

THÈSE

présentée

pour obtenir le titre de

Docteur de l'Université de Rouen

École Doctorale **SCIENCES PHYSIQUES ET MATHÉMATIQUES POUR L'INGÉNIEUR**

Discipline : **PHYSIQUE**

Spécialité : **ÉNERGÉTIQUE**

par

Olivier GRONDIN

**MODÉLISATION DU MOTEUR À ALLUMAGE PAR
COMPRESSION DANS LA PERSPECTIVE DU
CONTRÔLE ET DU DIAGNOSTIC**

Soutenue le 13 décembre 2004 devant la commission d'examen :

Michel Trinité , Directeur de Recherche au C.N.R.S.	Président du Jury
Lino Guzzella , Professeur à l'Institut Fédéral Suisse de Technologie de Zürich	Rapporteur
Richard Stobart , Professeur à l'Université de Sussex à Brighton	Rapporteur
Pierre Rochelle , Professeur à l'Université de Nanterre, Paris X	Rapporteur
Thierry-Marie Guerra , Professeur à l'Université de Valenciennes	Rapporteur
Jean Maquet , Maître de Conférences à l'Université de Rouen	Directeur de Thèse
Christophe Letellier , Maître de Conférences à l'Université de Rouen	Examineur
Houcine Chafouk , Enseignant-Chercheur à l'ESIGELEC	Examineur

Remerciements

Cette thèse s'est déroulée entre Octobre 2001 et Décembre 2004 dans trois laboratoires de recherche en France et en Grande-Bretagne : l'UMR 6614-CORIA à l'Université de Rouen, l'IRSEEM et le laboratoire d'automatique de l'Université de Sussex. C'est grâce à l'aide et au soutien des personnes rencontrées dans ces structures que j'ai pu aboutir dans mon travail et que ces trois années resteront un très bon souvenir.

Je tiens tout d'abord à faire part de ma reconnaissance à **Michel Trinité**, Directeur de recherche au CNRS, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury. Il est aussi parmi ceux qui ont initié et soutenu la thématique "contrôle moteur" au CORIA.

Je tiens à remercier mes rapporteurs de thèse, **Lino Guzzella**, Professeur à L'Institut Fédéral Suisse de Technologie de Zürich, **Thierry-Marie Guerra**, Professeur à l'Université de Valenciennes et **Pierre Rochelle**, Professeur à L'Université de Nanterre. L'intérêt et le regard critique qu'ils ont porté sur mon travail m'honorent.

J'adresse un grand merci au Professeur **Richard Stobart** pour m'avoir accueilli pendant trois mois au sein de son laboratoire et pour m'avoir confié son banc moteur. Je lui suis très reconnaissant d'avoir participé au jury en tant que rapporteur.

Je remercie **Michel Ledoux**, Directeur de l'Unité Mixte de Recherche 6614 CORIA et **Bélaçène Mazari**, Directeur de l'Institut de Recherche en Systèmes Electroniques Embarqués, pour m'avoir accueilli au sein de leurs laboratoires.

J'adresse ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, Monsieur **Jean Maquet** pour sa disponibilité et son soutien tout au long de ce travail. Ses remarques objectives, sa confiance et la grande liberté qu'il m'a laissé m'ont permis de mener à bien ce travail.

Ma reconnaissance va ensuite à **Houcine Chafouk** qui a accepté de co-encadrer cette thèse avec l'enthousiasme qui le caractérise et qui m'a donné toute sa confiance et m'a laissé le champ libre dans l'orientation du sujet.

Je remercie également **Christophe Letellier** pour le temps et l'attention apportés au rapport de ce mémoire et pour ses précieux conseils qui m'ont permis de préparer la soutenance. Il m'a appris la rigueur, m'a transmis son goût pour la recherche et il a su me motiver aux moments clés de ma thèse.

Je remercie vivement **Frédéric Dionnet**, Directeur du CERTAM, pour m'avoir reçu dans son entreprise à l'occasion d'une campagne de mesures.

J'associe à ces remerciements **Nicolas Langlois**, Enseignant-Chercheur à l'ESIGELEC, pour son amitié, ses conseils et sa gestion, sans faille, des moyens informatiques et des tâches administratives que beaucoup aiment éviter.

Je remercie les techniciens anglais responsables du banc moteur Caterpillar **Ian Wallis** et **Barry Jackson** d'avoir partagé leur connaissances, leur passion de l'automobile et pour leur humour "so british".

J'adresse aussi ma gratitude aux ingénieurs du CERTAM, **Olivier Troel** et **Mathias Leflamand** pour leur sympathie et car ils ne sont pas avares de bons conseils.

Merci à mes camarades doctorants de l'Université de Sussex à Brighton, George, Ireri, Srikar, Andy et Alexandros pour leur accueil chaleureux à chacune de mes visites et pour supporter mon accent français.

Je remercie mes collègues de l'IRSEEM, en particulier ceux qui ont eu la chance de connaître le bureau 211 : Mohamed, Mounir, Jean-François, Lakdar, Tahar, Ghaleb et Jérémie. Qu'ils sachent que je garderai en mémoire tous nos moments de connivence et les pauses café accompagnées de baklawas et autres zlabias. Je ne saurais oublier les stagiaires argentins, Augusto, Mauro et Martin, qui ont apporté dans leurs bagages la bonne humeur et la musique de leur grand et lointain pays ainsi que la yerba maté.

Je suis aussi redevable à mes collègues docteurs et doctorants du CORIA avec qui j'ai partagé de grands moments de complicité et grâce à qui il règne une ambiance studieuse et conviviale : Toufik, Linda, Sarah, Elie, Dalila, Bülend, Alice, Kevin, Nathalie, Mokrane et Clovis. Et ceux avec qui j'ai eu l'occasion de partager quelques concerts : Amar, Philippe et Gildas.

Enfin, je remercie tout particulièrement ma famille et mes amis proches pour leurs encouragements. Les valeurs que j'ai appris d'eux m'ont aidé à franchir cette étape de ma vie, elles m'aideront encore pour celles à venir...

Table des matières

Table des matières	5
Table des figures	9
Liste des tableaux	11
Introduction générale	17
1 Le moteur Diesel : constitution et principes fondamentaux	21
1.1 Introduction	21
1.2 Architecture d'un moteur Diesel	21
1.3 Caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs	24
1.4 Principe de fonctionnement	26
1.4.1 Le cycle à 4 temps	26
1.4.2 Le cycle thermodynamique du moteur Diesel	27
1.5 Performances du moteur Diesel	31
1.5.1 Le travail par cycle	31
1.5.2 Puissance d'un moteur alternatif	32
1.5.3 Définition des pressions moyennes	32
1.5.4 La consommation spécifique	33
1.5.5 Le rendement du moteur	33
1.6 Caractéristiques de la combustion dans un moteur Diesel	34
1.6.1 Approche globale de la combustion	35
1.6.2 Caractérisation d'un mélange carburé	35
1.6.3 Le mélange air-carburant dans un moteur à injection directe	37
1.6.4 Aspect cinétique de la combustion	38
1.6.5 Auto-inflammation du carburant	38
1.6.6 Déroulement de la combustion	40
1.7 Le carburant Diesel	42
1.7.1 Indice de cétane	43
1.7.2 Pouvoir calorifique	43
1.7.3 Autres caractéristiques du gazole	44
2 Enjeux et fonctions du contrôle moteur	47
2.1 Introduction	47
2.2 Vecteurs d'optimisation des moteurs à combustion interne	47
2.3 Emissions du moteur Diesel : origines et effets	49
2.3.1 Le monoxyde de carbone	50
2.3.2 Les hydrocarbures imbrûlés	50
2.3.3 Les oxydes d'azote	50
2.3.4 Les émissions de particules	51
2.3.5 Rejets non soumis à la réglementation	51
2.4 Les normes anti-pollution	52
2.4.1 La réglementation européenne	53

2.4.2	La réglementation américaine	53
2.5	Avantages et inconvénients du moteur Diesel	53
2.6	Moyens d'optimisation du moteur Diesel	57
2.6.1	Les systèmes d'injection Diesel	58
2.6.2	Le recyclage des gaz d'échappement	60
2.6.3	La suralimentation du moteur Diesel par turbocompresseur	61
2.7	Le contrôle moteur : objectifs et principes	63
2.8	De la modélisation à la commande	66
2.9	Conclusion	67
3	Les modèles de moteurs adaptés à la commande et au diagnostic : état de l'art	69
3.1	Introduction	69
3.2	La modélisation des moteurs à combustion interne : motivations et histoire	70
3.3	Terminologie et définitions	72
3.4	Les modèles quasi-stationnaires	73
3.5	La méthode "vidange-remplissage"	75
3.6	Les modèles à valeurs moyennes	76
3.6.1	Le modèle de Kao et Moskwa	77
3.6.2	Le modèle de Jankovic <i>et al.</i>	78
3.6.3	Commentaires	80
3.7	Les modèles de représentation	80
3.7.1	Les modèles linéaires	80
3.7.2	Les modèles non-linéaires	82
3.8	Discussion	86
4	Modélisation du moteur à allumage par compression	89
4.1	Introduction	89
4.2	Motivations et choix d'un formalisme mathématique	90
4.3	Écoulements entre les volumes du moteur	92
4.4	Modélisation de la chambre de combustion	94
4.4.1	Modèle du cylindre à une zone	95
4.4.2	Simplification du modèle pour les simulations en temps réel	98
4.5	Vitesse de combustion	99
4.5.1	Le modèle empirique de Watson	100
4.5.2	Utilisation de la fonction de Wiebe pour décrire la combustion Diesel	102
4.6	Les transferts thermiques	105
4.7	Modèle de l'injecteur	106
4.8	Dynamique du vilebrequin	107
4.8.1	Le couple indiqué	108
4.8.2	Le couple de frottement	109
4.8.3	Identification de la PMF	109
4.8.4	Le couple alternatif	111
4.8.5	Simplification du modèle	111
4.9	Les collecteurs d'admission et d'échappement	112
4.10	Le turbocompresseur	113
4.10.1	Puissance absorbée par le compresseur	115
4.10.2	Puissance générée par la turbine	116
4.10.3	Caractéristiques de la turbine et du compresseur	117
4.10.4	Interpolation des cartes du compresseur	119
4.10.5	Interpolation des cartes de la turbine	120
4.11	Le refroidisseur d'air de suralimentation	122
4.12	Simulations et validation	122
4.13	Conclusion et perspectives	124

5	Modèle comportemental de la pression cylindre d'un moteur Diesel	131
5.1	Introduction	131
5.2	Estimation de la pression cylindre.	132
5.3	Présentation du modèle NARMAX	134
5.4	Première tentative : utilisation des signaux du calculateur	137
5.5	Seconde tentative : utilisation de la vitesse de rotation instantanée	140
5.6	Conclusion	143
	Conclusion et perspectives	145
A	Thermodynamique	149
A.1	Loi des gaz parfaits	149
A.2	Lois fondamentales de conservation de la masse et de l'énergie	149
A.3	Constantes thermodynamiques usuelles	150
B	Moyens expérimentaux	151
C	Exploitation du signal de pression cylindre	157
C.1	Détermination de la PMI	157
C.2	Calcul de la vitesse de dégagement de chaleur	158
D	Paramètres du modèle	161
E	Publications de l'auteur	163
E.1	SAE Paper n°2004-01-0423	164
E.2	Symposium IEEE - Vehicle Power and Propulsion	181
E.3	International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety	188
E.4	SAE Paper n°2005-01-0029	194
	Bibliographie	203
	Index	213

