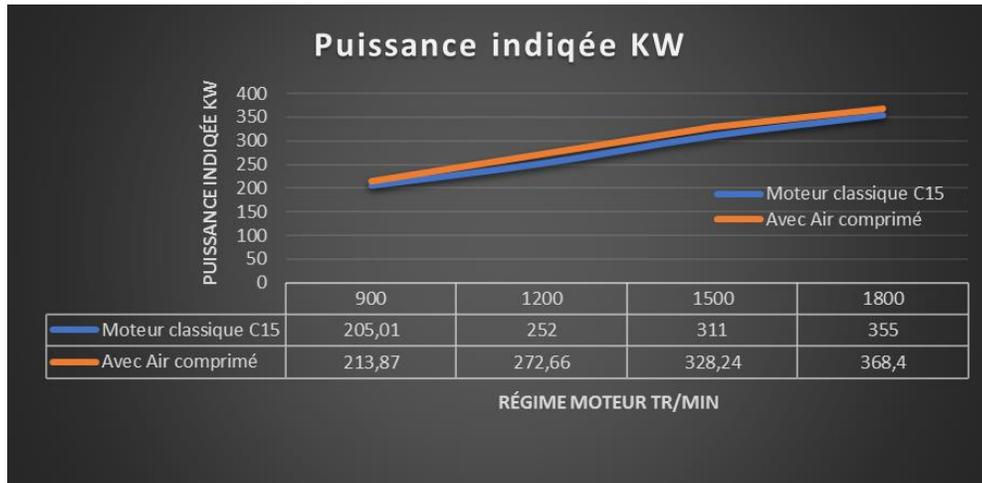


Figure 39 : Puissance indiquée en fonction du régime moteur

5.4.2.4 Débit volumique moyen

D'après la figure 40, on peut remarquer les conséquences de la technique de suralimentation par l'injection de l'air comprimé sur le collecteur d'admission avec la même pression qui sort du turbocompresseur. Cela permet l'augmentation du débit volumique dans tous les régimes de fonctionnement.

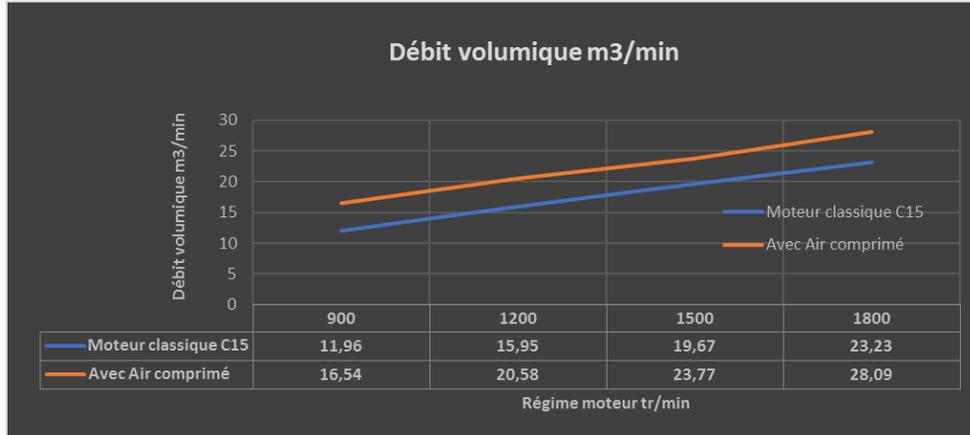


Figure 40 : Débit volumique moyen en fonction du régime moteur

5.4.2.5 Rendement moteur

D'après la Figure 41, on remarque l'amélioration du rendement du moteur dans tous les régimes grâce à la suralimentation de notre moteur par l'injection de l'air comprimé dans le collecteur d'admission.

Cette solution améliore alors les performances du moteur principal, grâce à l'importance du débit d'air comprimé injecté par le système de suralimentation.

