



Université du Québec
à Rimouski

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

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

© **MOHAMED NACEUR ZIDI**

Août 2017

Composition du jury :

Mohamed Yasser Hayyani, PhD, Président du Jury, UQAR

Adrian Ilinca, Ing, PhD, Professeur - Directeur de recherche, UQAR

Hussein Ibrahim, Codirecteur de recherche, UQAR

Samuel Austin, Examineur externe, Institut Technologique de Maintenance Industrielle (ITMI)

Dépôt initial le 07 août 2017

Dépôt final le 25 août 2017

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

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

À ma famille

REMERCIEMENTS

C'est avec un grand plaisir que je consacre ces quelques lignes en signe de gratitude et de reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

Je tiens à rendre un grand hommage à mon directeur de recherche : **M. Adrian Ilinca** qui a suivi de près ce projet avec le sérieux et la compétence qui le caractérisent. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude pour l'intérêt qu'il n'a jamais cessé de porter au projet, pour sa disponibilité et pour le soutien qu'il m'a prodigué. Je tiens à remercier également **M. Hussein Ibrahim** pour les intéressantes discussions que nous avons eues et pour ses conseils avisés.

Je tiens finalement à remercier ma famille et tous mes amis pour leurs soutiens et leurs encouragements.

AVANT-PROPOS

Ce projet a été réalisé au laboratoire de recherche en énergie éolienne (LREE) à l'Université du Québec à Rimouski (UQAR). Il est présenté sous la forme d'un mémoire. Le premier chapitre présente une introduction générale concernant le problème des émissions des gaz des échappements des moteurs Diesel marins et le règlement des normes des émissions. Le deuxième chapitre présentera une description générale du moteur Diesel : les composantes du moteur, le principe de fonctionnement et le rendement. Le troisième chapitre présentera la méthodologie pour le développement d'un simulateur pour la modélisation du moteur après une étude bibliographique sur les techniques de détections et/ou de diagnostics des défauts des moteurs. Le quatrième chapitre présentera une modélisation du cycle thermodynamique du moteur Diesel en utilisant les approches zéro-dimensionnelle (0 D). Le cinquième chapitre présentera l'introduction au logiciel GT-Power, la présentation de modèle du moteur Diesel qui a servi au banc d'essais pour ce projet, l'utilisation des réseaux de neurones pour modéliser le cycle thermodynamique ainsi que la simulation pour la validation de modèle et l'analyse des résultats. Le sixième et dernier chapitre présentera une conclusion générale et quelques pistes à considérer pour la poursuite de ce projet.

RÉSUMÉ

Ce mémoire porte sur le développement d'un simulateur pour le moteur Diesel en vue d'étudier les performances et le comportement dynamique du moteur Diesel. Il présente les résultats d'une exploration sur l'effet des paramètres de combustion et les paramètres du moteur diesel sur le cycle thermodynamique en vue de développer une approche prédictive intégrée de la pression et la température.

L'approche proposée est structurée en plusieurs étapes combinant la modélisation du cycle thermodynamique, la simulation, et les réseaux de neurones artificiels pour aboutir à un modèle prédictif global de la pression et la température. Cette combinaison permet, d'une part de minimiser les coûts des efforts expérimentaux et, d'autre part, de favoriser une meilleure compréhension du comportement du procédé sous différentes conditions pour une modélisation prédictive structurée et efficace.

La première étape a permis de développer et valider expérimentalement un modèle de simulation sur GT-power. La seconde étape a permis l'utilisation des réseaux de neurones pour modéliser le cycle thermodynamique afin de réduire le temps de simulation. Finalement, tous les paramètres ayant les effets les plus significatifs sur le cycle thermodynamique ont été intégrés dans un modèle prédictif global en utilisant un modèle neuronique.

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

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

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	VIII
AVANT-PROPOS	X
RÉSUMÉ.....	XII
TABLE DES MATIÈRES	XIII
LISTE DES TABLEAUX	XVII
LISTE DES FIGURES.....	XVIII
LISTE DES ABRÉVIATIONS.....	XXIII
CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
1.1 LES PROBLÈMES À RÉSOUDRE	7
1.2 OBJECTIFS	9
1.3 MÉTHODOLOGIE DE TRAVAIL	9
1.4 ORGANISATION DE MÉMOIRE.....	11
1.5 PLAN DE TRAVAIL.....	12
CHAPITRE 2.....	13
GÉNÉRALITÉS SUR LE MOTEUR DIESEL	13
2.1 INTRODUCTION.....	13
2.1.1 FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL.....	13
2.1.2 CYCLE A QUATRE TEMPS.....	14
2.2 CYCLE THERMODYNAMIQUE	15
2.2.1 CYCLE THEORIQUE	16
2.2.2 CYCLE MIXTE	19
2.2.3 CYCLE REEL	20
2.3 INDICATEURS DE PERFORMANCE DU MOTEUR DIESEL	21
2.4 DIAGRAMME DE LA DISTRIBUTION	23

2.4.1	ÉPURE CIRCULAIRE DE DISTRIBUTION	24
2.4.2	COMBUSTION DANS LES MOTEURS DIESEL	25
2.5	BANC D'ESSAI VIRTUEL.....	26
CHAPITRE 3		27
SIMULATEUR DIESEL.....		27
3.1	INTRODUCTION	27
3.2	ORGANES DU MOTEUR DIESEL	28
3.2.1	SYSTEME D'ADMISSION D'AIR	28
3.2.2	SYSTEME DE DISTRIBUTION	29
3.2.3	FONCTIONNEMENT DU SYSTEME D'INJECTION	36
3.2.4	SYSTEME D'ECHAPPEMENT	37
3.3	TECHNIQUES DE DETECTIONS	37
3.3.1	MESURE DES FLUCTUATIONS DE VITESSE ANGULAIRE DU VILEBREQUIN 37	
3.3.2	MODELES NEURONAUX.....	38
3.3.3	ESTIMATION D'ETAT PAR OBSERVATEUR	38
3.3.4	MESURE DES VIBRATIONS DE LA STRUCTURE	39
3.3.5	EXPLOITATION DU COURANT D'IONISATION.....	39
3.3.6	ANALYSE D'HUILE.....	40
3.3.7	ANALYSE DES GAZ D'ECHAPPEMENT	40
CHAPITRE 4		41
MODÉLISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE.....		41
4.1	INTRODUCTION	41
4.2	MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE.....	42
4.2.1	MODELE CINEMATIQUE.....	45
4.2.2	SIMPLIFICATION DES EQUATIONS THERMODYNAMIQUES SELON CHAQUE PHASE DU CYCLE	46

4.3	TRANSFERT DE CHALEUR DANS LE CYLINDRE.....	48
4.3.1	CALCULS DES DÉBITS DE GAZ D'ADMISSION ET D'ÉCHAPPEMENT.....	51
4.3.2	ANALYSE DE LA PRESSION DANS LE CYLINDRE ET LA CHALEUR DE LA COMBUSTION	52
	CHAPITRE 5.....	54
	MODÉLISATION GT-POWER ET SIMULATIONS AVEC LES RÉSEAUX DE NEURONES.....	54
5.1	INTRODUCTION.....	54
5.1.1	AVL.....	54
5.1.2	RTZ.....	55
5.1.3	GT-POWER.....	55
5.2	CHOIX DU LOGICIEL DE LA SIMULATION.....	56
5.3	PRÉSENTATION DU LOGICIEL GT-SUITE.....	57
5.3.1	IMPORTATION DE MODELES DANS L'ESPACE DE TRAVAIL.....	58
5.3.2	DEFINITION D'OBJETS.....	59
5.3.3	RUN SETUP/CASE SETUP/RUN SIMULATION.....	60
5.4	RESEAUX DE NEURONES ARTIFICIELS.....	63
5.4.1	CHOIX DES FACTEURS.....	63
5.4.2	INFLUENCES DES PARAMÈTRES SUR LE CYCLE THERMODYNAMIQUE	65
5.4.3	MODELE DE RESEAU DE NEURONES.....	67
5.5	MONTAGE EXPÉRIMENTAL.....	70
5.5.1	SIMULATION.....	71
5.5.2	SIMULATION DE SYSTEME DE DISTRIBUTION.....	72
5.5.3	SIMULATIONS ET VALIDATION DE MODELE SIMPLIFIE.....	76
5.5.4	MODELISATION RESEAUX DE NEURONE.....	81
	CONCLUSION GÉNÉRALE.....	92
	RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	94

ANNEXES 98

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Niveau des oxydes d'azote (NO _x).....	4
Tableau 2 : Principe de fonctionnement de la distribution	24
Tableau 3 : Transfert de la chaleur entre le gaz et la paroi du cylindre.....	51
Tableau 4 : Occurrences des défauts dans les moteurs Diesel.....	64
Tableau 5 : Caractéristique technique du moteur Diesel	65
Tableau 6 : Capteurs de banc essai	71
Tableau 7 : Test avec Gt-power.....	82

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Émissions d'échappement d'un moteur Diesel [2]	1
Figure 2 : Taux d'émissions d'oxydes d'azotes et d'oxydes de soufre 1990-2030 [1]	2
Figure 3 : Répartitions de GES au Québec, en 2013, par secteur d'activité [4]	3
Figure 4 : Répartitions de GES au Québec, en 2013, selon le type de gaz [4]	3
Figure 5 : Limite d'émissions des oxydes d'azote (NO _x) [5]	4
Figure 6 : Diagramme de compression [9]	8
Figure 7 : Capteur de pression marque Borgwarner [10]	8
Figure 8 : Approche adoptée pour le développement du modèle de la prédiction	10
Figure 9 : Cycle à quatre temps [15]	15
Figure 10 : Cycle « beau de Rochas & Otto » [15]	16
Figure 11 : Cycle Diesel [14]	17
Figure 12 : Cycle mixte [14]	19
Figure 13 : Cycle réel [15]	20
Figure 14 : Diagramme de distribution	24
Figure 15 : Épure de distribution 6m26 SR	24
Figure 16 : Évolution de la vitesse de dégagement de chaleur [16, 17]	26
Figure 17 : Moteur rotatif (Wankel) [18]	30
Figure 18 : Distribution fourreaux louvoyants [18]	31

Figure 19 : Distributeurs rotatifs [18]	32
Figure 20 : Distribution à attaque directe [19].....	32
Figure 21 : Distribution à linguet [19].....	33
Figure 22 : Distribution à culbuteur [19].....	34
Figure 23 : Loi de levée idéale en fonction l'angle de vilebrequin	34
Figure 24 : Fonctionnements du moteur Diesel	35
Figure 25 : Circuit d'injection 6M26SR [21]	36
Figure 26 : Bilan énergétique dans le cylindre [16].....	43
Figure 27 : AVL Boost [38].....	55
Figure 28 : Espace de travail [39]	57
Figure 29 : Bibliothèques des objets [39]	59
Figure 30 : Paramètres des objets [39].....	59
Figure 31 : Onglets de connexion [39]	60
Figure 32 : Modèle de moteur connecté [39].....	60
Figure 33 : Onglet Run setup.....	61
Figure 34 : Onglet Case Setup	61
Figure 35 : Choix des résultats.....	62
Figure 36 : Onglet Run	62
Figure 37 : Fin de simulations	63
Figure 38 : Pression en fonction de l'angle de vilebrequin (masse d'injection 10 mg).....	66

Figure 39: Température en fonction de l'angle de vilebrequin (masse d'injection 10mg) .	66
Figure 40 : Structure de modèle de neurones	68
Figure 41 : Architecture de réseau de neurones pour estimer la pression	68
Figure 42 : Pression dans la chambre de combustion en fonction l'angle de vilebrequin ..	69
Figure 43 : Architecture de réseau de neurones pour estimer la température	69
Figure 44 : Température dans la chambre de combustion.....	70
Figure 45 : Banc d'essai Baudouin 6m26 SR [12].....	71
Figure 46 : Modèle d'un cylindre du moteur 6m26 SR dans GT-Power	72
Figure 47 : Système de distribution du moteur Diesel.	73
Figure 48 : Culbuteur du moteur Diesel 6m26-SR (Mech 2D).....	73
Figure 49 : Loi de levée de la came en fonctionnement de l'angle du vilebrequin	74
Figure 50 : Levée de soupape en fonction de l'angle du vilebrequin	74
Figure 51 : Modèle dans GT-Power.....	76
Figure 52 : Vitesse de rotation du moteur en fonction de l'angle du vilebrequin.....	76
Figure 53 : Volume du cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin	77
Figure 54 : Positions du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.....	78
Figure 55 : Validation de la pression mesurée avec la pression simulée	79
Figure 56 : Température dans la chambre de combustion.....	80
Figure 57 : Pression en fonction du volume/Vmax.....	81
Figure 58 : Architecture des réseaux de neurones	81

Figure 59: Fenêtre d'entraînement dans Matlab	83
Figure 60 : Histogramme d'erreur (Pression).....	84
Figure 61 : Modèle de régression (Pression)	85
Figure 62: Erreur quadratique moyenne (Pression)	86
Figure 63 : Fenêtre d'entraînement dans Matlab	87
Figure 64: Histogramme d'erreur (Température)	88
Figure 65 : Modèle de régression (Température)	89
Figure 66 : Erreur quadratique moyenne (Température)	90
Figure 67 : Comparaison entre la pression simulée et la pression avec réseau de neurone	90
Figure 68: Comparaison entre la température simulée et la température avec réseau de neurone.....	91
Figure 69 – Annexe : Case setup.....	100
Figure 70 – Annexe: Time control (Run Setup).....	100
Figure 71– Annexe : Template Engine crank train	101
Figure 72– Annexe : Cylinder geometry.....	101
Figure 73– Annexe : Frinig order.....	102
Figure 74 – Annexe : Template eng cylinder.....	102
Figure 75 – Annexe: Cylinder chamber's surface temperatures.....	103
Figure 76– Annexe: Heat transfer	103
Figure 77– Annexe: Measured cylinder pressure analysis.....	104

Figure 78– Annexe : Pressure measured	104
Figure 79– Annexe : Template injection profil	105
Figure 80– Annexe : Fluid properties	105
Figure 81– Annexe : Fluid properties	106
Figure 82– Annexe : Fluid properties	106
Figure 83– Annexe : Nozzle properties	107
Figure 84– Annexe: Injection profile settings	107
Figure 85 – Annexe : Template engine crankshaft.....	108
Figure 86 – Annexe : Template camlobe.....	108
Figure 87 – Annexe: Lobe geometry	109
Figure 88 – Annexe: Template rocker	109
Figure 89 – Annexe: Template pushrod	110
Figure 90 – Annexe : Template bearing	110

LISTE DES ABRÉVIATIONS

AOA	Avance à l'ouverture soupape d'admission.
AOE	Avance à l'ouverture soupape d'échappement.
CSE	Consommation spécifique effective.
ECA	Zone d'émission contrôlée.
HFC	Hydrofluorocarbures.
OMI	Organisation maritime internationale.
PM	Particules.
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant.
PFC	Fluorocarbures.
PMB	Point mort bas.
PMH	Point mort haut.
PPM	Particules par millions.
R	Régression
RFA	Retard à la fermeture soupape d'admission.
RFE	Retard à la fermeture soupape d'échappement.
TAP	Trois analyses de pression.

LISTE DES ABRÉVIATIONS EN ANGLAIS

ANN	Artificial neural network.
CFD	Computational fluid dynamics.
EGR	Exhaust gas recirculation.
JANAF	Thermochemical Tables.
MARPOL	Marine pollution.
MSE	Mean squared error.
SOC	Start of combustion.

LISTE DES SYMBOLES

A_{adm}	Surface instantanée de soupape d'admission.	[mm ²]
A_{échp}	Surface instantanée de soupape d'échappement.	[mm ²]
A_{wall}	Surface de transfert.	[mm ²]
C_e	Coupe effective.	[mm ²]
C_{fadm}	Coefficient du débit dans la soupape d'admission.	[Ø]
C_{féchp}	Coefficient du débit dans la soupape d'échappement.	[Ø]
C_u	Cylindrée unitaire.	[mm ²]
CH₄	Méthane.	[Ø]
CO	Monoxyde de carbone.	[Ø]
CO₂	Dioxyde de carbone.	[Ø]
D	Alésage du cylindre.	[mm]
dv	Variation de volume.	[m ³]
dm_j	Variation de masse d'énergie de gaz.	[Kg]
HC	Hydrocarbure.	[Ø]
h_{ex}	Enthalpie spécifique des gaz d'échappement.	[J]
h_{in}	Enthalpie spécifique des gaz d'admission.	[J]
h_j	Enthalpie spécifique.	[J]
L	Longueur de la bielle.	[mm]
L_{ceal}	Hauteur de l'espace libre en dessus de piston.	[mm]
m	Masse.	[kg]
m_{adm}	Débit d'admission.	[kg/s]
m_{ech}	Débit d'échappement.	[kg/s]
m_{inj}	Débit de masse du carburant injecté.	[kg/s]
N_{mot}	Régime du moteur.	[tr/min]
N_u	Nombre de Nusselt.	[Ø]
NF₃	Trifluorure d'azote.	[Ø]
NO_x	Oxydes d'azote.	[Ø]

NO	Monoxyde d'azote.	[Ø]
NO₂	Dioxyde d'azote.	[Ø]
N₂O	Protoxyde d'azote.	[Ø]
P	Pression.	[Pa]
P_{adm}	Pression dans le collecteur d'admission.	[Pa]
P_{échp}	Pression dans le collecteur d'échappement.	[Pa]
P_i	Puissance indiquée.	[W]
P_{i, th}	Puissance indiquée théorique.	[W]
P_a	Pression atmosphérique.	[W]
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur	[J/kg]
P_r	Nombre de Prandtl.	[Ø]
Q	Quantité de chaleur.	[J]
Q_{adm}	Gaz d'admission.	[J]
Q_{ech}	Débit des gaz d'échappement.	[J]
Q_{fuel}	Chaleur de fuel.	[J]
Q_{wall}	Chaleur transférée à la culasse.	[J]
r	Constante des gaz parfaits	[287.68 J/kg.K]
R_c	Taux de compression	[Ø]
R_e	Nombre de Reynold	[Ø]
S	Course de piston	[mm]
SF₆	Hexafluorure de soufre	[Ø]
SO_x	Oxyde de soufre	[Ø]
T	Température	[K]
T_{adm}	Température dans le collecteur d'admission	[K]
T_{échap}	Température dans le collecteur d'échappement	[K]
T_{wall}	Température moyenne de chaque surface du cylindre	[K]
u	Énergie interne de gaz	[J]
v	Volume	[m]
V_p	Vitesse moyenne de piston	[m/s]

W_i	Travail indiqué	[J]
X_{inj}	Fraction des gaz brûlés	[kg]

LISTE DES SYMBOLES GRECS

γ	Coefficient polytropique d'air	[1,4]
η_g	Rendement global	[%]
η_i	Rendement indiqué	[%]
η_{comb}	Rendement de la combustion	[%]
η_{th}	Rendement thermodynamique	[%]
η_{cycle}	Rendement de cycle	[%]
η_{org}	Rendement organique	[%]
τ	Taux d'injection.	[Ø]
φ	Angle de vilebrequin	[Degré]
α	Coefficient des gaz idéals	[Ø]
α_g	Coefficient instantané de transfert de chaleur des gaz	[Ø]
φ_{soc}	Angle de début de combustion	[Degré]
$\Delta \varphi_{soc}$	Durée de combustion	[Degré]
ε	Taux de compression	[Ø]
Y	Rapport des capacités thermiques.	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹].
W_{rot}	Pulsation angulaire.	[Rad/s]

CHAPITRE 1

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Au début du XXI^e siècle, le changement climatique sur la terre est l'un des plus grands problèmes de la civilisation [1]. À la fin de XX^e siècle, plusieurs problèmes environnementaux perturbent le fonctionnement naturel de l'écosystème. Par conséquent, de nos jours, l'écologie et la préservation des droits de l'environnement sont deux des plus importantes des activités humaines dans le monde entier. La pollution atmosphérique agit sur des éléments de l'écosystème global dont : le sol, l'eau, la végétation et la faune. Présentement, l'attention est portée à la pollution par les navires. Au cours des dernières années, l'industrie maritime s'est rapidement développée. Du point de vue économique, cette expansion, qui se poursuit aujourd'hui, a un impact très positif sur le développement économique, mais d'autre part, un impact très négatif sur l'environnement en termes de pollution de l'air. Les gaz d'échappement de moteurs Diesel marins sont la principale source des émissions des navires[1]. Ce dernier contribué à la pollution de l'environnement. Les émissions polluantes des gaz d'échappement des moteurs Diesel marins sont les oxydes d'azote (NO_x), les oxydes de soufre (SO_x) et dioxyde de carbone (CO₂) [2] (Figure 1). Les NO_x et SO_x ont un impact sur la qualité d'air tandis le CO₂ à un impact global sur le climat. La quantité des gaz d'échappement émis par les moteurs marins dans l'atmosphère est directement liée à la consommation totale de carburant.

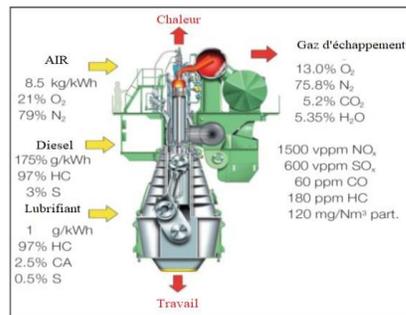


Figure 1 : Émissions d'échappement d'un moteur Diesel [2]

Les émissions polluantes d'origine terrestres ont progressivement diminué, par contre les émissions provenant des navires montrent une augmentation continue. On estime que d'ici 2020, les émissions d'oxydes d'azotes (NOx) et d'oxydes de soufre (SOx) provenant du transport maritime international autour de l'Europe devraient l'égalité ou même dépasser les émissions totales de toutes les autres sources[1, 3] (Figure 2).

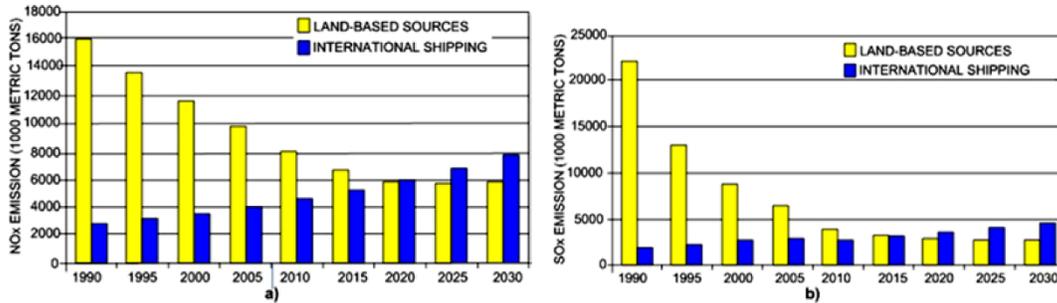


Figure 2 : Taux d'émissions d'oxydes d'azotes et d'oxydes de soufre 1990-2030 [1]

Les émissions de dioxyde de soufre (SOx), les particules (PM) et des gaz à effet de serre (GES) à partir de la navigation mondiale ont augmenté de 585 à 1096 millions de tonnes entre 1990 et 2007. Les émissions de CO2 provenant du transport maritime international sont estimées à 943,5 millions de tonnes pour l'année 2007 et les émissions de CO2 de la navigation mondiale sont d'environ 1 milliard de tonnes pour l'année 2006. L'expédition maritime internationale est responsable de 3 % des émissions mondiales de CO2[3]. En 2013, les émissions totales des gaz à effet de serre (GES) au Québec se chiffraient à 81,2 mégatonnes de CO2. Cela représentait 10 tonnes par habitant et 11,2 % des émissions canadiennes, lesquelles atteignaient 726,1 mégatonnes de CO2.

Le secteur qui produisait le plus d'émissions de GES au Québec, en 2013, était celui du transport (routier, aérien, maritime, ferroviaire, et hors route), atteignant 34,9 mégatonnes de (CO2) soit 43,0 % des émissions. À lui seul, le transport routier représentait 78,2 % des émissions du secteur du transport, soit 33,6 % des émissions totales de GES [4] (Figure 3). En 2013, le dioxyde de carbone (CO2) constituait 77,7 % de l'ensemble des émissions québécoises de GES. La production de méthane (CH4) s'établissait à 13,8 %, celle de protoxyde d'azote (N2O), à 5,3 %, celle des hydrofluorocarbures (HFC), à 1,7 %, et celle

des per fluorocarbures (PFC), à 1,5 %. Les autres (GES), soit l'hexafluorure de soufre (SF6) et le trifluorure d'azote (NF3), totalisaient 0,1 % des émissions totales[4] (Figure 4).

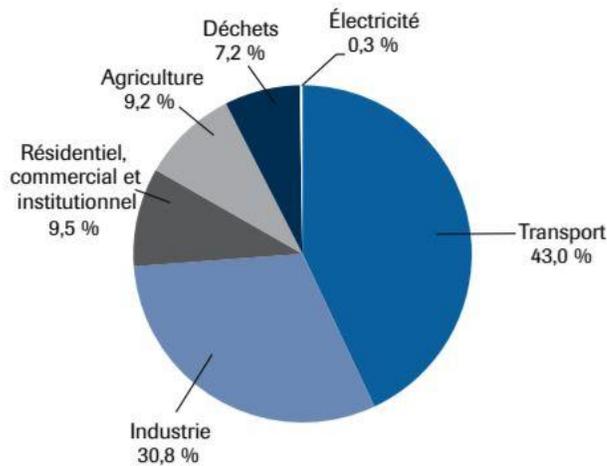


Figure 3 : Répartitions de GES au Québec, en 2013, par secteur d'activité [4]

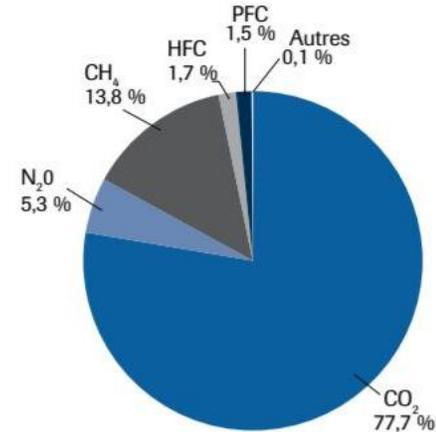


Figure 4 : Répartitions de GES au Québec, en 2013, selon le type de gaz [4]

L'Organisation maritime internationale (OMI) est l'institution spécialisée des Nations Unies chargée d'assurer la sécurité et la sûreté des transports maritimes et de prévenir la pollution des mers par les navires. L'OMI, a assumé la responsabilité des questions de pollution et a, par la suite, adopté au fil de nombreuses années une large gamme de mesures visant à prévenir et à maîtriser la pollution due aux navires et à atténuer les effets de tout dommage susceptible d'être provoqué par des activités et accidents maritimes [5]. Les niveaux d'émission de (NOx) maximaux admissibles actuels de l'OMI dépendent de la vitesse du moteur et de la gamme de fabrication. Les trois niveaux différents sont (Figure 5) :

Le niveau I, est entré en vigueur en 2005 et s'applique aux moteurs Diesel marins installés dans les navires construits le premier janvier 2000 ou après cette date et avant le premier janvier 2011.

Le niveau II, est entré en vigueur le premier janvier 2011 et a remplacé la norme d'émission de NOx de niveau 1. Il s'applique aux nouveaux moteurs Diesel marins installés

dans des navires construits sur 1er janvier 2011 ou plus tard. Les niveaux d'émission de NO_x de niveau 2 correspondent à une réduction d'environ 20 % de la norme d'émission de NO_x de niveau 1.

Le niveau III, est entré en vigueur le premier janvier 2016 et a remplacé la norme d'émission de NO_x de niveau 2. Il s'applique aux nouveaux moteurs Diesel marins supérieurs à 130 kW installés dans des navires construits le premier janvier 2016 ou plus tard lors de l'utilisation de transport maritime et le transport aérien.

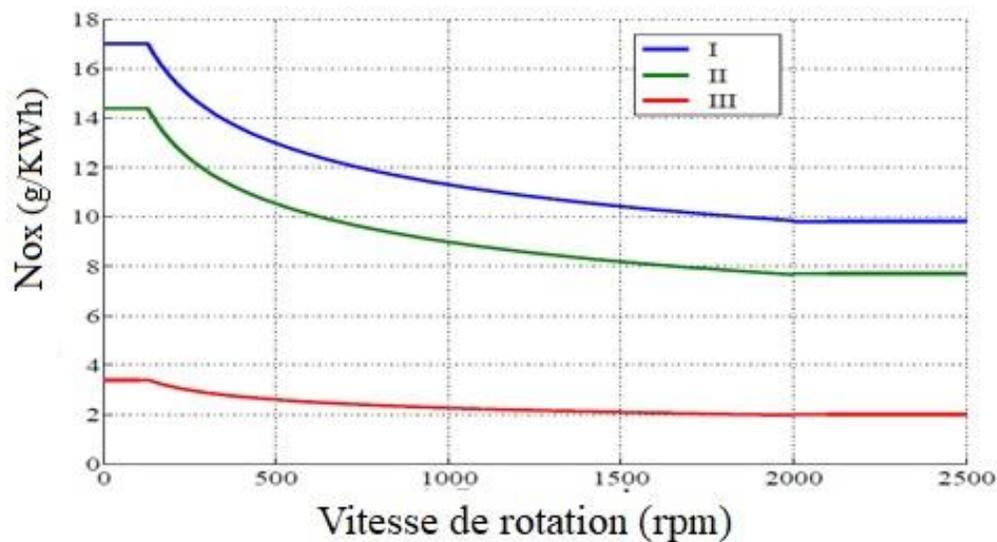


Figure 5 : Limite d'émissions des oxydes d'azote (NO_x) [5]

Tableau 1 : Niveau des oxydes d'azote (NO_x).

Niveaux	Date	Limite d'émission de NO _x (g/kWh)		
		n= Vitesse de rotation de moteur (tr/min)		
		n<130	130 <n<1999	n≥ 2000
I	1er janvier 2000	17,0	45. n ^{-0,20}	9,8
II	1er janvier 2010	14,4	44. n ^{-0,20}	7,7
III	1er janvier 2016	3,4	9. n ^{-0,20}	2,0

Pour le constructeur des moteurs Diesel, l'effort est continu pour la réduction des émissions polluantes des gaz d'échappement. Les principales émissions polluantes des gaz d'échappement sont liées au processus de combustion. Les gaz d'échappement contiennent de l'azote, 76 %, l'oxygène, 13 %, dioxyde de carbone (CO_2), 5 % la vapeur d'eau, 5 % quantités polluantes, 1200 ppm oxydes d'azote (NO_x), 1200 ppm oxydes de soufre (SO_x), 640 ppm monoxyde de carbone (CO), 60 ppm des hydrocarbures (HC) et 180 ppm de particules (PM)[2].

Plusieurs technologies ont été introduites pour réduire le niveau d'émissions nocives dans le système d'échappement du moteur Diesel marin [6] :

➤ Les méthodes pour réduire les émissions des oxydes d'azote (NO_x)

1. Injection directe de l'eau : L'injection d'eau se fait directement dans la chambre de combustion à travers une buse. L'injection d'eau commence avant l'injection de carburant afin de refroidir l'espace de combustion pour assurer une faible formation de NO_x . Une pompe à eau haute pression est utilisée pour générer une pression d'eau entre 200 et 400 bars. Après la filtration et l'amortissement des impulsions de pression, l'eau est alimentée vers les injecteurs d'eau douce séparée par une soupape de régulation de pression pour assurer la pression d'injection correcte. Le temps d'injection et la quantité d'eau sont contrôlés électroniquement. Cette méthode présente une réduction des NO_x de 50 à 60 % [2].
2. La recirculation des gaz d'échappement : Le système de recirculation des gaz d'échappement (en anglais Exhaust Gas Recirculation **EGR**) consiste à rediriger une partie des gaz d'échappement des moteurs Diesel dans le collecteur d'admission. L'EGR augmente la capacité calorifique spécifique des gaz dans les cylindres et réduit la concentration globale d'oxygène en enlevant une partie des gaz d'échappement et en la mélangeant avec l'air d'admission du moteur. L'utilisation des gaz d'échappement en tant qu'air d'admission réduit la teneur en oxygène dans l'air d'admission et réduit ainsi la formation de NO_x . Cette méthode peut réduire la réduction des NO_x de 20 à 80 % [2].