Table des figures

1.1	Moteur Diesel à quatre cylindres	22
1.2	Représentation schématique d'un moteur à combustion interne	24
1.3	Décomposition du cycle à quatre temps du moteur Diesel	26
1.4	Machine thermique	28
1.5	Cycle de Carnot	28
1.6	Diagramme de Clapeyron du cycle Diesel idéal	30
1.7	Diagramme de Clapeyron du cycle mixte idéal	30
1.8	Diagramme pression-volume	31
1.9	Chaîne du rendement du moteur à combustion interne	34
1.10	Plage d'inflammabilité d'un mélange carburé	37
1.11	Représentation simplifiée d'un jet de gazole	37
1.12	Domaines d'oxydation d'un mélange stœchiométrique d'hydrocarbure et d'air	39
1.13	Evolution de la concentration de radicaux libres en fonction du temps	39
1.14	Vitesse de dégagement de chaleur dans un moteur Diesel à injection directe	41
1.15	Evolution de la pression en fonction de l'angle vilebrequin dans un moteur Diesel	42
1.16	Schéma de principe de la distillation sous pression atmosphérique	42
1.17	Hydrocarbures légers de la famille des alcanes	42
2.1	Evolution des concentrations d'espèces polluantes en fonction de la richesse du mélange	49
2.2	Les réglementations anti-pollution en Europe et aux Etats-Unis.	52
2.3	Cycles de conduite NEDC et FTP	54
2.4	Système d'injection à accumulateur "Common Rail"	59
2.5	Représentation d'une boucle de recyclage externe des gaz d'échappement	60
2.6	Comparaison du cycle mixte d'un moteur à aspiration naturelle et d'un moteur suralimenté	62
2.7	Turbocompresseur à géométrie variable	63
2.8	Schéma de représentation du distributeur à ailettes	63
2.9	Comparaison des performances du moteur en fonction du type de suralimentation	64
3.1	Historique des techniques de modélisation du moteur à allumage par compression	71
3.2	Schéma fonctionnel d'un modèle quasi-stationnaire d'un moteur Diesel suralimenté	73
3.3	Caractéristiques linéarisées du sous-système "combustion" d'un modèle quasi-stationnaire	74
3.4	Méthode "vidange-remplissage" appliquée au collecteur d'admission	75
3.5	Moteur Diesel équipé d'une vanne de recirculation des gaz d'échappement et d'un turbo-compresseur à géométrie variable.	79
3.6	Schéma fonctionnel d'une boucle de régulation du régime moteur	81
3.7	Signal de commande, couple moteur et signal de sortie du modèle	81
3.8	Réseau de neurones de type perceptron à une couche cachée	84
4.1	Schéma de représentation du moteur d'essai	91
4.2	Représentation schématique d'une contraction de veine	93
4.3	Lois de levée des soupapes et aires effectives des écoulements	94
4.4	Débits des gaz admis et refoulés du cylindre	95
4.5	Application de la méthode "vidange-remplissage" au cylindre	95
4.6	Volume normalisé du cylindre et sa dérivée en fonction de l'angle vilebrequin	99
4.7	Fraction de masse brûlée et vitesse de combustion du carburant	101

4.8	Comparaison des vitesses de combustion expérimentales avec le modèle	104
4.9	Evolution du coefficient de transfert convectif h_c	106
4.10	Schéma de représentation de l'ensemble moteur dynamomètre	107
4.11	Méthode de la droite de Willans pour la détermination de la PMF	110
4.12	Position, vitesse et accélération du piston	112
4.13	Schéma de représentation du turbocompresseur	114
4.14	Diagramme enthalpie-entropie du compresseur.	116
4.15	Diagramme enthalpie-entropie de la turbine.	116
4.16	Caractéristique débit-pression d'un compresseur	118
4.17	Approximations des caractéristiques du turbocompresseur	121
4.18	Validation du modèle du rendement de l'échangeur de chaleur	123
4.19	Structure du modèle GT-Power du moteur Caterpillar	126
4.20	Environnement de simulation MATLAB/Simulink	126
4.21	Comparaison avec le code de calcul GT-Power	127
4.22	Comparaison de la pression cylindre mesurée et simulée	128
4.23	Comparaison de la vitesse instantanée du vilebrequin mesurée et simulée	129
5.1	Données de pression cylindre pour l'identification du modèle NARMAX.	138
5.2	Résultats de l'identification	139
5.3	Comparaison du modèle NARMAX avec les données de pression	140
5.4	Exemple de données pour l'identification du modèle NARMAX	141
5.5	Comparaison entre la pression cylindre calculée à partir du modèle de connaissance et le modèle NARMAX	142
A.1	Système thermodynamique ouvert	149
B.1	Banc moteur expérimental Caterpillar 3126B	151
B.2	Structure et équipements du banc d'essai de recherche	154
B.3	Courbe de pleine charge et points stabilisés visités pour la cartographie du moteur	155
C.1	Superposition de 50 cycles de pression cylindre	157

Liste des tableaux

1.1	Classement et description des différentes réactions en chaîne radicalaire	39
1.2	Pouvoirs calorifiques massique et volumique de carburants commerciaux	44
2.1	Evolution des plafonds des agents polluants réglementés pour l'Union Européenne	53
2.2	Evolution des plafonds des agents polluants réglementés aux Etats-Unis	54
2.3	Comparaison des performances du moteur Diesel et du moteur essence	56
3.1	Application de la technique NARMAX à la modélisation des moteurs	83
3.2	Modélisation des moteurs par réseaux de neurones	85
3.3	Tableau récapitulatif des caractéristiques des principales techniques de modélisation	87
4.1	Constantes des fonctions de Wiebe.	103
4.2	Valeurs des coefficients de la corrélation de Woschni	106
4.3	Récapitulatif des variables d'état du modèle	123
A.1	Liste des constantes thermodynamiques usuelles	150
B.1	Principales caractéristiques du moteur d'essai	152
B.2	Description de l'instrumentation disponible	154

Nomenclature

Abbreviations françaises

AOA	Avance à l'Ouverture d'Admission
AOE	Avance à l'Ouverture d'Echappement
FAP	Filtre A Particules
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
RAS	Refroidisseur d'Air de Suralimentation
RFA	Retard à la Fermeture d'Admission
RFE	Retard à la Fermeture d'Echappement

Acronymes anglo-saxons

ARMAX	AutoRegressive Moving Average with eXogenous inputs
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFR	Cooperative Fuel Research
DISC	Direct Injection Stratified Charge
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EPA	Environmental Protection Agency
ERR	Error Reduction Ratio
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FTP	Federal Test Procedure
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HEUI	Hydraulic Electronic Unit Injector
JANAF	Joint Army, Navy and Air Force
MIMO	Multi-Input Multi-Output
NARMAX	Nonlinear AutoRegressive Moving Average with eXogenous inputs
NEDC	New European Driving Cycle
SISO	Single-Input Single-Output
VGT	Variable Geometry Turbocharger

Chimie

C_xH_y	Hydrocarbure non spécifié
----------	---------------------------

CO	Monoxyde de carbone
CO_2	Dioxyde de carbone
H	Radical hydrogène
H_2O	Eau
HC	Hydrocarbures imbrûlés
N_2	Azote
NO_x	Oxydes d'azote
O	Radical oxygène
OH	Radical hydroxyle
PM	Particules (<i>particulate matter</i>)

Indices

a	admission
air	air
ai	auto-inflammation
alt	alternatif
amb	ambient
$biel$	bielle
c	compresseur
$comb$	combustion
cyl	cylindre
E	jonction des deux collecteurs d'échappement
e	effectif(ive)
$E1$	collecteur d'échappement numéro 1
$E2$	collecteur d'échappement numéro 2
F	frein
f	carburant (<i>fuel</i>)
fb	carburant brûlé (<i>fuel burned</i>)
fr	frottement(s)
i	indiqué(e)
ic	échangeur thermique (<i>intercooler</i>)
inj	injecteur
m	moteur
$pist$	piston
sa	soupape d'admission
se	soupape d'échappement
t	turbine
tc	turbocompresseur

Paramètres géométriques

β_{bm}	Rapport bielle-manivelle	[\emptyset]
β_{cd}	Rapport course-diamètre	[\emptyset]
β_{mb}	Rapport manivelle-bielle	[\emptyset]
D	Diamètre de l'alésage	[m]
L	Course du piston	[m]
l	Longueur de la bielle	[m]
n_{cyl}	Nombre de cylindres	[\emptyset]
r	Rayon du vilebrequin	[m]
r_c	Rapport de compression volumétrique	[\emptyset]
S	Surface	[m ²]
V	Volume	[m ³]
V_c	Cylindrée totale	[m ³]
V_d	Volume déplacé (ou cylindrée unitaire)	[m ³]
V_m	Volume mort	[m ³]
V_t	Volume total de la chambre de combustion	[m ³]
y	Position du piston par rapport au PMB	[m]
z	Position du piston par rapport au PMH	[m]

Mécanique

Γ	Couple	[N.m]
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
θ	Position angulaire	[rad]
J	Moment d'inertie	[kg.m ²]
m	Masse	[kg]
N	Fréquence de rotation	[s ⁻¹]
P	Puissance	[W]
W	Travail	[J]

Thermodynamique et combustion

\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
η	Rendement	[\emptyset]
γ	Rapport des chaleurs spécifiques (ou rapport isentropique)	[\emptyset]
κ	Exposant polytropique (ou facteur de compressibilité)	[\emptyset]
λ	Coefficient d'excès d'air	[\emptyset]
ϕ	Richesse	[\emptyset]
Φ_s	Rapport stœchiométrique	[\emptyset]
ρ	Densité	[kg/m ³]
τ_{ai}	Délais d'auto-inflammation	[s]

c_p	Chaleur massique à pression constante	[J/(kg.K)]
c_v	Chaleur massique à volume constant	[J/(kg.K)]
CD	Coefficient de décharge (ou coefficient de débit)	[ø]
CSE	Consommation spécifique effective	[kg/(W.s)]
CSI	Consommation spécifique indiquée	[kg/(W.s)]
E_A	Energie d'activation	[J/mol]
H	Enthalpie	[J]
h	Enthalpie massique	[J/kg]
h_c	Coefficient de convection thermique	[W/(K.m ²)]
p	Pression	[Pa]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[J/kg]
PME	Pression moyenne effective	[Pa]
PMF	Pression moyenne de frottement	[Pa]
PMI	Pression moyenne indiquée	[Pa]
Q	Quantité de chaleur	[J]
R	Constante universelle des gaz	[J/(mol.K)]
r	Constante massique du gaz	[J/(kg.K)]
T	Température	[K]
U	Energie interne	[J]
u	Energie interne massique	[J/kg]
W	Travail	[J]

Introduction générale

L'inventeur du moteur à allumage par compression, Rudolf Diesel était mû par la volonté de remplacer la machine à vapeur brûlant du charbon par un moteur avec un rendement plus élevé et aussi plus propre. Ces considérations demeurent d'actualité aujourd'hui plus qu'hier. En effet, à partir de la seconde moitié du XX^{ème} siècle, l'origine de la pollution a changé et, aujourd'hui, le nombre de véhicules s'accroissant, le trafic automobile est devenu un facteur prépondérant dans la qualité de l'atmosphère alors que les sources de pollution d'origines industrielles sont mieux maîtrisées. Aussi, la volonté du législateur en matière de respect de l'environnement s'est fortement accrue lors des quinze dernières années, notamment avec l'introduction des normes EURO. Par le biais de normes anti-pollution de plus en plus sévères, l'industrie automobile s'est logiquement tournée vers l'optimisation des moteurs de nos véhicules.

Le moteur à allumage par compression est actuellement le moteur à combustion interne le plus performant et, grâce aux techniques de dépollution, l'un des plus propres. Dans l'attente de la généralisation de motorisations encore moins polluantes (véhicule électrique, pile à combustible), il représente une alternative intéressante au moteur à allumage commandé. Les moteurs Diesel modernes sont équipés d'actionneurs contrôlables tels que les systèmes d'injection "Common-Rail", le turbocompresseur à géométrie variable et la vanne de recirculation des gaz d'échappement. Ces actionneurs, introduits graduellement au long des trente dernières années, ont atteint un niveau de sophistication conséquent et ont ouvert la voie à une meilleure maîtrise de la combustion. L'électronique de commande est devenue incontournable, la réduction des émissions polluantes et l'amélioration du rendement de combustion reposant en partie sur les lois de pilotage des organes électromécaniques. Aujourd'hui, les motoristes et les automaticiens collaborent afin d'établir les lois de commande de ces composants. C'est au cours de cette étape qu'interviennent les modèles, ils sont indispensables pour mieux comprendre le comportement du moteur mais aussi pour faire la synthèse et simuler les algorithmes de régulation.