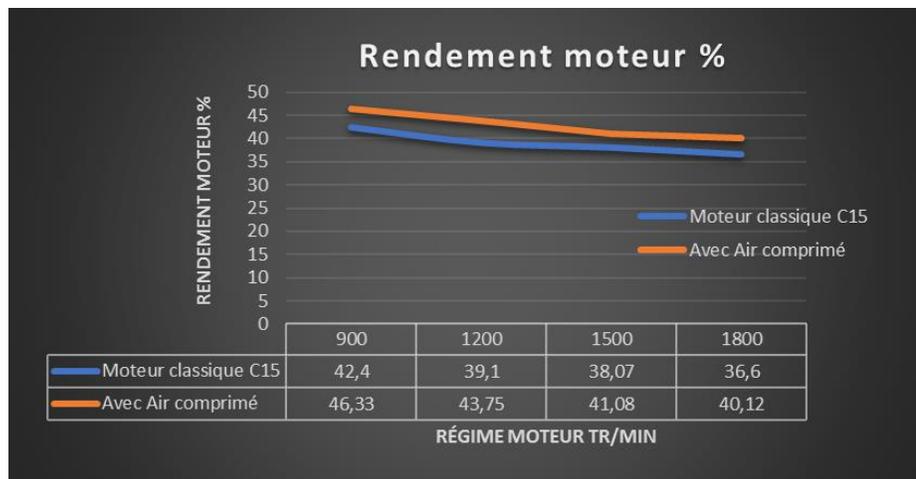


Figure 41 : Rendement moteur en fonction du régime moteur

5.4.2.6 Les émissions de gaz à effet de serre

Lorsque la pression d'admission augmente, la concentration de CO, CO₂ dans les émissions de gaz à effet de serre diminue.

Cette solution dégraderait alors les émissions de gaz à effet de serre du moteur principal, grâce à l'importance du débit d'air comprimé injecté par le système de suralimentation.

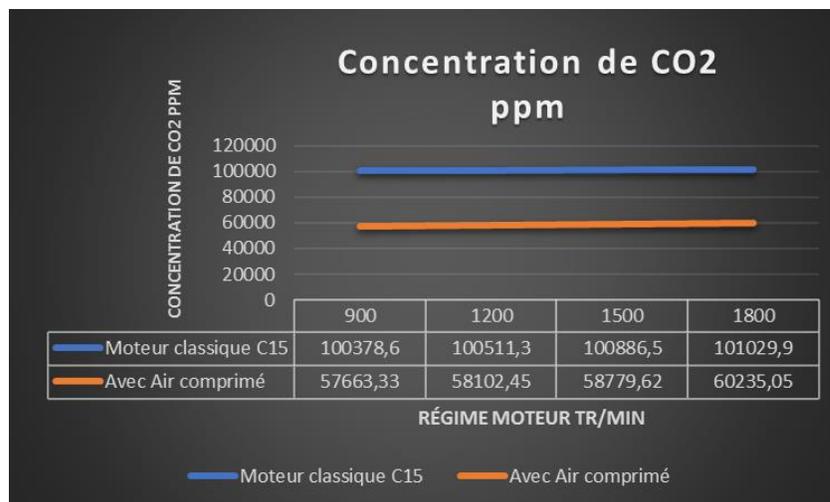


Figure 42 : Concentration de CO₂ en régime du moteur

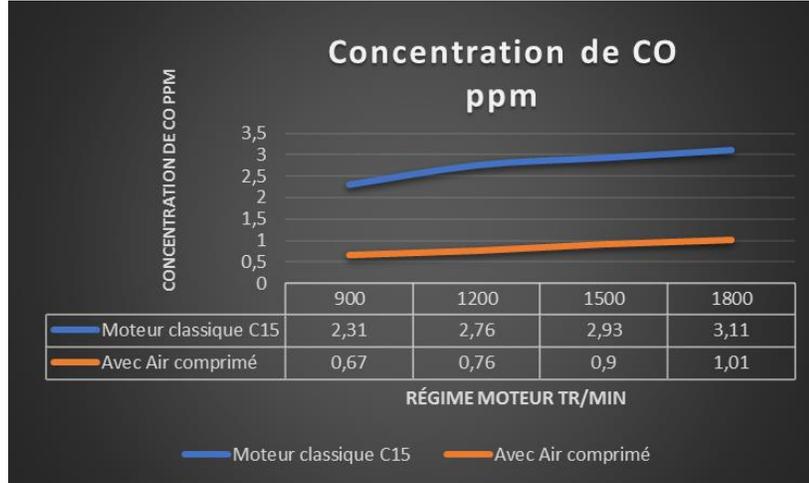


Figure 43 : Concentration de CO en fonction du régime moteur

5.5 CONCLUSION

Notre étude comparative des techniques de suralimentation moteur nous a guidé pour choisir la pression du turbocompresseur comme pression que nous allons injecter dans le collecteur d'admission comme technique idéale pour nous aider à augmenter le débit volumique du circuit. Cela nous aidera à améliorer les caractéristiques spécifiques de notre moteur. La technologie présente d'autres avantages : par exemple, elle ne nécessite aucune modification de la structure du turbocompresseur ou du moteur. De plus, le temps de réponse de cette solution est très court, car l'air comprimé est injecté directement dans le collecteur d'admission.