3. Méthode de l'air humide : Dans cette méthode, l'air relativement chaud et sec du turbocompresseur est mélangé avec la vapeur d'eau de l'échangeur de chaleur. L'air humide refroidit l'air chaud en absorbant l'humidité de l'eau de refroidissement jusqu'à ce que la saturation de l'air soit atteinte. L'humidification de l'air de combustion utilisé peut réduire la réduction des NO_x de 20 à 80 % [6].
 4. Saturation de l'air de combustion : L'air de combustion est humidifié avant d'entrer dans le cylindre du moteur. Des buses spéciales conduisent l'eau directement dans le courant d'air après le turbocompresseur sous forme de très petites gouttelettes qui s'évaporent très rapidement dans un environnement de plus de 200 °C et 75 m/s. La saturation de l'air de combustion utilisé peut réduire la réduction des NO_x de 30 à 60 % [6].
 5. Turbocompresseur à deux étages : À un régime spécifique de moteur Diesel, les gaz d'échappement sont fournis pour le deuxième étage de turbo et deux turbos continuent à fonctionner en tandem. Le turbocompresseur à deux étages peut réduire la température d'échappement et la teneur en NO_x dans les gaz d'échappement émis.
- Les méthodes pour réduire les l'émission des oxydes de soufre (SO_x)
1. Le mazout à faible teneur en soufre : Cette méthode est coûteuse, mais c'est la plus couramment utilisée pour se conformer à l'annexe VI de la Convention internationale pour la prévention de la pollution marine par les navires, élaborée par l'OMI (en anglais marine pollution **MARPOL**) tout en entrant dans la zone d'émission contrôlée (ECA).
 2. Lubrification intelligente des cylindres : Un système de lubrification par impulsions est un système de lubrification à l'huile de cylindre contrôlé électroniquement pour les moteurs Wartsila, dans lequel la quantité mesurée d'huile de cylindre est injectée en fonction de la charge du moteur. Les deux géants constructeurs des moteurs Diesel marins MAN — Diesel et Wartsila ont fabriqué une nouvelle technologie de lubrification intelligente connue sous le

nom Pulse ou Alpha. Cette dernière peut neutraliser le soufre dans le carburant et réduire les émissions de SO_x du moteur.

Comme les émissions de pollution atmosphérique des navires augmentent continuellement, il est nécessaire d'améliorer et de mettre en œuvre constamment les technologies et des méthodes efficaces afin de réduire les émissions polluantes des moteurs Diesel marins et les maintenir dans les limites. D'où l'intérêt de développer un modèle dynamique pour bien comprendre le mécanisme de combustion dans la chambre de combustion, et qui permettrait d'analyser en détail la période la plus importante du cycle d'injection et combustion dans le but d'améliorer les émissions des gaz des échappements, le diagnostic et la maintenance.

1.1 LES PROBLÈMES À RÉSOUDRE

Dans les moteurs Diesel, la mesure de la pression dans la chambre de combustion (pression versus angle de vilebrequin) joue un rôle clé pour connaître les informations sur le fonctionnement du moteur Diesel. La pression de cylindre est une variable globale extrêmement importante puisqu'elle retrace l'histoire de la combustion et donne des indicateurs essentiels pour le contrôle ou le diagnostic du moteur Diesel. Ces indicateurs peuvent être : la position angulaire du début d'injection, délai à l'inflammation, la combustion non contrôlée, la combustion contrôlée, la postcombustion, la fin de l'injection, la pression maximale du cycle et de sa localisation, la pression moyenne indiquée, le maximum du gradient de pression et de sa localisation [7, 8] (Figure 6).

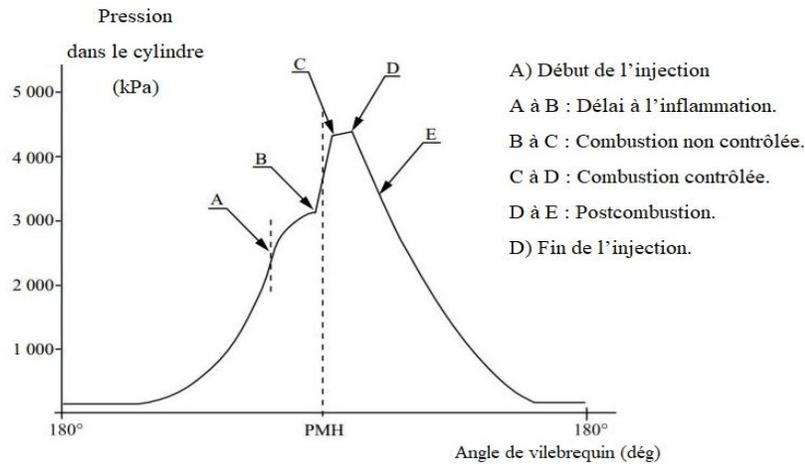


Figure 6 : Diagramme de compression [9]

À l'heure actuelle, la nouvelle technologie pour mesurer la pression dans la chambre de combustion, c'est de remplacer la bougie de préchauffage classique par une bougie de préchauffage intelligente avec un capteur de pression pour éviter l'opération d'usinage de la culasse. Cette bougie intelligente a de nombreux avantages par rapport aux stratégies conventionnelles : amélioration des performances, réduction des émissions de CO₂, diagnostic précis de la combustion et lois de commande moins sensibles (Figure 7).

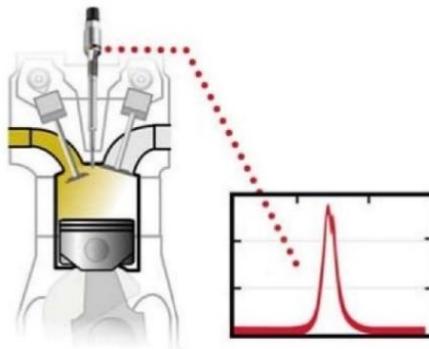


Figure 7 : Capteur de pression marque Borgwarner [10]

Parmi les inconvénients de cette bougie de préchauffage intelligente avec un capteur de pression, c'est le prix d'achat élevé. De plus, la durée de vie du capteur de pression est limitée dans le temps. C'est pourquoi il est préférable de s'orienter vers des mesures non

intrusives de la combustion. Le problème traité dans ce rapport consiste à étudier la possibilité de détecter, d'identifier et de localiser des défauts de différents types (injection, distribution, etc.), dans un moteur Diesel, en analysant plusieurs paramètres du moteur comme la pression et la température issue de la chambre de combustion du moteur.

1.2 OBJECTIFS

Objectif principal

L'objectif principal du projet est de faire l'étude, la recherche, la conception et le développement d'un simulateur de moteur Diesel.

Objectifs secondaires

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

- Établir un modèle de la dynamique sous-jacente à l'évolution de la pression du cylindre, et ce, en fonction des valeurs prises par certains paramètres influents ;
- Développer le modèle sur GT-Power en ajustant ses paramètres pour qu'il soit le plus représentatif du moteur du banc d'essai ;
- Transformer le modèle physique en réseau de neurones pour diminuer le temps de simulation de ce modèle.

1.3 MÉTHODOLOGIE DE TRAVAIL

Ce projet propose une approche pour étudier le cycle thermodynamique de la chambre de combustion de moteur Diesel en se basant sur la modélisation par modèles zéro-dimensionnels (0 D), la validation du modèle par des résultats expérimentaux et finalement la modélisation prédictive en utilisant les réseaux de neurones.

L'approche proposée repose sur une méthodologie structurée en quatre étapes :(i) la modélisation thermodynamique du procédé pour la chambre de combustion du moteur Diesel ; (ii) la validation du modèle ; (iii) la simulation ; et (iv) la modélisation par réseaux

de neurones. La Figure 8 est une représentation schématique des principaux éléments de l'approche de prédiction de la pression et la température de la chambre de combustion.

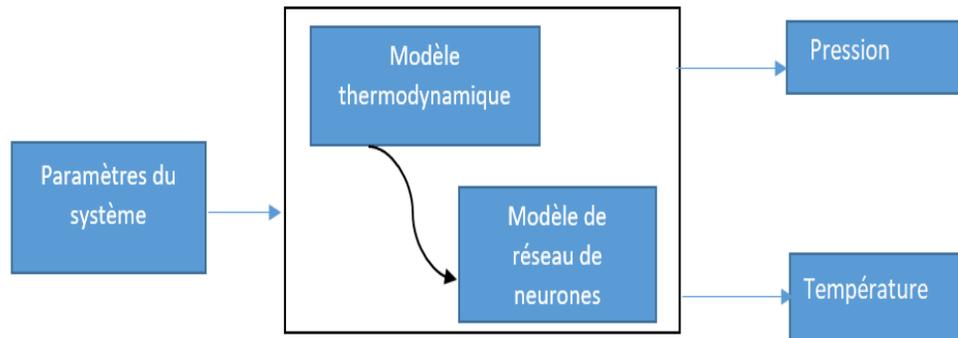


Figure 8 : Approche adoptée pour le développement du modèle de la prédiction

Cette approche est adoptée suite à une étude attentive de la littérature dans le domaine dû aux nombres restreints de travaux sur la modélisation de cycle thermodynamique en utilisant les réseaux de neurones. En ce qui concerne la modélisation, la littérature rapporte qu'il existe deux méthodes pour modéliser le cycle thermodynamique de la chambre de combustion[11]. La première méthode est basée, sur les modèles zéro dimensionnels (0 D). Ces derniers sont fondés à partir de l'équation de conservation de la masse et l'équation du volume, appliqué à la chambre de combustion, à laquelle s'ajoutent les lois d'état des gaz parfaits et les équations de conservation de l'énergie, intégrées dans des volumes de contrôle (ou zones) de la chambre de combustion.

La deuxième méthode est basée sur les modèles trois dimensions (3D) qui permettent d'appréhender de manière très précise les phénomènes physiques se déroulant dans la chambre de combustion. La modélisation 3D se base sur la résolution des équations de conservation instantanées de Navier-Stokes. Ils sont en particulier très puissants en termes de calculs aérodynamiques et de transfert de chaleur.

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

L'implantation sur GT-Power du modèle thermodynamique de la chambre de combustion a permis de modéliser un moteur qui contient un cylindre. Ce modèle a été, par la suite, validé en se basant sur des données issues d'expérimentations. La validation expérimentale a été réalisée sur un moteur six cylindres à injection directe de 331 kW (450 hp) et de 1800 tr/min.

Cette combinaison alternée de modélisation, d'expérimentation et de simulation offre plusieurs avantages. Elle permet d'une part de comprendre le mécanisme de dégradation, et d'autre part, d'améliorer le diagnostic et la maintenance. Un modèle prédictif simple basé sur les réseaux de neurones est, dans ce contexte, un choix tout indiqué.

1.4 ORGANISATION DE MÉMOIRE

La première étape de travail consiste à créer un modèle sur GT-Power en ajustant ses paramètres pour qu'il soit le plus représentatif du moteur du banc d'essai et aussi permettre de savoir la performance du moteur, la pression, la température, le rendement du cycle et les différents paramètres du cycle thermodynamique.

La deuxième étape de travail, c'est l'utilisation des réseaux de neurones pour modéliser le cycle thermodynamique. Les données sont enregistrées à travers la simulation du modèle sur GT-Power. L'objectif de cette modélisation est de réduire le temps de simulation de chaque cycle, car cette dernière prend beaucoup de temps.

Le moteur du banc d'essai est composé de six cylindres avec injection directe. Il peut délivrer une puissance maximale de 331 kW (450 hp) et une vitesse maximale de 1800 tr/min (annexe 1).

Considérant les enjeux actuels de la maintenance des moteurs Diesel, les points suivants seront abordés dans le cadre de ce mémoire sur la modélisation et simulation du cycle thermodynamique du moteur Diesel par des réseaux de neurones.

1.5 PLAN DE TRAVAIL

Ce mémoire est divisé en six (6) chapitres :

Le chapitre 2 présente une description générale du moteur Diesel : les composantes du moteur, le principe de fonctionnement et le rendement.

Le chapitre 3 présentera la méthodologie pour le développement d'un simulateur pour la modélisation du moteur après une étude bibliographique sur les techniques de détections et/ou de diagnostics des défauts des moteurs.

Le chapitre 4 présentera une modélisation du cycle thermodynamique du moteur Diesel en utilisant les approches zéro dimensionnelles (0 D).

Le chapitre 5 présentera l'introduction au logiciel GT-Power, la présentation de modèle du moteur Diesel qui a servi au banc d'essais pour ce projet, l'utilisation des réseaux de neurones pour modéliser le cycle thermodynamique ainsi que la simulation pour la validation de modèle en fin l'analyse des résultats

Le chapitre 6 termine avec les grandes conclusions et recommandations.

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

CHAPITRE 2

GÉNÉRALITÉS SUR LE MOTEUR DIESEL

2.1 INTRODUCTION

Ce chapitre porte sur le principe de fonctionnement du moteur Diesel. C'est en 1892 que Rudolf Diesel a créé le moteur Diesel à quatre temps. Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé, mais spontané par un phénomène d'auto-allumage (auto-inflammation) [12]. Les moteurs Diesel sont souvent classés par leur vitesse de rotation. En effet, plus le moteur est gros, plus la course du piston est grande, et plus le moteur est lent. Il existe trois classes de moteurs Diesel, les premiers moteurs sont des moteurs lents (vitesse de rotation < 300 tr/min) tandis que les seconds sont des moteurs semi rapides (300 tr/min $<$ vitesse de rotation < 1000 tr/min) et enfin les moteurs qui sont rapides (vitesse de rotation > 1000 tr/min). Les moteurs semi rapides et rapides sont principalement des moteurs à quatre temps, et les moteurs lents sont des moteurs à deux temps.

2.1.1 Fonctionnement du moteur Diesel

Dans un moteur Diesel, l'allumage est obtenu par une auto-inflammation du carburant suite à l'échauffement de l'air sous l'effet de la compression. Un rapport de compression normal est de l'ordre de 14 à 25. Un tel taux de compression amène la température de l'air dans le cylindre de 700 à 900 °C. Cette température étant celle de l'auto-inflammation du mazout, celui-ci s'enflamme spontanément au contact de l'air, sans qu'il y ait besoin d'une étincelle, et, par conséquent, sans système d'allumage [13].

2.1.2 Cycle à quatre temps

Le cycle de fonctionnement du moteur Diesel se décompose en quatre temps : admission, compression, détente et échappement (Figure 9). Le cycle mécanique correspond à deux allers et deux retours de piston, c'est-à-dire quatre courses, et deux tours de rotation du vilebrequin, soit 720° .

- Admission

Le premier temps correspond à l'ouverture de la soupape d'admission (admission d'air frais). Le piston descend du point mort haut (PMH), position haute extrême, au point mort bas, position basse extrême. La dépression créée par la descente du piston permet le remplissage du cylindre par le mélange gazeux (fermeture de la soupape d'admission). Cette phase d'admission est primordiale.

- Compression

Le deuxième temps correspond à la compression de l'air frais. Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. Le piston remonte vers le point mort haut et comprime l'air précédemment admis. Il y a une forte augmentation de pression (10 à 25 fois sa valeur initiale) due à la diminution de volume [14]. De plus, une augmentation de la température assure l'inflammation spontanée du mélange combustible-air chaud au moment d'injection.

- Combustion-détente

Le troisième temps correspond à la détente des gaz. Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. Le combustible est injecté sous très haute pression dans la chambre de combustion avant la pression maximale, et lorsque le piston est au point mort haut. Cette pression maximale créée dans la chambre de combustion repousse le piston vers le point mort bas (PMB), d'où la production d'un travail mécanique. La conversion du travail mécanique en mouvement de rotation permet de tourner le vilebrequin.

- Échappement

Le quatrième temps correspond à l'échappement des gaz brûlés. L'ouverture de la soupape d'échappement et le piston remonte du point mort bas vers le point mort haut et chasse vers l'atmosphère les gaz brûlés.

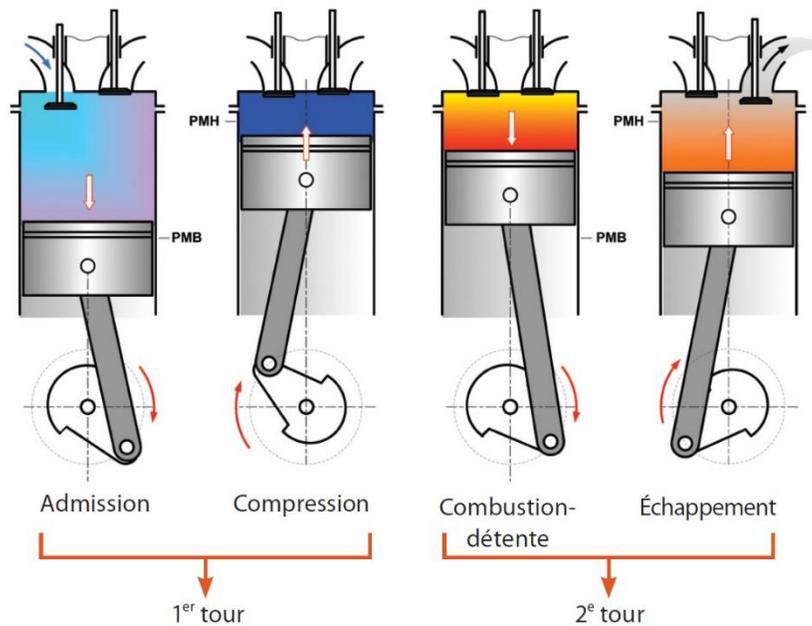


Figure 9 : Cycle à quatre temps [15]

2.2 CYCLE THERMODYNAMIQUE

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

- L'air est considéré comme un gaz parfait à volume constant et pression constante ;
- Les processus de compression et de détente sont considérés comme adiabatiques et réversibles (on néglige les effets du transfert de chaleur et du frottement mécanique) ;
- Le cycle est fermé (les variations d'énergie sur un cycle sont nulles) ;
- Les transformations du cycle thermodynamique sont réversibles.

L'évolution des pressions dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle « Beau de Rochas & OTTO » se représente dans un diagramme (p, v) (figure 10). Ce cycle est constitué de :

- Compression adiabatique (AB) ;
- Combustion isochore (BC) ;
- Détente adiabatique (CD) ;
- Échappement isochore (DA).

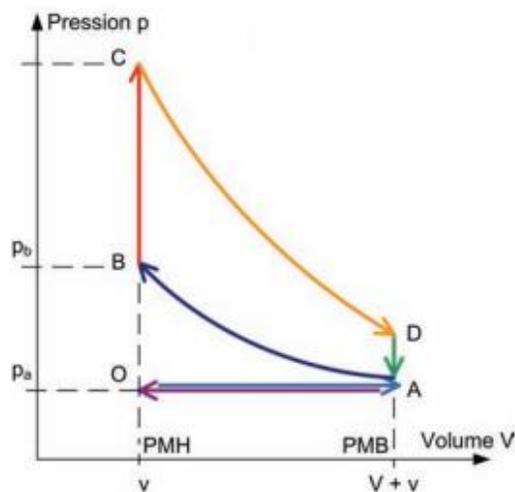


Figure 10 : Cycle « beau de Rochas & Otto » [15]

2.2.1 Cycle théorique

L'étude des cycles théoriques de moteurs alternatifs à combustion interne permet de connaître l'influence des paramètres de la machine les plus importants, accessibles aux calculs. Les transformations subies par le fluide du cycle théorique sont les suivantes (Figure 11) [14]:

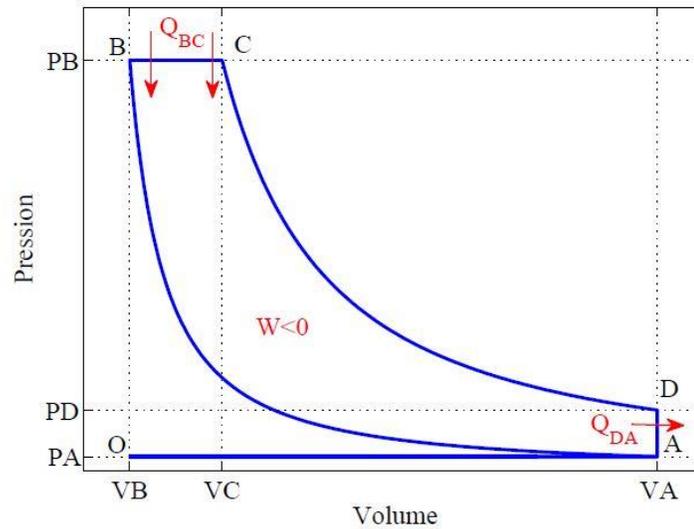


Figure 11 : Cycle Diesel [14]

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

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

Le rendement thermodynamique de cycle théorique :

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_{BC}} \tag{2- 1}$$

Avec W_i le travail fourni et Q_{BC} la quantité de chaleur libérée

L'application du premier principe de la thermodynamique, la variation d'énergie de système s'écrit :

$$\Delta E = W + Q_{BC} + Q_{DA} = 0 \quad (2-2)$$

Le rendement thermodynamique s'écrit :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_{DA}|}{Q_{BC}} \quad (2-3)$$

La quantité de chaleur reçue :

$$Q_{BC} = mc_p(T_c - T_B) \quad (2-4)$$

La quantité de chaleur libérée :

$$Q_{DA} = mc_v(T_A - T_D) \quad (2-5)$$

Le rendement thermodynamique devient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(T_D - T_A)}{(T_C - T_B)} \quad \text{Avec} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2-6)$$

Avec c_p , c_v la capacité thermique massique à pression et volume constant respectivement et γ est le coefficient polytropique.

Le fluide est un gaz parfait donc $TV^{\gamma-1} = C^{cte}$ on pose :

$$T_2 = T_1 r_c^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} \quad (2-7)$$

On pose $\varepsilon = \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$, d'où le rendement thermodynamique devient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \frac{\varepsilon^{\gamma-1} - 1}{\gamma(\varepsilon - 1)} \quad (2-8)$$

2.2.2 Cycle mixte

L'hypothèse qui se rapproche le mieux de l'évolution de la combustion dans les moteurs Diesel est celle de l'apport de chaleur à pression et volume constants (Figure 12).

Les quantités de chaleur fournies et cédées par le fluide sont :

$$Q_{AB} = c_v(T_B - T_A) < 0 \quad (2-9)$$

$$Q_{BC} = c_p(T_C - T_B) > 0 \quad (2-10)$$

$$Q_{DA} = c_v(T_D - T_A) < 0 \quad (2-11)$$

Le rendement de cycle mixte :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{k\varepsilon^\gamma - 1}{\gamma k(\varepsilon - 1) + k - 1} \right] \quad (2-12)$$

Avec k le rapport de pression maximale.

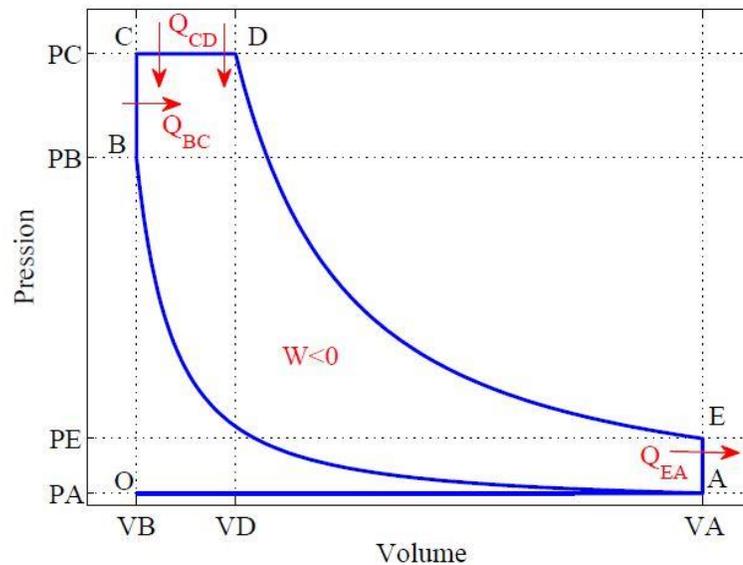


Figure 12 : Cycle mixte [14]

2.2.3 Cycle réel

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876. Sur ce moteur, le diagramme réel ne correspondait pas exactement au cycle théorique. Le diagramme du cycle réel est généralement introduit dans celui du cycle théorique. La comparaison entre les deux cycles (réel et théorique) permet d'identifier un rendement du moteur très inférieur (Figure 13). Les causes de baisse de rendement sont :

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

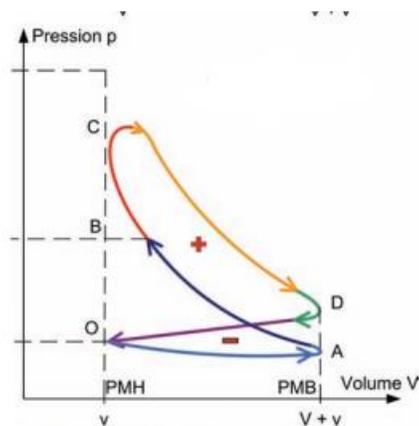


Figure 13 : Cycle réel [15]

2.3 INDICATEURS DE PERFORMANCE DU MOTEUR DIESEL

Les principales grandeurs à l'évaluation des performances du moteur Diesel sont :

- Le travail indiqué (W_i) : c'est la force de pression créée par la combustion des gaz et transmise au piston pendant un cycle du moteur. (W_i) représente la surface fermée du diagramme de Clapeyron.

$$W_i = - \int_0^{720} p dV \quad (2-13)$$

- La puissance indiquée (P_i) : c'est la puissance fournie au piston du moteur

$$P_i = \frac{W_i N_{mot}}{120} \quad (2-14)$$

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

- La pression moyenne (PMI) : c'est la pression constante appliquée à surface du piston pendant sa course motrice [16].

$$PMI = \frac{W_i}{C_u} \quad (2-15)$$

où C_u est la cylindrée unitaire.

- La puissance effective (P_e) : c'est la puissance développée au niveau de l'arbre moteur.

$$P_e = C_e w_{rot} \quad (2-16)$$

Ici C_e est le couple effectif et w_{rot} est la pulsation angulaire

- La consommation spécifique effective (CSE) : c'est la consommation du moteur en combustible en fonction de la puissance effective P_e .

$$CSE = \frac{\dot{m}_c}{P_e} \quad (2-17)$$

\dot{m}_c est la masse de combustible.

- Le rendement global : c'est le rapport entre la puissance effective P_e et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}).

$$\eta_g = \frac{P_e}{P_{cal}} \quad (2-18)$$

- Le rendement indiqué (η_i) : c'est le rapport entre la puissance indiquée (P_i) et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}). Le (η_i) se compose de trois rendements : le rendement de combustion (η_{comb}), le rendement thermodynamique (η_{th}) et le rendement de cycle (η_{cycle}).

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{cal}} \quad (2-19)$$

$$\eta_i = \eta_{comb} \eta_{th} \eta_{cycle} \quad (2-20)$$

- Rendement de combustion (η_{comb}) : c'est le rapport entre la puissance libérée lors de la combustion (P_{comb}) et la puissance calorifique du carburant (P_{cal}).

$$\eta_{comb} = \frac{P_{comb}}{P_{cal}} \quad (2-21)$$

- Rendement thermodynamique (η_{th}) : c'est le rapport entre la puissance théorique indiquée ($P_{i,th}$) et la puissance libérée lors de la combustion (P_{comb}).

$$\eta_{th} = \frac{P_{i,th}}{P_{comb}} \quad (2-22)$$

- Rendement de cycle (η_{cycle}) : c'est le rapport entre la puissance indiquée (P_i) et la puissance théorique indiquée ($P_{i,th}$), aussi c'est l'écart entre le cycle réel par rapport au cycle théorique.

$$\eta_{cycle} = \frac{P_i}{P_{i,th}} \quad (2-23)$$

- Rendement organique (η_{org}) : c'est le rapport entre la puissance effective (P_e) et la puissance indiquée (P_i). Le (η_{org}) prend en considération toutes les pertes mécaniques.

$$\eta_{org} = \frac{P_e}{P_i} \quad (2-24)$$

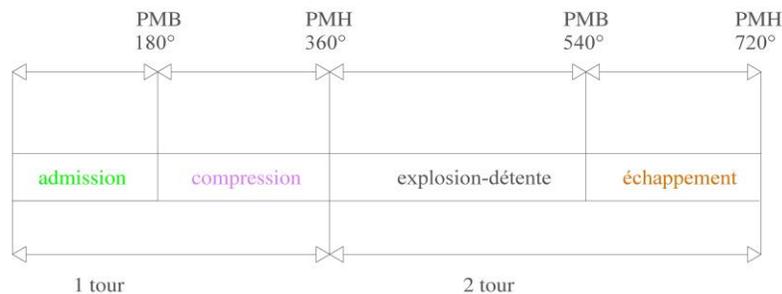
2.4 DIAGRAMME DE LA DISTRIBUTION

On appelle « distribution » l'ensemble des organes qui réalisent l'ouverture et la fermeture des conduits d'admission et d'échappement, ainsi que des éléments qui effectuent leur commande. Le rôle de la distribution est de commander l'ouverture et la fermeture des soupapes [13]. Ces réglages sont représentés sous la forme d'un diagramme dit de distribution (Figure 14). Le Tableau 2 résume le principe de fonctionnement de la distribution.

- AOA : les soupapes d'admission s'ouvrent avant le passage du piston au point mort haut ;
- RFA : Les soupapes d'admission se ferment après le passage du piston au point mort bas ;
- AOE : Les soupapes d'échappement s'ouvrent avant le passage du piston au point mort bas ;
- RFE : Les soupapes d'échappement se ferment après le passage du piston au point mort haut ;

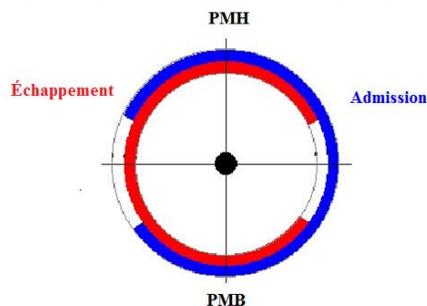
Tableau 2 : Principe de fonctionnement de la distribution

Admission	Échappement
L'avance à l'ouverture des soupapes d'admission (AOA) ;	L'avance à l'ouverture des soupapes d'échappement (AOE) ;
Le retard à la fermeture des soupapes d'admission (RFA).	Le retard à la fermeture des soupapes d'échappement (RFE).

**Figure 14** : Diagramme de distribution

2.4.1 Épure circulaire de distribution

L'épure de distribution c'est la représentation graphique des angles de la distribution. Les angles exprimés en degré d'avance ou de retard par rapport aux points morts. Le croisement des soupapes est l'angle correspondant à l'ouverture simultanée des soupapes d'admission et d'échappement dans le cycle à quatre temps (Figure 15).

**Figure 15** : Épure de distribution 6m26 SR

2.4.2 Combustion dans les moteurs Diesel

La combustion dans un moteur Diesel est divisée en quatre phases distinctes : le délai à l'inflammation, la combustion non contrôlée, la combustion contrôlée et la postcombustion (Figure 16).

- Le délai à l'inflammation (**I**) : C'est le temps qui s'écoule entre le début d'introduction du combustible dans la chambre de combustion et son auto inflammation, dans les conditions de pression et température de la chambre combustion.
- La combustion non contrôlée (**II**) : Le carburant accumulé durant la période du délai d'inflammation est brûlé très rapidement ce qui entraîne une augmentation rapide de la pression. La combustion non contrôlée commence quelque degré avant le point mort haut et se termine quelque degré après le point mort haut. Le taux d'augmentation de la pression dépend de la quantité de carburant présente à la fin du délai d'inflammation, des degrés de rotation de vilebrequin, et du modèle de pulvérisation. Durant cette période le combustible continue d'être injecté et brûlé.
- La combustion contrôlée (**III**) : À la fin de la phase de la combustion non contrôlée, la combustion se termine, le carburant brûle au fur et à mesure qu'il est injecté dans la chambre de combustion. La combustion instantanée est assurée par la pression et la température dégagées lors de la partie non contrôlée. Suivant le fonctionnement (plein ou faible régime) du moteur, la période d'injection et combustion contrôlée change. Si le moteur fonctionne à plein régime, la période d'injection et de la combustion contrôlée sont plus longues par rapport au fonctionnement du moteur à faible régime. Pour un régime donné, la combustion contrôlée est constante ce qui signifie que le maximum de la pression dans la chambre de combustion est la même, peu importe la charge.
- La postcombustion ou la combustion tardive (**IV**) : La combustion se continue après la combustion contrôlée parce que le carburant injecté n'est pas brûlé

complètement. Les particules de carburants non brûlés à cause du manque d'oxygène au moment d'injection.