Le sujet de recherche abordé dans ce mémoire marque le début d'une collaboration entre deux équipes de recherche issues de laboratoires haut-normands : le CORIA¹ et l'IRSEEM². La recherche en Haute-Normandie étant axée sur les domaines du transport et de l'environnement, l'initiation d'une thématique associant modélisation et commande du moteur s'imposait. Le caractère global du sujet initialement proposé, la "modélisation et la commande du moteur à allumage par compression", nous a poussé à comparer les travaux déjà réalisés dans le domaine et à nous interroger sur notre place. Il est rapidement apparu indispensable de ne pas brûler les étapes. Ainsi, le sujet s'est recentré sur l'aspect purement modélisation afin d'asseoir le projet de recherche sur des bases solides. Pourtant, l'aspect commande et diagnostic du moteur n'a pas été délaissé, au contraire, il demeure un objectif en cours de développement constituant la ligne directrice parallèle de ce travail. Ce mémoire est le fruit de travaux résultant de ce partenariat et constitue la fondation d'un axe de recherche porteur qui sera certainement poursuivi.

Dans ce contexte, l'objectif de l'étude est d'établir un modèle du moteur à allumage par compression capable de reproduire l'évolution des variables essentielles pour le contrôle et le diagnostic et ce, en temps réel. Ce modèle se présente comme un outil d'aide à la conception de lois de commande. Les méthodes de modélisation sont nombreuses et nous avons le choix entre plusieurs voies. Nous aurions pu choisir d'utiliser directement un des codes de calcul commerciaux existant (GT-Power, Wave). Cependant, ceux-ci sont assez complexes et requièrent un coût en temps et en argent pour leur paramétrage. D'autre part, ils nécessitent des ressources conséquentes en terme de puissance de calcul. Nous aurions aussi pu nous

¹Complexe de Recherche Interprofessionnel en Aérothermochimie.

²Institut de Recherche en Systèmes Electroniques Embarqués.

orienter vers des techniques de modélisation empiriques (modèle "boîte-noire") tel que les modèles à base de réseaux de neurones. Malgré la capacité de ces modèles à appréhender la dynamique de systèmes complexes, ils restent toutefois difficiles à généraliser. Nous avons donc choisi de concevoir un modèle 0D reposant sur l'étude thermodynamique du moteur. Cette approche offre un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de simulation. De plus, le paramétrage est simplifié. Il constitue donc un intermédiaire et un support idéal pour générer des données.

Plan du mémoire

Le présent document se compose de cinq chapitres : les trois premiers concernent une étude bibliographique portant respectivement sur le fonctionnement d'un moteur à allumage par compression, sur les enjeux du contrôle moteur et un bref état de l'art consacré aux techniques de modélisation. Les deux derniers chapitres abordent la modélisation du moteur Diesel sous deux angles différents et constituent l'essentiel de la contribution de ce travail.

Chapitre 1 : Le moteur Diesel : constitution et principes fondamentaux

Le premier chapitre s'adresse en particulier aux lecteurs peu familiers du fonctionnement d'un moteur à allumage par compression et des processus physiques impliqués. Ce chapitre décrit la constitution du moteur, les indicateurs de performance ainsi que la phénoménologie de la combustion. Toutes les notions abordées seront évidemment utiles dans les chapitres suivants.

Chapitre 2 : Enjeux et fonctions du contrôle moteur

Le second chapitre est essentiellement consacré à la définition du rôle du contrôle moteur. Tout d'abord, je présente les grandes étapes dans l'évolution du moteur Diesel. A la suite de quoi, je décris les contraintes normatives en terme de rejets polluants. Puis, après avoir passé en revue les moyens d'optimisation existants, j'introduis le principe de fonctionnement et le potentiel des trois principaux actionneurs mécatroniques équipant les moteurs Diesel modernes : le système d'injection électronique, le turbocompresseur à géométrie variable et enfin la vanne de recirculation des gaz d'échappement. Les lois de commande de ces systèmes sont prépondérantes. Ce chapitre s'achève sur la description d'une méthodologie pour la mise au point d'un système de gestion du moteur

Chapitre 3 : Les modèles de moteurs adaptés à la commande et au diagnostic : bref état de l'art

Ce chapitre récapitule les différentes méthodes de modélisation des moteurs alternatifs à combustion interne, en particulier celles adaptées à la simulation et à la synthèse des lois de commande ou de diagnostic. Le sujet abordé étant interdisciplinaire, j'ai choisi de présenter deux catégories de modèle : les modèles de connaissance et les modèles empiriques issus de l'identification à partir de données expérimentales. Cette étude vise à éclaircir le sujet et à faire converger les deux communautés de chercheurs impliquées dans cette thématique : les automaticiens et les physiciens ou motoristes. Les techniques sont comparées entre elles et illustrées par des exemples issus de la littérature.

Chapitre 4 : Modélisation du moteur à allumage par compression.

Ce chapitre offre une description détaillée du simulateur d'un moteur Diesel industriel à six cylindres. Les principaux sous-modèles sont présentés successivement : cylindres, collecteurs, turbocompresseur, etc. Le modèle proposé compile des résultats de la littérature issus, en particulier, des travaux de pionniers comme Watson [194] ou Heywood [99]. Les simulations sont réalisées dans l'environnement Matlab/Simulink et le modèle est ensuite implémenté sur un ordinateur puissant. Ce chapitre se referme sur les perspectives et les pistes en cours d'étude.

Chapitre 5 : Modèle comportemental de la pression cylindre d'un moteur Diesel

Afin de trancher avec le chapitre précédent, j'ai souhaité explorer la modélisation de la pression cylindre en utilisant une méthode d'identification non-linéaire. La variable de pression cylindre est très riche en information sur la combustion et peut, entre autres, renseigner sur de nombreuses défaillances. De plus, des indicateurs de performance utiles pour le contrôle moteur en sont facilement dérivés. La volonté d'établir un modèle de type "boîte-noire" est aussi motivée par les contraintes de calcul en temps réel auxquelles le modèle de connaissance ne peut répondre. Il est en effet souhaitable de disposer d'un modèle simple, fiable et embarquable dans un calculateur de véhicule. Le choix s'est donc naturellement porté sur la méthode NARMAX qui réunit toutes ces caractéristiques. D'ailleurs, le moteur Diesel fut l'un des premiers supports d'essais pour démontrer la capacité du modèle NARMAX. Pourtant, à ce jour, aucune tentative de modéliser directement le signal de pression cylindre en se basant sur cette technique n'a été publiée. Après un bref rappel de la théorie, je présente deux exemples d'application qui, à défaut d'être directement exploitables, posent de nouveaux problèmes.

Annexes

Ce document s'accompagne de quatre appendices : dans l'annexe A sont rappelées les lois de conservation issues du premier principe de la thermodynamique ainsi que les constantes usuelles. L'annexe B présente le support expérimental sur lequel ont été réalisées les mesures nécessaires à l'établissement du modèle de connaissance présenté au chapitre 4. Au sein de cette annexe sont regroupées les principales caractéristiques du moteur d'essai, l'instrumentation disponible, celle qu'il a été nécessaire d'implanter et une brève description de la campagne de mesure. L'exploitation des données récoltées, en particulier, les méthodes de calcul de la pression moyenne indiquée et de la vitesse de dégagement de chaleur sont décrites dans l'annexe C. Ces dernières sont indispensables pour le calage du modèle empirique de combustion. Enfin, l'annexe D récapitule les coefficients des principales corrélations algébriques du modèle mathématique.

Chapitre 1

Le moteur Diesel : constitution et principes fondamentaux

Sommaire

1.1	Introduction	21
1.2	Architecture d'un moteur Diesel	21
1.3	Caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs	24
1.4	Principe de fonctionnement	26
1.5	Performances du moteur Diesel	31
1.6	Caractéristiques de la combustion dans un moteur Diesel	34
1.7	Le carburant Diesel	42

1.1 Introduction

Dans ce chapitre nous avons tenté de rassembler les connaissances de bases relatives au moteur à allumage par compression. Nous commençons par décrire brièvement la structure d'un moteur Diesel ainsi que la fonction des organes élémentaires (§ 1.2) et les principales caractéristiques géométriques (§ 1.3). Nous évoquons ensuite le cycle thermodynamique à quatre temps avant de définir les rendements des cycles théoriques et les indicateurs de performance calculés à partir des diagrammes de Clapeyron (§ 1.4 et § 1.5). Dans la section suivante, nous évoquons les aspects spécifiques de la combustion dans le moteur Diesel depuis l'approche globale jusqu'au déroulement de la réaction en passant par la formation du mélange et les rappels de cinétique chimique (§ 1.6). Ce chapitre s'achève sur la présentation des caractéristiques du combustible Diesel (§ 1.7).

Pour le motoriste ou le physicien averti des phénomènes impliqués dans un moteur à combustion interne, ce chapitre ne constitue qu'un rappel. Il s'adresse plus particulièrement à l'automaticien soucieux de se familiariser avec les bases nécessaires pour mieux appréhender le fonctionnement du moteur à allumage par compression.

1.2 Architecture d'un moteur Diesel

Il semble utile avant d'aborder le fonctionnement du moteur Diesel et les principes théoriques mis en jeu de décrire les principaux organes qui le composent. La première section de ce chapitre est consacrée à la présentation de l'architecture des moteurs Diesel fonctionnant suivant le cycle à quatre temps (§ 1.4.1) dû au français Alphonse-Eugène Beau de Rochas (1815-1893). Il existe une autre famille de moteurs Diesel, les moteurs à deux temps, dont la conception diffère des moteurs à quatre temps. Ce type de moteur, bien que performant et peu encombrant, est plus polluant ; et c'est la raison pour laquelle il a presque disparu

des véhicules de tourisme. Il n'en sera pas fait mention dans cette étude. Notons que la structure et le principe de fonctionnement des moteurs de petite cylindrée équipant les véhicules de tourisme (FIG. 1.1) sont généralisables aux moteurs de fortes puissances. Les parties essentielles du moteur à allumage par compression sont les suivantes :

Le bloc-moteur

Le *bloc-moteur* ou *carter-cylindres* est la partie la plus massive, il contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes du moteur : équipement d'injection, vilebrequin, distribution, auxiliaires électriques, ... Le bloc moteur doit être étanche et robuste afin de résister aux pressions élevées qui règnent dans les cylindres pendant la combustion.

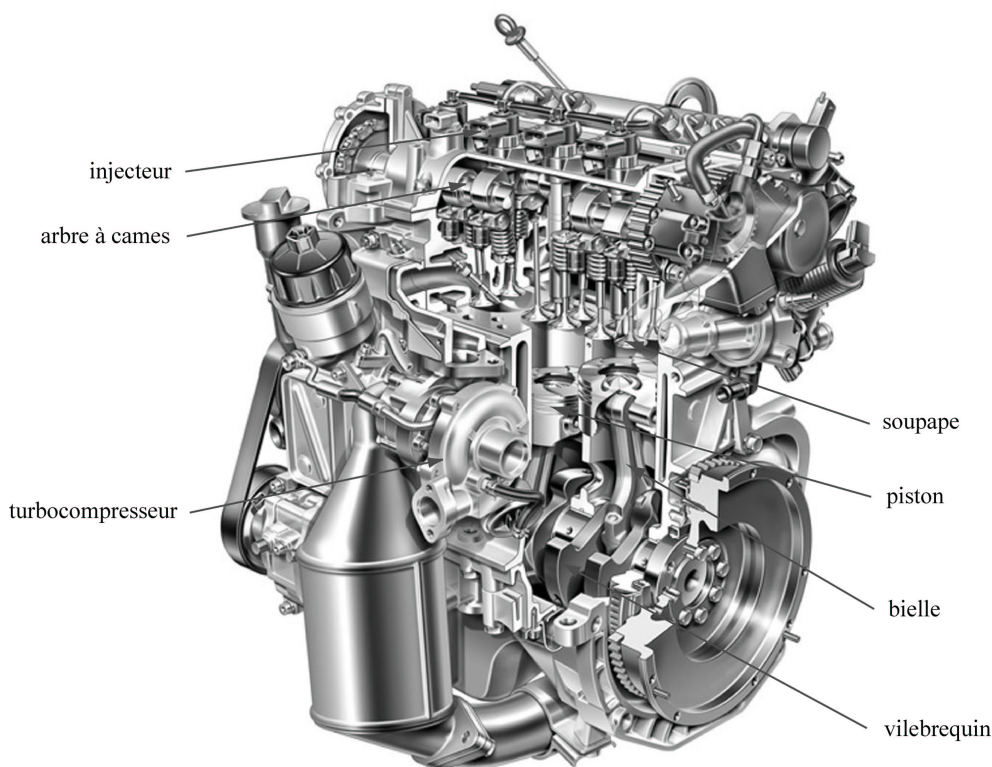


FIG. 1.1 – Moteur Diesel injection directe à quatre cylindres en ligne.