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif principal de cette étude est d'étudier et de développer un simulateur numérique de suralimentation de moteur diesel à l'aide d'air comprimé afin de déterminer l'impact de cette technologie sur la réduction de la consommation de carburant, et l'amélioration des performances. Pour atteindre notre objectif, nous avons d'abord étudié le fonctionnement d'un moteur diesel.

Dans un deuxième temps, nous avons présenté les différents cycles thermodynamiques, aussi nous nous intéressons à la modélisation du cycle du moteur diesel.

C'est pourquoi nous avons développé des méthodes et des hypothèses qui nous ont permis de créer des modèles 1D développés avec le logiciel GT-POWER. Par la suite, on a appliqué l'hybridation pneumatique sur ce modèle. Ce projet a donné de très bons résultats. Ceux-ci ont contribué à comprendre le comportement dynamique du moteur diesel. L'importance de ces résultats est principalement démontrée par :

- Augmenter le rendement du moteur.
- Augmenter la puissance du moteur diesel à différentes vitesses, augmentant ainsi le couple du moteur.
- Réduire la consommation spécifique du moteur diesel.
- Diminuer la concentration des CO, CO₂ dans les émissions à gaz effet de serre.

Afin de poursuivre ce travail, cette étude vise à mettre en place un banc d'essai à l'aide d'un moteur diesel Caterpillar C-15, ce qui nous permettra de valider ces résultats. Le banc d'essai conçu pour augmenter la puissance du moteur et diminuer de façon significative la consommation spécifique. L'objectif ultime consiste à utiliser la solution pour réduire les coûts d'exploitation, accroître l'efficacité énergétique et réduire l'impact sur l'environnement.

ANNEXES

- Caractéristiques du moteur diesel

CATERPILLAR®



Shown with
Optional Equipment

**On-Highway
Diesel Engine
with ACERT®
Technology**

C15
435-550 hp @ 2100 rpm
1550-1850 lb-ft @
1200 rpm Peak Torque

CATERPILLAR® ENGINE SPECIFICATIONS

In-line 6-Cylinder, 4-Stroke-Cycle Diesel
Bore — in (mm) 5.4 (137)
Stroke — in (mm) 6.75 (171)
Displacement — cu in (L) 928 (15.2)
Aspiration Series Turbocharged
Compression Ratio 18.0:1
Rotation (from flywheel end) .. Counterclockwise
Cooling System¹ — gal (L) 5.8 (21.9)
Lube Oil System (refill) — gal (L) 10.0 (38)
Weight, Net Dry (approx) — lb (kg)
with standard equipment 2890 (1311)

¹ Engine only. Capacity will vary with radiator size and use of cab heater.

STANDARD EQUIPMENT

Cooling: gear-driven water pump, oil cooler
Crankcase breather
Diesel Oxidation Catalyst (required)
Electronic Control Module (ECM)
Electronic Data Link, ATA/SAE
Electronically Controlled Unit Injection Fuel
System
Fan drive mounting bracket
Fuel — spin-on secondary filter, transfer pump
Gear-driven jacket water pump
Governor — full-range electronically controlled
Lifting eyes
Lubrication: gear-driven pump, front or rear
sump pan, full flow spin-on filter, oil filler, oil
level gauge (dipstick)
Pad mount air conditioner compressor
Pad mount alternator
SAE No. 1 flywheel housing
Series Turbochargers
Vibration damper

ACCESSORY EQUIPMENT

Air compressors — gear driven 15.7cfm or 31cfm
Air inlet elbows
Alternator (12 Volt-115 Amp)
Automatic transmission adapter
Auxiliary pulleys and drives
BrakeSaver (hydraulic retarder) — front or rear
sump
Cat® Compression Brake, 12V or 24V
Coolant conditioner, dry-charge
Exhaust couplings
Fan drive mounting bracket
Flywheel
Front engine support
Fuel priming pump
Optional turbocharger mounting locations
Primary fuel filter
Sound suppression panels — block
Starting motor: 12V or 24V
Turbocharger compressor outlet elbow