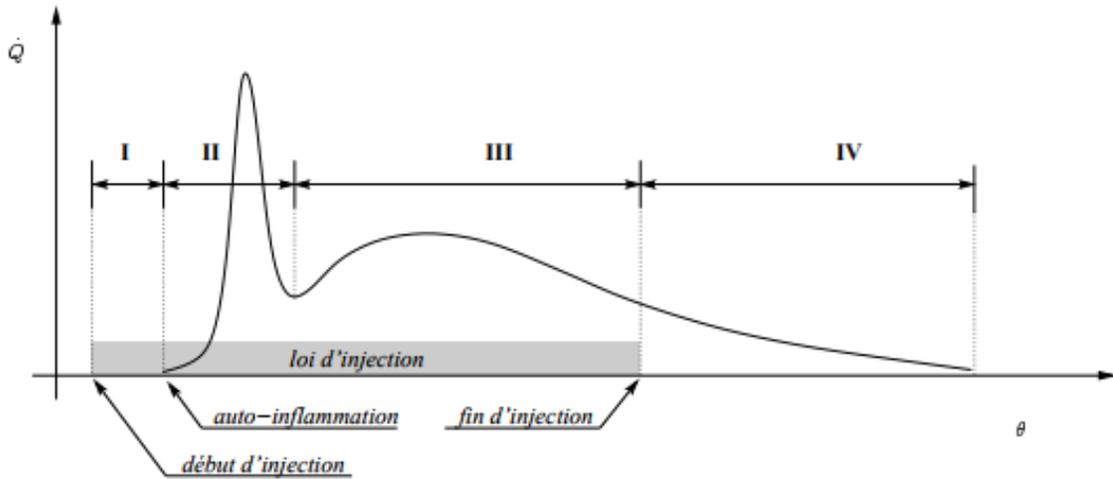


Figure 16 : Évolution de la vitesse de dégagement de chaleur [16, 17]

2.5 BANC D'ESSAI VIRTUEL

Le banc d'essai virtuel (simulateur du moteur Diesel) permet aux spécialistes de mieux comprendre les phénomènes complexes de moteur Diesel. Le simulateur de moteur Diesel est un outil informatique de pointe simulant la réalité du moteur. Il reproduisant le fonctionnement de moteur, y compris le détail des interactions entre les pièces, les systèmes et les circuits. Il reproduit des pannes, des bris d'équipement et d'autres problèmes.

Les coûts relatifs à l'utilisation d'un banc d'essai traditionnel (moteur Diesel + chaîne d'acquisition de données) sont trop chers. Ce simulateur virtuel a donc pour effet de diminuer les dépenses et réduit les coûts d'expérimentation.

CHAPITRE 3

SIMULATEUR DIESEL

3.1 INTRODUCTION

Ce chapitre porte sur la méthodologie pour le développement d'un simulateur pour la modélisation du moteur Diesel ainsi qu'une étude bibliographique sur les techniques de détection des défauts de moteurs Diesel. Le développement de simulateur est fait avec GT-suite 2016.

Le processus de modélisation vise à obtenir une solution acceptable du système. Modéliser une situation permet d'étudier les conséquences de différentes décisions. Cette modélisation revient à simuler la réalité, afin d'étudier, mieux comprendre ces situations et le fonctionnement du système. Cependant, les études expérimentales sur les prototypes physiques sont coûteuses et longues. Le prototypage virtuel permet aux concepteurs de faire des choix de conception sur des pièces mécaniques et électroniques différentes avant d'assembler le prototype physique, et ce, au début du processus de conception. La simulation du système dans son ensemble peut donner une vision fiable de la réalité, elle constitue une référence dans les phases de conception de procédés, et il est également très important de valider le modèle. Le prototypage virtuel peut évidemment influencer de manière significative la méthode de modélisation.

Afin d'augmenter le rendement du moteur Diesel, plusieurs recherches scientifiques portent sur la suralimentation, l'injection directe, le mélange du gazole dans la chambre de combustion et aux commandes précises des ouvertures et des fermetures des soupapes d'admission et d'échappement.

La suralimentation est un procédé qui consiste, par une compression préalable, à élever la masse volumique de l'air à l'admission des moteurs alternatifs pour en augmenter

la puissance spécifique (puissance par litre de cylindrée moteur) et également les puissances volumiques et massiques (puissance par m^3 ou kW) de moteur [12]. À travers le simulateur du moteur Diesel, on peut simuler et calculer plusieurs paramètres : la pression d'entrée d'air, la température des gaz à l'intérieur du cylindre dans la chambre de la combustion, les pertes de chaleur par unité de surface et l'efficacité énergétique. Le système d'injection direct a un impact direct sur la consommation, les émissions et le bruit de moteur, donc il est important de connaître exactement comment le jet liquide sort de l'injecteur pour simuler de façon physique son atomisation. La simulation aide à comprendre le phénomène physique et elle donne la bonne taille de gouttes de mazout dans la chambre, ce qui est un paramètre important de la combustion. Le simulateur du moteur Diesel est un outil qui peut être utilisé pour améliorer les systèmes d'optimisation l'aide au diagnostic de pannes ainsi qu'à l'analyse d'incidents a posteriori.

Dans une première partie, les principaux organes de l'ensemble du moteur Diesel seront présentés. Dans une deuxième partie, les différentes techniques de détection des défauts de moteurs Diesel seront abordées.

3.2 ORGANES DU MOTEUR DIESEL

Les différents sous-systèmes du moteur Diesel sont les suivants :

- L'admission d'air ;
- La distribution ;
- L'injection ;
- L'échappement ;

3.2.1 Système d'admission d'air

La gestion de l'alimentation en air de la chambre de combustion est un processus important pour assurer une performance constante et fiable des moteurs Diesel, ce qui peut avoir un impact sur les émissions et l'économie de carburant.

Cette gestion d'air englobe tous les aspects qui influencent sur la quantité, la composition, la température, la pression, le mouvement et la propreté de l'air de

combustion au début de la période de dégagement de chaleur. Les conditions de fonctionnement répondent à un certain nombre d'exigences, notamment :

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

3.2.2 Système de distribution

L'arbre à cames est souvent appelé « cerveau » du moteur. Le rôle principal de l'arbre à cames c'est d'ouvrir et de fermer les soupapes d'admission et d'échappement au bon moment pendant la rotation du moteur. L'arbre à cames entraîne le système de distribution. Il est constitué des lobes excentriques qui actionnent le système des composants du train de soupapes. L'arbre à cames lui-même est forgé à partir d'une seule pièce en acier, sur laquelle les lobes sont broyés. Afin de résister aux fortes sollicitations, les arbres à cames sont fabriqués en matériaux comme la fonte de graphite nodulaire, l'acier thermo-traité ou l'acier nitruré. Le mouvement de rotation de l'arbre à cames est lié directement à la rotation de vilebrequin. Le vilebrequin conduit l'arbre à cames à tourner à l'aide d'une chaîne, courroies ou engrenages. Pour deux tours de rotation de vilebrequin, l'arbre à cames fait un tour de rotation et tourne à la moitié du régime de la manivelle.

Le système de distribution joue évidemment un rôle essentiel dans le fonctionnement et influence directement sur les performances du moteur. Pour une consommation de carburant donnée, le système de distribution doit s'ouvrir et se fermer rapidement. Il doit aussi assurer une bonne étanchéité entre le cylindre et le milieu extérieur en position fermée pour diminuer les émissions polluantes et répondre aux normes antipollution. Plusieurs composantes de système de distribution sont soumises à plusieurs contraintes thermiques

importantes et de pression. Plusieurs technologies de systèmes de distribution sont utilisées pour l'augmentation de la puissance du moteur.

➤ Lumières

Le principe consiste à mettre en communication le cylindre avec les conduits d'admission et d'échappement au moyen d'orifices (appelés lumières) aménagés dans la paroi du cylindre. Cette technologie de distribution est réservée exclusivement aux moteurs rotatifs [18]. Le cycle de fonctionnement du moteur rotatif se décompose en quatre temps : admission, compression, détente et échappement (Figure 17).

- Admission (1) : Le piston découvre l'orifice d'admission au fur et à mesure de sa rotation. En agrandissant le volume de la chambre d'admission, le mélange air/essence est aspiré. Le piston obstrue ensuite l'orifice d'admission.
- Compression (2) : Le volume diminue. L'air est comprimé. Le taux de compression volumétrique est du même ordre que celui d'un moteur alternatif, environ 9:1.
- Détente (3) : L'étincelle de la bougie enflamme le mélange. La pression générée s'applique sur le piston et crée un couple sur l'arbre de sortie (excentrique). Il faut noter que le volume de détente peut être supérieur à celui de compression et permet une meilleure récupération de l'énergie (principe du cycle Miller).
- L'échappement (4) : Le piston refoule les gaz brûlés par l'orifice découvert.

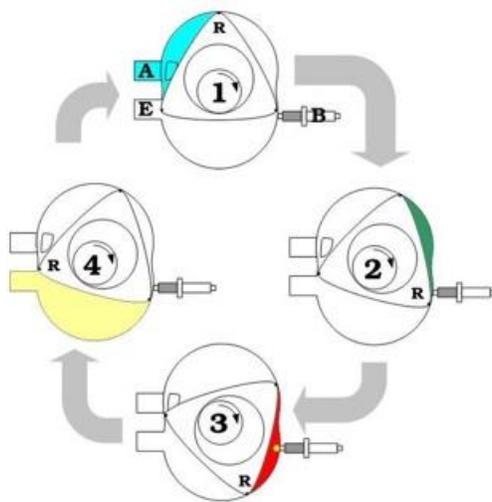


Figure 17 : Moteur rotatif (Wankel) [18]

➤ Fourreaux louvoyants

La distribution par fourreaux louvoyants utilise des lumières dans la paroi du cylindre dont l'ouverture et la fermeture sont contrôlées non pas par le piston, mais par une ou deux chemises mobiles, de faibles épaisseurs, coaxiales au piston et guidées dans le cylindre (Figure 18)[18].

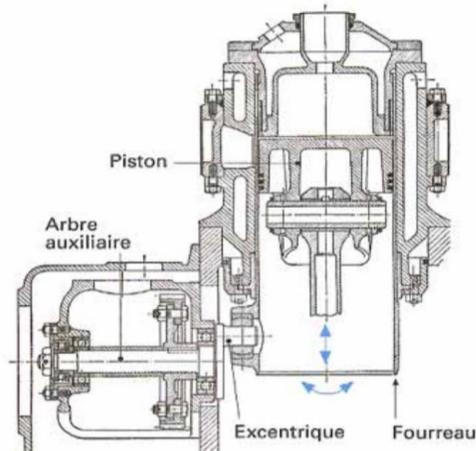


Figure 18 : Distribution fourreaux louvoyants [18]

➤ Distributeurs rotatifs

Les distributeurs rotatifs se distinguent par le remplacement du mouvement de translation alternatif par un mouvement de rotation continue, ce qui permet de diminuer les vibrations et les contraintes mécaniques. Lorsqu'il est placé dans la culasse (moteur à 4 temps), le distributeur est soumis à l'intégralité du cycle thermodynamique [18]. Ce type de soupape dégrade particulièrement la fluidité de l'admission et de l'échappement des gaz, ce qui induit un mauvais rendement du moteur (Figure 19).

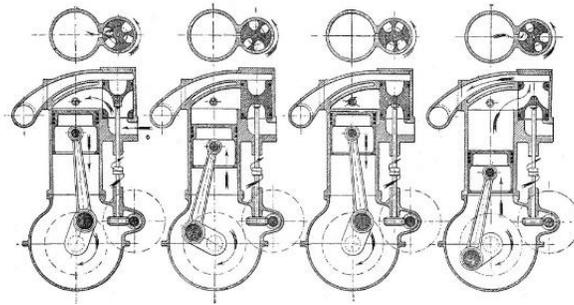


Figure 19 : Distributeurs rotatifs [18]

➤ Les soupapes

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

▪ Distribution à attaque directe

La commande est directe de la soupape par la came via un poussoir. Il n'y a pas d'élément de transmission entre la soupape et l'arbre à cames. Ce type de distribution a l'avantage d'avoir une très bonne rigidité même si sa raideur varie selon l'excentration du point de contact avec la came. Les soupapes ont donc un bon comportement à régime élevé. Les plus courants sont les poussoirs hydrauliques, mécaniques et à rouleaux. Ils sont silencieux et ne nécessitent pas de réglage périodique (Figure 20).

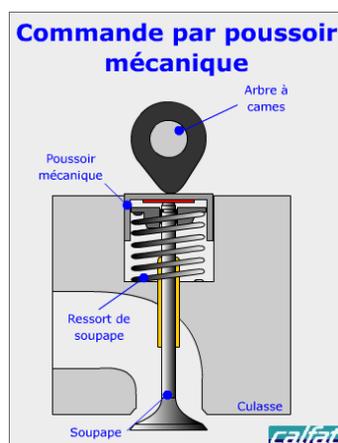


Figure 20 : Distribution à attaque directe [19].

- Distribution à linguet

Le mouvement du linguet est défini par une rotation à l'une de ses extrémités, présentant éventuellement une butée hydraulique. La distribution à linguet est utilisée dans des applications où un taux d'élévation de soupape très élevé est nécessaire. En contrepartie, l'inconvénient de cet actionneur est l'usinage de la came qui est plus délicat, car elle contient des concavités [20] Figure (21).

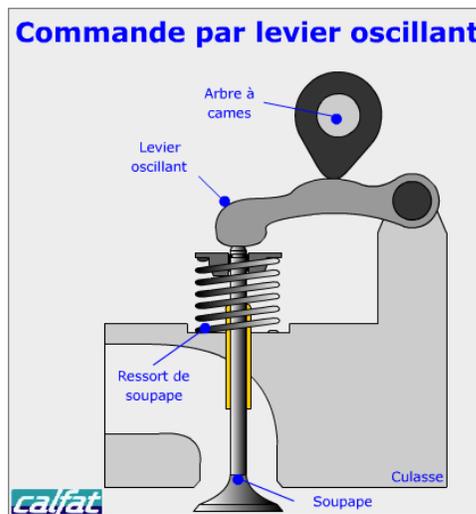


Figure 21 : Distribution à linguet [19].

- Distribution à culbuteur

Contrairement au linguet, son axe de rotation se trouve au centre, les deux extrémités étant en contact avec la came et la soupape. Pour des raisons géométriques, le culbuteur est l'actionneur qui offre la rigidité la plus faible et la masse mobile la plus importante. L'axe de rotation est généralement une « rampe » permettant la lubrification de l'axe de rotation. Le culbuteur permet de n'utiliser qu'un seul arbre à cames pour actionner les soupapes d'admission et d'échappement [20] (Figure22).

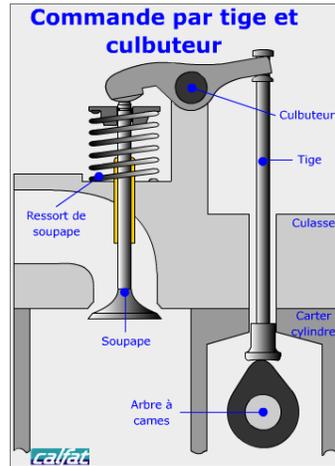


Figure 22 : Distribution à culbuteur [19].

➤ La loi de levée de la soupape

La conception de la soupape est importante pour la performance du moteur. Il est nécessaire de comprendre le fonctionnement du profil de levage de soupapes et le profil de levage de cames, ainsi que leur impact sur la performance du moteur. La loi de levée des soupapes reflète le mouvement des soupapes au cours de leur ouverture et de leur fermeture. Une loi parfaite pour le remplissage serait une loi rectangulaire (vitesse et accélération infinie) ce qui la rend physiquement irréalisable (Figure 23). La loi de levée de soupape est actuellement calculée à partir du remplissage moteur [20].

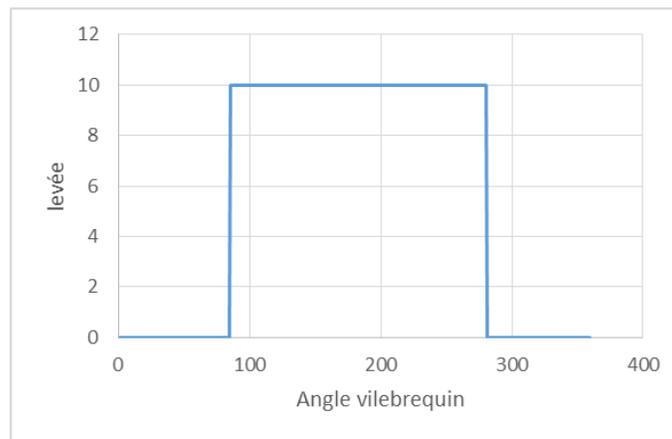


Figure 23 : Loi de levée idéale en fonction l'angle de vilebrequin

Le cycle théorique de fonctionnement du moteur Diesel se décompose en quatre temps : admission, compression, combustion-détente et échappement. Le cycle commence au point mort haut (PMH), lorsque le piston est éloigné de l'axe du vilebrequin. Le piston descend du haut du cylindre, réduisant la pression à l'intérieur du cylindre (phase 1). L'entrée de l'air frais dans le cylindre par l'orifice d'admission. La soupape d'admission se ferme au point mort bas (PMB), ensuite le carburant est injecté dans le cylindre (pour les moteurs à injection directe). La course de piston comprime le mélange air-carburant (phase 2). Le mélange air-carburant est ensuite allumé près de la fin de la course de compression, généralement par une bougie d'allumage pour les moteurs à essence ou par la chaleur et la pression de compression pour les moteurs Diesel. La pression résultante de combustion des gaz pousse le piston en bas (phase 3). Dans la phase d'échappement (phase 4), le piston pousse les gaz à l'extérieur du cylindre à travers la soupape d'échappement (Figure 24).

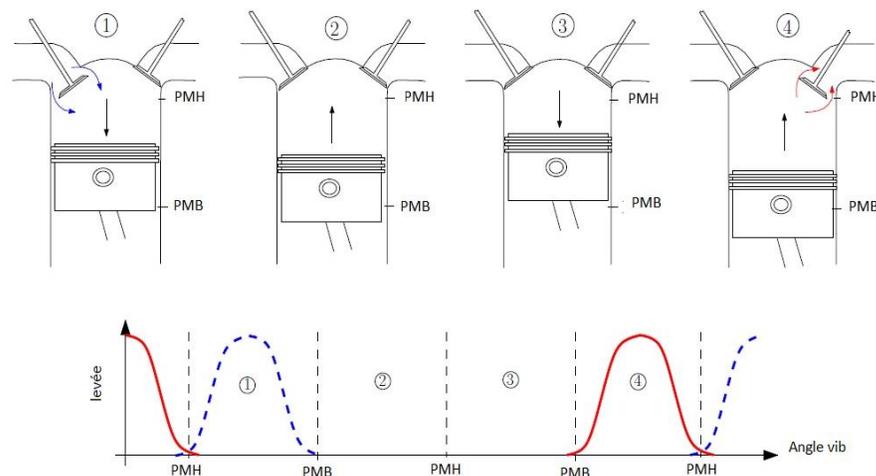


Figure 24 : Fonctionnements du moteur Diesel

Dans le cadre de ce travail, l'intérêt porte sur le système du moteur Baudoin 6M26 SR, le suiveur de cames dans un alésage entraîne une tige de poussée qui déplace un levier pivoté (« culbuteur ») qui appuie sur la pointe de la soupape et communique un mouvement alternatif pour ouvrir la soupape. Dans ce système, la fermeture de la soupape est effectuée par le ressort de la soupape.

3.2.3 Fonctionnement du système d'injection

Le carburant est injecté dans la chambre combustion à partir d'un rail commun sous haute pression. Le système électronique de commande assure que le début de l'injection, la quantité et le temps sont indépendants de la vitesse du moteur. Ce système offre donc une grande souplesse dans la conception des systèmes d'injections. Actuellement, les pressions varient entre 1600 et 1800 bars.

Une pompe alimente le carburant via un filtre à une pompe haute pression. La pompe à haute pression assure que la pression du carburant dans le rail est élevée. Le contrôleur électronique de Diesel calcule le point d'injection et la quantité du carburant injecté. Cette quantité dépend de l'état du fonctionnement du moteur, les conditions ambiantes et la pression du rail. La quantité du carburant injecté est contrôlée par deux facteurs : le temps d'injection et la pression d'injection. La pression est contrôlée par la vanne de régulation de pression. L'excès du carburant retourne au réservoir de carburant. L'injecteur est relié au rail de carburant par des courtes lignes d'alimentation. La nouvelle technologie du système d'injection utilise des injecteurs à commande piézoélectrique. Avec l'injection de carburant Common Rail, le processus de combustion peut être optimisé. La consommation de carburant est plus faible dans la charge moyenne et supérieure. L'augmentation de la précision du dosage d'injection est requise à des faibles débits. Le moteur fonctionne sans fumée dans toutes les conditions de régime moteur (Figure 25).

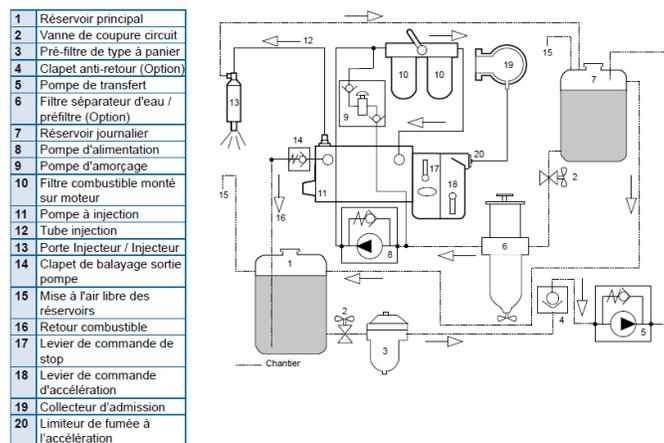


Figure 25 : Circuit d'injection 6M26SR [21]

3.2.4 Système d'échappement

Le système d'échappement est composé d'un tuyau d'échappement et un silencieux, pour réduire le bruit causé par les gaz d'échappement sous pression quittant le moteur et pour le transport des gaz chauds et toxiques à l'extérieur de la chambre de combustion.

Les matériaux les plus utilisés dans les systèmes d'échappement sont le fer, l'acier inoxydable, l'acier doux et l'acier au carbone. Le système d'échappement peut supporter des températures très élevées, soit 600 °C (1100 °F) ou plus.

3.3 TECHNIQUES DE DETECTIONS

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

- La mesure des fluctuations de vitesse angulaire du vilebrequin ;
- Modèles neuronaux ;
- Estimation d'état par observateur ;
- La mesure des vibrations de la structure (bloc moteur ou culasse) ;
- Exploitation du courant d'ionisation ;
- Analyse d'huile ;
- Analyse de gaz d'échappement.

Le but de cette synthèse bibliographique est de présenter une vue d'ensemble de ces méthodes de diagnostic du moteur Diesel.

3.3.1 Mesure des fluctuations de vitesse angulaire du vilebrequin

Les fluctuations de vitesse du vilebrequin reflètent la combustion dans chacun des cylindres. Cette fluctuation est causée par l'action des billes sur le vilebrequin. Ces actions de bielle se décomposent principalement en la somme de deux couples [14] :

- Le couple indiqué dû aux forces de pression des gaz (compression et détente),
- Le couple d'inertie dû aux forces d'inertie des masses alternatives (pistons et bielles).

La vitesse est mesurée à l'aide d'un encodeur monté à l'une des extrémités du vilebrequin. D'après [22], le diagnostic d'un moteur Diesel a été réalisé à partir d'une

mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin. L'étude débute par l'élaboration d'un modèle dynamique en torsion du vilebrequin sous l'hypothèse d'élasticité. L'auteur [23] a utilisé un algorithme de traitement de signal instantané de vibration pour construire le signal de vitesse angulaire à partir des données brutes. Il a ensuite appliqué le transformé de Fourier rapide aux signaux. Cette technique permet de détecter et diagnostiquer les défauts de moteurs Diesel. Le signal de vitesse angulaire a été utilisé d'une nouvelle manière pour construire un système de coordonnées polaire. L'avantage de cette approche est l'identification de la broche ou le cylindre défectueux. Les signaux vibratoires de la structure et les signaux de vitesse du vilebrequin ont des bandes passantes différentes [14]. Cependant, la détection de défaillances plus subtiles n'est possible que si l'on prend en compte les résonances propres du vilebrequin (modèle haute fréquence) ce qui augmente nécessairement la complexité du problème d'inversion [16].

3.3.2 Modèles neuronaux

Les réseaux de neurones formels sont devenus en quelques années des outils précieux dans le domaine de diagnostic de moteur Diesel. Un modèle de réseaux de neurones se compose de plusieurs couches (couche d'entrée, couche de sortie et couches cachées) connectées entre elles. Dans [24] un développement de méthodes de détection et de diagnostic de défaut a été conçu pour le système d'admission et le système d'injection. Le réseau de neurones a permis d'identifier un modèle pour la génération de résidus.

Dans [25], l'auteur a créé une approche de modélisation et de simulation du cycle thermodynamique par les réseaux de neurones. La première étape de travail consistait à créer un simulateur de moteur Diesel sur Matlab/Simulink puis à simuler ce modèle en utilisant les réseaux de neurones. La dernière phase de travail consistait à l'intégration dans ce simulateur des pannes soudaines et progressives. La simulation de leurs effets sur les différents paramètres a permis de mesurer la performance du moteur.

3.3.3 Estimation d'état par observateur

L'observateur est un algorithme mathématique qui permet de reconstituer les états internes d'un système à partir uniquement des données accessibles, c'est-à-dire les entrées

imposées et les sorties mesurées. En général, l'observateur se fait en deux phases ; la première est une étape d'estimation et la seconde est une étape de correction.

Pour les systèmes non linéaires, les observateurs robustes sont les observateurs mode glissants. Dans la littérature, plusieurs études utilisent l'observation mode glissants pour le diagnostic de défauts du moteur Diesel [26, 27].

Dans [28] une approche de conception d'observateur mode glissants a été utilisée pour détecter les défauts possibles dans le système de refroidissement d'un moteur Diesel. Les dysfonctionnements peuvent se produire dans les trois principales composantes suivantes : la vanne de dérivation thermostat, la pompe à eau et le radiateur. L'observateur utilisé est un observateur mode glissant non linéaire.

3.3.4 Mesure des vibrations de la structure

Dans les moteurs Diesel, la variation rapide de la pression dans un cylindre lors de la combustion engendre des vibrations de structure du moteur. Ces vibrations contiennent des informations sur le processus de combustion. Les vibrations sont mesurées à l'aide d'un ou plusieurs accéléromètres fixés sur le bloc moteur ou la culasse [16]. Le signal de vibration issu des accéléromètres contient aussi beaucoup de bruit. Ce bruit est causé par les mouvements des soupapes et les engrenages.

Dans la littérature, il existe deux méthodes pour la reconstruction de la pression à partir de mesures de vibration : le filtrage inverse [29] et les réseaux de neurones [30].

- Le filtrage inverse

D'après [29], le filtrage inverse est basé sur l'hypothèse que la structure du moteur peut être modélisée sous la forme d'un système linéaire invariant dans le temps, et que le signal de vibration mesuré est non perturbé.

- Réseaux de neurones

D'après [30], les réseaux de neurones à fonctions de base radiales sont capables de prédire la pression dans le cylindre à partir du signal de vibration du moteur Diesel.

3.3.5 Exploitation du courant d'ionisation

La bougie d'allumage est un dispositif électrique, présent sur les moteurs à allumage commandé, qui provoque l'inflammation du mélange air - combustible dans la chambre de

combustion. Cette bougie peut être utilisée en tant que capteur pour mesurer le courant d'ionisation généré pendant la combustion. Les ions sont formés pendant et après la combustion. Le type et la quantité d'ions dépendent des caractéristiques de combustion. Le courant d'ionisation dépend également de la pression et de la température dans la chambre de combustion. Le signal du courant d'ionisation mesuré est donc très riche en informations, mais il est également complexe [16, 31].

D'après [31], il est possible d'utiliser le courant d'ionisation pour optimiser les performances du moteur. Pour les moteurs Diesel, la bougie de préchauffage contient le capteur de mesure du courant d'ionisation.

3.3.6 Analyse d'huile

L'huile est le fluide vital des machines. Étant en contact avec toutes les pièces en mouvement du moteur, l'huile fournit de nombreuses informations sur l'état de santé du moteur Diesel et sur le comportement mécanique. L'analyse physico-chimique de l'huile permet de qualifier et quantifier les particules métalliques résiduelles provenant de l'usure. L'analyse d'huile a pour but d'optimiser les intervalles de vidange, réduire considérablement les temps d'arrêt coûteux pour ainsi économiser de l'argent[32].

3.3.7 Analyse des gaz d'échappement

L'analyse des gaz d'échappement est une technique utilisée en exploitant un analyseur des gaz pour fournir des résultats d'analyse en teneur en dioxyde de carbone (CO_2), monoxyde de carbone (CO), hydrocarbure (HC), monoxyde d'azote (NO), dioxyde d'azote (NO_2), dioxygène (O_2) et particules. Cette technique est efficace pour détecter un problème de combustion, de dosage air-carburant et d'anomalies au niveau des dispositifs antipollution. Cette analyse a pour but de mesurer l'efficacité de la combustion d'un moteur [33, 34].

CHAPITRE 4

MODÉLISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

4.1 INTRODUCTION

Le processus du cycle du cylindre du moteur est déterminé par la température du gaz (T), la pression (p) et la masse (m). Ces paramètres sont résolus par les équations différentielles pour les conservations d'énergie, l'équation de masse respectivement et l'équation de la loi des gaz parfaits. Les conditions initiales du cylindre T , p , et m peuvent être estimées à partir des paramètres du collecteur d'admission.

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

- Les modèles zéro dimensionnels (0 D) : Les modèles 0D sont construits à partir de l'équation de conservation de la masse et l'équation du volume, appliquées à la chambre de combustion, auxquelles s'ajoutent les lois d'état des gaz parfaits et les équations de conservation de l'énergie, intégrées dans des volumes de contrôle (ou zones) de la chambre de combustion.
- Modèle thermodynamique 1 zone : Le système considéré est la masse de gaz présente dans le volume cylindre à chaque instant. Cette approche suppose que le système gaz est homogène ce qui conduit donc à une température et une pression des gaz uniformes.
- Modèle quasi stationnaire : La réponse transitoire du moteur est décrite par une suite d'états stationnaires mécaniques très rapprochés. Chaque état est défini par la stabilité et l'équilibre thermodynamique de l'ensemble des processus liés au moteur. De tels modèles sont donc basés sur les caractéristiques statiques de toutes les composantes du moteur. Ce modèle est utilisé dans notre cas pour la modélisation

des gaz d'admission et d'échappement en considérant que l'écoulement est stationnaire.

Plusieurs hypothèses pour la modélisation du modèle thermodynamique en cylindre sont émises :

- Les transferts de masses ne se font qu'à travers les soupapes d'admission et d'échappement. Les pertes sont négligées ;
- Les propriétés de pression, température, richesse, et composition sont homogènes en tout point du cylindre ;
- Le mélange de gaz obéit à l'équation des gaz parfaits. Ses propriétés thermodynamiques (enthalpie, énergie interne, chaleurs massiques, masse molaire) sont calculées suivant les lois de mélange et par interpolation de tables thermodynamiques (en anglais JANAF Thermochemical Tables) ;
- La pression du collecteur d'échappement est constante ;
- Les gaz du collecteur d'échappement réadmis dans le cylindre ont la température des gaz du cylindre. Leur composition est celle des gaz du cylindre en début de phase d'échappement ;
- Le carburant est injecté à température constante. Il est immédiatement brûlé et transformé en produits de combustion ;
- La masse de gaz du cylindre échange de la chaleur avec cinq parois de la chambre (la culasse, le piston, la chemise, les soupapes d'admission et d'échappement) qui ont une température constante et uniforme.

4.2 MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

La base de l'analyse thermodynamique des processus des moteurs Diesel, c'est d'appliquer la première loi thermodynamique à l'intérieur du cylindre (figure 26).

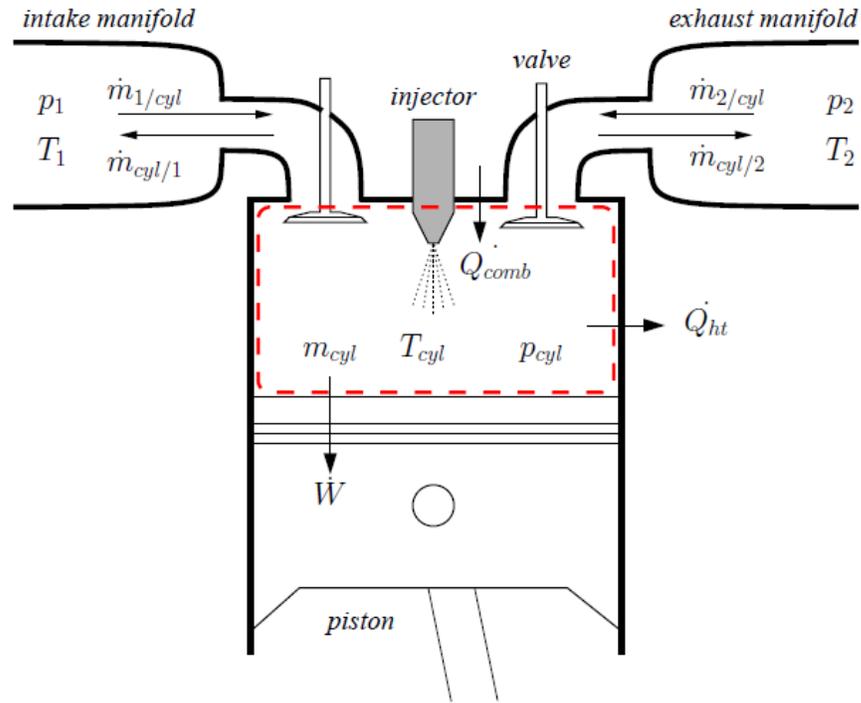


Figure 26 : Bilan énergétique dans le cylindre [16]

L'équation de la conservation d'énergie dans le cylindre est donnée par [35] :

$$\frac{dU}{d\varphi} = -\frac{dW}{d\varphi} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} \quad (4-1)$$

Ici U est l'énergie interne des gaz dans la chambre de la combustion, φ est l'angle du vilebrequin (degré), W est le travail mécanique du piston, Q_i est l'échange de la chaleur dans le cylindre avec les cinq parois de la chambre (la culasse, le piston, la chemise, les soupapes d'admission et d'échappement), dV est la variation de volume, dm_j est la masse de l'énergie de gaz (positive à l'entrée et négatif à la sortie), h_j est l'enthalpie spécifique.