Les cylindres

Les *cylindres* sont, soit alésés directement dans le bloc moteur, soit constitués par une chemise en aluminium insérée dans l'alésage. Le nombre de cylindres peut varier selon la nature du moteur de un à douze, pour les applications liées aux transports, ou plus sur les machines fixes destinées à la production d'énergie. Les moteurs d'automobiles sont toujours polycylindriques (deux à douze cylindres), la disposition des cylindres les uns par rapport aux autres dépend de facteurs mécaniques : équilibrage, complexité, refroidissement et compacité du moteur. Les cylindres peuvent être disposés *en ligne* (côte-à-côte verticalement, c'est la configuration la plus fréquente pour les moteurs des voitures de tourisme), *à plat* (deux cylindres opposés horizontalement) ou *en V* (disposition oblique pour les gros moteurs de six à douze cylindres).

Le piston

Le *piston* est une partie mobile, il coulisse dans le cylindre selon un mouvement rectiligne de va-et-vient, avec la culasse, il délimite l'enceinte où se produit la combustion, communément appelée la

chambre de combustion. Le piston est un élément essentiel dans la chaîne motrice, sa fonction consiste à transformer la pression qui s'exerce sur son sommet lors de la combustion en effort sur la *bielle*. Des gorges dans lesquelles se logent les *segments* (trois à cinq) sont usinées autour du piston afin d'assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le *carter*. La tête du piston peut être plate ou présenter un relief (généralement concave appelé le bol). Ce relief contribue à la turbulence (ou swirl) dans le cylindre au moment de l'injection, favorisant ainsi le mélange air-carburant préalable à la combustion.

La culasse

Au sommet du bloc-moteur, la *culasse*, assure la fermeture de la chambre de combustion, elle présente de nombreux alésages dont, le logement de l'injecteur, les ports d'admission et d'échappement. La culasse supporte aussi les composants du *système de distribution* : les soupapes, les sièges de soupape, l'arbre à cames, etc.

Le dispositif de distribution

Le système de distribution gère l'admission de l'air frais dans les cylindres puis la vidange des gaz brûlés. Il est constitué d'éléments mobiles, les soupapes qui laissent entrer et sortir les gaz du cylindre par les ports d'admission et d'échappement. Au repos, elles sont maintenues fermées par des ressorts de rappel, l'ouverture est contrôlée mécaniquement par le système composé de l'*arbre à cames*, des *poussoirs* et des *culbuteurs*. L'actionnement des soupapes est aussi réalisé par des systèmes électromécaniques en cours de développement qui équiperont les moteurs sans arbre à cames dans les années à venir. L'arbre à cames est couplé au vilebrequin via une *courroie de distribution* de telle sorte que sa vitesse de rotation soit deux fois inférieure à celle du vilebrequin. Ainsi, l'ouverture et la fermeture des soupapes sont parfaitement synchronisées avec les mouvements du piston.

Le système d'injection

Le système d'injection est un organe essentiel car le moteur Diesel nécessite un dosage rigoureux du combustible. L'introduction du carburant dans le cylindre est réalisée par un ensemble comprenant une pompe qui alimente les injecteurs (un par cylindre) placés sur la culasse. La pompe d'injection garantit l'alimentation de chaque injecteur, ces derniers sont chargés de laisser entrer la quantité adéquate de carburant aux instants désirés. On distingue deux catégories de moteurs Diesel selon que les injecteurs débouchent directement dans le cylindre (injection directe) ou bien dans une chambre annexe dite chambre de précombustion (injection indirecte). Nous nous intéresserons plus particulièrement aux moteurs Diesel à injection directe, ce choix et la technologie associée seront détaillés dans une partie ultérieure (§ 2.6.1).

Le mécanisme bielle-manivelle

La majorité des moteurs à combustion interne fonctionnent suivant le principe de transformation du mouvement alternatif rectiligne du piston en mouvement circulaire de l'arbre moteur. Cette transformation est réalisée par l'intermédiaire de l'ensemble mécanique *bielle-manivelle*. Le vilebrequin est formé par l'arbre moteur et des axes excentriques (les manivelles), la bielle réalise la liaison entre la manivelle et le piston, l'effort des gaz sur ce dernier est alors transmis au vilebrequin. Cette transformation présente un inconvénient, le mouvement alternatif du piston engendre des variations de la vitesse de rotation. Pour absorber ces variations, le vilebrequin supporte à l'une de ses extrémités un *volant d'inertie*. D'autre part, l'ordonnancement des cylindres et la conception du vilebrequin sont adaptés de manière à optimiser le transfert du mouvement rectiligne en mouvement de rotation. Les critères d'optimisation sont généralement : la réduction des vibrations et la limitation des pulsations de couple sur l'arbre moteur.

Refroidissement et lubrification

Le moteur absorbe la chaleur dégagée par la combustion, une partie de celle-ci est cédée à l'atmosphère par rayonnement, mais, pour éviter une surchauffe, le moteur est muni d'un dispositif de refroidissement. La technique la plus répandue repose sur la circulation d'un liquide de refroidissement dans des "chambres à eau" usinées dans le bloc moteur autour de chaque cylindre. De l'huile prélevée dans le carter inférieur

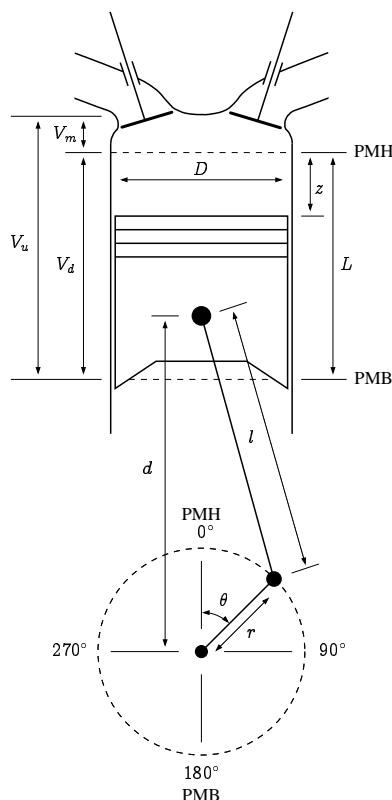


FIG. 1.2 – Représentation schématique d'un moteur à combustion interne alternatif.

du moteur est répartie grâce à une pompe vers les parties à lubrifier : vilebrequin, parois internes du cylindre, axes et paliers.

1.3 Caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs

La conception d'un moteur alternatif revêt un caractère fondamental puisque certains paramètres géométriques ont une influence prépondérante sur la plage de fonctionnement du moteur en terme de régime, de puissance, de couple et de consommation. D'autre part, la combustion dans un moteur est en partie gouvernée par des phénomènes aérodynamiques qui dépendent directement de la géométrie de la chambre de combustion.

Cette section présente les principaux éléments de géométrie et de cinématique nécessaires à la description d'un moteur alternatif (FIG. 1.2). Le diamètre D du cylindre est aussi appelé *alésage*, la puissance du moteur est liée à ce paramètre puisque qu'elle dépend de la surface du piston $\pi D^2/4$. Le déplacement du piston est borné par deux points limites : Le *point mort haut* (PMH) et le *point mort bas* (PMB). Lorsque le piston est au PMH (respectivement au PMB), alors le volume de la chambre de combustion est minimum (respectivement maximum). La *course* représente la distance L parcourue par le piston entre ces deux points de référence. Notons que le rapport entre la course et le rayon de la bielle, r , est un paramètre invariant du moteur, la relation suivante est pratiquement toujours respectée :

$$L = 2r \quad (1.1)$$

Le *volume déplacé* (ou *cylindrée unitaire*) V_d correspond au volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB :

$$V_d = L \frac{\pi D^2}{4} \quad (1.2)$$

Quand le piston est au PMH le volume de la chambre n'est pas nul, il reste un volume minimal décrit principalement par le jeu entre le piston et le sommet du cylindre, c'est le *volume mort* V_m . Le volume

mort inclut également le logement de l'injecteur et le bol usiné dans la tête du piston et éventuellement le volume de la chambre de précombustion dans le cas d'un moteur à injection indirecte. Le volume total de la chambre de combustion V_t est égal à la somme du volume déplacé V_d et du volume mort V_m :

$$V_t = V_d + V_m \quad (1.3)$$

A partir des relations précédentes, on définit le *rappport de compression volumétrique* r_c aussi appelé "taux de compression", il correspond au rapport du volume total au volume mort :

$$r_c = \frac{V_t}{V_m} = \frac{V_d + V_m}{V_m} \quad (1.4)$$

Le rapport de compression intervient dans le calcul thermodynamique du cycle moteur, en fonction de r_c , on peut connaître la pression et la température de l'air dans le cylindre en fin de compression. L'influence de ce paramètre sur les performances du moteur Diesel est déterminante, nous verrons par la suite que le rendement en dépend directement (§ 1.4.2). Typiquement pour le moteur Diesel, r_c est compris entre 10 et 25. A partir de la cylindrée unitaire et du *nombre de cylindres*, n_{cyl} , on déduit aisément la *cylindrée totale* du moteur V_c :

$$V_c = n_{cyl} V_d \quad (1.5)$$

Les deux paramètres suivants, bien que moins intuitifs que les précédents, sont tout aussi importants :

- Le *rappport course-diamètre* $\beta_{cd} = L/D$, informe sur l'encombrement en hauteur du moteur et sur la surface de transfert thermique entre les gaz et les parois du cylindre. Pour les moteurs des véhicules de tourisme, ce coefficient est généralement inférieur à l'unité ; une telle valeur garantit un bon compromis entre l'encombrement du moteur et la surface d'échange thermique.
- Le *rappport bielle-manivelle* intervient dans le calcul des efforts mécaniques appliqués à la bielle et dans la mise en équation du mouvement du piston.

$$\beta_{bm} = \frac{l}{r} \quad (1.6)$$

L'angle vilebrequin θ

Pour l'étude du fonctionnement du moteur, il est très pratique d'exprimer l'évolution des différentes variables ou la position des parties mobiles en fonction de l'angle vilebrequin, θ , plutôt qu'en fonction du temps. La relation entre l'angle vilebrequin θ , la vitesse de rotation ω et le temps s'écrit :

$$\theta = \omega t = 2\pi Nt \quad (1.7)$$

Les positions du point mort haut et du point mort bas s'expriment relativement à l'angle vilebrequin, ainsi, $\theta_{PMH} = 0^\circ V$ et $\theta_{PMB} = 180^\circ V$, où $^\circ V$ désigne le degré vilebrequin. N représente la fréquence de rotation du vilebrequin.