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Plummer, M.C., Koehler, C.P., Flanders, D.R., Reidy, R.F., and Ordonez, C.A. (1998) Cryogenic heat engine experiment. In *Advances in cryogenic engineering.*, 43: 1245–1252.
- [2] Stammers, C.W. (1979) The operation of the Fluidyne heat engine at low differential temperatures. *J Sound Vib.*, 63: 507–516.
- [3] Deng, T., Li, X., Wang, Q. (2019) Dynamic modelling and transient characteristics of supercritical CO₂ recompression Brayton cycle. *Energy.*, 180: 292–302.
- [4] Remy Echivard. <https://www.ccarmor.net/le-coin-du-mecano/293-fonctionnement-moteur-explosion?showall=1>.
- [5] William Clavey. <https://rpmweb.ca/actualites-et-chroniques/chroniques/question-du-jour/quels-sont-les-avantages-d-un-bloc-moteur-en-aluminium>.
- [6] <https://www.ms-motorservice.com/es/tecnipedia/post/montaje-de-los-pistones/>.
- [7] Naza https://www.engineersedge.com/power_transmission/diesel_crankshaft.htm.
- [8] <https://www.nauticabagnato.com/negozio/nautica/pistoni-del-motore/>.
- [9] Charlene <https://www.courroie-distribution.fr/blog/soupape-moteur-tout-ce-que-vous-devez-savoir/>.
- [10] TECHautoalgerie <https://www.pinterest.fr/pin/90353536252905659/>.
- [11] Jérémie Morvan <https://auto.zepros.fr/95621-le-turbo-met-la-pression>.
- [12] Engineering Tutorials <https://x-engineer.org/turbocharging/>.

- [13] http://rochard.yannick.free.fr/marathon%20shell%202003/synthesesur%20la%20consommation%20des%20moteurs_ancien.htm
- [14] Ariane <https://www.vroomly.com/blog/point-mort-haut-bas/>.
- [15] Copyright 2000-2022, by Engineers Edge LLC
https://www.engineersedge.com/power_transmission/intake_stroke.htm#:~:text=As%20the%20piston%20moves%20upward,on%20the%20rocker%20arm%20shaft. (consulté le octobre 2022).
- [16] Europa-Lehrmittel, Motorisation, Moteur <http://www.educauto.org/ressources-mediatheque/cycle-2-temps-0>.
- [17] Copyright 2000-2022, by Engineers Edge LLC
https://www.engineersedge.com/power_transmission/compression_stroke.htm.
- [18] Andrew Wood • 28 September 2022 <https://aerotoolbox.com/four-stroke-engine/>.
- [19] By Kevin Cameron October 15, 2018 <https://www.cycleworld.com/what-is-four-stroke-piston-engine-cycle/>.
- [20] 2018 - 2022 STUDENTLESSON. DESIGNED BY GI.
<https://studentlesson.com/working-principles-advantages-and-disadvantages-of-diesel-engine-studentlesson/>.(consulté le novembre 2022).
- [21] Heeb, N.V., Zennegg, M., Haag, R., Seiler, R., Schmid, P., Wichser, A., Ulrich, A., Honegger, P., Zeyer, K., Emmeneggererb, L., Zimmerli, Y., Czerwinski, J., Kasper, M. and Mayer, A., 2011. "Parameters affecting the dioxin formation in diesel particle filters", Proc. 15th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zurich, June 26-29, 2011, http://nanoparticles.ch/archive/2011_Heeb_PR.pdf.
- [22] Ali Azam, https://www.researchgate.net/figure/Diesel-emissions_fig1_314215052.
- [23] Reşitoğlu, İ.A., Altinişik, K. & Keskin, A. The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems. Clean Techn Environ Policy 17, 15–27 (2015). <https://doi.org/10.1007/s10098-014-0793-9>. (consulté le novembre 2022).

[24] Jarosław Milewski* , Krzysztof Badyda, Łukasz Szablowski Institute of Heat Engineering, Warsaw University of Technology 21/25 Nowowiejska Street, 00-665 Warsaw, Poland, <file:///C:/Users/lenovo/Downloads/697-1-3994-2-10-20161204.pdf>.

[25] Laboratoire de Recherche en Energie Eolienne, Université du Québec à Rimouski, Rimouski, Québec, Canada, <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261912001985#section-cited-by>.

[26] Industry Leading Engine Simulation Software. (2016).

[27] H. Ibrahim, Étude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec élément de stockage d'air comprimé. Université du Québec à Chicoutimi, 2010.

[28] <https://dieselengineparts.highwayandheavyparts.com/blog/when-to-rebuild-your-caterpillar-c15-engine-differences-in-rebuild-kits#/results:content>. (consulté le novembre 2022).