Les termes de l'équation (4-1) est sont donnés par :

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{d(m.u)}{d\varphi} = u \frac{dm}{d\varphi} + m \frac{du}{d\varphi} \quad (4-2)$$

$$\delta W = -P \frac{dV}{d\varphi} \quad (4-3)$$

$$\sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} = \frac{dQ_{fuel}}{d\varphi} + \frac{dQ_{wall}}{d\varphi} \quad (4-4)$$

V est le volume instantané du cylindre, m est la masse dans le cylindre, P est la pression dans le cylindre, dV est la variation de volume, dQ_{fuel} est la chaleur évacuée de la combustion du carburant, dQ_{wall} est la chaleur transférée à la culasse, la tête du piston, les soupapes d'admission et d'échappement et la chemise.

L'énergie du débit des gaz d'admission et d'échappement est donnée par [35] :

$$\sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} = h_{in} \frac{dm_{adm}}{d\varphi} + h_{ex} \frac{dm_{ech}}{d\varphi} \quad (4-5)$$

m_{adm} est le débit d'admission vers le cylindre, m_{ech} est le débit d'échappement vers le cylindre, h_{in} et h_{ex} sont les enthalpies spécifiques des gaz d'admission et d'échappement.

L'équation de l'énergie interne des gaz idéaux :

$$u = u(T, \alpha) \quad (4-6)$$

où α est le coefficient d'excès d'air.

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{\delta U}{\delta T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\delta u}{\delta \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} = C_v \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\delta u}{\delta \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} \quad (4-7)$$

D'où la variation de température du système au cours de temps à partir de l'équation de la conservation d'énergie dans le cylindre [35] :

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\varphi} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - m \frac{\delta u}{\delta \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} \right) \quad (4-8)$$

L'équation de conservation de masse est utilisée pour calculer la masse et l'évolution du ratio d'équivalence du volume de contrôle qui se trouve dans la chambre de combustion.

L'équation de la conservation de masse est donnée par [35] :

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{adm}}{d\varphi} + \frac{dm_{ech}}{d\varphi} + \frac{dm_{inj}}{d\varphi} \quad (4- 9)$$

Ici, m_{adm} est le débit d'admission vers le cylindre, m_{ech} est le débit d'échappement vers le cylindre, m_{inj} est le débit de la masse du carburant injecté dans le cylindre.

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

$$X_{inj} = \frac{m_{inj}}{m_{injt}} \quad (4- 10)$$

$$\frac{dm_{inj}}{d\varphi} = m_{injt} \frac{dX_{inj}}{d\varphi} \quad (4- 11)$$

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

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{adm}}{d\varphi} + \frac{dm_{ech}}{d\varphi} + m_{injt} \frac{dX_{inj}}{d\varphi} \quad (4- 12)$$

La chaleur de combustion du carburant s'écrit sous la forme :

$$\frac{dQ_{fuel}}{d\varphi} = \frac{dm_{inj}}{d\varphi} Pci\eta_{comb} = m_{injt} \frac{dX_{inj}}{d\varphi} Pci\eta_{comb} \quad (4- 13)$$

Pci est le pouvoir calorifique inférieur du carburant (43 010 800 J/kg) et η_{comb} est le rendement de la combustion.

L'équation des gaz parfaits appliquée dans le cylindre donne :

$$P.V = m.r.T \quad (4- 14)$$

où r est la constante des gaz parfaits.

4.2.1 Modèle cinématique

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

$$V(\varphi) = \frac{\pi D^2}{8} L \left(1 + \frac{S}{L} - \cos \varphi - \sqrt{\left(\frac{S}{L}\right)^2 - (\sin \varphi)^2} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right) \quad (4-15)$$

Ici V est le Volume, D est l'alésage du cylindre, L est la longueur de la bielle, S est la course du piston, φ est l'angle du vilebrequin, ε est le taux de compression du moteur. Le volume instantané est exprimé par l'équation suivante :

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\pi D^2}{8} L \sin \varphi \left(\frac{\cos \varphi}{\sqrt{\left(\frac{S}{2L}\right)^2 - (\sin \varphi)^2}} + 1 \right) \frac{d\varphi}{dt} \quad (4-16)$$

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

$$\overline{V_p} = \frac{2N_{mot}S}{60} \quad (4-17)$$

S est la course du piston et N_{mot} est le régime du moteur.

4.2.2 Simplification des équations thermodynamiques selon chaque phase du cycle

L'équation de la conservation d'énergie (éq 4-1) et la variation de température du système (éq 4-8) sont simplifiées selon chaque phase :

- Phase d'admission

L'ouverture de la soupape d'admission (admission d'air frais). La dépression créée par la descente du piston permet le remplissage du cylindre par le mélange gazeux (fermeture de la soupape d'admission). Dans cette phase le débit d'échappement m_{ech} et le débit de la masse du carburant injecté sont nuls. D'où les équations (4-1) et (4-8) deviennent :

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{adm}}{d\varphi} \quad (4-18)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{wall}}{d\varphi} + (hin - u) \cdot \frac{dm_{adm}}{d\varphi} \right) \quad (4-19)$$

- Phase de compression

L'air frais est comprimé. Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées jusqu'à l'avance d'injection. Dans cette phase le débit d'échappement m_{ech} , le débit d'admission m_{adm} , et le débit de la masse du carburant injecté dans le cylindre m_{inj} sont nuls. D'où les équations (4-1) et (4-8) deviennent :

$$\frac{dm}{d\varphi} = 0 \quad (4-20)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{wall}}{d\varphi} \right) \quad (4-21)$$

- Phase de combustion

Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. Le combustible est injecté sous très haute pression dans la chambre de combustion. Dans cette phase le débit d'échappement m_{ech} , et le débit d'admission m_{adm} sont nuls.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{inj}}{d\varphi} \quad (4-22)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{wall}}{d\varphi} + m_{injt} (Pci\eta_{comb} - u) \frac{dX_{inj}}{d\varphi} \right) \quad (4-23)$$

- Phase de détente

La phase de détente est la fin de la combustion jusqu'à l'ouverture de la soupape d'échappement. Dans cette phase, le débit d'échappement m_{ech} , le débit d'admission m_{adm} , et le débit de la masse du carburant injecté dans le cylindre m_{inj} sont nuls.

$$\frac{dm}{d\varphi} = 0 \quad (4-24)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{wall}}{d\varphi} \right) \quad (4-25)$$

- Phase d'échappement

La phase d'échappement est l'ouverture de la soupape d'échappement et l'évacuation des gaz brûlés. Dans cette phase, le débit d'admission m_{adm} , et le débit de la masse du carburant injecté dans le cylindre m_{inj} sont nuls.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{ech}}{d\varphi} \quad (4-26)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{wall}}{d\varphi} + (hex - u) \frac{dm_{ech}}{d\varphi} \right) \quad (4-27)$$

- Phase de chevauchement

La phase de chevauchement est l'ouverture de la soupape d'admission jusqu'à la fermeture de la soupape d'échappement. Dans cette phase, le débit de la masse du carburant injecté dans le cylindre m_{inj} est nul.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{adm}}{d\varphi} + \frac{dm_{ech}}{d\varphi} \quad (4-28)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{wall}}{d\varphi} + (hex - u) \frac{dm_{ech}}{d\varphi} + (hint - u) \frac{dm_{adm}}{d\varphi} \right) \quad (4-29)$$

4.3 TRANSFERT DE CHALEUR DANS LE CYLINDRE

Le transfert de chaleur au travers des parois du moteur est un phénomène important à cause de la grande température que peut atteindre la chambre de la combustion. Cette

transformation de l'énergie chimique du carburant est nécessaire pour obtenir un travail mécanique sur le piston. Le transfert de chaleur entre le mélange des gaz dans la chambre de la combustion et la paroi du cylindre se fait essentiellement par convection, rayonnement des gaz et de la flamme selon les différentes phases du cycle tableau 3.

- Pendant les différentes phases du cycle du moteur Diesel (admission, compression combustion, détente et échappement) la quantité de chaleur transférée au travers des parois du cylindre représente entre 25 et 30 pour cent de la quantité de chaleur délivrée par le carburant [37].
- Pendant la phase d'admission : la vitesse du gaz est grande dans la chambre de la combustion (admission d'air frais). La masse de gaz dans le cylindre et la surface d'échange est variable. La pression, la température et la composition du mélange sont uniformes. L'échange de chaleur entre les parois du cylindre et l'air frais se fait par convection.
- Pendant la phase de compression : La vitesse du gaz dans la chambre de la combustion est réduite. La masse du gaz dans le cylindre est uniforme. La surface d'échange est variable ainsi que la température et la pression du gaz. L'échange de chaleur est assuré par convection.
- Pendant la phase de combustion et de détente : L'échange de chaleur est assuré par convection. Ce transfert est accentué par les vitesses d'écoulement du gaz et par le rayonnement du gaz et de la flamme.
- Pendant la phase d'échappement : une variation importante de la pression, température, la surface des parois de la chambre lors de l'échappement des gaz brûlés hors du cylindre.

Le transfert de chaleur dans l'équation de conservation d'énergie (éq 4-1) est donné

par :

$$\frac{dQ_{wall}}{d\varphi} = \sum_{i=4} \frac{dQ_{wall,i}}{d\varphi} = \frac{1}{6.N_{mot}} \sum_{i=4} \alpha_g A_{wall,i} (T_{wall,i} - T) \quad (4-30)$$

Avec α_g est le coefficient instantané de transfert de chaleur des gaz dans le cylindre vers les murs entourant le cylindre, N_{mot} est le régime du moteur, A_{wall} est la surface de transfert, T_{wall} est la température moyenne de chaque surface entourant le cylindre, et $i= 1$ à 5 représente la tête du piston, la culasse, la chemise et la soupape d'admission et d'échappement.

La surface instantanée de la chemise est :

$$A_{wall} = \pi D(L_{clear} + Y(\varphi)) \quad (4- 31)$$

Avec D est l'alésage du cylindre, L_{clear} est la hauteur de l'espace libre en dessus du piston quand il est au point mort haut.

Calcul de α_g (le coefficient instantané de transfert de chaleur)

L'histoire de développement de la théorie de transfert de chaleur dans un moteur est passée par trois stages :

- Modèle empirique (corrélation de Nusselt en 1923) ;
- Modèle semi-empirique (représenté par Woshcni) ;
- La simulation en plusieurs zones en «Computational Fluid Dynamics (CFD)» depuis 1980.

Actuellement les modèles semi-empiriques sont les plus utilisés. En 1965, Woshcni a développé ces modèles en se basant sur la corrélation de Nusselt[37].

La corrélation de Nusselt s'écrit sous la forme :

$$Nu = 0.035Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (4- 32)$$

Avec Nu est le nombre de Nusselt, Re est le nombre de Reynold, Pr est le nombre de Prandtl. Elle suppose que la convection forcée est dominante dans le transfert de chaleur à l'intérieur du cylindre.

Tableau 3 : Transfert de la chaleur entre le gaz et la paroi du cylindre

	Convection	Rayonnement des gaz	Rayonnement de la flamme
Admission	x		
Compression	x		
Combustion	x	x	x
Détente	x	x	x
Échappement	x	x	

4.3.1 Calculs des débits de gaz d'admission et d'échappement

- Débit de gaz d'admission

Les gaz d'admission entrent dans le cylindre en régime subsonique. La forme simplifiée du débit unidimensionnel, subsonique et isentropique en admission est donné par[37] :

$$\frac{dQ_{adm}}{d\varphi} = \frac{C_{f,adm} A_{adm} P_a}{6.N_{mot} \sqrt{r_{adm} T_{adm}}} \sqrt{\frac{2.\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4- 33)$$

Ici, $C_{f,adm}$ est le coefficient du débit d'admission dans la soupape d'admission, A_{adm} est la surface instantanée de soupape d'admission, P_a est la pression dans le collecteur d'admission, T_{adm} est la température dans le collecteur d'admission, γ est le rapport des capacités thermiques, P est la pression dans le cylindre, N_{mot} est le régime du moteur.

- Débit de gaz d'échappement

Si :

$$\frac{P_{ech}}{P} > \left(\frac{2}{\gamma}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4-34)$$

Alors le débit est subsonique, la formule s'écrit sous la forme :

$$\frac{dQ_{echp}}{d\varphi} = \frac{-C_{f,ech} \cdot A_{ech} \cdot P}{6 \cdot N_{mot} \cdot \sqrt{r_{echp}} \cdot T} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_{echp}}{P}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{ech}}{P}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4-35)$$

Si :

$$\frac{P_{ech}}{P} < \left(\frac{2}{\gamma}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4-36)$$

Alors le débit est supersonique, la formule s'écrit sous la forme :

$$\frac{dQ_{echp}}{d\varphi} = \frac{-C_{f,ech} \cdot A_{ech} \cdot P}{6 \cdot N_{mot} \cdot \sqrt{r_{echp}} \cdot T} \left(\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma-1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma+1}} \quad (4-37)$$

$C_{f,ech}$, c'est le coefficient du débit d'échappement dans la soupape d'échappement, et A_{ech} est la surface instantanée de la soupape d'échappement. Les deux coefficients $C_{f,ech}$ et $C_{f,adm}$ sont obtenus à partir d'essai de la culasse du moteur [35].

4.3.2 Analyse de la pression dans le cylindre et la chaleur de la combustion

La chaleur de combustion est calculée par :

$$Q_{fuel} = m_{injec} X_{injec} P c i \eta_{comb} \quad (4-38)$$

La fonction de **Wiebe** nous permet de calculer la fraction des gaz brûlés en fonction de l'angle de vilebrequin :

$$X_{injec} = 1 - e^{-C_{com} \left(\frac{\varphi - \varphi_{soc}}{\Delta\varphi_{com}} \right)^{\delta+1}} \quad (4-39)$$

$$\frac{dX_{injec}}{d\varphi} = C_{com} \frac{\delta+1}{\Delta\varphi_{com}} \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{soc}}{\Delta\varphi_{com}} \right)^{\delta} \cdot e^{-C_{com} \left(\frac{\varphi - \varphi_{soc}}{\Delta\varphi_{com}} \right)^{\delta+1}} \quad (4-40)$$

δ est un coefficient sans dimension qui caractérise le changement instantané de la concentration du carburant. Plus δ est faible, plus la combustion est rapide. φ_{com} est le commencement de la combustion. $\Delta\varphi_{com}$ est la durée de combustion en degré vilebrequin. φ_{soc} , c'est l'angle du début de combustion (en anglais Start Of Combustion – SOC).

CHAPITRE 5

MODÉLISATION GT-POWER ET SIMULATIONS AVEC LES RÉSEAUX DE NEURONES

5.1 INTRODUCTION

Le défi de réduire le temps et les coûts tout au long du cycle de développement du produit a encouragé les ingénieurs à remplacer les prototypes physiques par des prototypes virtuels. La complexité des moteurs Diesel modernes contrôlés, par l'électronique avec un nombre important des capteurs et l'interaction de plus en plus considérée de toutes les composantes du moteur Diesel, doit être maîtrisée de la manière la plus efficace. Les ingénieurs sont confrontés à un grand nombre de défis de développement et de simulation des tâches qui nécessitent des programmes informatiques. Plusieurs simulateurs de moteur ont été développés on site AVL, RTZ, et GT-Power.

5.1.1 AVL

Le logiciel AVL est une plate-forme de simulation multidimensionnelle et qui contient plusieurs produits (Figure 27) :

- AVL BOOST™ offre des modèles avancés permettant une prédiction précise de la performance du moteur, des émissions de l'échappement et de l'acoustique ;
- AVL CRUISE™ offre l'analyse et l'optimisation de systèmes de transmission de véhicules ;
- AVL CRUISE™ M est un logiciel de simulation de systèmes de véhicule en temps réel ;
- AVL FIRE™ se spécialise dans la prévision les émissions et le traitement des gaz d'échappement ;

- AVL FIRE™ M est un logiciel de simulation multi-domaines qui résout simultanément les flux de fluides monophasés non réagissant, le transfert de chaleur et les températures solides dans des systèmes sans limites mouvantes.

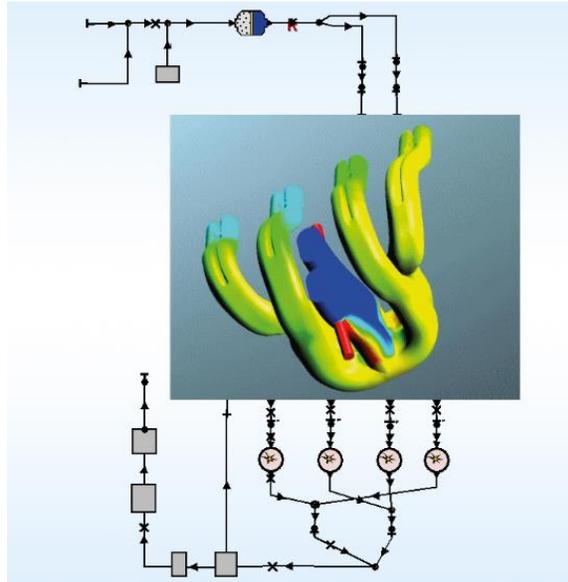


Figure 27 : AVL Boost [38]

5.1.2 RTZ

La société RTZ-soft a développé une interface de simulations thermique et de diagnostic. Elle contient plusieurs produits : Forte 4T, Disim, OBD diagnostique et 4 T Mono.

5.1.3 GT-Power

Le logiciel GT-Power est un programme de simulation en 1-D de Gamma Technology, qui simule la pression, la température et le débit massique dans différentes parties. Ce programme fait partie du programme principal GT-Suite. GT-Power est conçu pour des simulations stables et transitoires adaptées à l'analyse de contrôle moteur/puissance et peut être utilisé pour simuler toutes sortes de moteurs à combustion [39].

Le logiciel GT-Power utilise une dynamique unidimensionnelle pour représenter le flux et le transfert de chaleur dans les composantes du moteur. L'utilisateur construit le

modèle en faisant glisser et déposer des objets dans l'interface utilisateur graphique GT-Suite, où la base de données de composants offre une large gamme de composantes du moteur. Après avoir lié les composantes à des objets de connexion, l'utilisateur peut définir des propriétés pour chaque composante, configurer des options de simulation telles que des critères de convergence et spécifier les parcelles de sortie souhaitées avant d'exécuter la simulation.

Dans GT-Power, on peut construire des modèles de moteurs qui sont très proches de la réalité. Pour rendre le modèle de travail comme le moteur réel, il est très important d'imiter le moteur réel. Pour modéliser le moteur de GT-Power, il existe des objets comme des cylindres, des carters, des tuyaux et des turbocompresseurs qui sont faciles pour modifier les paramètres. Pour ces objets, l'icône help dans l'interface de logiciel décrit tous les objets plus en détail.

GT-Power est utilisé pour simuler différentes situations reliées à la conception et le développement de moteurs à combustion. Voici quelques applications typiques :

- Le profil d'ouverture et optimisation du réglage des soupapes ;
- La reproduction de turbocompresseur, de turbine à géométrie variable et de stratégies de contrôle ;
- La performance du système de recirculation des gaz d'échappement et des températures des parois du collecteur ;
- La conception et ajustement de collecteurs et les analyses thermiques des composants du cylindre ;
- La conception des systèmes de contrôles actifs et passifs et les analyses des bruits d'admission et d'échappement.

5.2 CHOIX DU LOGICIEL DE LA SIMULATION

Les deux simulateurs AVL et RTZ donnent de nombreuses variables à la sortie pour un processus de combustion seulement [12]. Pour ces raisons, il est impossible de prédire la performance du moteur précisément si le simulateur calcule, par exemple, la combustion

lorsque la température de la paroi de cylindre est constante. Par contre GT-Power est reconnu comme un leader mondial dans la modélisation de systèmes de haut niveau (0 D/1 D). Il est adapté à de multiples usages : la modélisation 3D détaillée, la modélisation 1D/0D rapide pour les simulations en temps réel. Ce logiciel est très répandu chez les constructeurs automobiles qui l'utilisent pour les études préliminaires des nouveaux moteurs [12].

Le choix du logiciel GT-Suite est basé sur plusieurs arguments :

- C'est l'outil de simulation leader de l'industrie ;
- Des bibliothèques destinées à une grande variété d'applications dans l'ingénierie automobile ;
- Il propose des fonctionnalités de conception rapide à : système détaillé ou sous-système/analyse des composants, optimisation de la conception, et l'investigation des causes profondes.

5.3 PRÉSENTATION DU LOGICIEL GT-SUITE

Une fois le programme lancé, une fenêtre vide s'ouvre. Pour créer un « nouveau modèle », il faut cliquer sur l'onglet « Ressources » puis sur l'icône « Modèle » (Figure 28).

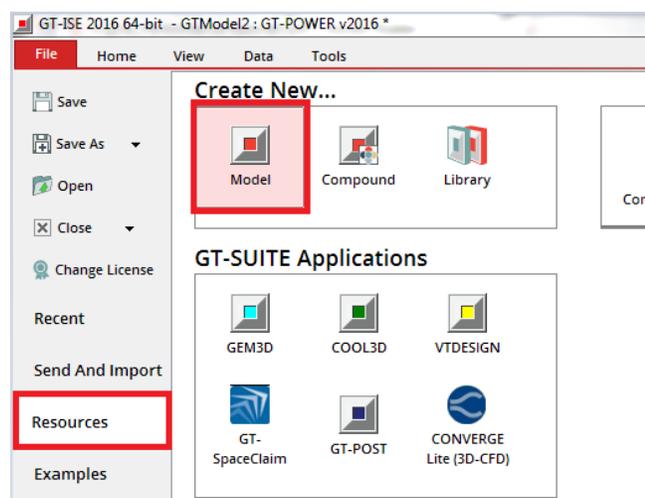


Figure 28 : Espace de travail [39]

5.3.1 Importation de modèles dans l'espace de travail

La modélisation dans GT-Suite est structurée et orientée. Cette structure est composée d'une hiérarchie à trois niveaux : modèles, objets et parties. Des modèles de la bibliothèque sont fournis et contiennent les attributs non remplis nécessaires aux modèles du programme.

Les modèles sont transformés en objets, lorsqu'ils sont placés sur la carte de projet. Ils deviennent des parties, et héritent de leurs valeurs à partir de leurs objets parents. Au cours de la construction du modèle, de nombreux objets de référence seront utilisés et la plupart sont automatiquement importés dans le projet au moment où ils sont nécessaires.

La première étape dans la construction d'un modèle GT-Power est d'importer les modèles nécessaires à partir de la bibliothèque de modèles. La bibliothèque de modèles contient tous les modèles disponibles qui peuvent être utilisés dans GT-Power (Figure 29).

Pour insérer les modèles et les objets dans l'espace de travail, il faut cliquer sur les icônes de modèles ci-dessous, maintenir le bouton gauche de la souris enfoncé, les glisser de la bibliothèque de modèles dans la bibliothèque du projet, puis relâcher le bouton gauche de la souris. Les objets sont répertoriés dans un sous-dossier du modèle. Il existe deux façons d'utiliser la fonction pour rechercher et aider à localiser les modèles et les objets :

- La première consiste à localiser le bouton de la boîte blanche et des jumelles dans le menu « Accueil » de la barre d'outils du ruban, taper la partie ou le nom du modèle entier, puis appuyer sur la touche « retour » ou sur le bouton des jumelles.
- La deuxième option est d'appuyer simultanément sur CTRL et F.

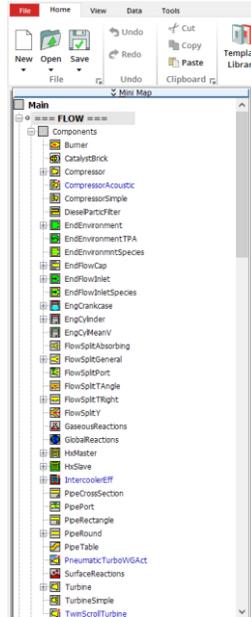


Figure 29 : Bibliothèques des objets [39]

5.3.2 Définition d'objets

Cette section explique comment créer les pièces qui seront utilisées pour le modèle de moteur Diesel. Il faut compléter les cases vides. Si l'icône  s'affiche, elle indique que les cases ne sont pas bien remplies. Si l'icône  s'affiche, elle indique que tous les paramètres de ce dossier ont été correctement remplis. Une fois tous les objets créés, ils seront transformés en partie en les faisant glisser dans l'espace de travail (Figure 30).

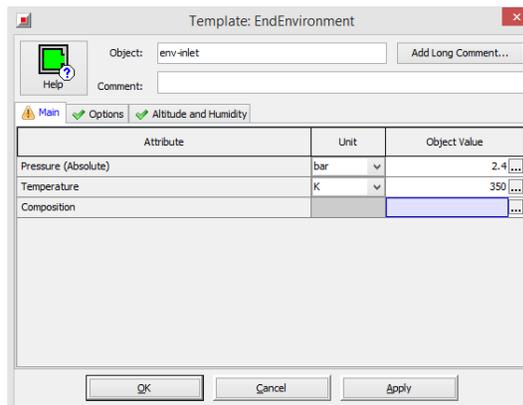


Figure 30 : Paramètres des objets [39]

Après le placement des icônes sur l'espace de travail, il faut que les composants doivent être connectés ensemble. Pour connecter les composants, il faut cliquer sur « Link » (Figure 31).

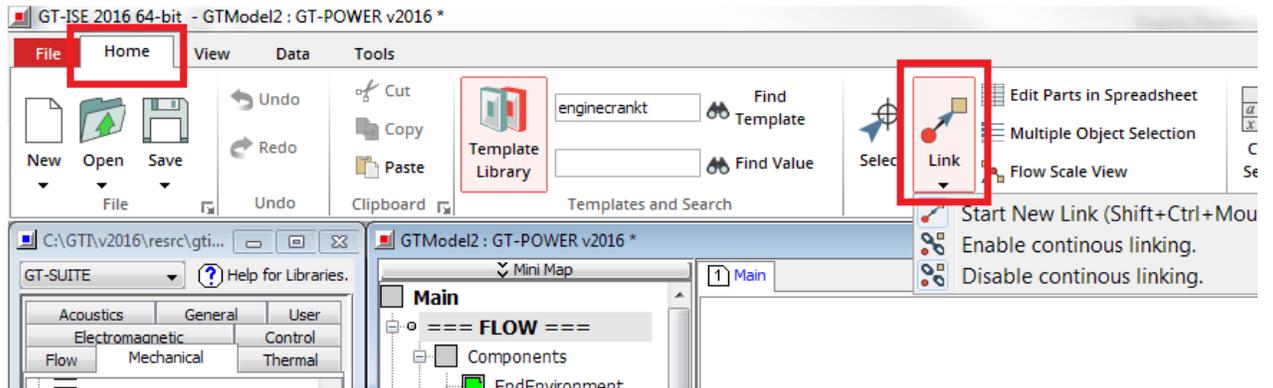


Figure 31 : Onglets de connexion [39]

La Figure 32 montre comment tous les composants du modèle de moteur sont connectés entre eux.

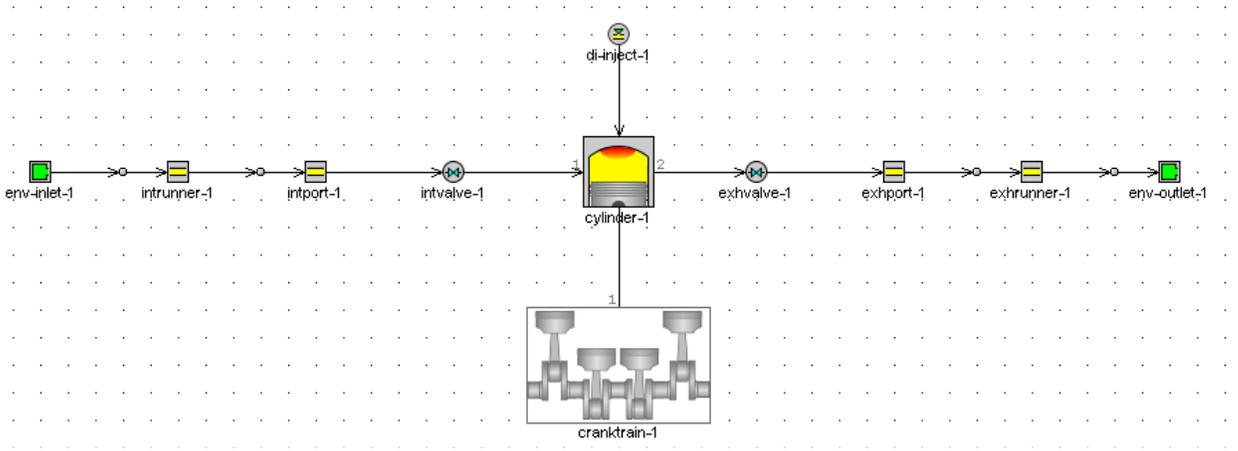


Figure 32 : Modèle de moteur connecté [39]

5.3.3 Run Setup/Case Setup/Run simulation

- Run setup

Une fois le modèle du moteur est construit, les informations telles que l'entrée du moteur, le type de simulation et la sortie du moteur souhaitée doivent être décrites. Pour

accéder à tous les paramètres, il faut cliquer sur l'icône Run setup (Figure 33). À l'intérieur du programme, il existe plusieurs dossiers à remplir. Les valeurs des dossiers (TimeControl, Initialisation et FlowControl) sont nécessaires pour l'exécution du programme.

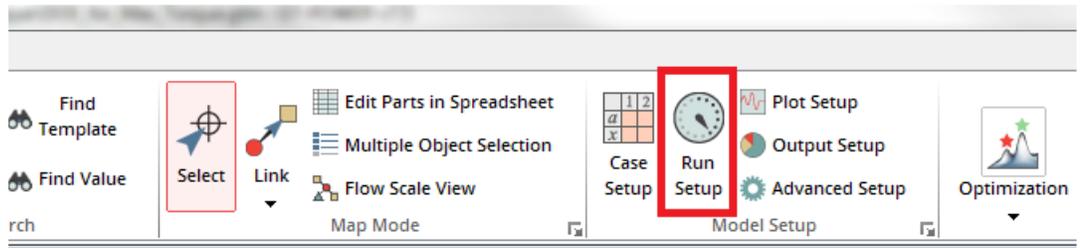


Figure 33: Onglet Run setup

- Case Setup

Avant d'exécuter le modèle et voir les résultats, il faut cliquer sur l'icône Case setup qui contient un ou plusieurs dossiers. Ce sont des parcelles instantanées (Figure 34).

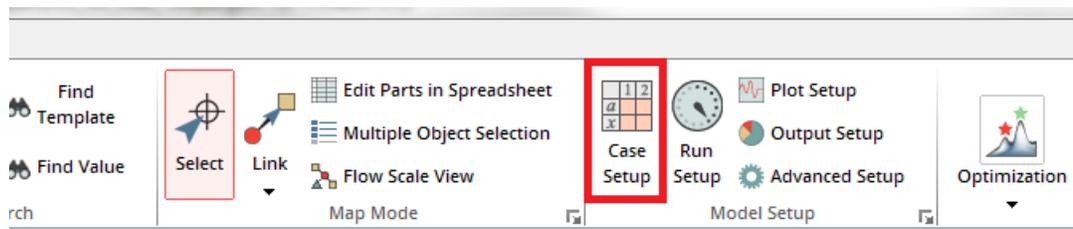


Figure 34 : Onglet Case Setup

Pour avoir les résultats de la pression statique, le débit massique (à la frontière) et la vitesse moyenne, il faut aller dans le dossier plots puis cocher « Flow » (Figure 35).

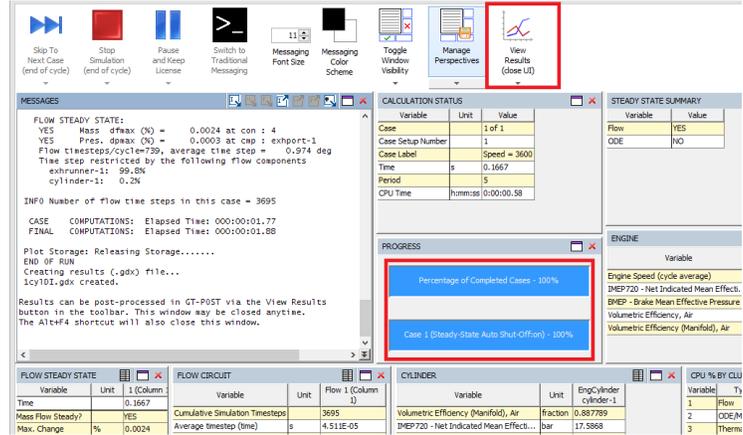


Figure 37 : Fin de simulations

5.4 RESEAUX DE NEURONES ARTIFICIELS

Cette partie présente une approche structurée pour le développement d'un modèle prédictif de cycle thermodynamique du moteur Diesel. Basée sur la modélisation thermodynamique de chambre de combustion et sur les réseaux de neurones, l'approche proposée contient les étapes suivantes : (i) le choix des facteurs qui peuvent avoir une influence sur le cycle thermodynamique du moteur ; (ii) l'étude des effets des paramètres choisis sur le cycle thermodynamique du moteur à travers des simulations intensives réalisées sur le modèle GT-power du procédé ; (iii) l'intégration de tous les paramètres ayant les effets les plus significatifs dans un modèle prédictif simplifié du cycle thermodynamique se basant sur les réseaux de neurones.