Position du piston dans le cylindre

La position verticale du piston dans le cylindre peut être définie par la distance d (FIG. 1.2) qui sépare l'axe du vilebrequin de l'axe du piston :

$$d = r \cos \theta + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (1.8)$$

On l'exprime aussi relativement au PMH ; ainsi, la distance z entre le PMH et le sommet du piston est donnée par :

$$z = l + r - d \quad (1.9)$$

$$= l + r(1 - \cos \theta) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (1.10)$$

Vitesse moyenne et vitesse instantanée du piston

La vitesse moyenne du piston, \bar{v}_p , et la vitesse instantanée, v_p , sont des paramètres importants étant donné que les efforts de frottement et la turbulence de l'air dans le cylindre en dépendent. Puisque que le piston parcourt deux fois la distance entre le PMH et le PMB pour une révolution du vilebrequin, la vitesse moyenne s'écrit :

$$\bar{v}_p = 2LN \quad (1.11)$$

La vitesse instantanée du piston, v_p , s'obtient par dérivation de l'expression (1.9) :

$$v_p = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dz}{d\theta} \omega \quad (1.12)$$

$$= r \sin \theta \left[1 + \frac{r \cos \theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta}} \right] \omega \quad (1.13)$$

Volume de la chambre de combustion

Lorsque le piston est au PMH, le volume de la chambre de combustion est égal au volume mort. Donc, pour tout angle vilebrequin, le volume de cette enceinte, V_{cyl} , est égal à la somme du volume mort V_m et du produit de la surface du cylindre par la distance z , soit :

$$V_{cyl} = V_m + \frac{\pi D^2}{4} z \quad (1.14)$$

1.4 Principe de fonctionnement

1.4.1 Le cycle à 4 temps

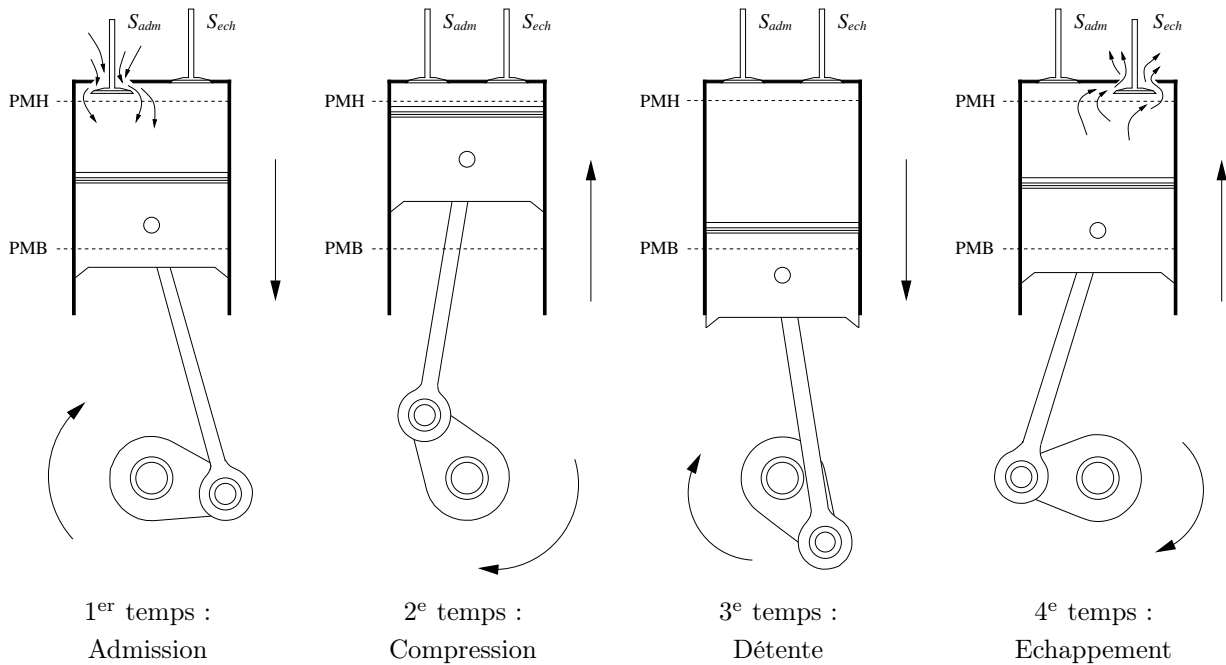


FIG. 1.3 – Décomposition du cycle à quatre temps du moteur Diesel, les positions des PMH et PMB sont indiquées par les lignes en pointillés, les soupapes d'admission et d'échappement sont respectivement désignées par S_{adm} et S_{sch} (l'injecteur n'est pas représenté).

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de *temps moteur*. Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB,

ou inversement (soit un demi tour de vilebrequin). La succession de ces temps est équivalente au *cycle moteur*, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur. On distingue deux types de moteurs, les moteurs deux temps (le cycle complet s'étend sur un tour de vilebrequin) et les moteurs dont la période correspond à quatre temps (deux tours de vilebrequin). Le cadre de l'étude se limite à l'étude du moteur Diesel fonctionnant conformément au cycle à quatre temps (FIG. 1.3). Ce séquençage des opérations a été formulé pour la première fois en 1860 par le français Alphonse-Eugène Beau de Rochas et sa première réalisation pratique en 1876 est due à l'allemand Nicolaus August Otto (1831-1891) sur un moteur à allumage commandé. Voici la description des quatre temps élémentaires dans le cas du moteur atmosphérique à allumage par compression :

1^{er} temps : Admission

Initialement, le piston se trouve au PMH, la soupape d'admission S_{adm} est ouverte et la soupape d'échappement S_{ech} est fermée. Durant sa première course du PMH vers le PMB, le piston crée une dépression. L'air frais est alors aspiré à la pression atmosphérique¹ à travers la soupape S_{adm} . La phase d'aspiration ou d'admission s'achève par la fermeture de la soupape S_{adm} lorsque le piston atteint le PMB. Chaque temps du cycle a son importance : ici, la qualité de l'admission conditionne la puissance du moteur car la quantité de combustible qui peut être brûlée est intimement liée à la charge d'air dans les cylindres.

2^e temps : Compression

Tout au long de cette étape, les deux soupapes sont fermées, le cylindre est donc hermétiquement clos. Le volume de la chambre de combustion diminue à mesure que le piston se déplace du PMB vers le PMH. L'air admis précédemment est alors comprimé, sa pression et sa température augmentent considérablement. L'élévation de la pression dans le cylindre dépend du rapport volumétrique (équation (1.4)) : en général, à l'issue de cette phase, la pression de l'air atteint de 10 à 25 fois sa valeur initiale.

3^e temps : Détente

Le combustible liquide est injecté sous forme de très fines gouttelettes lorsque le piston atteint le PMH (le carburant est parfois injecté avant le PMH, ainsi la combustion s'effectue "à cheval" entre la fin de la compression et le début de la détente). Au contact de l'air chaud comprimé, ce carburant commence à s'évaporer puis s'enflamme spontanément. La combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation de la pression des gaz dans le cylindre. Le piston, sous l'effet de cette pression, est repoussé jusqu'au PMB. C'est pendant cette phase que l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur via le piston et le système bielle-manivelle. Le troisième temps s'achève lorsque le piston atteint le PMB.

4^e temps : Echappement

Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre laissant s'échapper les gaz brûlés sous l'effet de leur pression et du déplacement du piston. Lorsque le piston se retrouve au PMH, la boucle est bouclée, et un nouveau cycle peut alors commencer. Cette étape joue un rôle primordial ; En effet, si l'expulsion des gaz brûlés est incomplète, la quantité d'air frais admissible au cycle suivant sera moindre et le mélange n'aura pas la même composition. La variation de la richesse du mélange d'un cycle à l'autre est l'une des causes de la dispersion cyclique et, par conséquent, de bruits et de vibrations indésirables.

1.4.2 Le cycle thermodynamique du moteur Diesel

Le moteur Diesel est une machine thermique au sein de laquelle l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique. La chaleur est produite par la combustion qui libère l'énergie du mélange air-carburant et le travail résulte de la détente des gaz. On représente habituellement les transformations subies par le fluide au cours des quatre temps sur un diagramme thermodynamique construit dans le plan pression-volume. On doit cette représentation à Emile Clapeyron (1799-1864) qui fut le premier à donner une interprétation graphique des travaux fondateurs de Sadi Carnot (1796-1832). L'étude du cycle thermodynamique à l'aide du diagramme de Clapeyron permet notamment le calcul des pressions et des températures atteintes lors d'un cycle ; les motoristes en usent surtout pour calculer les indicateurs de performance du moteur et, plus particulièrement, le rendement du cycle qui caractérise la qualité de conversion de l'énergie du carburant en travail. La détermination du rendement théorique, η_{th} , du moteur

¹Cette affirmation ne vaut que dans le cas idéal, nous verrons par la suite que le remplissage des cylindres n'est, en pratique, jamais optimal dans les moteurs à aspiration naturelle.

Diesel et des machines thermiques s'obtient en général en appliquant les premier et second principes de la thermodynamique. De plus, dans un moteur à combustion, la nature du fluide de travail se modifie pour passer successivement de l'air à un mélange carburé et, finalement, aux gaz brûlés qui sont évacués dans l'atmosphère; cette transformation n'est pas réversible. Pour simplifier l'analyse, on considère un cycle parfait pour lequel on adopte les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. le fluide de travail (de l'air) est assimilé à un gaz parfait, les chaleurs massiques à pression constante c_p et à volume constant c_v ont des valeurs fixes (c'est-à-dire indépendantes de la température et de la pression);
2. les transformations du cycle thermodynamique sont réversibles;
3. le fluide de travail ne subit pas de pertes de charge.

La machine thermique idéale : le cycle de Carnot

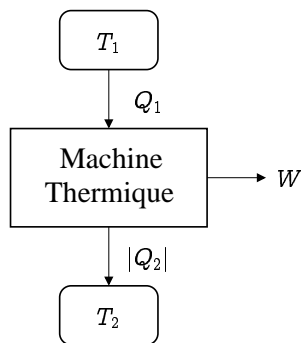


FIG. 1.4 – Machine thermique.

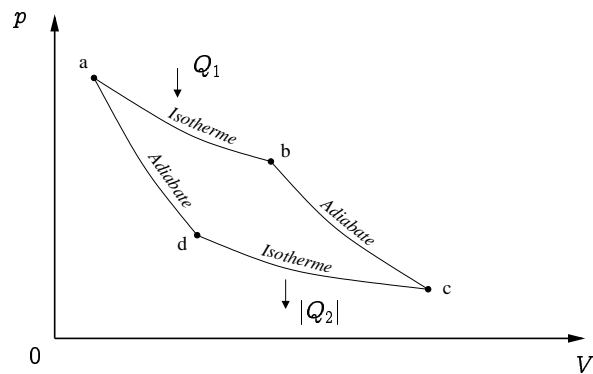


FIG. 1.5 – Cycle de Carnot.

C'est à Sadi Carnot que l'on doit la formulation des conditions idéales du fonctionnement des machines thermiques : il considéra le rendement d'une machine fonctionnant avec une source chaude à la température T_1 et une source froide à la température T_2 (FIG. 1.4). Le cycle thermodynamique idéal qu'il obtient alors (FIG. 1.5) est constitué de deux évolutions isothermes réversibles (ab et cd) et de deux évolutions adiabatiques réversibles, c'est-à-dire isentropiques, (bc et da). Une quantité de chaleur Q_1 est empruntée à la source chaude suivant l'isotherme ab et une quantité de chaleur Q_2 est cédée à la source froide suivant l'isotherme cd . Par convention, la chaleur reçue par le système est positive et celle cédée est de signe négatif, tout comme le travail produit :

$$W < 0, Q_1 > 0 \text{ et } Q_2 < 0$$

D'après le théorème de Carnot, le rendement du cycle correspond au rapport du travail effectué, W , par la quantité de chaleur reçue, soit

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_1} \quad (1.15)$$

Le travail du cycle est donné par le premier principe

$$|W| = Q_1 - |Q_2| \quad (1.16)$$

et finalement, le rendement du cycle s'écrit

$$\boxed{\eta_{th} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}} \quad (1.17)$$

Carnot, en établissant cette expression, mit en évidence la limite théorique des machines thermiques et l'importance de la différence de température entre la source chaude et la source froide. Dans son ouvrage de 1824 [35], il illustra son propos par une analogie avec une chute d'eau :

La puissance motrice d'une chute d'eau dépend de sa hauteur et de la quantité du liquide ; la puissance motrice de la chaleur dépend aussi de la quantité de calorique employé, et de ce qu'on pourrait nommer, de ce que nous appellerons en effet la hauteur de sa chute, c'est-à-dire de la différence de température des corps entre lesquels se fait l'échange du calorique.

Pour un moteur, la combustion joue le rôle de la source chaude et l'air atmosphérique celui de la source froide. Cependant, le cycle idéal défini par Carnot n'est pas réalisable compte-tenu qu'une différence suffisamment élevée entre les températures T_1 et T_2 implique des volumes importants et des pressions très élevées. Par exemple, pour $T_2 = 18^\circ\text{C}$, $T_1 = 1800^\circ\text{C}$, $p_c = 1 \text{ bar}$ et $\gamma = 1.33$, la pression p_a dépassera 2000 bar et le rapport de compression V_c/V_a sera supérieur à 400, ce qui est irréalisable dans la pratique.

Le cycle Diesel

Bien que le cycle de Carnot ne soit pas applicable aux moteurs à combustion interne, Rudolf Diesel s'en inspira et l'adapta afin de limiter la pression maximale atteinte au cours d'un cycle. Diesel a d'abord remplacé l'évolution isotherme ab (FIG. 1.5) par une isobare : l'apport de chaleur a alors lieu à pression constante. Ensuite, pour réduire le rapport de compression et du même coup la course du piston, il substitua à l'évolution cd une isochore. Les phases du cycle théorique de Diesel (FIG. 1.6) sont les suivantes :

- $0 \rightarrow 1$: admission à pression constante ;
- $1 \rightarrow 2$: compression isentropique des gaz, où r_c est le rapport de compression volumétrique ;
- $2 \rightarrow 3$: apport d'une quantité de chaleur, Q_{23} , à volume constant par combustion de la charge dans le cylindre et augmentation du volume dans un rapport $V_2/V_3 = \varepsilon$;
- $3 \rightarrow 4$: détente isentropique des gaz jusqu'au volume initial ;
- $4 \rightarrow 1$: échappement des gaz à volume constant jusqu'à retour à la pression initiale ;
- $1 \rightarrow 0$: échappement des gaz à pression constante.