5.4.1 Choix des facteurs

D'après la littérature, il existe des défauts possibles qui peuvent être produits sur la plupart des composants du moteur Diesel. Le Tableau (4) résume les défauts les plus courants dans les moteurs Diesel. De plus, il donne une vue générale sur les fautes possibles et le pourcentage de leurs occurrences. Le choix des facteurs qui peuvent avoir une influence sur le cycle thermodynamique du moteur sont, le système d'injection de fuel et les fuites d'air. Ce choix est basé sur le taux d'occurrences le plus élevé.

Tableau 4 : Occurrences des défauts dans les moteurs Diesel

Type de défaut	Occurrence (%)
Système d'injection de fuel	27
Fuite d'eau	17,3
Soupape et siège	11,9
Roulement	7
Piston	6,6
Fuites d'huile et systèmes de lubrifications	5,2
Turbocompresseurs	4,4
Engrenage et chaine	3,9
Engrenage gouverneur	3,9
Fuite du carburant	3,5
Fuites d'air	3,2
Les ruptures et le fractures	2,5
Divers	2,5
Fondations	0,9
Vilebrequin	0,2

5.4.2 Influences des paramètres sur le cycle thermodynamique

Le modèle choisi pour faire la simulation est un moteur six cylindres en ligne et la vitesse de rotation est de 3000 tr/min. Les caractéristiques techniques du modèle sont résumées dans le Tableau (5).

Tableau 5 : Caractéristique technique du moteur Diesel

Paramètres	Valeur
Alésage (mm)	100
Course (mm)	100
Longueur de la bielle (mm)	220
Déplacement / cylindre (L)	0.785
Déplacement total (L)	4.712
Nombre de cylindre	6
Taux de compression	16.50
Alésage / Course	1

La Figure (38), représente une variation de la pression d'entrée d'air. Cette variation provoque une augmentation de pression dans la chambre de combustion. La pression d'entrée d'air affecte directement la pression dans la chambre de combustion. Lorsque la pression d'entrée d'air passe de 2,4 bars à 1 bar, il y a un manque de puissance au moteur.

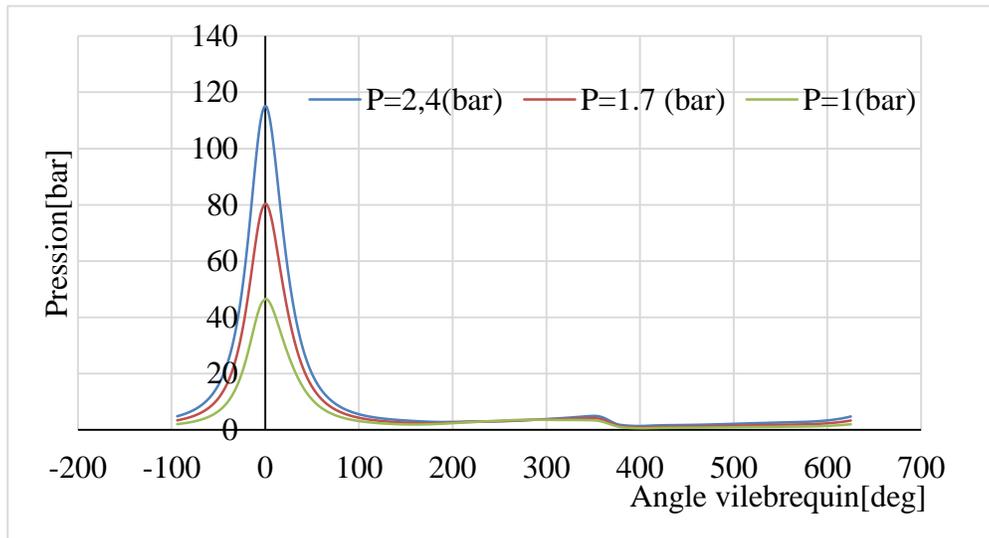


Figure 38 : Pression en fonction de l'angle de vilebrequin (masse d'injection 10 mg)

La Figure (39), représente une variation de la pression d'entrée d'air. Cette variation provoque une augmentation de la température dans la chambre de combustion. La pression d'entrée d'air affecte directement la température dans la chambre de combustion. Lorsque la pression d'entrée d'air passe de 2,4 bars à 1 bar, il y a un manque de rendement de moteur.

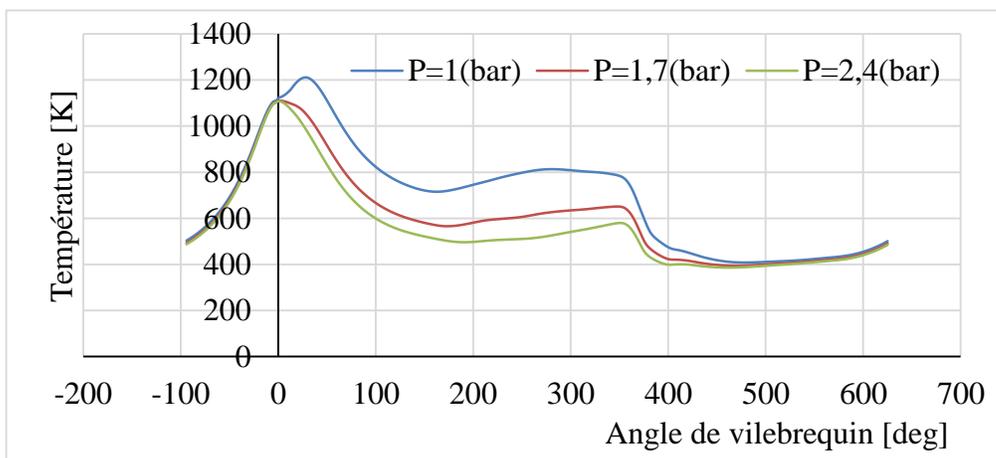


Figure 39: Température en fonction de l'angle de vilebrequin (masse d'injection 10mg)

5.4.3 Modèle de réseau de neurones

Les réseaux de neurones artificiels, (en anglais *Artificial Neural Network ANN*), sont des outils de calcul relativement nouveaux qui peuvent résoudre de nombreux problèmes complexes. L'attractivité des réseaux de neurones artificiels provient de leurs remarquables caractéristiques de traitement de l'information, principalement à la non-linéarité [40, 41].

L'idée des réseaux de neurones artificiels ne consiste pas à reproduire le fonctionnement du système biologique, mais de connaître la fonctionnalité des réseaux biologiques pour résoudre des problèmes complexes. Les modèles ANN sont empiriques, mais ils peuvent fournir des solutions efficaces de problèmes précis et imprécis ainsi que des phénomènes enregistrés sous forme d'observations sur le terrain [40].

L'utilisation des réseaux de neurones permet de modéliser le cycle thermodynamique. Les données sont enregistrées à travers la simulation d'un modèle sur GT-Power. L'objectif de cette modélisation est de réduire le temps de simulation de chaque cycle, car la simulation sur GT-Power prend beaucoup de temps, c'est pour cela qu'on a choisi de faire des modèles neuronaux.

Deux phases de travail sont incluses dans les modèles ANN :

- La phase d'apprentissage ;
- La phase de rappel.

L'apprentissage est un processus dynamique et itératif permettant de modifier les paramètres d'un réseau en réaction avec les stimuli qu'il reçoit de son environnement. Pendant l'apprentissage, les données connues sont couramment utilisées comme signal d'apprentissage dans les sorties [40].

La phase de rappel est exécutée en une séquence en utilisant les poids obtenus pendant la phase d'apprentissage [40]. Le choix de la meilleure structure d'ANN pour modéliser un processus donné est fait en variant le nombre de couches cachées et le nombre de neurones dans chacun d'eux (Figure 40).

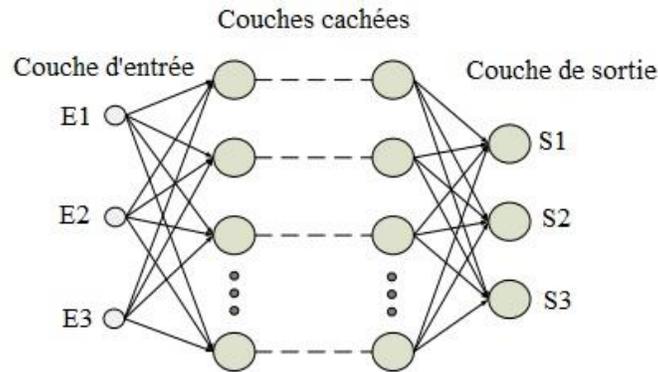


Figure 40 : Structure de modèle de neurones

▪ **Pression**

Au début de la phase d'apprentissage, le premier essai de modélisation de pression de la chambre de combustion a été fait avec une couche cachée, en variant le nombre de neurones dans la couche cachée (Figure 41). Les entrées du système : La pression d'entrées d'air, la quantité de masse d'injection et l'angle de rotation du vilebrequin. La sortie du système : la pression dans la chambre de la combustion

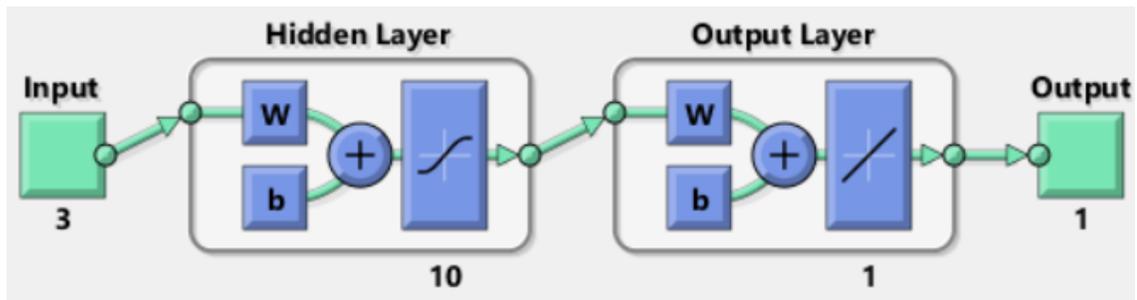


Figure 41 : Architecture de réseau de neurones pour estimer la pression

L'algorithme d'apprentissage utilisé est le rétro propagation, celle de l'optimisation de la fonction de performance est Levenberg Marquardt. Les algorithmes quasi - Newton et Levenberg-Marquardt sont les plus performants. Les résultats montrent que l'apprentissage devient parfait pour plus de 10 neurones (Figure 42). Pour moins de 10 neurones, le modèle a un écart entre la prédiction et l'expérimentation.

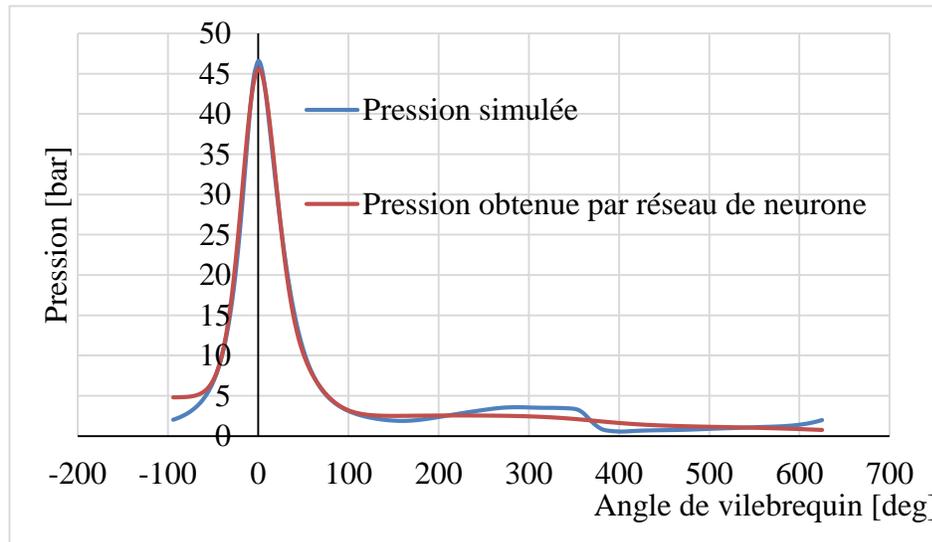


Figure 42 : Pression dans la chambre de combustion en fonction l'angle de vilebrequin

- **Température**

Au début de la phase d'apprentissage, le premier essai de modélisation de température de la chambre de combustion a été fait avec une couche cachée, en variant le nombre de neurones dans la couche cachée (Figure 43). Les entrées du système : La pression d'entrées d'air, la quantité de masse d'injection et l'angle de rotation du vilebrequin. La sortie du système : la température dans la chambre de la combustion.

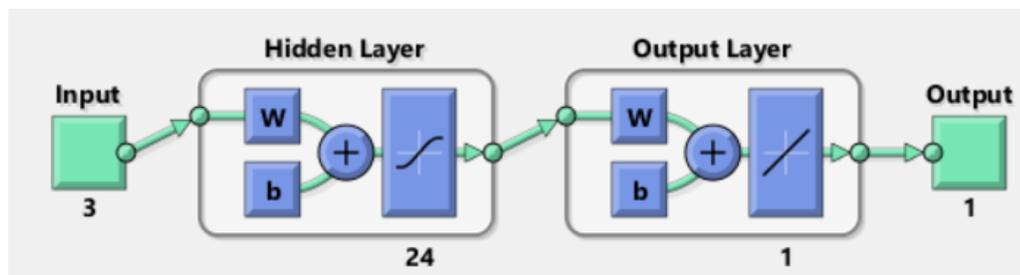


Figure 43 : Architecture de réseau de neurones pour estimer la température

L'algorithme d'apprentissage utilisé est le rétro propagation, celle de l'optimisation de la fonction de performance est Levenberg Marquardt. Les résultats montrent que l'apprentissage devient parfait pour plus de 24 neurones (Figure 44).

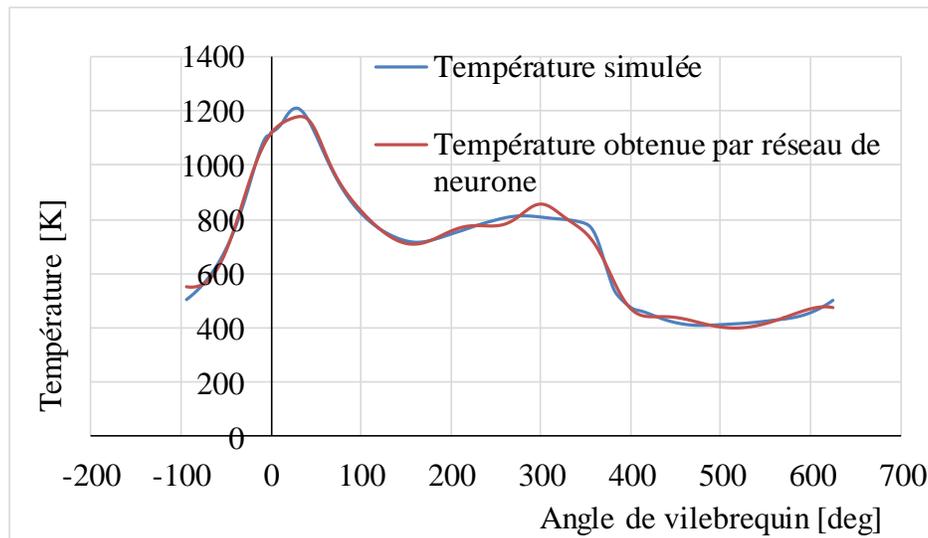


Figure 44 : Température dans la chambre de combustion

5.5 MONTAGE EXPÉRIMENTAL

Dans le processus de conception d'un moteur Diesel, la disposition physique du moteur a plusieurs caractéristiques importantes. Il s'agit notamment du nombre de cylindres, le nombre de soupapes par cylindre, le déplacement et le taux de compression. L'alésage et course d'un moteur détermine le déplacement de chaque cylindre. La géométrie de la tête de piston a également un effet important sur les propriétés de la combustion. Le but est de développer un modèle théorique de moteur Diesel sur GT-Power en ajustant ses paramètres pour qu'il soit le plus représentatif du moteur du banc d'essai. Le moteur utilisé pour relever les données expérimentales est un moteur Diesel de marque Baudouin 6M26SRP1 [12].

Ce moteur appartient à l'Université Aix Marseille, il constitue donc un banc d'essai adapté pour la prise de mesures dynamiques de plusieurs paramètres de fonctionnement du moteur Diesel, notamment la pression dans la chambre de combustion et la température d'eau ainsi que la vitesse de rotation. Le banc s'apprête très bien aux besoins du présent travail (Figure 45). Le banc d'essais du moteur est constitué de cinq parties : Le PC hôte, Le PC cible, L'interface de puissance, Séquencement et un moteur Diesel [12]. Plusieurs

capteurs ont été ajoutés au banc d'essai afin de lire en temps réel les paramètres à étudier [12]. Les différents capteurs utilisés sur le banc d'essai sont présentés dans le tableau (6) :

Tableau 6 : Capteurs de banc essai

Désignation	Type	Fréquence /Hz	Précision %
Vitesse de rotation de vilebrequin	Tachymètre CMR	5	1
Pression cylindre	P	1	1



Figure 45 : Banc d'essai Baudouin 6m26 SR [12]

5.5.1 Simulation

Au lieu de tester chaque point de fonctionnement à l'aide de banc essai, un modèle informatique est utilisé pour simuler le fonctionnement du moteur Diesel. Le modèle est créé dans GT Power (Figure 46). Comme la plupart des simulations de moteur, les dimensions physiques de l'ensemble du système doivent être saisies. Le processus de

création d'un modèle GT-Power commence par diviser le moteur Diesel en ses composants. Les principaux composants de modèle du moteur Diesel sont : le cylindre, le système de distribution, le collecteur d'admission, les injecteurs, le système d'échappement et le catalyseur. Chaque composant est défini par plusieurs paramètres tels que le dimensionnement, les coefficients de la section et des longueurs.

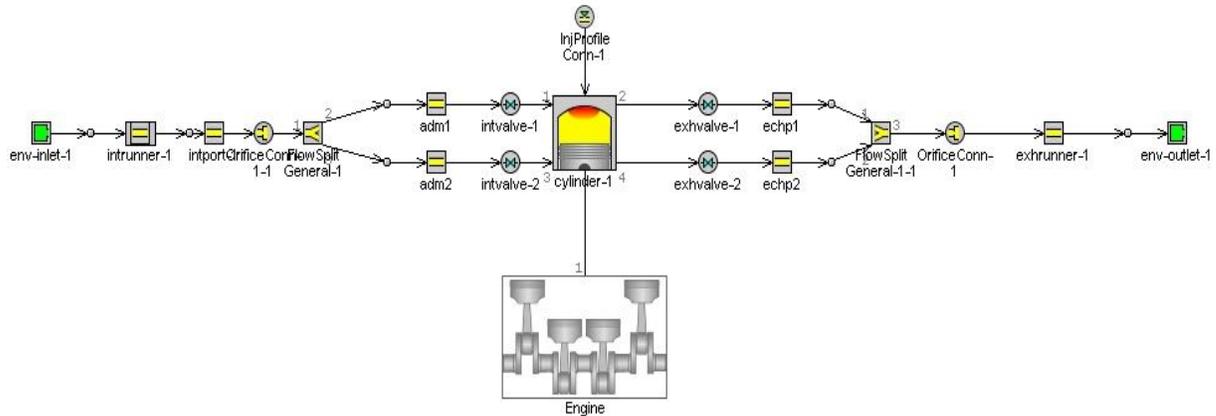


Figure 46 : Modèle d'un cylindre du moteur 6m26 SR dans GT-Power

5.5.2 Simulation de système de distribution

Afin de simuler le modèle, il faut s'avoir le fonctionnement de système de distribution et déterminer la loi de levée de soupape (Figure 47). Le système de distribution est constitué de plusieurs composants : soupapes, culbuteur, ressorts de soupapes, les élévateurs à rouleaux, arbre à came, et les roulements [42]. La Figure (48) représente le culbuteur du moteur Diesel (2D).

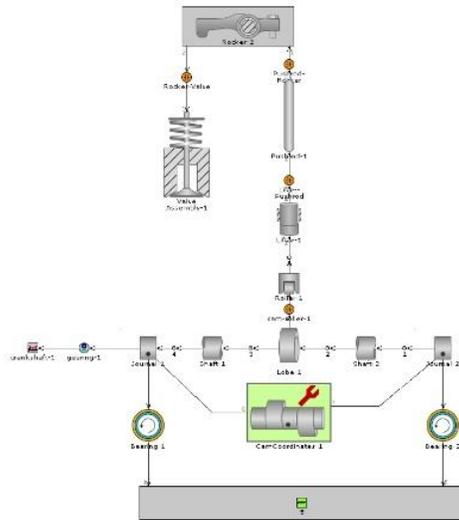


Figure 47 : Système de distribution du moteur Diesel.

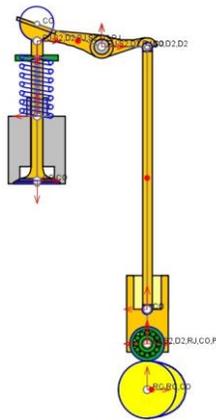


Figure 48 : Culbuteur du moteur Diesel 6m26-SR (Mech 2D).

La Figure (49) représente la loi de levée de la came en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Les résultats obtenus à partir de la simulation durant un cycle de fonctionnement montre que le maximum du levé de la came est de 8,1 mm. L'allure de la courbe montre que la « rampe de silence » des cames, (c'est-à-dire le début de la levée/fermeture) est large. La rampe d'ouverture fonctionne entre 0° et 20° et la rampe de fermeture fonctionne entre 160° et 180° .

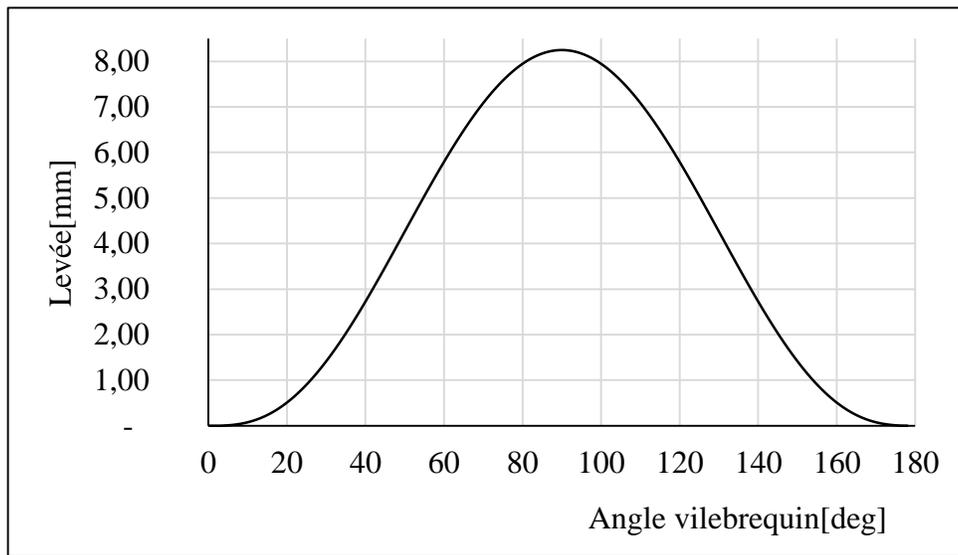


Figure 49 : Loi de levée de la came en fonctionnement de l'angle du vilebrequin

La Figure (50) représente la loi de levée de la soupape en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Les résultats obtenus à partir de la simulation montrent que la levée maximale est de 11 mm à 168°. Les rampes d'ouvertures et de fermetures sont très réduites. Ceci provoque un mauvais fonctionnement de notre système de distribution. Pour la distribution qui fonctionne avec jeu (le cas de notre système le jeu égale 0,3 mm), les rampes d'ouvertures et de fermetures présentent une largeur.

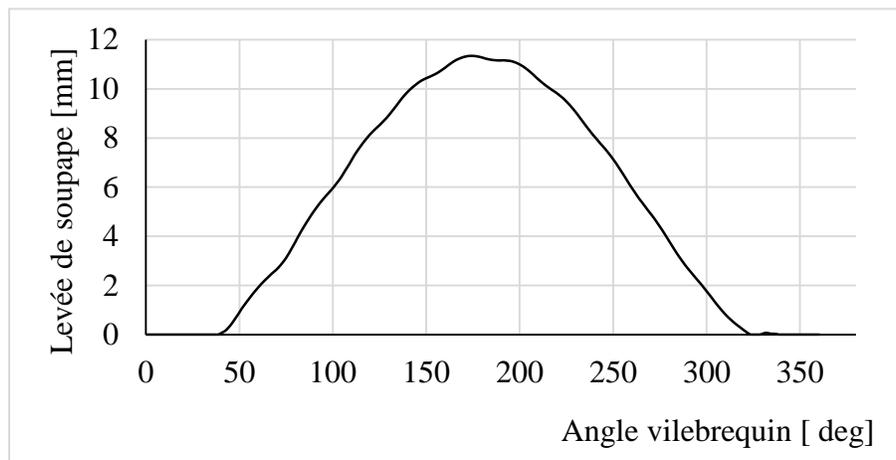


Figure 50 : Levée de soupape en fonction de l'angle du vilebrequin

Afin d'étalonner le modèle du simulateur, il faut bien déterminer tous les détails et les paramètres sur le fonctionnement du système de distributions. Malheureusement il est difficile de déterminer et mesurer la loi de levée de soupape (admission/échappement) à cause du manque d'informations. Dans Gt-Power, en connaissant la pression dans la chambre de combustion, on peut calculer plusieurs paramètres du cycle thermodynamique de simulateurs. Par exemple, pour calculer le taux de combustion GT-Power divise le cylindre en deux zones. Première zone, la zone non brûlée se compose d'un mélange air-carburant non brûlé, du carburant qui est injecté dans la zone à cet instant et des résidus. Deuxième zone, c'est la zone brûlée, Gt-Power, brûle le mélange de la zone non brûlée. La quantité de mélange transférée de la zone non brûlée vers la zone brûlée est définie comme le taux de combustion.

Au sein de GT-Power, il existe deux façons d'estimer les paramètres thermodynamiques en utilisant des simulations à l'envers :

- Trois Analyses de Pression (TAP)

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

- Analyse unique de la pression de cylindres.

L'analyse unique de la pression dans les cylindres estime le taux de combustion pour un fonctionnement bien déterminé en fonction uniquement de la pression de cylindre mesurée. Les calculs du taux de combustion à travers l'analyse de la pression et le TAP sont assez semblables. La différence entre les deux estimations est que dans l'analyse de la

pression de cylindre, les valeurs initiales de l'efficacité volumétrique ne peuvent être estimées et doivent être fournies comme entrée.

Pour la suite de travail on va utiliser l'analyse unique de la pression cylindre. Le modèle contient l'injecteur, le cylindre et le vilebrequin (Figure 51).

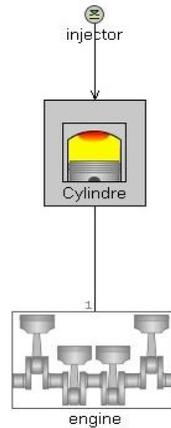


Figure 51 : Modèle dans GT-Power

5.5.3 Simulations et validation de modèle simplifié

La Figure (52) représente la vitesse de rotation du moteur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. La vitesse de rotation du moteur est de 1500 tr/min et elle demeure constante durant le fonctionnement du moteur.

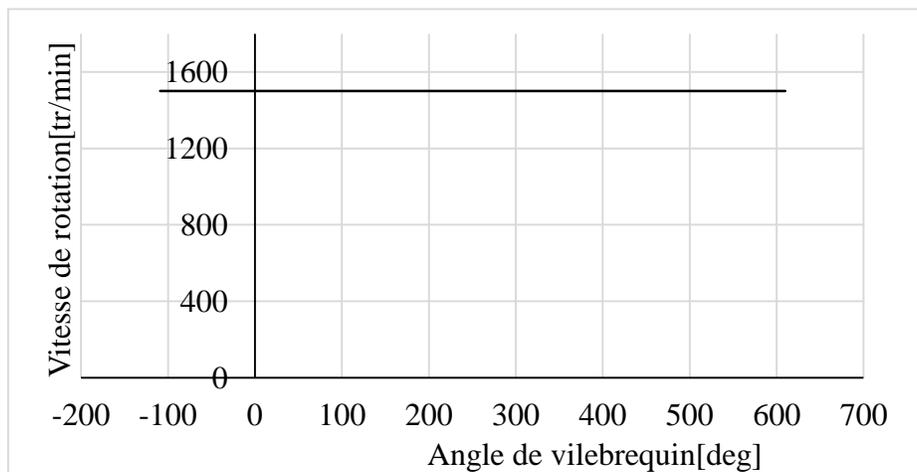


Figure 52 : Vitesse de rotation du moteur en fonction de l'angle du vilebrequin

La Figure (53) représente la variation de volume du cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Le volume maximum de la chambre de combustion est de $0,0028 \text{ m}^3$. Le volume varie suivant la rotation de vilebrequin. Durant la phase d'admission et compression, le volume varie de 0 m^3 à $0,0028 \text{ m}^3$. Durant la phase de détente et d'échappement, le volume varie de 0 m^3 à $0,0028 \text{ m}^3$.

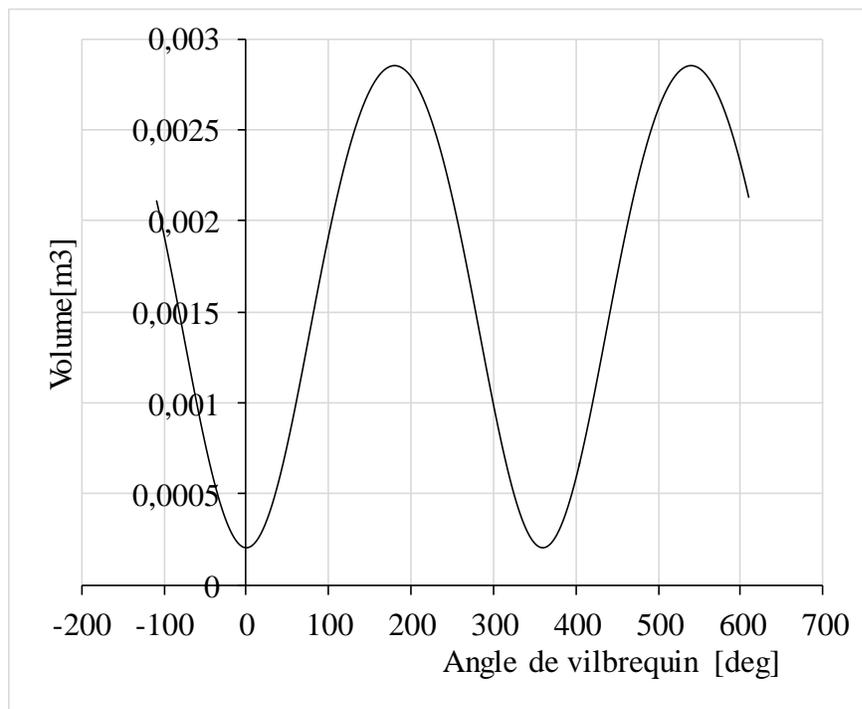


Figure 53 : Volume du cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin

La Figure (54) représente la position de piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. La course du piston est de 150 mm. À chaque degré de rotation du vilebrequin, le piston change de position. Durant la phase d'admission et de compression, le piston se déplace entre 0 mm à et 150 mm. Durant la phase de détente et d'échappement, le piston se déplace de 0 mm à 150 mm.