D'après le premier principe de la thermodynamique, le travail produit W au cours de ce cycle est égal à la différence entre la chaleur reçue, Q_{23} , et la chaleur cédée, Q_{41} , par le fluide, soit :

$$|W| = Q_{23} - |Q_{41}| = c_p(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1) \quad (1.18)$$

Le rendement s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - |Q_{41}|}{Q_{23}} \quad (1.19)$$

Il vient alors :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.20)$$

Sachant que les évolutions $1 \rightarrow 2$ et $3 \rightarrow 4$ sont isentropiques, et que le fluide de travail est assimilé à un gaz parfait ($TV^{\gamma-1} = C^{ste}$), on pose :

$$T_2 = T_1 r_c^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} \quad (1.21)$$

De plus, en introduisant le rapport des volumes en fin et au début de la combustion, $\varepsilon = \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$, le rendement s'écrit :

$$\boxed{\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \frac{\varepsilon^\gamma - 1}{\gamma(\varepsilon - 1)}} \quad (1.22)$$

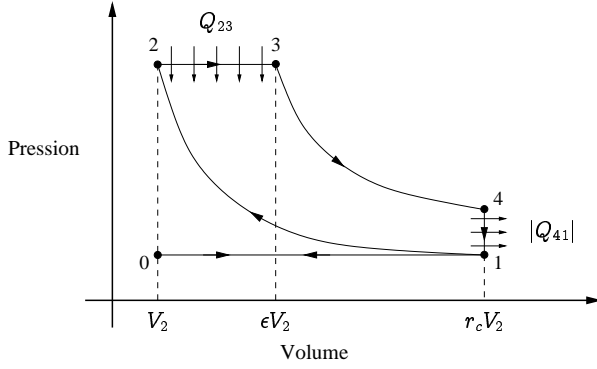


FIG. 1.6 – Diagramme de Clapeyron du cycle Diesel idéal.

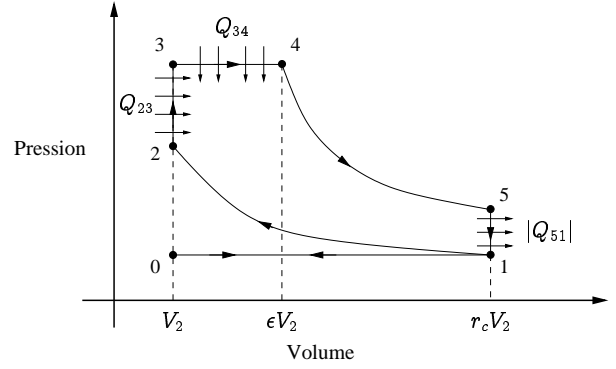


FIG. 1.7 – Diagramme de Clapeyron du cycle mixte idéal.

Le cycle mixte ou cycle à apport de chaleur à pression et volume constants

En pratique, la combustion dans le moteur à allumage par compression ne se déroule pas, comme l'a décrit Diesel, à pression constante. L'apport de chaleur se fait partiellement à volume constant et partiellement à pression constante suivant un cycle appelé *cycle mixte* ou *cycle de Sabathé*² (FIG. 1.7). En plus des paramètres caractéristiques r_c , ε et γ intervenant dans l'établissement du rendement on introduit κ , le rapport de la pression maximale p_3 à la pression en fin de compression p_2 . Le déroulement du cycle mixte est presque identique à celui du cycle Diesel, excepté l'apport de chaleur qui s'effectue en deux phases :

- 2 → 3 : dégagement d'une quantité de chaleur, Q_{23} , à volume constant et accroissement de la pression d'un rapport κ ;
- 3 → 4 : dégagement d'une quantité de chaleur, Q_{34} , à pression constante et augmentation du volume dans un rapport $V_2/V_3 = \varepsilon$.

Les quantités de chaleur fournies et cédées par le fluide s'écrivent :

$$Q_{23} = c_v(T_3 - T_2) > 0 \quad (1.23)$$

$$Q_{34} = c_p(T_4 - T_3) > 0 \quad (1.24)$$

$$Q_{51} = c_v(T_5 - T_1) < 0 \quad (1.25)$$

Le rendement en fonction des paramètres caractéristiques prend alors la forme :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{\kappa \varepsilon^\gamma - 1}{\gamma \kappa (\varepsilon - 1) + \kappa - 1} \right] \quad (1.26)$$

Remarque 1.4.1 En posant $\kappa = 1$, l'expression (1.26) correspond au rendement du cycle à apport de chaleur à pression constante (cycle de Diesel) et, pour $\varepsilon = 1$, au rendement du cycle à apport de chaleur à pression constante (cycle Otto des moteurs à allumage commandé).

Comparaison des modèles avec le cycle réel

Les expressions du rendement des cycle théoriques (1.22) et (1.26) ne sont valables que si les hypothèses simplificatrices sont respectées. Concrètement ce n'est jamais le cas, et le diagramme réel du moteur Diesel (FIG. 1.8(a)) s'écarte distinctement du diagramme théorique, principalement en raison des transformations subies par le fluide de travail qui ne sont jamais réversibles. D'autres facteurs peuvent aggraver l'écart entre cycles théorique et réel. Premièrement, le moteur est réglé de telle sorte que la

²Nom de l'ingénieur français à qui l'on doit la formulation de ce cycle : il le réalisa pratiquement vers 1909 en étageant l'injection de manière à brûler une partie du combustible à pression constante et l'autre à volume constant [47].

synchronisation des différentes phases ne correspond pas exactement au cycle à quatre temps décrit plus haut. Compte-tenu de l'inertie des gaz, l'ouverture et la fermeture des soupapes peuvent être avancées ou retardées afin d'améliorer le remplissage et la vidange du cylindre. Par exemple, si la soupape d'admission s'ouvre exactement au moment où le piston est au PMH la pression qui règne dans le cylindre s'opposera à l'entrée des gaz frais. Il semble plus judicieux de retarder son ouverture afin que le mouvement du piston crée une dépression favorable à l'entrée des gaz. D'autre part, les échanges de chaleur avec les parois de la chambre de combustion ne peuvent être négligés. Pendant la phase de détente, les parois absorbent une certaine quantité de chaleur, ce qui a pour effet de réduire le travail développé. Pendant la phase de compression, c'est l'inverse et les parois cèdent une quantité de chaleur à l'air, augmentant ainsi le travail absorbé par la compression.

Le diagramme pression-volume du cycle réel (FIG. 1.8(a)) est globalement toujours inscrit à l'intérieur du cycle théorique en raison des pertes citées précédemment. La comparaison du cycle réel avec son cycle de référence permet de localiser facilement les parties du diagramme où les pertes affectent le rendement du moteur. Cet outil facilite donc l'analyse du motoriste qui peut par la suite mettre en place des corrections adaptées.

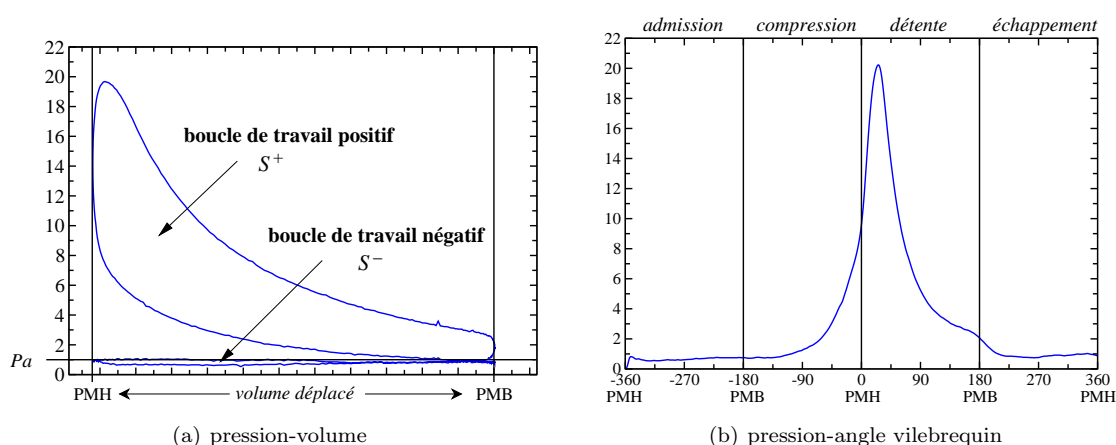


FIG. 1.8 – Diagramme pression-volume (a) et évolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin (b) d'un moteur à allumage commandé pour un cycle. Les valeurs de la pression sont indiquées en bar, P_a est la pression atmosphérique (≈ 1.013 bar).

1.5 Performances du moteur Diesel

Nous allons définir dans cette section quelques grandeurs essentielles à l'évaluation des performances d'un moteur à combustion interne, les plus importantes sont les suivantes :

1. le travail par cycle,
2. la puissance,
3. la pression moyenne,
4. la consommation spécifique,
5. le rendement.

1.5.1 Le travail par cycle

Dans un premier temps, on peut définir le *travail indiqué* comme correspondant au travail des forces de pression transmises au piston par les gaz pendant les quatre temps du cycle moteur. Si on dispose d'enregistrement de la pression cylindre p (FIG. 1.8(b)) et que l'on trace son évolution en fonction du volume V sur le diagramme de Clapeyron (FIG. 1.8(a)), le travail indiqué, W_i , est représenté par la surface

fermée du diagramme. On calcule sa valeur par intégration de la pression sur deux tours de vilebrequin :

$$W_i = \int_{\theta=0^\circ}^{720^\circ} -p \, dV \quad (1.27)$$

Ici, on considère que le travail reçu par le gaz est positif et que le travail fourni à l'extérieur est de signe opposé. Pour un moteur à quatre temps, on distingue deux boucles dans le plan pV : le travail indiqué comprend donc deux composantes distinctes. La surface de la boucle positive, S^+ , se rapporte au travail des gaz pendant les phases de compression et de détente : c'est le *travail indiqué brut* W_I . La surface de la boucle négative, S^- , correspond au travail absorbé par le remplissage et la vidange du cylindre : on l'appelle le *travail de pompage*, W_p . La relation entre le travail indiqué brut et le travail indiqué est donc :

$$W_I = W_i - |W_p| \quad (1.28)$$

On différencie le travail indiqué du *travail effectif*, W_e , disponible sur l'arbre moteur ; ce dernier est égal au travail indiqué diminué de la quantité de travail perdue par frottement W_{fr} :

$$W_e = W_i + |W_{fr}| \quad (1.29)$$

avec

$$W_{fr} = W_{fric} + W_{acc} \quad (1.30)$$

On décompose le travail de frottement en deux composantes distinctes : la première, W_{fric} , est consécutive aux frictions mécaniques entre les parties mobiles et les parties fixes du moteur (le frottement du piston sur la chemise par exemple). La seconde, W_{acc} , correspond au *travail d'entraînement des accessoires*, c'est-à-dire nécessaire à l'actionnement des organes périphériques du véhicule (pompe de carburant, alternateur, pompe de refroidissement, ventilateur, climatisation, actionneurs électromécaniques, etc.).

1.5.2 Puissance d'un moteur alternatif

La puissance d'un moteur se définit par l'énergie (en joules) que le moteur fournit par unité de temps (une seconde), son unité est le Watt. La *puissance effective* correspond à la puissance recueillie sur l'arbre moteur. Son expression est donnée par la relation fondamentale :

$$P_e = \Gamma_e \omega \quad (1.31)$$

où ω est la vitesse de rotation du moteur en rad/s et Γ_e le couple effectif en N.m mesuré à l'aide d'un dynamomètre ou d'un frein sur banc d'essai. La relation entre la puissance (unitaire) et travail par cycle est donnée par :

$$P_* = \frac{W_* N}{2} \quad (1.32)$$

On a donc :

$$P_e = \frac{W_e N}{2} \quad (1.33)$$

$$P_i = \frac{W_i N}{2} \quad (1.34)$$

La puissance perdue par frottement P_f respecte la relation :

$$P_f = |P_i| - |P_e| \quad (1.35)$$

Typiquement, la puissance (totale) des petits moteurs Diesel d'automobile est comprise entre 40 et 150 kW alors que pour les moteurs de véhicules lourds, elle varie entre 150 et 400 kW.