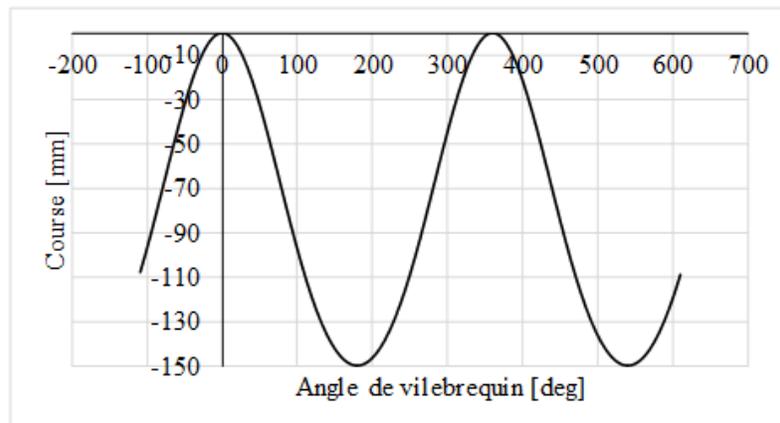


Figure 54 : Positions du piston en fonction de l'angle du vilebrequin

Le modèle est configuré pour faciliter l'étalonnage des constantes du modèle DIJet (Figure 51). Cela signifie que non seulement le modèle de combustion DIJet est défini dans l'objet de combustion du cylindre, mais aussi un exemple du profil de pression du cylindre mesuré est entré dans l'objet d'analyse de pression mesurée. Le mode d'analyse de la pression est réglé sur « mesuré + prédit », ce qui signifie que la simulation fonctionnera pendant deux cycles pour analyser la pression mesurée du cylindre, le premier cycle pour générer la pression prévue du cylindre et le deuxième cycle pour analyser la pression prévue du cylindre. L'analyse des pressions mesurées et prédites se fait à la fois en utilisant les mêmes hypothèses (définies dans l'objet d'analyse de la pression mesurée).

Le cylindre sera initialisé au début de chaque cycle à l'aide de l'objet de référence EngCylInit. Les données d'entrée requises pour ce modèle proviendront des données de test mesurées, à l'exception du rapport de piégeage et de la fraction résiduelle, qui devra soit être estimé ou déterminé à l'aide d'une simulation séparée (TAP à un seul cylindre ou moteur complet). En outre, le tourbillon dans le cylindre a été initialisé dans le modèle EngCylFlow basé sur une simulation séparée. Aucune soupape ou port n'est requis dans le modèle. La Figure (55) représente la validation de la pression simulée avec la pression mesurée en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Les résultats obtenus montrent que les courbes ont la même allure, même pic de pression à 145 bar. La pression simulée montre un décalage de quelque degré par rapport à la pression mesurée. Ce décalage est dû

aux manques d'informations au niveau des angles d'injections par rapport à la rotation du vilebrequin et aussi le fonctionnement du système de distributions. L'allure globale des deux courbes se rapproche assez pour permettre de confirmer que le modèle développé avec GT-Power offre un niveau de fiabilité en ce qui concerne les données recueillies.

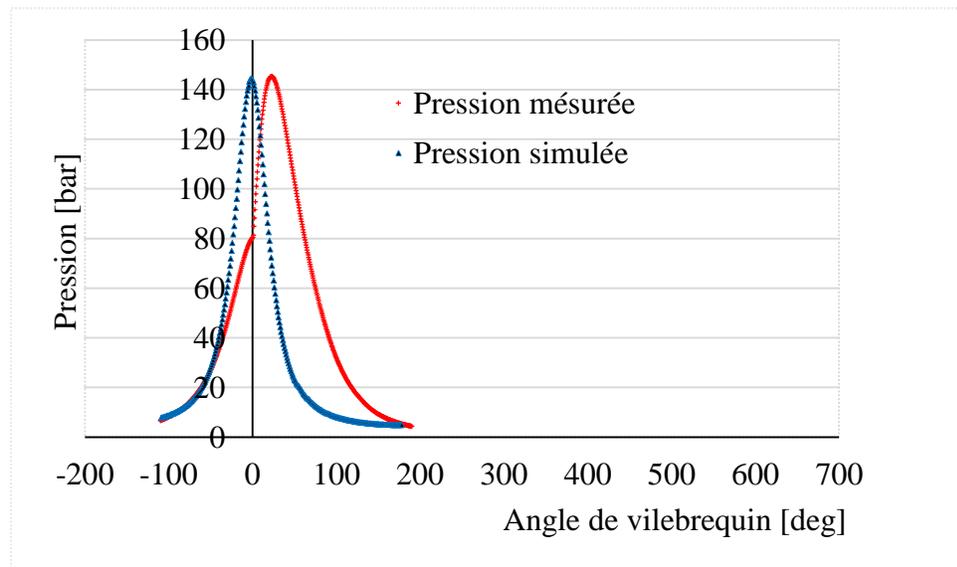


Figure 55 : Validation de la pression mesurée avec la pression simulée

La Figure (56) représente la température dans la chambre de combustion en fonction, de l'angle de rotation du vilebrequin. En début d'admission, la température dans la chambre de combustion est d'environ 550 K. Cette température décroît pendant la majeure partie de la détente. Toutefois, cette température remonte en fin d'admission (début de compression) jusqu'à une valeur de 900 K. Lors de la combustion, la température monte régulièrement jusqu'à sa valeur maximale de 1350 K (combustion à pression constante). Elle diminue ensuite rapidement pendant la phase de détente, puis plus calmement pendant l'échappement.

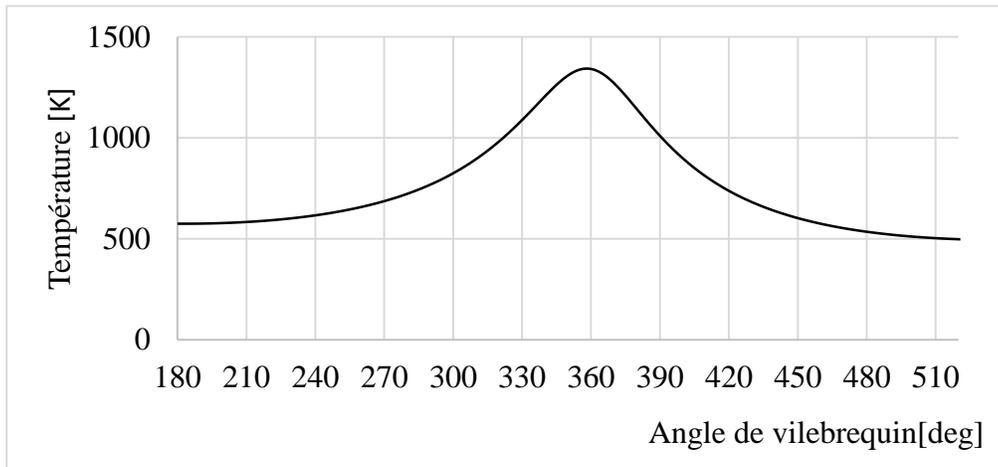


Figure 56 : Température dans la chambre de combustion

La Figure 57 représente, la pression en fonction du volume. Elle permet de visualiser le diagramme PV de notre moteur Diesel qui correspond bien à l'allure générale d'un cycle mixte. Les explications de cycle mixte sont décrites dans le chapitre 2 de ce mémoire (généralités sur le moteur Diesel). Ceci se vérifie principalement pour les transformations : on commence par le piston qui atteint le point mort, la compression débute de 0,1 à 1 (à pression constante). Quelques degrés avant que le vilebrequin emmène le piston au point mort haut, le carburant est injecté. La combustion se tient de 80 bars à 140 bars et se termine quelques degrés après que le piston ait atteint le point mort haut (volume constant). À la fin de la combustion, la pression est maximale de 145 bars. Après la combustion, l'expansion se produit entre 145 bars et 8 bars, lorsque le piston se redirige vers le point mort bas. Rendu au point mort bas, l'échappement des gaz se produit, et le piston retourne au point mort haut.

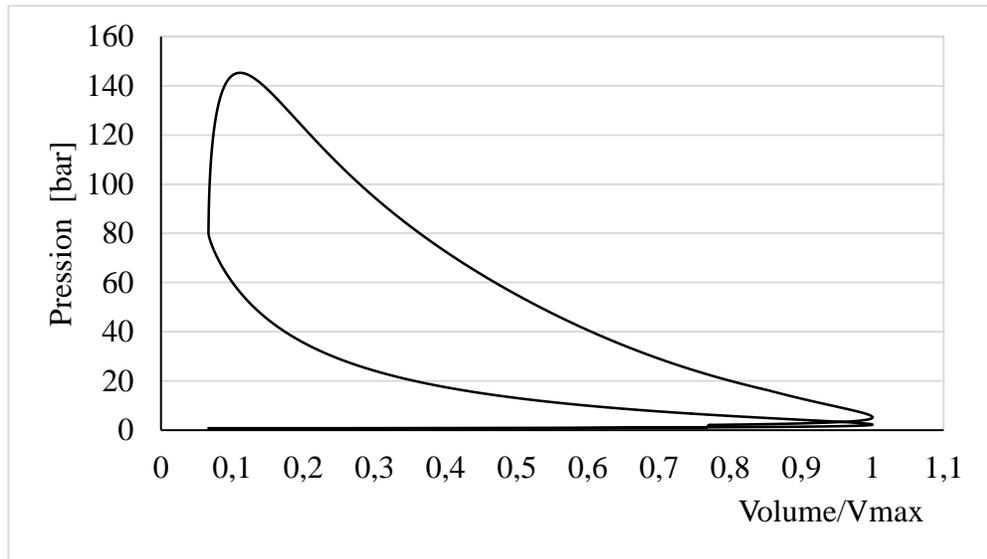


Figure 57 : Pression en fonction du volume/Vmax

5.5.4 Modélisation Réseaux de neurone

L'entrée du réseau des neurones est la vitesse de rotation (tr/min), la masse d'injection et l'angle du vilebrequin. La sortie du réseau, c'est la pression et la température (Figure 58). Les résultats du modèle de réseau de neurones sont comparés à ceux obtenus par simulation. Par conséquent, cette comparaison est efficace en utilisant différents indices statistiques qui caractérisent la capacité de prédiction du modèle de réseau de neurones.

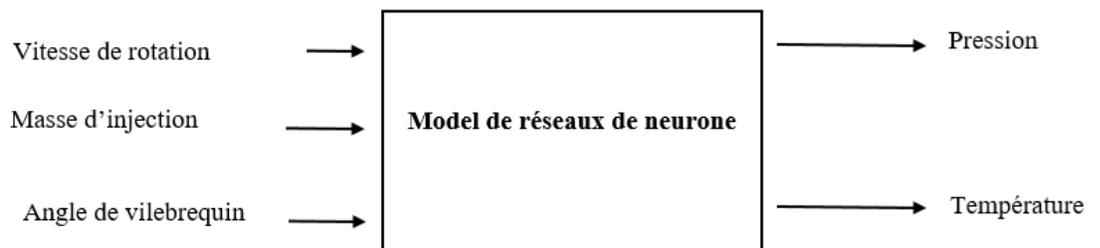


Figure 58 : Architecture des réseaux de neurones

Deux critères principaux sont utilisés pour évaluer la précision du réseau : L'erreur quadratique moyenne et la régression. Le tableau 7 montre les différents essais qui ont été effectués sur GT-Power.

Tableau 7 : Test avec Gt-power

N d'essai	Vitesse de rotation	Masse d'injection	Angle de vilebrequin
	[tr/min]	[mg]	[deg]
1	200	5	180=>610
2	200	15	180=>610
3	200	20	180=>610
4	600	5	180=>610
5	600	15	180=>610
6	600	20	180=>610
7	1600	5	180=>610
8	1600	15	180=>610
9	1600	20	180=>610

▪ **Pression**

La Figure 59 représente la fenêtre d'entraînement. Elle contient toutes les informations sur notre réseau de neurones. Au début de la phase d'apprentissage, le premier essai de modélisation de pression de la chambre de combustion a été fait avec une couche cachée, en variant le nombre de neurones dans la couche cachée. L'algorithme d'apprentissage utilisé est la rétro propagation, celle de l'optimisation de la fonction de

performance est le Levenberg-Marquardt (trainlm) est recommandé pour la plupart des problèmes. Les résultats montrent que l'apprentissage devient parfait pour plus de 10 neurones.

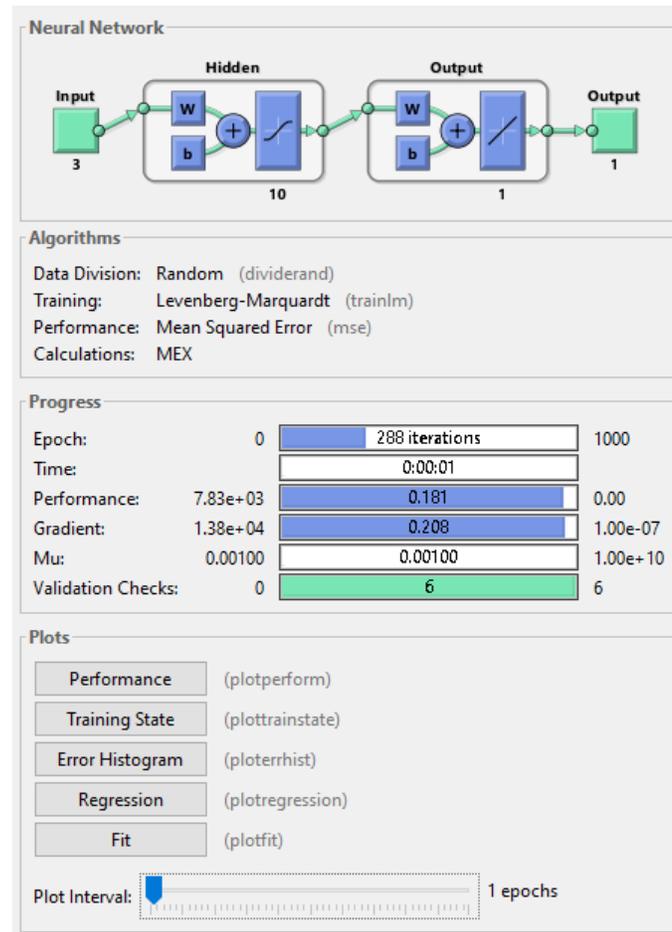


Figure 59: Fenêtre d'entraînement dans Matlab

La Figure 60 représente l'histogramme d'erreur. L'erreur, c'est la différence entre les cibles de réseau de neurones et les résultats réels. Les barres en bleues représentent des données de formation, les barres en vertes représentent des données de validation et les barres en rouges représentent des données de test. On constate que la plupart des erreurs se situent entre -1,2 % et 1,2 %.

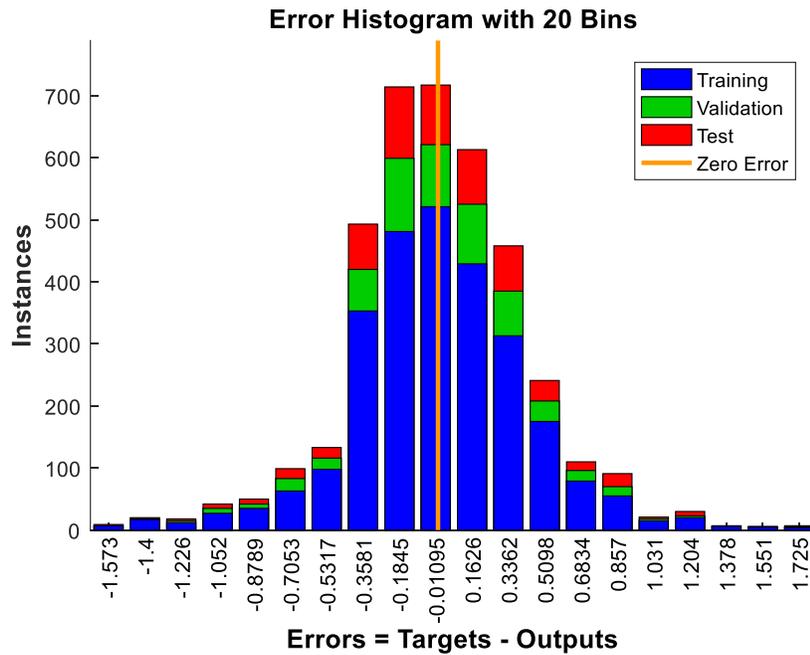


Figure 60 : Histogramme d'erreur (Pression)

La Figure 61 représente l'efficacité du réseau par la régression (R) de la pression. Les représentations de régression suivantes montrent les productions de réseau en respectant les cibles formées, la validation et les tests des ensembles. Les valeurs de régression mesurent la corrélation entre les valeurs de sortie et les cibles. Les résultats obtenus pour cette étude ont montré une bonne corrélation entre les valeurs et les cibles de sortie pendant la formation ($R = 0,99993$), la validation ($R = 0,9993$) et les tests ($R = 0,99991$).

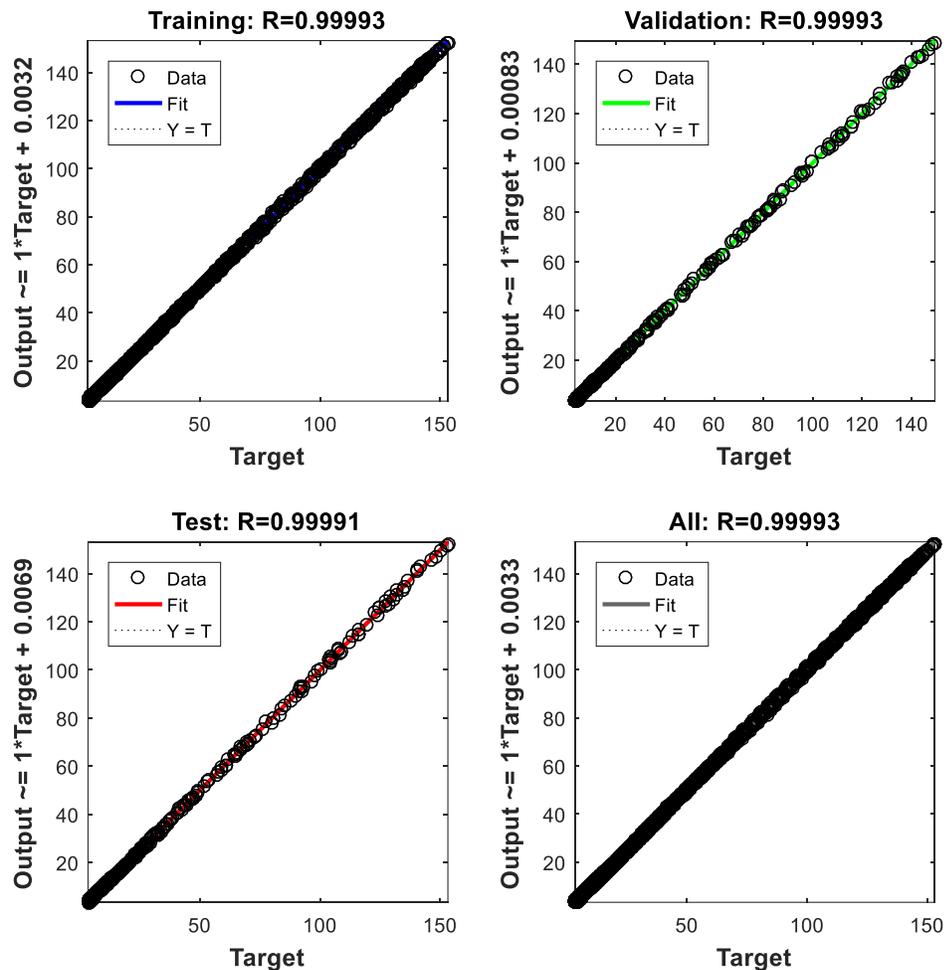


Figure 61 : Modèle de régression (Pression)

La Figure (62) représente la performance des réseaux de neurones. C'est l'erreur carrée moyenne en fonction du nombre des itérations. L'erreur quadratique moyenne (en anglais Mean Squared Error) c'est la différence moyenne au carré entre les valeurs de dépassement de réseau et les valeurs ciblées. La meilleure performance de validation égale à 0,16672 à 282 epoch. L'erreur de l'ensemble « test » et l'erreur de l'ensemble « validation » ont des caractéristiques semblables. L'erreur quadratique moyenne est petite.

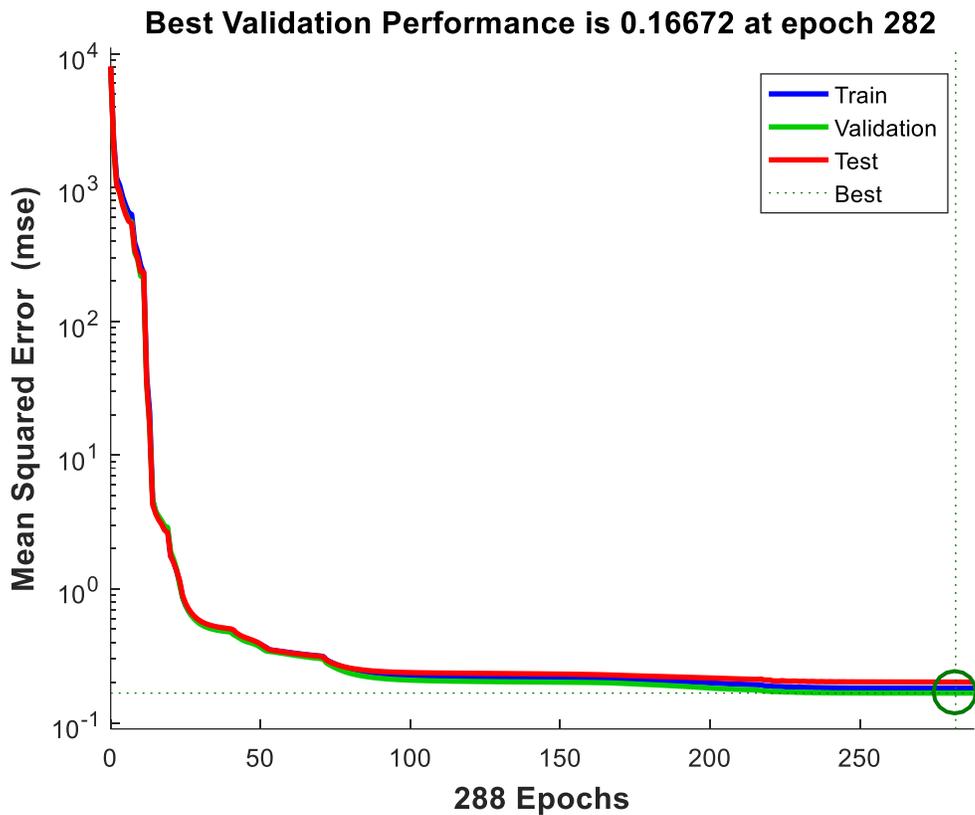


Figure 62: Erreur quadratique moyenne (Pression)

- **Température**

La Figure 63 représente la fenêtre d'entraînement. Elle contient toutes les informations sur notre réseau de neurones. Au début de la phase d'apprentissage, le premier essai de modélisation de pression de la chambre de combustion a été fait avec une couche cachée, en variant le nombre de neurones dans la couche cachée. L'algorithme d'apprentissage utilisé est le rétro propagation, celle de l'optimisation de la fonction de performance est Levenberg Marquardt (trainlm). Les résultats montrent que l'apprentissage devient parfait pour plus de 15 neurones.

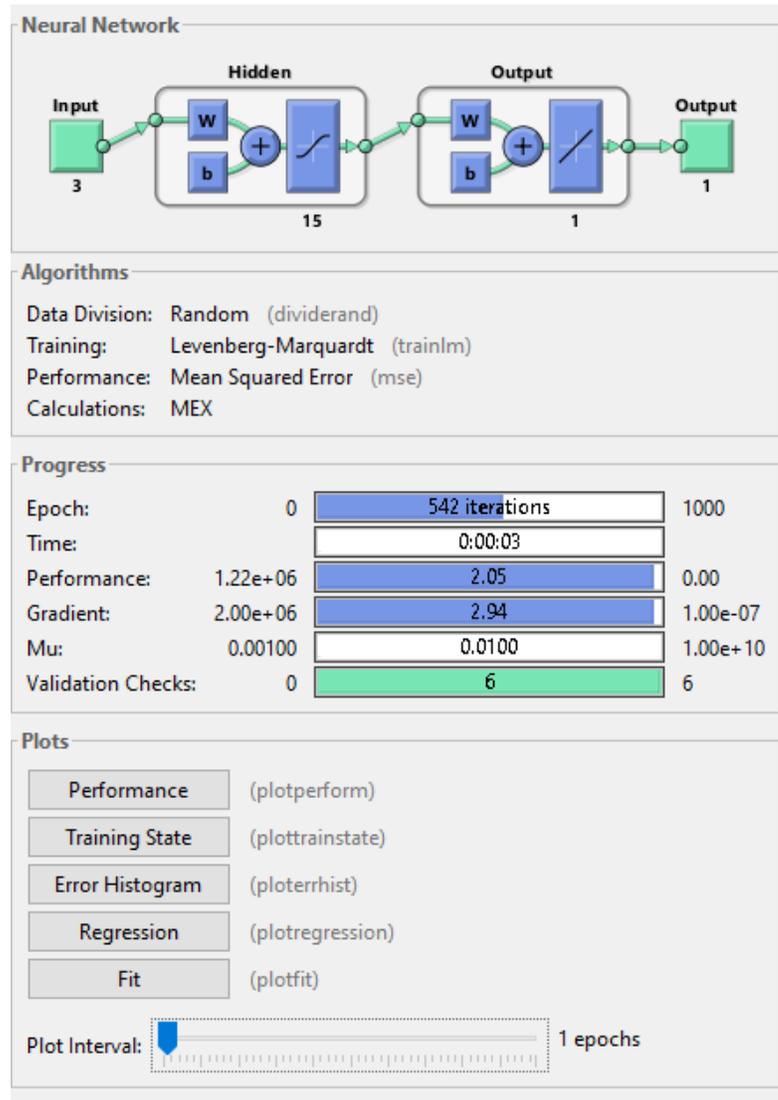


Figure 63 : Fenêtre d'entraînement dans Matlab

La Figure 64 représente l'histogramme d'erreur. L'erreur, c'est la différence entre les cibles de réseau de neurone et les résultats réels. Les barres en bleues représentent des données de formation, les barres en vertes représentent des données de validation et les barres en rouges représentent des données de test. On constate que la plupart des erreurs se situent entre $-4,47\%$ et $4,47\%$.

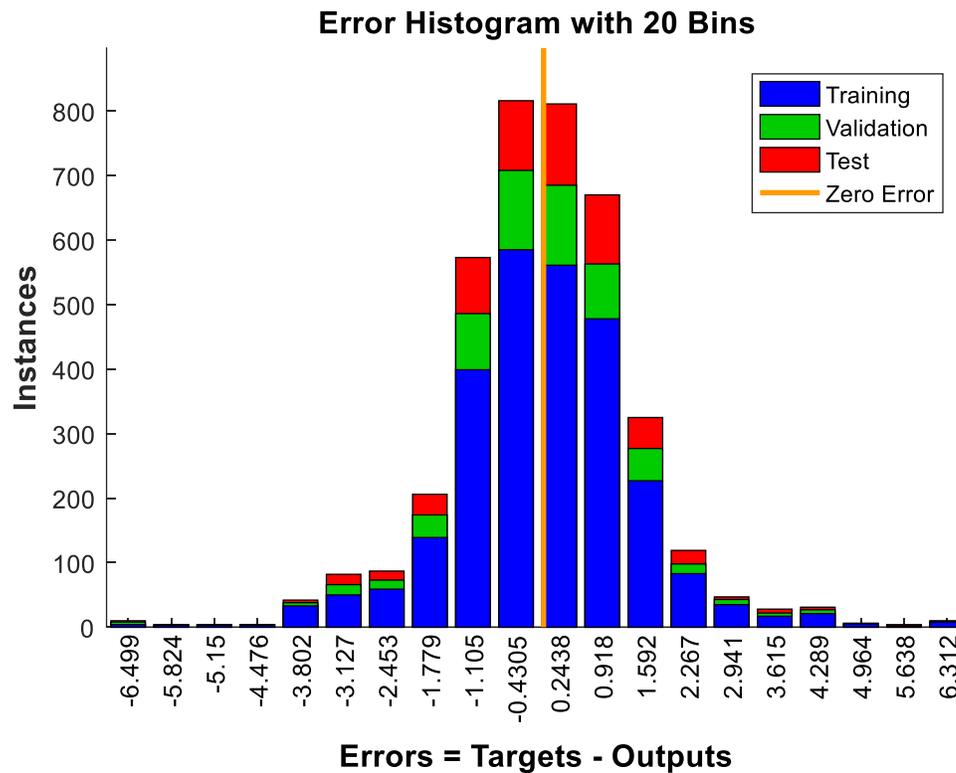


Figure 64: Histogramme d'erreur (Température)

La Figure 65 représente l'efficacité du réseau par la régression (R) de la température. Les représentations de régression suivantes montrent les productions du réseau en respectant les cibles formées, la validation et les tests des ensembles. Les valeurs de régression mesurent la corrélation entre les valeurs de sortie et les cibles. Les résultats obtenus pour cette étude ont montré une bonne corrélation entre les valeurs et les cibles de sortie pendant la formation ($R = 0,99998$), la validation ($R = 0,99998$) et les tests ($R = 0,99999$).

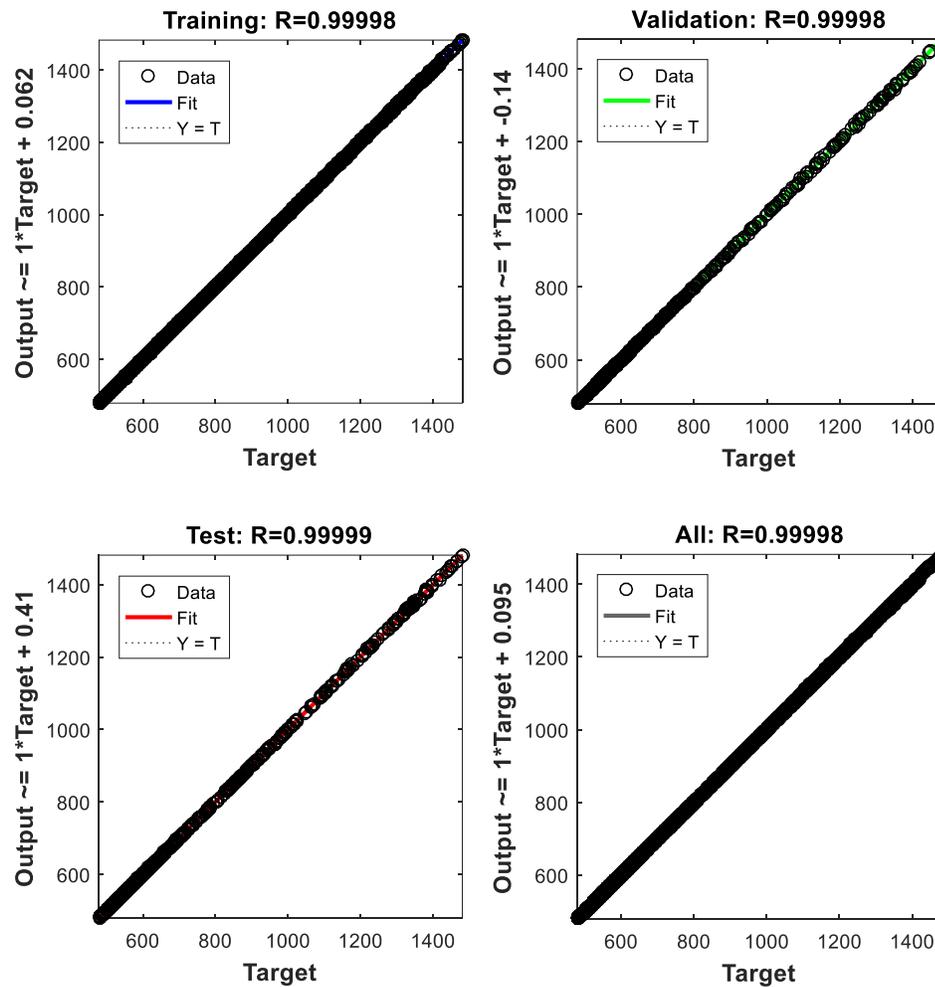


Figure 65 : Modèle de régression (Température)

La Figure (66) représente la performance des réseaux de neurones (température). C'est l'erreur carrée moyenne en fonction du nombre des itérations. La meilleure performance de validation égale à 2,3709 à 536 epoch. L'erreur de l'ensemble « test » et l'erreur de l'ensemble « validation » ont des caractéristiques semblables. L'erreur carrée moyenne finale est petite.

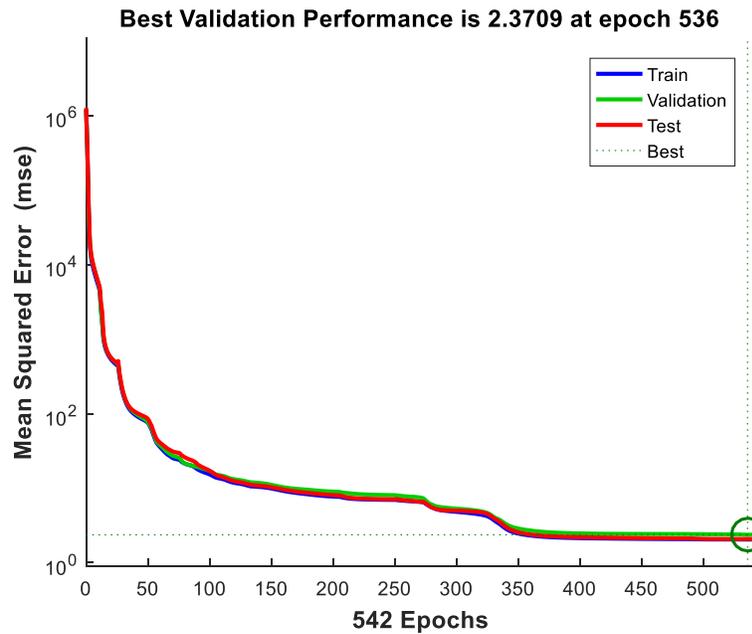


Figure 66 : Erreur quadratique moyenne (Température)

▪ **Validation expérimentale du réseau de neurone**

La Figure 67 montre la comparaison entre la pression de la chambre de combustion du moteur simulée à partir de GT-Power et la pression de la chambre de combustion à partir du réseau de neurones en fonction de l'angle du vilebrequin.

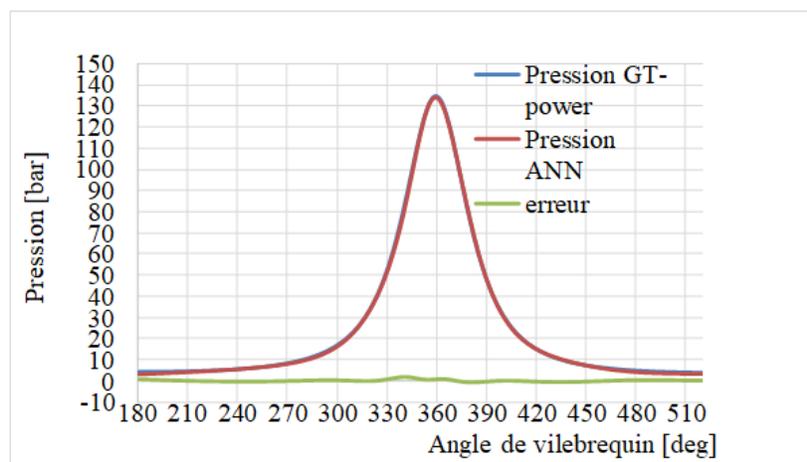


Figure 67 : Comparaison entre la pression simulée et la pression avec réseau de neurone

La Figure 68 montre la comparaison entre la température de la chambre de combustion et du moteur simulée à partir de GT-Power et la température de la chambre de combustion à partir de réseau de neurones en fonction de l'angle du vilebrequin. Les deux résultats obtenus indiquent que l'approche du réseau de neurones est capable de modéliser les paramètres thermodynamiques de la chambre de combustion du moteur Diesel.

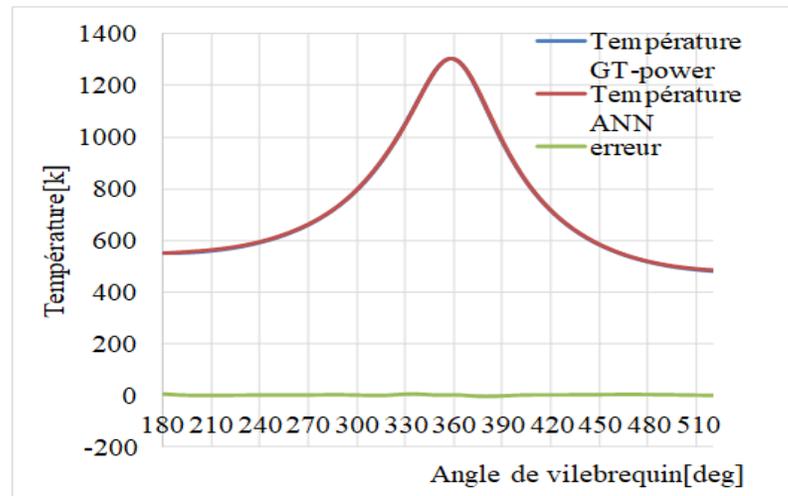


Figure 68: Comparaison entre la température simulée et la température avec réseau de neurone

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

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif principal de ce projet de recherche consistait donc à développer un simulateur de moteur Diesel afin d'étudier le comportement et le fonctionnement de moteur, de développer des modèles prédictifs capables de produire des estimations du cycle thermodynamique. La pression et la température de la chambre de combustion du moteur Diesel Baudouin 6 min 26 s SR ont été choisies comme exemples des paramètres de cycle thermodynamique pour la modélisation et la simulation que pour les expérimentations. L'approche proposée repose sur une méthodologie structurée en quatre étapes : la première consiste à modélisation la chambre de combustion du moteur Diesel, en suite la validation et la simulation de modèle sur GT-power et en enfin utilisation de la modélisation par réseaux de neurones pour diminuer le temps de calcul.

Le banc d'essai réalisé à l'université Aix Marseille a permis de valider expérimentalement les résultats obtenus dans les différentes phases ont été intégrés dans les chapitres faisant l'objet de ce mémoire.

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

- La pression de cylindre est une variable globale extrêmement importante puisqu'elle retrace l'histoire de la combustion et donne des indicateurs essentiels pour comprendre le comportement dynamique du moteur Diesel ;
- Les modèles zéro dimensionnels (0 D) ont l'avantage de fournir des réponses en température et pression en phase d'avant-projet, pour un temps de calcul relativement court et avec peu de données géométriques ;
- GT-Power est reconnu comme un leader mondial dans la modélisation de systèmes de haut niveau (0 D/1 D). Ce logiciel est très répandu chez les constructeurs automobiles qui l'utilisent pour les études préliminaires des nouveaux moteurs ;

- La modélisation prédictive par réseaux de neurones présente des performances plus intéressantes en matière de précision et de fiabilité que celles obtenues par d'autres modèles statistiques.

Perspectives et travaux futurs

Les résultats obtenus dans le cadre de ce projet sont très encourageants. Ils ont permis de contribuer à la compréhension du comportement dynamique du moteur Diesel. Pour la poursuite de ce travail, plusieurs pistes peuvent être envisagées et qui peut faire l'objet d'un projet futur de recherche. Il peut s'agir, par exemple :

- Développer un modèle complet de moteur Diesel sur GT-Power pour évaluer et étudier comportement dynamique ;
- Modélisation poussée du cycle thermodynamique dans le moteur ;
- Modélisation poussée de système d'admission et d'échappement du moteur, pour déterminer la loi de levée ;
- Remplacer certains capteurs sur le banc d'essai par d'autres, beaucoup plus précis ;
- Développer une stratégie de maintenance prédictive pour contrôler en temps réel l'usure les pièces mécaniques de moteur Diesel ;
- la conception d'un autre modèle de moteur Diesel en utilisant un autre type de logiciel.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] I. Komar and B. Lalić, "Sea transport air pollution," in *Current Air Quality Issues*, ed: InTech, 2015.
- [2] *Exhaust gas emission control today and tomorrow application on man b&w two-stroke marine diesel engines*. Available: www.marine.man.eu
- [3] H. Saraçoğlu, C. Deniz, and A. Kılıç, "An investigation on the effects of ship sourced emissions in Izmir Port, Turkey," *The Scientific World Journal*, vol. 2013, p. 8, 2013.
- [4] F. Delisle, V. Leblond, S. Nolet, and J. Paradis, "Inventaire québécois des émissions de gaz à effet de serre en 2013 et leur évolution depuis 1990," 2013.
- [5] www.imo.org.
- [6] B. Jan, *WÄRTSILÄ encyclopedia of ship technology 2015*.
- [7] J. Chung, K. Min, S. Oh, and M. Sunwoo, "In-cylinder pressure based real-time combustion control for reduction of combustion dispersions in light-duty diesel engines," *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, pp. 1183-1189, 2016.
- [8] R. K. Maurya, "Estimation of optimum number of cycles for combustion analysis using measured in-cylinder pressure signal in conventional CI engine," *Measurement*, vol. 94, pp. 19-25, 2016.
- [9] C. Jean, B. Beaulieu, S. Bédard, M. Blaquière, L. Breton, and B. Leclerc, "Caractéristiques fonctionnelles des moteurs diesels marins," 2004.
- [10] www.borgwarner.com.
- [11] N. Bordet, "Modélisation 0D/1D de la combustion diesel: du mode conventionnel au mode homogène," Université d'Orléans, 2011.
- [12] H. M. Nahim, "Contribution à la modélisation et à la prédiction de défaillances sur les moteurs Diesel marins," Aix Marseille university, 2016.
- [13] H. Ibrahim, A. Ilinca, and J. Perron, "Moteur diesel suralimenté: bases et calculs, cycles réel, théorique et thermodynamique: rapport interne," 2006.

- [14] M. Desbazeille, "Diagnostic de groupes électrogènes diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin," Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriels, Université Jean Monnet-Saint-Etienne, 2010.
- [15] W. Fourmental and L. Nadalon, "Le moteur VCRI de MCE-5 une compression intelligente " 2012.
- [16] O. Grondin, "Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic.," Laboratoire d'automatique - Rouen school of Engineering & Information technology - university of Sussex - United Kingdom, Université de Rouen, 2004.
- [17] R. Rajput, *Internal combustion engines*: Laxmi Publications, 2009.
- [18] B. Geoffroy, *Distribution à soupapes, techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique*: Ed. Techniques Ingénieur, 1995.
- [19] www.educauto.org.
- [20] X. Ritter, "Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à came en tête ", Villeurbanne, INSA, 2006.
- [21] B. Moteurs, "Notice de conduite et d'entretien 6 M26 SR," ed.
- [22] M. Desbazeille, R. B. Randall, F. Guillet, M. El Badaoui, and C. Hoisnard, "Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, pp. 1529-1541, 2010.
- [23] P. Charles, J. K. Sinha, F. Gu, L. Lidstone, and A. D. Ball, "Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 321, pp. 1171-1185, 2009.
- [24] F. Kimmich, A. Schwarte, and R. Isermann, "Fault detection for modern Diesel engines using signal-and process model-based methods," *Control Engineering Practice*, vol. 13, pp. 189-203, 2005.
- [25] A. Rida, H. M. Nahim, R. Younes, H. Shraim, and M. Ouladsine, "Modeling and simulation of the thermodynamic cycle of the Diesel Engine using Neural Networks," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 49, pp. 221-226, 2016.

- [26] I. Haskara and L. Mianzo, "Real-time cylinder pressure and indicated torque estimation via second order sliding modes," presented at the Proceedings of the American Control Conference, Arlington, June 25-27, 2001.
- [27] Y. Shiao and J. J. Moskwa, "Model-Based Cylinder-By-Cylinder Air-Fuel Ratio Control For SI Engines Using Sliding Observers," presented at the Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Control Applications, Dearborn, MI, 1996.
- [28] K. B. Goh, S. K. Spurgeon, and N. B. Jones, "Fault diagnostics using sliding mode techniques," *Control Engineering Practice*, vol. 10, pp. 207–217, 2002.
- [29] R. Johnsson, "Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, pp. 1923-1940, 2006.
- [30] H. Du, L. Zhang, and X. Shi, "Reconstructing cylinder pressure from vibration signals based on radial basis function networks," *Journal of automobile engineering*, vol. 205, pp. 761-767, 2001.
- [31] L. Eriksson and L. Nielsen, "Ionization current interpretation for ignition control in internal combustion engines," *Control Engineering Practice*, vol. 5, pp. 1107-1113, 1997.
- [32] W. Wang, B. Hussin, and T. Jefferis, "A case study of condition based maintenance modelling based upon the oil analysis data of marine diesel engines using stochastic filtering," *International Journal of Production Economics*, vol. 136, pp. 84-92, 2012.
- [33] V. Duran, Z. Uriondo, and J. Moreno-Gutiérrez, "The impact of marine engine operation and maintenance on emissions," *Transportation research Part D: Transport and environment*, vol. 17, pp. 54-60, 2012.
- [34] A. Parlak, H. Yaşar, C. Haşımog˘lu, and A. Kolip, "The effects of injection timing on NO x emissions of a low heat rejection indirect diesel injection engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 3042-3052, 2005.

- [35] Q. Xin, *Diesel engine system design*. Oxford Cambridge Philadelphia New Delhi: Elsevier, 2011.
- [36] T. Basbous, "Hybridation pneumatique d'un moteur Diesel en vue de son utilisation dans un système hybride éolien-Diesel avec stockage d'énergie sous forme d'air comprimé," Université du Québec à Chicoutimi, 2013.
- [37] P. Arquès, *Conception et construction des moteurs alternatifs: de la théorie à la compétition*: Ellipses, 2000.
- [38] www.avl.com.
- [39] G. Technologies, *GT-SUITE Engine Performance Tutorials*, 2016.
- [40] M. H. Beale, M. T. Hagan, and H. B. Demuth, *Neural network toolbox™ user's guide*: Citeseer, 2012.
- [41] www.mathworks.com.
- [42] G. Technologies, *GT-SUITE VTDesign User's Manual*, 2016.

ANNEXES

- CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DIESEL

6 M26 SR

P1 Duty
from 100 to 450 bhp
between 1200 & 1800 rpm



REF. IC 203-P1/A - 01/06/2006

CHARACTERISTICS	TECHNICAL DESCRIPTION
<p>Diesel engine, 4 stroke, direct injection, turbocharged with charge air intercooling.</p> <p>Bore and stroke (mm) 150 x 150</p> <p>Number of cylinders 6 in Line</p> <p>Total displacement (dm³) 15.9</p> <p>Compression ratio 14/1</p> <p>Number of valves per cylinder 4</p> <p>Engine rotation to ISO 1204 Standard CCW</p> <p>Idle speed (min⁻¹) 650</p> <p>Weight without water and oil (kg) 1870</p> <p>Flywheel housing SMB or SAE 1</p> <p>Flywheel SAE 14"</p> <p>IMO Certified</p>	<p>Cast iron cylinder block, highly ribbed, with strengthened seating face</p> <p>Main bearing caps semi imbedded with vertical attachment</p> <p>One inspection door per cylinder enabling an easy access to the connecting rod fixations</p> <p>Cast iron liners, wet type, extremely rigid</p> <p>Separate cylinder heads with large water circulation sections ensuring a maximised cooling mainly for the nozzle holder copper housing</p> <p>Attachment of each cylinder head in eight points by high strength bolts with spherical seating washers under the bolts located between two cylinder heads</p> <p>4 valves per cylinder head, with special steel thick head, with built up guides and seats, and rotators on exhaust valves</p> <p>Special forged hardened steel crankshaft, with induction hardened journals, crankpins and connecting radius</p> <p>Camshaft with polynomial profiled cams</p> <p>Distribution system with tempered, hardened and surface corrected helicoidal type gears</p> <p>Chrome - molybdenum steel connecting rods</p> <p>Light alloy pistons cooled by continuous oil jet from fixed nozzles ensuring also the lubrication of connecting rod foot shells</p> <p>High performance piston rings</p> <p>Raw water/fresh water heat exchanger with integrated expansion tank and regulation thermostatic valves (Adaptation for keel cooling as an option with integrated thermostatic valves)</p> <p>Cast iron centrifugal cooling liquid circulation pump, mechanically driven</p> <p>Bronze sea water circulation pump mechanically driven</p> <p>Bank of two oil filters with full flow screwable cartridges</p> <p>By-pass centrifugal oil filter with replaceable cartridge</p> <p>Plates type oil cooler on engine cooling liquid circuit</p> <p>In line monobloc injection pump with integrated "all speed" mechanical governor</p> <p>Exhaust manifold cooled by cooling liquid</p> <p>High efficiency turbo-blower with turbine housing cooled by cooling liquid</p> <p>Double flow high efficiency air intercooler</p>



6 M26 SR

Sail different

P1 Duty

POWER DEFINITION

Standard ISO 3046/1 - 1986 (F)

Reference conditions

Ambiant : 25 ° C
Barometric pressure : 100 kPa
Relative humidity : 30 %
Sea water temperature : 25 ° C

Fuel oil

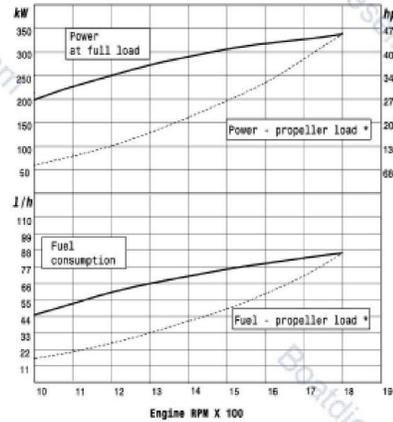
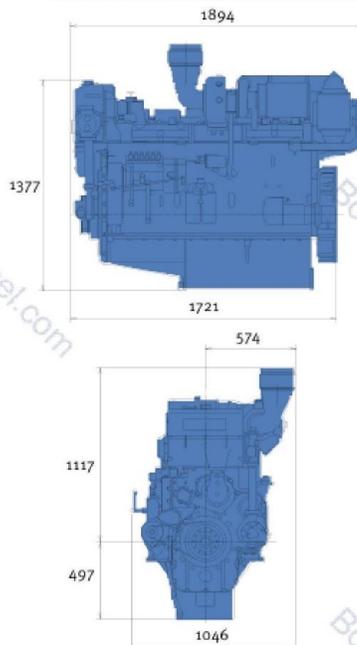
Relative density : 0,840 ± 0,005
Lower calorific power : 42700 KJ/Kg
Consumption tolerances : + 0 , + 5 %

P1 DUTY DEFINITION

Application : **unrestricted continuous**
Engine load variation : **very little or none**
Mean engine load factor : **80 to 100 %**
Annual working time : **more than 5000 h**
Time at full load : **unlimited**

Typical applications : deep sea trawlers, shrimps trawlers, sea going tug boats, river tug boats, push boats, freighters, dredges, LCT, Ferries

MAIN DIMENSIONS



* Power - propeller load P=K²

Engine RPM tr/min	Power - propeller load kw	Power - propeller load hp	Fuel - propeller load l/h
1000	57.6	79	16
1100	80.6	110.2	21.5
1200	100.5	136	26
1300	129	175.5	33
1400	161	219	40.4
1500	196.3	268	49
1600	234.6	320	59
1700	285	388	71
1800	339.3	461	86

OPTIONAL EQUIPMENTS (extract)

- Adaptation for cooling by keel cooler
- Emergency circuits connections
- Bilge pump
- Double skin injection pipes
- Batteries charging alternator 175 A
- Pneumatic starter with air receivers and compressor
- Exhaust silencer
- Engine room control panel
- Overspeed safety device
- Front Power Take Off
- Resilient mounting
- Elastic coupling with reverse reduction gearbox
- Survey by main Classification Societies
- IMO certificate

BAUDOIN

Moteurs Baudouin S.A.

16c, bd de Pont-de-Vivaux / 13030 Marseille / France / Tél. 33 (0)4 91 83 85 00 / fax. 33 (0)4 91 70 00 38 / www.moteurs-baudouin.fr

■ Paramètres des simulations

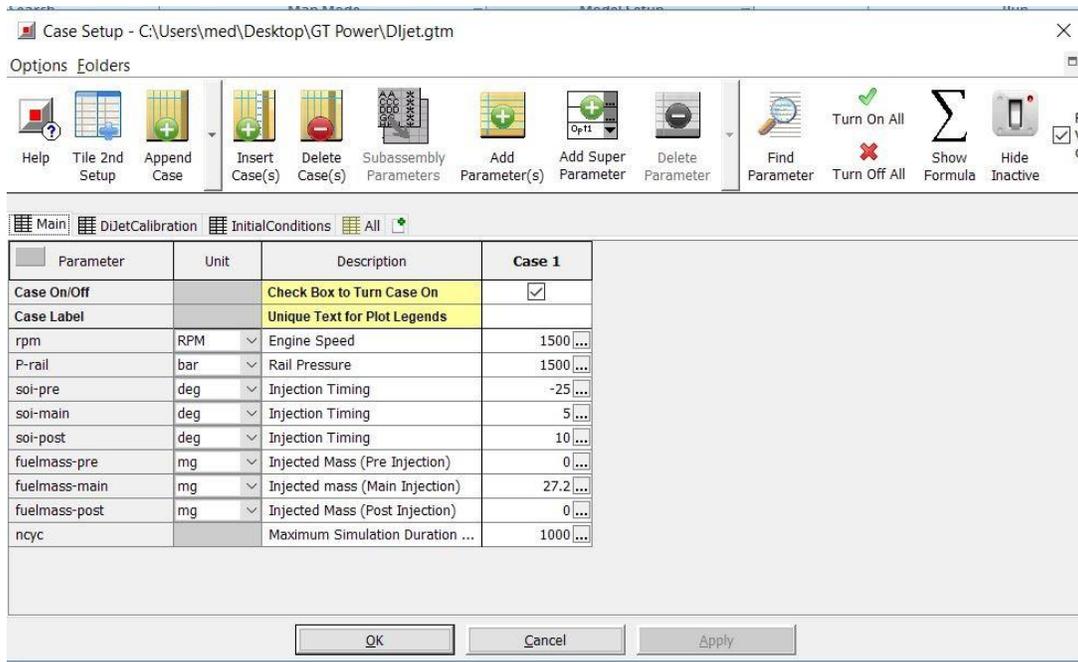


Figure 69 – Annexe : Case setup

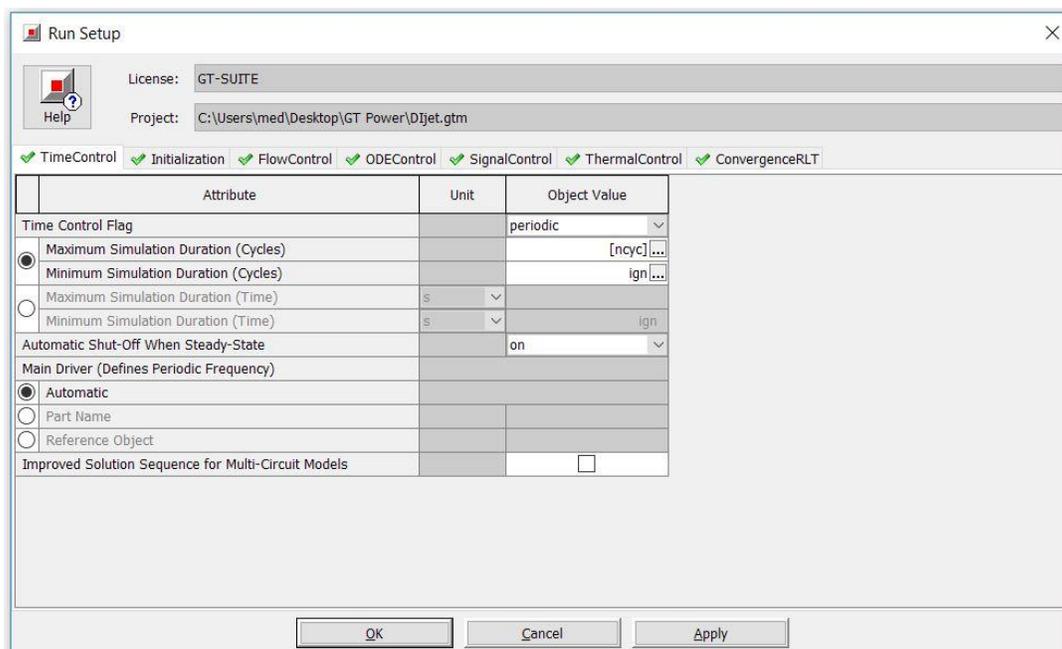


Figure 70 – Annexe: Time control (Run Setup)