1.5.3 Définition des pressions moyennes

Le travail et la puissance d'un moteur dépendent de sa géométrie. Afin de comparer les performances de moteurs de cylindrées différentes les motoristes utilisent des grandeurs relatives appelées *pressions moyennes*. On les calcule en divisant le travail par le volume déplacé V_d . Une pression moyenne n'a bien évidemment pas de réalité physique puisqu'elle correspond théoriquement à la pression constante qu'il

faudrait appliquer à la surface du piston tout au long d'une course motrice afin d'obtenir le même travail que celui fourni par le moteur. Les expressions de la *pression moyenne indiquée* PMI et de la *pression moyenne effective* PME sont données par :

$$PMI = \frac{\text{travail indiqué par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_i}{V_d} \quad (1.36)$$

$$PME = \frac{\text{travail effectif par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_e}{V_d} \quad (1.37)$$

La différence entre la PMI et la PME est conséquente aux pertes par frottements ; on introduit alors la *pression moyenne de frottement* :

$$PMF = PMI - PME \quad (1.38)$$

1.5.4 La consommation spécifique

La *consommation spécifique*, CS , informe sur la capacité d'un moteur à convertir l'énergie du carburant en travail. Elle est égale à la masse de combustible consommée, \dot{m}_f , par unité de puissance :

$$CS = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (1.39)$$

La valeur de la consommation spécifique sera d'autant plus faible que le moteur exploite efficacement l'énergie du carburant. Relativement aux définitions précédentes des performances du moteur, on distingue la *consommation spécifique indiquée*, CSI , et la *consommation spécifique effective*, CSE :

$$CSI = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad (1.40)$$

$$CSE = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (1.41)$$

La consommation spécifique est une grandeur bien adaptée pour comparer entre eux des moteurs qui sont, soit de cylindrées différentes, soit qui n'utilisent pas le même combustible. Précisons toutefois qu'elle évolue avec le régime moteur et la charge appliquée.

1.5.5 Le rendement du moteur

Comme toutes les machines, en particulier les machines thermiques, le moteur Diesel ne restitue pas intégralement en travail mécanique l'énergie fournie par le carburant. En premier lieu, le moteur ne fonctionne pas suivant le cycle thermodynamique théorique. De plus, une partie de l'énergie chimique disponible est perdue par frottement des ensembles mécaniques alors qu'une autre partie de cette énergie est perdue par dissipation thermique (liquide de refroidissement, huile, gaz d'échappement). La chaîne du rendement (FIG. 1.9) est donc la suivante :

1. **Le rendement global** : on l'appelle aussi le *rendement effectif* η_e : il inclut toutes les pertes, qu'elles soient d'origine mécanique ou thermique. Il est égal au rapport du travail mécanique effectif, W_e , sur la quantité de chaleur, Q_{comb} , susceptible d'être générée par la combustion complète du carburant introduit dans le cylindre :

$$\eta_e = \frac{|W_e|}{Q_{comb}} \quad (1.42)$$

Si m_f est la masse de combustible injectée pour un cycle et PCI le pouvoir calorifique du combustible (§ 1.7.2), alors la quantité de chaleur, Q_{comb} , est donnée par la relation :

$$Q_{comb} = m_f PCI \quad (1.43)$$

2. **Le rendement mécanique** : c'est le rapport entre le travail disponible sur le vilebrequin W_e et le travail indiqué des gaz sur le piston W_i :

$$\eta_{mec} = \frac{W_e}{W_i} \quad (1.44)$$

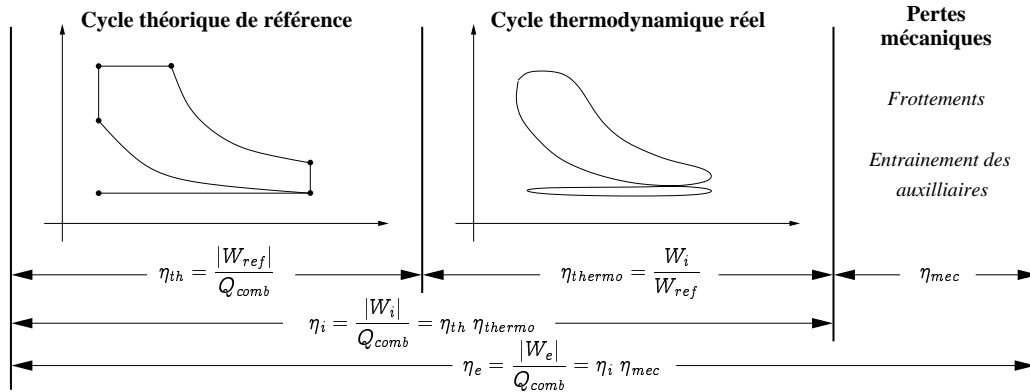


FIG. 1.9 – Représentation de la chaîne du rendement du moteur à combustion interne.

3. **Le rendement indiqué** : Afin de comparer les performances de moteurs différents il est utile d'isoler les pertes d'origines mécaniques. Ce qui mène à définir le rendement indiqué, η_i , qui renseigne uniquement sur la qualité de conversion du carburant. Son expression est donnée par le rapport du travail indiqué et de l'énergie chimique introduite dans le moteur :

$$\eta_i = \frac{\text{travail indiqué}}{\text{énergie chimique}} = \frac{|W_i|}{Q_{comb}} \quad (1.45)$$

4. **Le rendement théorique** : c'est le rendement du cycle thermodynamique idéal. Il caractérise la différence entre l'énergie introduite, Q_{comb} , et le travail du cycle thermodynamique de référence, W_{ref} .

$$\eta_{th} = \frac{|W_{ref}|}{Q_{comb}} \quad (1.46)$$

Les expressions algébriques de ce rendement ont été démontrées pour le cycle Diesel (relation (1.22)) et le cycle de Sabathé (relation (1.26)).

5. **Le rendement thermodynamique** : Nous avons vu précédemment que la transformation thermodynamique subie par le fluide de travail dans le moteur ne suit pas exactement le cycle théorique. La surface représentative de l'énergie du cycle réel est inférieure à celle du cycle idéal (Diesel ou Sabathé). Le *rendement thermodynamique* (on l'appelle aussi *rendement de cycle* ou *rendement de diagramme*), η_{thermo} , traduit l'écart entre le cycle réel et son cycle de référence. Il est égal au rapport du travail indiqué, W_i , sur le travail théorique :

$$\eta_{thermo} = \frac{W_i}{W_{ref}} \quad (1.47)$$

1.6 Caractéristiques de la combustion dans un moteur Diesel

La combustion est à l'origine de la force motrice d'un moteur, c'est à travers elle que l'énergie contenue dans le carburant se libère. Les performances d'un moteur à combustion interne dépendent intrinsèquement de la capacité à générer cette réaction au bon moment et dans les meilleures conditions ; puis de canaliser la puissance qui en dérive. La caractéristique principale de la combustion dans un moteur à allumage par compression, ce qui fait aussi l'originalité du brevet de Rudolf Diesel, réside en l'introduction du carburant à l'état liquide dans le cylindre empli d'air chaud fortement comprimé. Selon ce mode opératoire, la combustion revêt un caractère assez complexe. Pour extraire les principaux mécanismes qui la contrôlent, la définition phénoménologique proposée par de Sctete est un point de départ adéquat [49] :

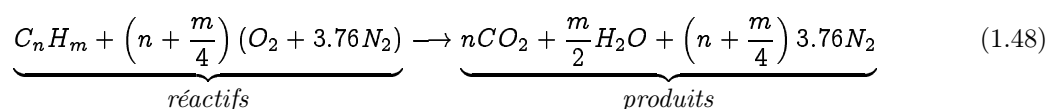
On peut définir la combustion comme étant un ensemble de réactions chimiques, généralement de type bien spécifique, constituant globalement une oxydation et donc (fortement) exothermique pouvant

entrer en interaction avec certains phénomènes physiques, se manifestant ainsi comme des phénomènes mixtes ou régimes de combustion.

Dans cette section, sont présentées quelques notions indispensables pour étayer cette définition générale (richesse, limite d'inflammabilité, aspect thermodynamique et cinétique de la combustion et auto-inflammation) et disposer d'une description du déroulement de la réaction au cours d'un cycle moteur.

1.6.1 Approche globale de la combustion

Une réaction complète de combustion est représentée par une équation chimique ou *équation de combustion*. Celle-ci traduit la relation entre la composition des *réactifs* présents dans le cylindre et celle des *produits* formés à l'issue de la combustion. L'équation chimique comporte deux membres, les réactifs sont placés dans le membre de gauche et les produits dans le membre de droite, elle respecte le principe de conservation de la masse de chaque molécule. Par exemple, la réaction globale de combustion d'un hydrocarbure C_nH_m avec une quantité stœchiométrique³ d'air obéit à l'équation :



La relation (1.48) ne reflète pas exactement la combustion d'un carburant dans l'air. Premièrement, tous les gaz qui composent l'air atmosphérique ne sont pas pris en compte (H_2O , CO_2 , gaz rares). Deuxièmement, le combustible est représenté par une formule unique alors que sa formule réelle est plus complexe. A l'issue de cette réaction, l'hydrogène s'est combiné à l'oxygène pour former de l'eau (sous forme de vapeur) et l'oxydation du carbone a produit du dioxyde de carbone ; en revanche, l'azote n'a pas subi de transformations.

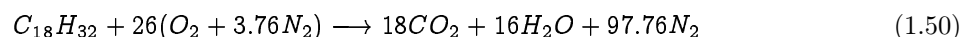
Le *rapport stœchiométrique*, Φ_s , correspondant au rapport massique air-carburant dans les conditions d'équilibre chimique, est calculé à partir des masses molaires de chaque élément :

$$M_{O_2} = 32 \text{ g/mol} \quad M_{N_2} = 28.16 \text{ g/mol} \quad M_H = 1.008 \text{ g/mol} \quad M_C = 12.011 \text{ g/mol}$$

Il dépend uniquement de la composition du carburant (c'est-à-dire de la teneur massique en carbone et en hydrogène) :

$$\Phi_s = \frac{\left(n + \frac{m}{4}\right) \times (32 + 3.76 \times 28.16)}{12.011 \times n + 1.008 \times m} \quad (1.49)$$

Exemple 1.6.1 Pour un gazole "moyen" assimilé à un hydrocarbure pur de formule $C_{18}H_{32}$ l'équation (1.48) s'écrit :



Le rapport stœchiométrique associé cette réaction est :

$$\Phi_s = \frac{26 \times (32 + 3.76 \times 28.16)}{12.011 \times 18 + 1.008 \times 32} = \frac{3584.92}{248.454} = \underline{14.43}$$

Donc la combustion complète d'une unité de masse de ce gazole nécessite 14.43 unités de masse d'air.

1.6.2 Caractérisation d'un mélange carburé

Dans une réaction de combustion, la proportion de combustible par rapport au comburant joue un rôle considérable : elle influence notamment le rendement du moteur et la nature des produits de combustion, d'où la nécessité de définir des indicateurs cohérents.

³La quantité d'air du mélange est exactement suffisante pour oxyder (c'est-à-dire brûler) entièrement le combustible.