- Paramètres de moteur

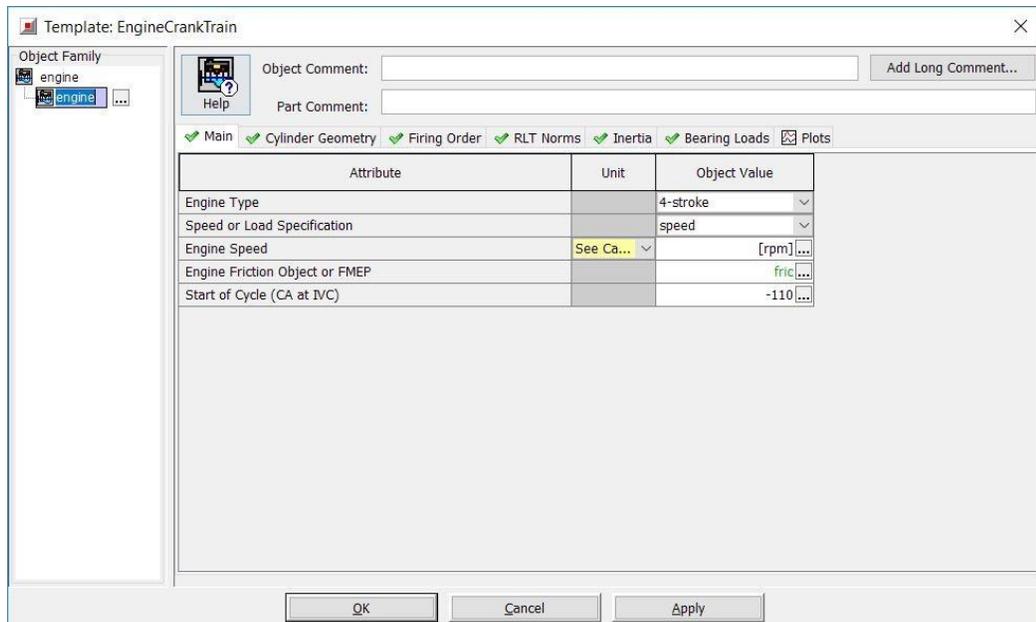


Figure 71– Annexe : Template Engine crank train

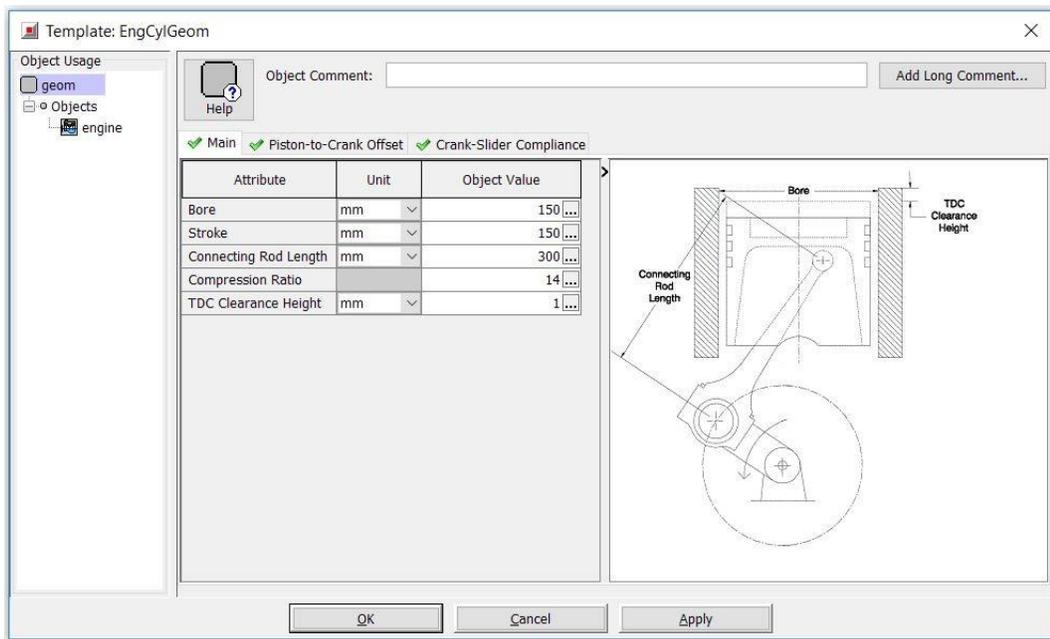


Figure 72– Annexe : Cylinder geometry

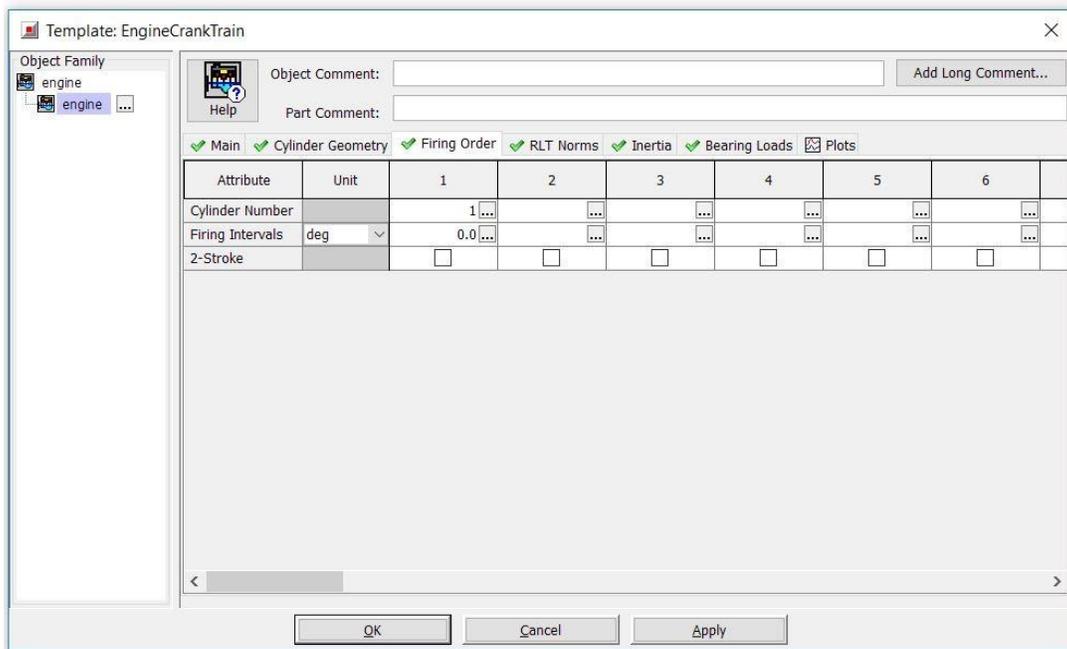


Figure 73– Annexe : Frinig order

- Paramètres de cylindre

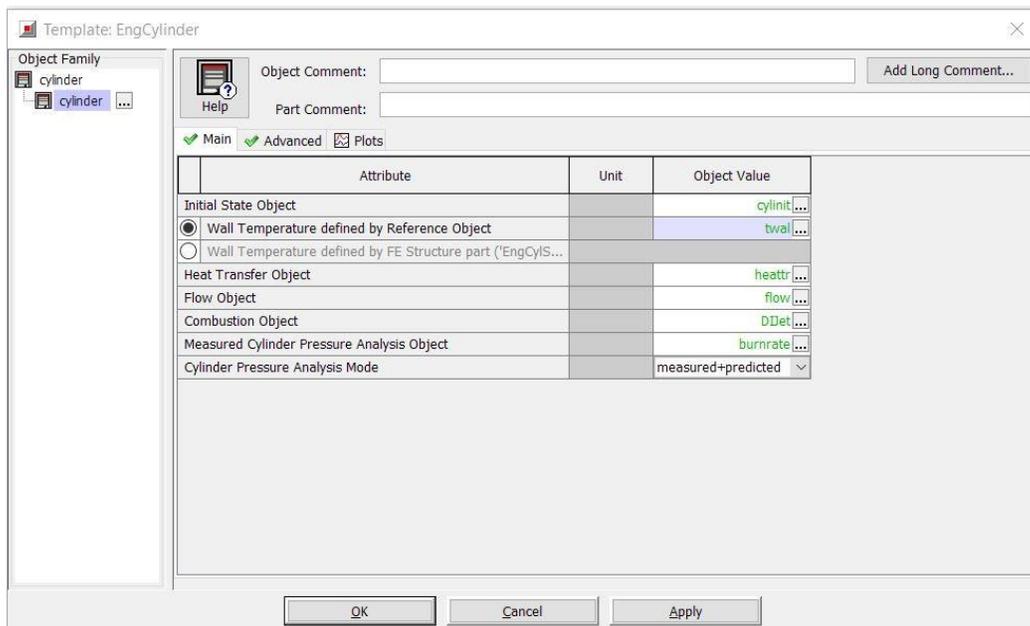


Figure 74 – Annexe : Template eng cylinder

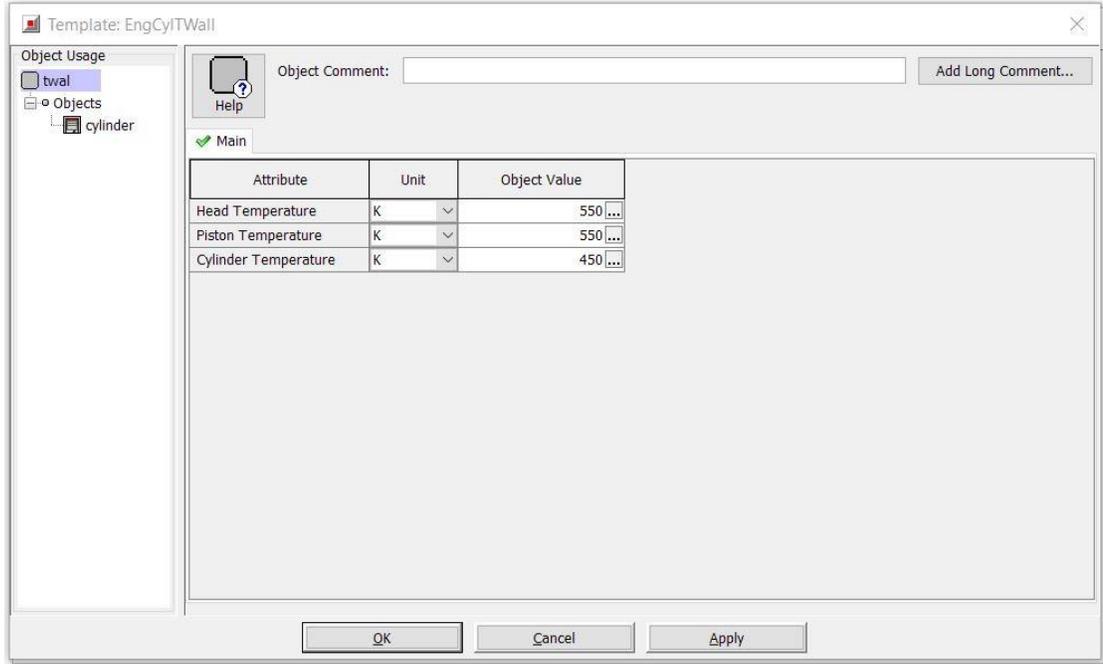


Figure 75 – Annexe: Cylinder chamber's surface temperatures

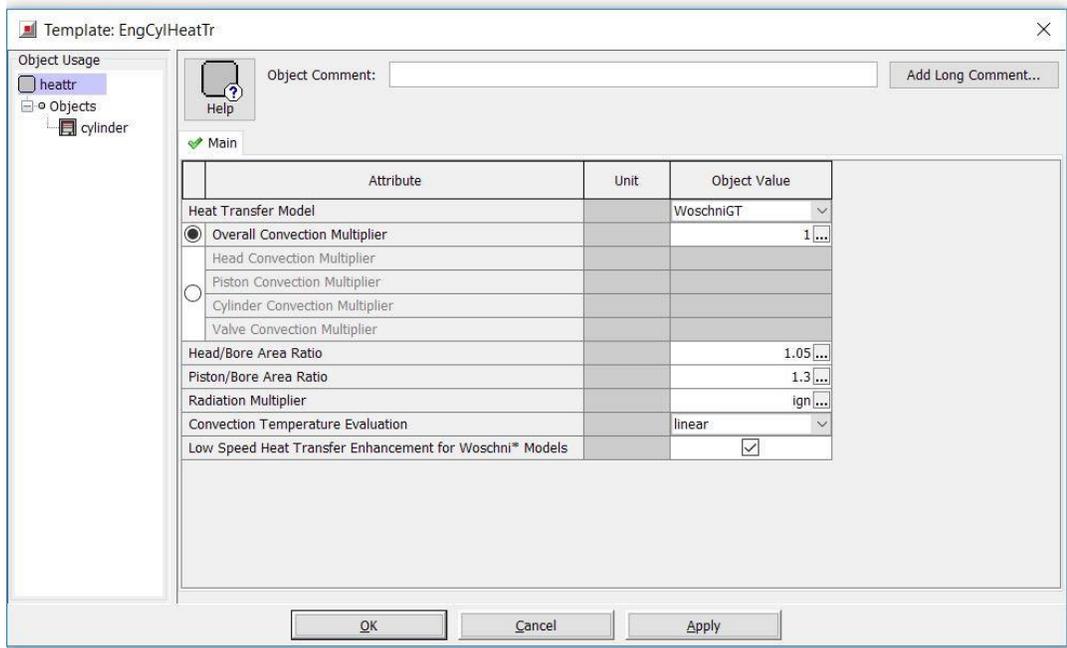


Figure 76– Annexe: Heat transfer

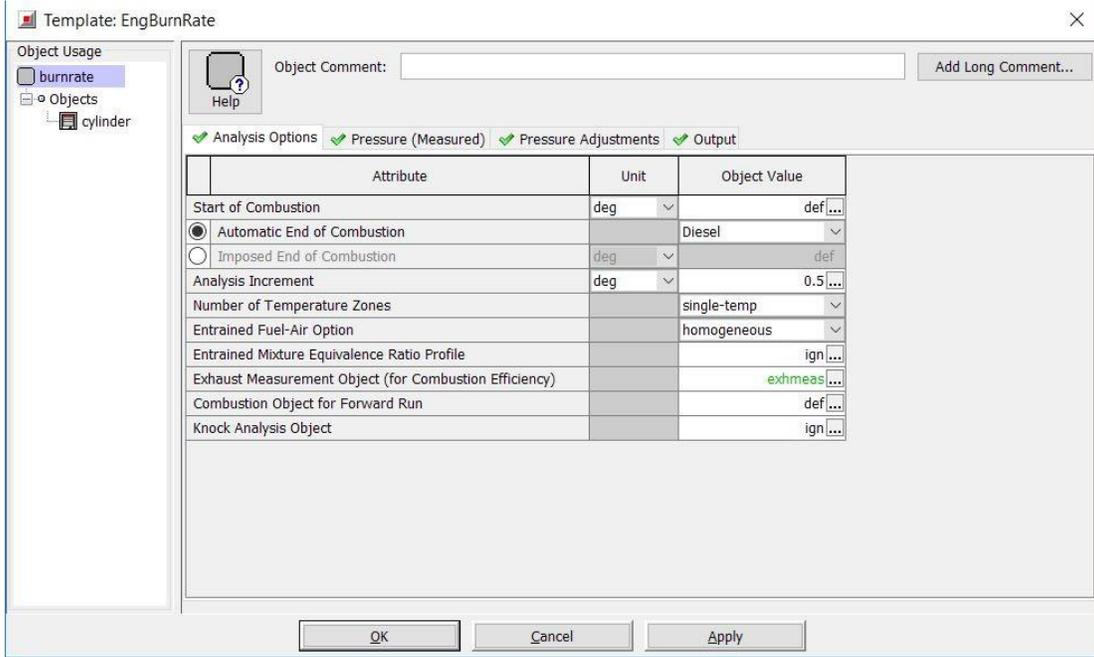


Figure 77– Annexe: Measured cylinder pressure analysis

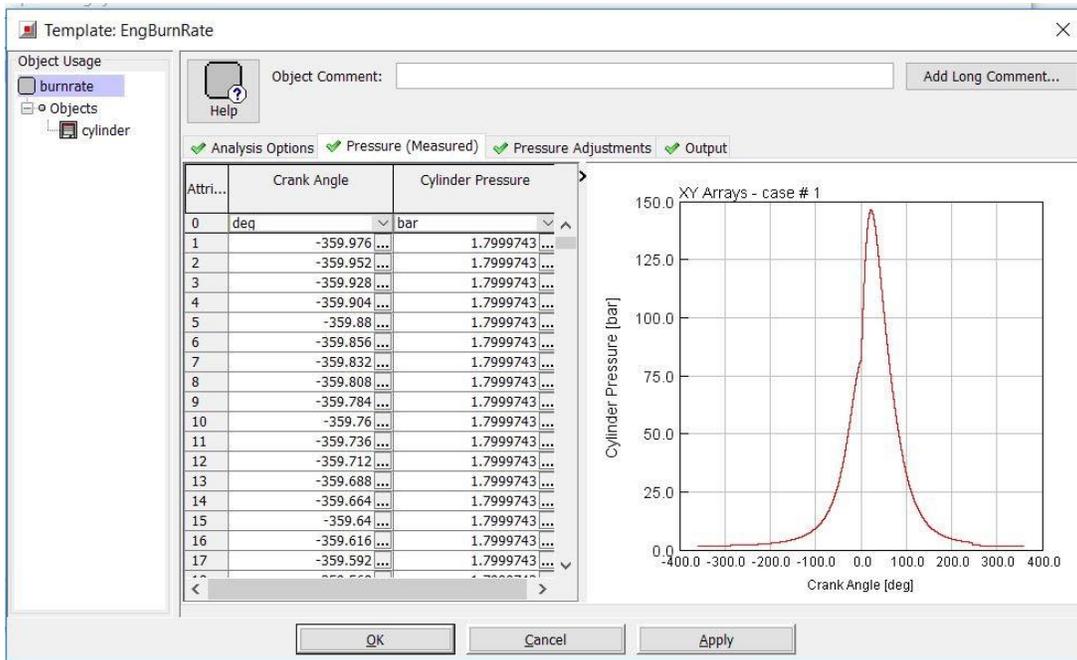


Figure 78– Annexe : Pressure measured

- Paramètres d'injections

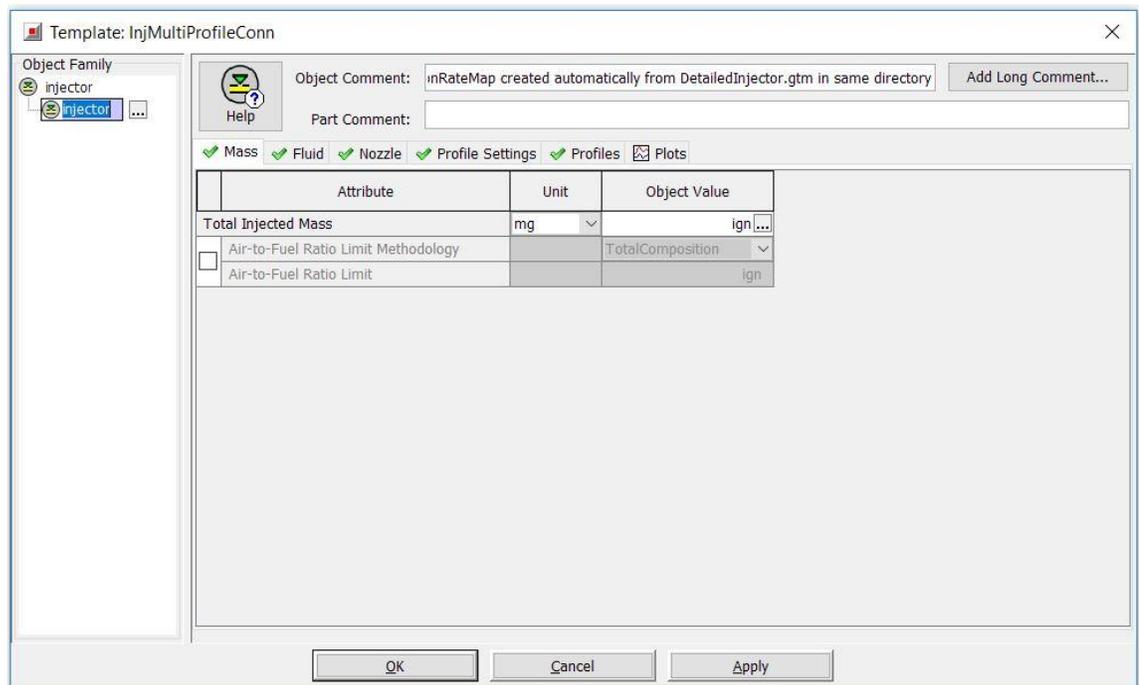


Figure 79– Annexe : Template injection profil

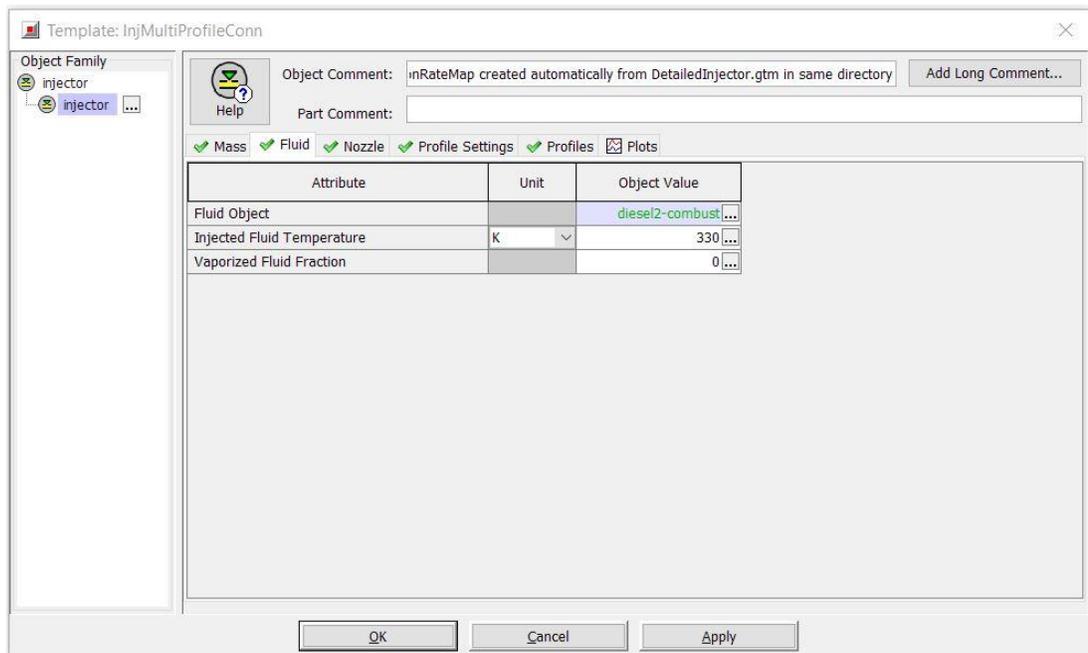


Figure 80– Annexe : Fluid properties

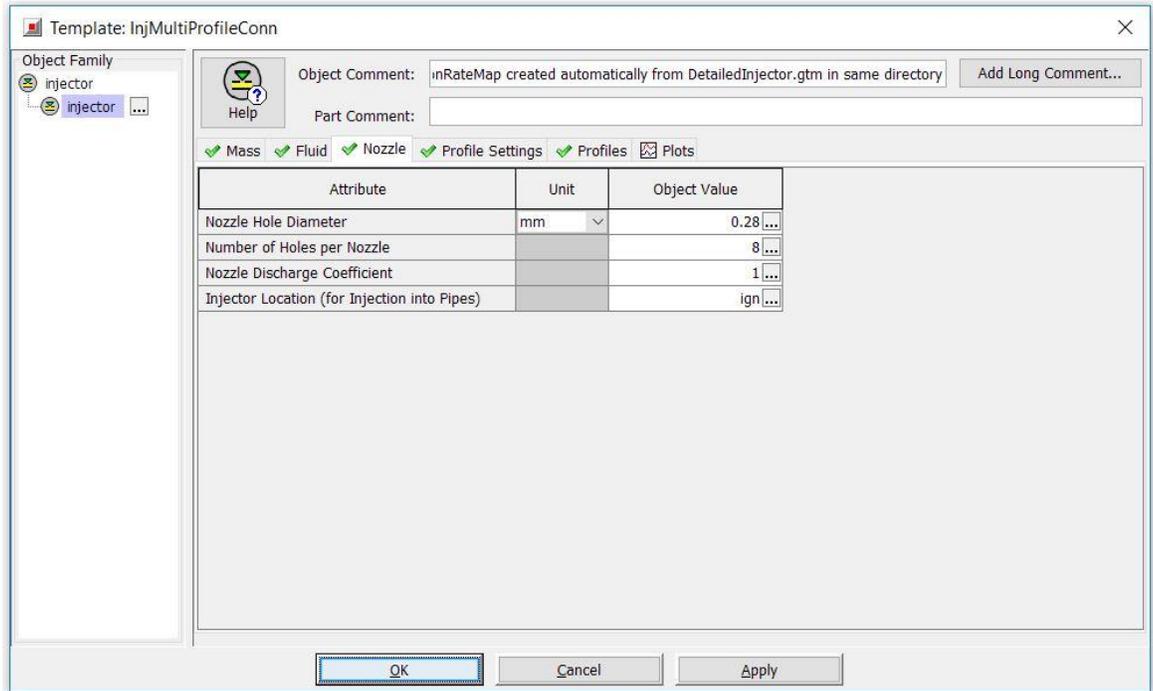


Figure 83– Annexe : Nozzle properties

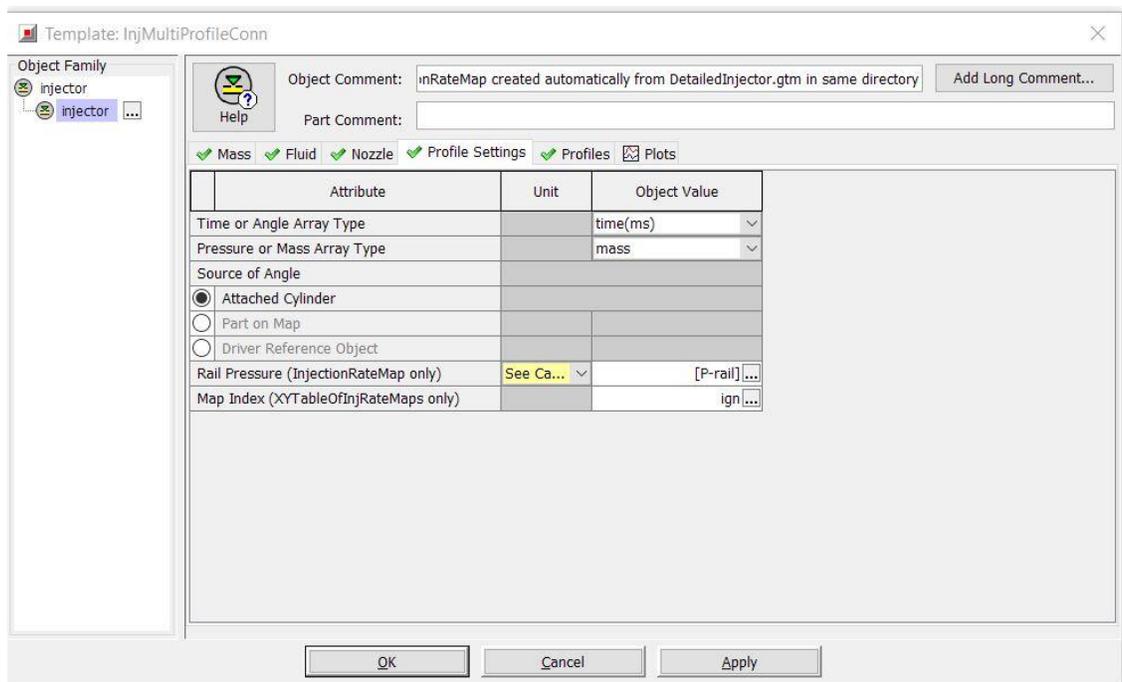


Figure 84– Annexe: Injection profile settings

- Paramètres de systèmes de distributions

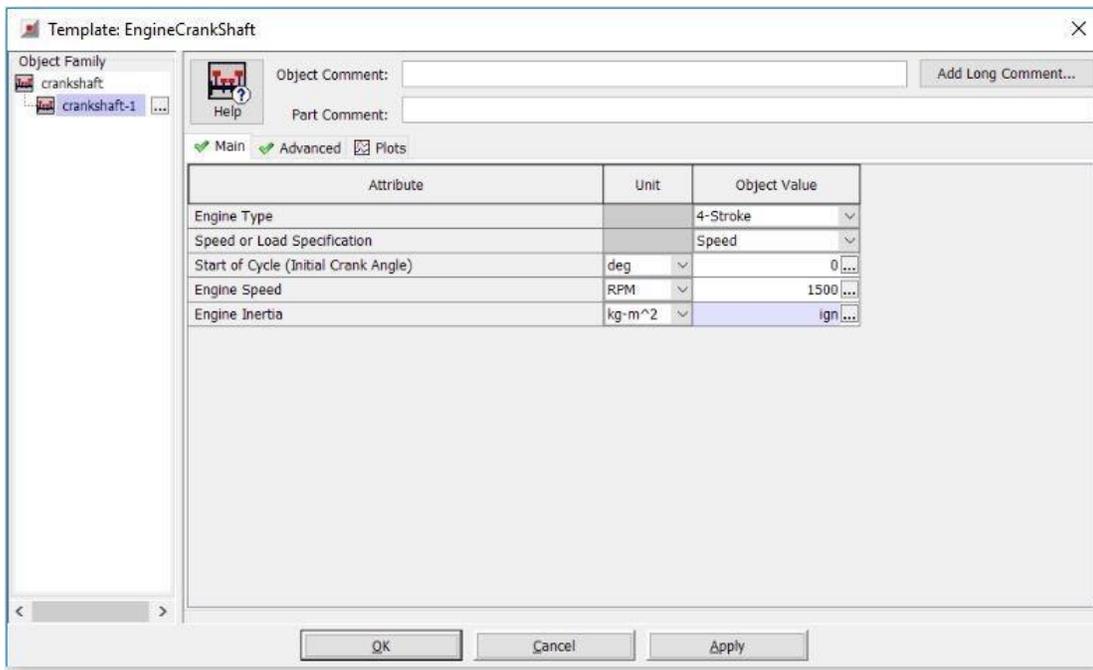


Figure 85 – Annexe : Template engine crankshaft

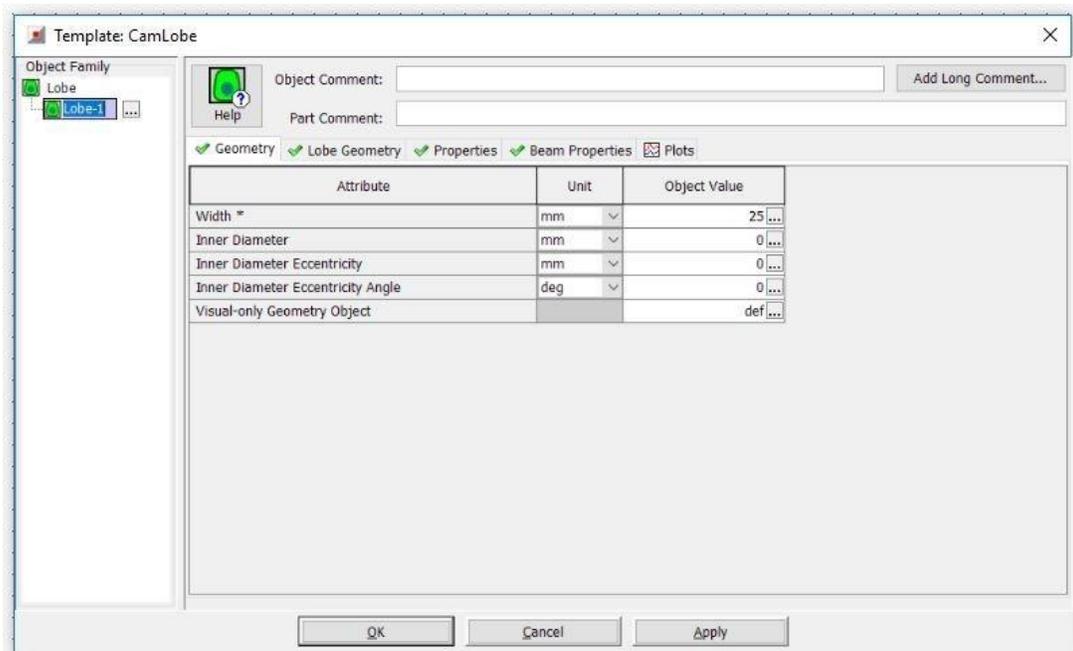


Figure 86 – Annexe : Template camlobe

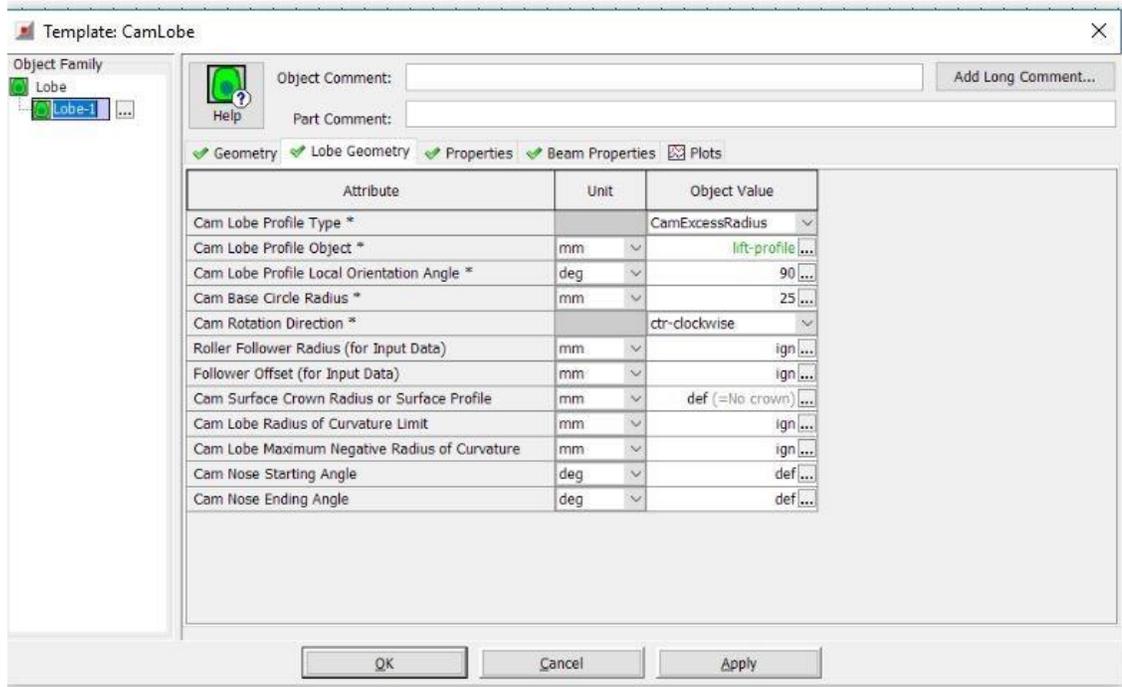


Figure 87 – Annexe: Lobe geometry

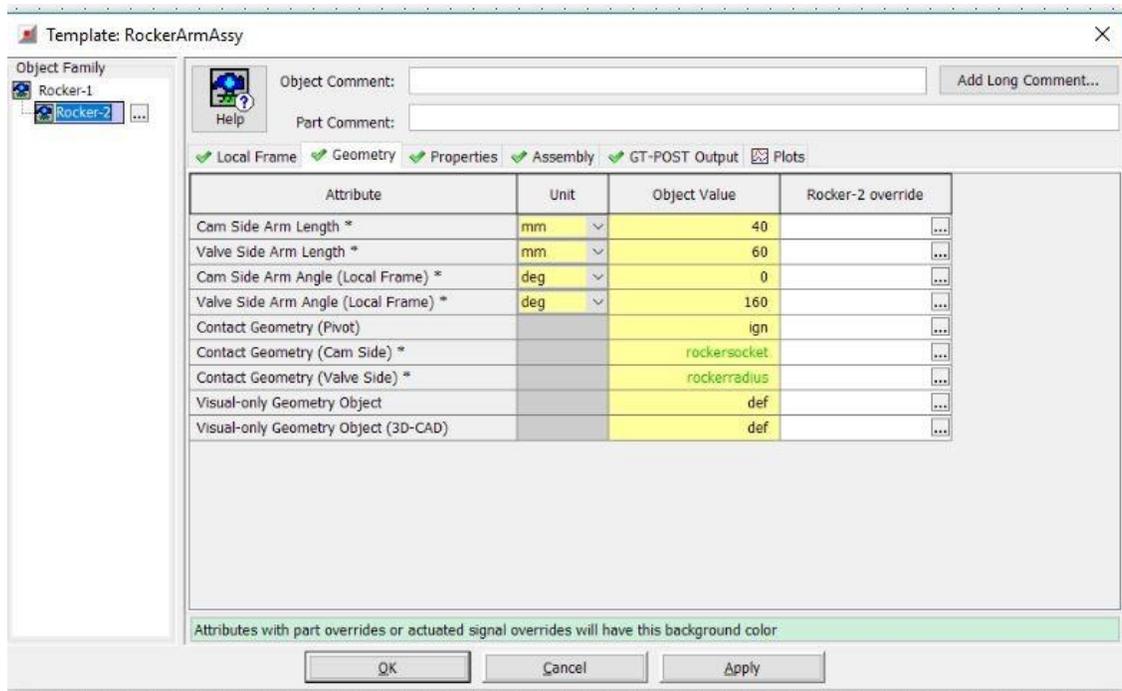


Figure 88 – Annexe: Template rocker

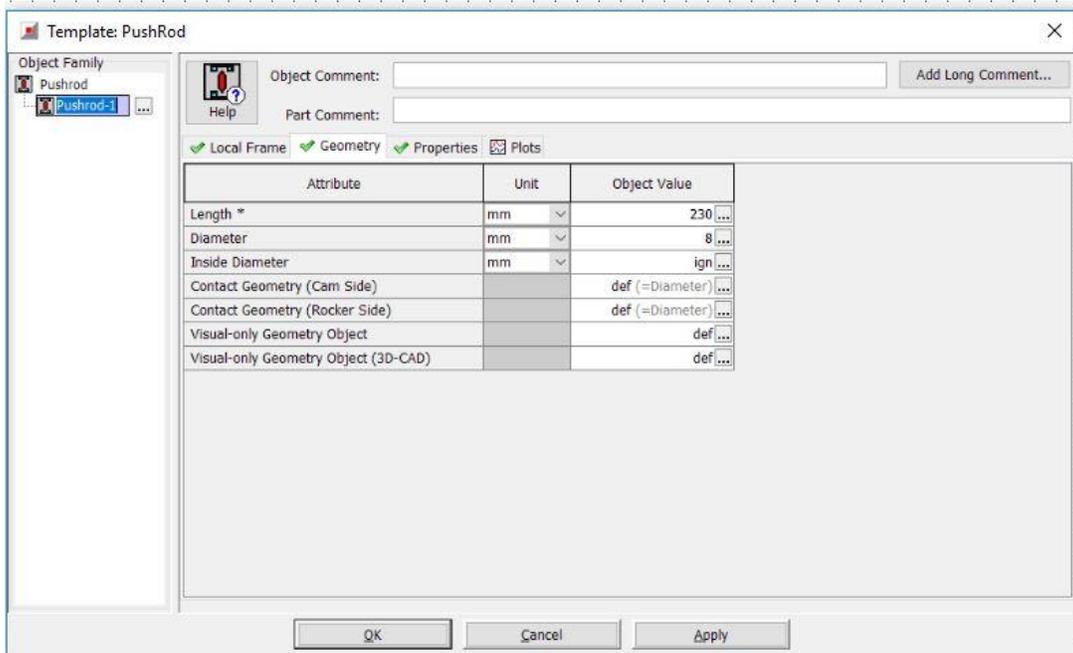


Figure 89 – Annexe: Template pushrod

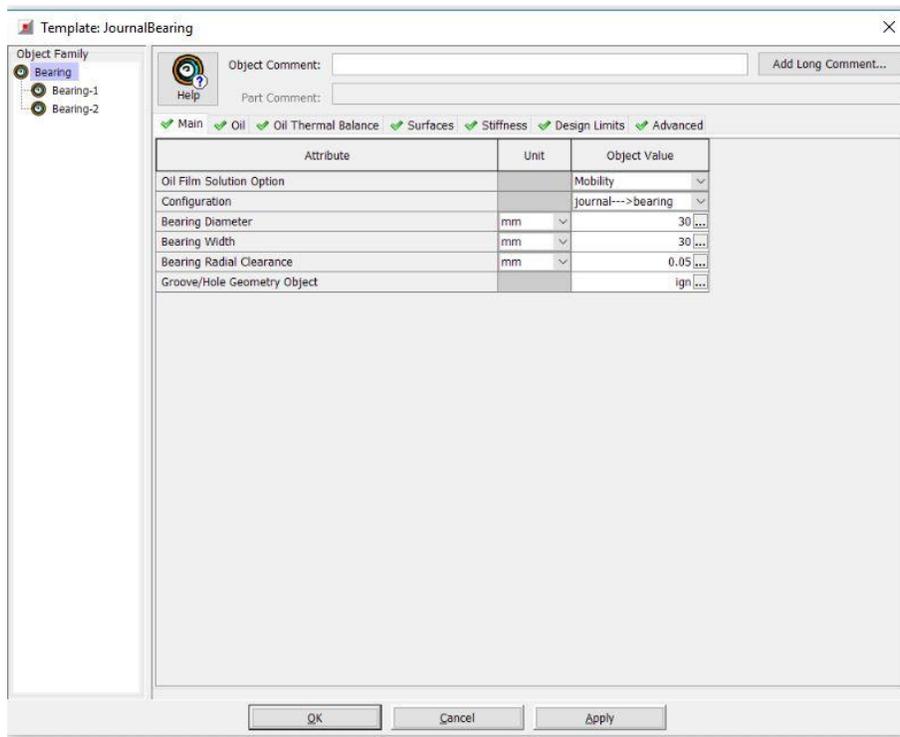


Figure 90 – Annexe : Template bearing