Rapports air-carburant et carburant-air

Considérons un mélange carburé de masse $m = m_f + m_{air}$ où m_f et m_{air} correspondent respectivement aux masses de carburant et d'air. La caractéristique la plus basique de ce mélange est le rapport air-carburant ou son inverse, le rapport carburant-air ; on note :

$$\text{rapport air-carburant } \left(\frac{m_{air}}{m_f} \right) = \frac{(\text{masse d'air})}{(\text{masse de combustible})} \quad (1.51)$$

et

$$\text{rapport carburant-air } \left(\frac{m_f}{m_{air}} \right) = \frac{(\text{masse de combustible})}{(\text{masse d'air})} \quad (1.52)$$

Richesse du mélange

Les relations (1.51) et (1.52) sont valables pour tous types de combustible mais elles ne tiennent pas compte de la composition de ceux-ci. Or la relation (1.49) indique clairement l'importance de la nature du combustible sur le rapport carburant-comburant à la stœchiométrie. Pour une meilleure caractérisation du mélange carburé, on introduit une variable sans dimension : la *richesse* qui est définie par le rapport carburant-comburant réel relatif au rapport stœchiométrique Φ_s . Ainsi, la richesse, ϕ , quantifie l'écart entre le mélange contenu dans le cylindre et celui qui mènerait à une oxydation complète. La richesse est donnée par la relation :

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_f}{m_{air}} \right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{m_f}{m_{air}} \right)_{\text{stœchiométrie}}} = \frac{1}{\Phi_s} \left(\frac{m_f}{m_{air}} \right)_{\text{réel}} \quad (1.53)$$

On rencontre parfois dans la littérature l'inverse de la richesse ϕ ; c'est le coefficient d'excès d'air λ :

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{\left(\frac{m_{air}}{m_f} \right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{m_{air}}{m_f} \right)_{\text{stœchiométrie}}} \quad (1.54)$$

Les moteurs à combustion interne ne fonctionnent pas toujours dans les conditions de la stœchiométrie ($\phi = \lambda = 1$). Le mélange est alors qualifié de :

- *mélange pauvre* pour une carence en carburant ($\phi < 1$ et $\lambda > 1$) ;
- *mélange riche* en cas d'excès de carburant ($\phi > 1$ et $\lambda < 1$).

Pour un moteur à allumage commandé la richesse idéale avoisine généralement la valeur stœchiométrique, dans le cas des moteurs à allumage par compression, le mélange est toujours excédentaire en air (mélange pauvre).

Limites d'inflammabilité

L'inflammation du carburant ainsi que la propagation de la flamme au travers de la chambre de combustion ne sont possibles que sous certaines conditions. Une condition nécessaire (mais non suffisante) est liée à la concentration de combustible dans le cylindre : si le mélange est trop dilué, ou à l'opposé, s'il est saturé en carburant, la combustion ne peut avoir lieu. D'où l'existence d'une *plage d'inflammabilité* (FIG. 1.10) bornée par deux valeurs extrêmes, la *limite supérieure d'inflammabilité* L_{sup} et la *limite inférieure d'inflammabilité* L_{inf} , exprimées en pourcentage (de carburant) du volume global. Ces limites sont associées à ϕ_{inf} et ϕ_{sup} , respectivement équivalentes à la richesse critique supérieure et inférieure de non combustion. Elles se situent de part et d'autre de la stœchiométrie. Les limites d'inflammabilité varient selon la nature du combustible contenu dans le mélange et des conditions de pression et de température dans lesquelles il se trouve. A titre d'exemple, un mélange air-méthane à pression et température atmosphérique peut s'enflammer si la proportion de méthane varie entre cinq et quinze pour cent du volume total [48].

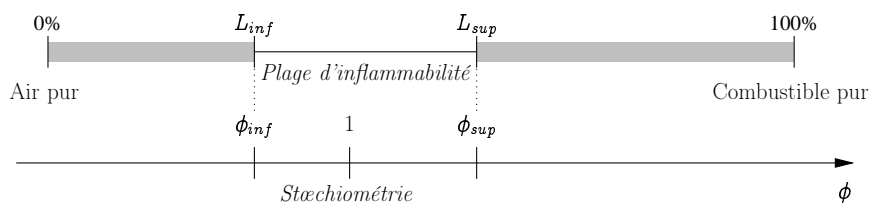


FIG. 1.10 – Représentation de la plage d'inflammabilité en fonction de la concentration de combustible (haut) et de la richesse du mélange (bas) à température et pression fixes.

1.6.3 Le mélange air-carburant dans un moteur à injection directe

Dans un moteur Diesel à injection directe, le gazole est injecté à haute pression dans le cylindre sous forme d'un jet liquide. Quand le jet entre en contact avec l'air sous pression, il est freiné brutalement et sa vitesse peut chuter de 300 m/s à 20 m/s [34]. Les observations réalisées sur des bancs expérimentaux équipés de capteurs optiques montrent que le carburant liquide s'atomise pour donner naissance à un spray de fines gouttelettes. La qualité de l'atomisation est liée non seulement à la décélération mais aussi au diamètre de l'orifice de l'injecteur : plus il est étroit, plus la taille des gouttes est faible. Ensuite, les gouttelettes de gazole se réchauffent par convection forcée et s'évaporent. Le jet Diesel présente alors les caractéristiques d'un jet diphasique instationnaire et turbulent : il est composé de zones de combustible dans des états physiques différents (liquide, gouttelettes de densité variable et vapeur). Ces zones ont une répartition non homogène dans l'espace et évoluent dans le temps. Le spray est aussi hétérogène au regard de la température du fait de la présence des parois. La description du jet est donc extrêmement ardue puisque son évolution physique est gouvernée par l'aérodynamique interne (le "swirl", mouvement de l'air lié à la géométrie de la chambre de combustion et à la conception de la volute d'admission) et les paramètres de l'injection (durée, pression, taille de l'orifice). On fait généralement l'hypothèse que le spray se développe sous la forme d'un cône [99, 84, 85] (FIG. 1.11), la zone centrale liquide étant enveloppée par des couches de caractéristiques différentes. Dans la couche la plus proche du jet central, le mélange est hétérogène, il s'apparente à un brouillard dense de très fines gouttelettes non encore évaporées. À la périphérie, la vapeur de combustible se mélange avec l'air pour former des couches homogènes dont la distribution de richesse varie de l'infini (gazole liquide), à proximité des régions hétérogènes, à zéro (air pur) à la limite extérieure du cône.

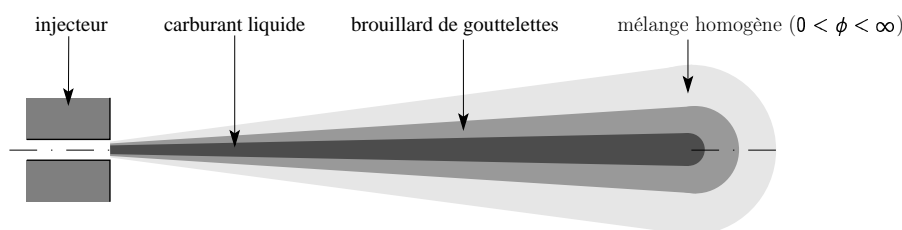


FIG. 1.11 – Représentation simplifiée d'un jet de gazole.

Remarque 1.6.1 La notion de richesse est valable uniquement quand le mélange est homogène (c'est-à-dire que les réactifs sont à l'état gazeux); or l'hétérogénéité du mélange liée au mode d'injection ne permet pas de l'employer au sens strict. Elle peut cependant caractériser certaines régions du cylindre où le mélange est homogène. Toutefois, pour désigner le mélange contenu dans le cylindre d'un moteur Diesel à injection directe, il est préférable de faire mention de la **richesse globale**. On admet par ailleurs que le moteur à allumage par compression fonctionne à richesse globale variable.

1.6.4 Aspect cinétique de la combustion

L'équation de combustion (1.48) donne un bilan de matière entre les réactifs et les produits, mais elle ne retranscrit pas le mécanisme réel de la transformation car l'oxydation des produits ne se déroule pas en un seul "mouvement". Si c'était le cas, lors de la réaction (1.50), la molécule d'hydrocarbure aurait rencontré simultanément 26 molécules d'air ; or la probabilité d'une telle collision est quasiment nulle. En réalité, cette réaction passe par des centaines d'étapes intermédiaires ou *réactions élémentaires* qui s'enchaînent jusqu'à l'épuisement complet des réactifs. La combustion simple de l'hydrogène dans l'oxygène fait appel à 17 étapes élémentaires [38]. Dans le cas de la réaction méthane-oxygène, plus de 150 réactions réversibles ont été identifiées [49], soit 300 au total. Pour des hydrocarbures plus complexes le nombre de réactions élémentaires augmente considérablement.

Les réactions élémentaires d'un processus de combustion ne mettent en jeu que deux (ou trois) partenaires parmi lesquels se trouvent des molécules de carburant, de comburant ou de produits intermédiaires mais aussi des éléments indispensables, les *radicaux libres*. Un radical libre est un atome ou une combinaison d'atomes qui possède un (au plus deux ou trois) électron de valence non-apparié. Les radicaux s'engagent facilement dans des réactions avec les molécules de co-réactants pour produire de nouveaux radicaux qui, à leur tour, vont participer à ce processus. L'oxydation complète des produits passe donc par des réactions en chaîne qui, selon la nature de leur contribution à la réaction globale, se classent parmi l'une des quatre catégories (TAB. 1.1) ci-dessous :

1. Les réactions d'*initiation* qui produisent les premiers radicaux libres nécessaires à la propagation de la chaîne. L'énergie d'activation de ces réactions est très élevée. Elle doit être suffisante pour rompre les liaisons covalentes des molécules initialement présentes dans le cylindre.
2. Les réactions de *propagation* qui sont les seules responsables de la transformation des réactifs (gazole et air) en produits. La propagation se caractérise par une variance radicalaire nulle et compte au minimum deux étapes, mais elle peut théoriquement se poursuivre à l'infini. Elle s'achève avec la reformation du radical propagateur R_x (TAB. 1.1).
3. Les réactions de *ramification* qui prennent le relais de l'initiation lorsque la concentration de radicaux libres est suffisante. La ramification assure la multiplication de ces derniers, elle résulte de la collision entre un co-réactant et un radical (ramification directe) ou un produit intermédiaire de combustion (ramification indirecte).
4. Les réactions de *rupture* sont responsables de la disparition des radicaux libres et interviennent soit en phase homogène, soit en phase hétérogène. Dans le premier cas de figure, les radicaux se recombinent pour former un produit stable, la seconde cause de disparition étant due à l'interaction avec les parois du cylindre dont le matériau comporte des valences libres qui peuvent capter les radicaux.

1.6.5 Auto-inflammation du carburant

Description

La combustion d'un mélange homogène air-combustible peut emprunter deux voies différentes. La vitesse de transformation des réactifs en produits peut être très faible. Dans ce cas, on parle d'oxydation lente (la combustion de l'air dans les poumons est assimilée à une oxydation lente). Si au contraire, la transformation des réactifs est quasi instantanée ce qui est le cas dans les moteurs thermiques, la réaction s'apparente alors à une combustion vive. Dans un moteur Diesel, le carburant s'enflamme spontanément par *auto-inflammation*, du point de vue de la cinétique, ce phénomène est associé à l'emballement de la réaction chimique. L'auto-inflammation est la manifestation du passage d'une vitesse de transformation lente des réactifs à une vitesse de transformation extrêmement rapide. Ce mode de déclenchement de la combustion est une particularité du moteur diesel qui n'est pas doté d'un dispositif d'allumage comme c'est le cas pour les moteurs à essence (bougie électrique). L'auto-inflammation est donc un phénomène primordial puisque c'est par lui que naît la combustion.

Réaction	Equation	Variance radicalaire
initiation	$A(\text{ou } B) + M \longrightarrow 2R + M$	$\Delta_R = +2$
propagation	$A + R_x \longrightarrow C + R_y$ $B + R_y \longrightarrow D + R_x$	$\Delta_R = 0$
ramification directe	$R + A(\text{ou } B) + M \longrightarrow 3R$	$\Delta_R = +2$
ramification indirecte	$A(\text{ou } B) + E \longrightarrow 2R$	$\Delta_R = +2$
rupture	$R_x + R_y + M \longrightarrow \underbrace{R_x R_y}_{\text{stable}} + M$	$\Delta_R = -2$
rupture sur paroi	$R + \text{paroi} \longrightarrow \text{produits stables}$	$\Delta_R = -2$

TAB. 1.1 – Classement et description des différentes réactions en chaîne radicalaire. Les lettres A et B désignent les réactifs, C et D les produits (l'équation de combustion à la stœchiométrie (1.48) s'écrit alors $A + B \longrightarrow C + D$). R_x et R_y sont des radicaux et R représente un radical non spécifié. E est une molécule intermédiaire et M une espèce chimique quelconque (molécule ou radical).

Conditions de l'auto-inflammation

L'auto-inflammation apparaît dans une zone localisée du cylindre où toutes les conditions sont réunies pour que les processus chimiques se mettent en place : d'abord la pression doit être suffisamment élevée et ensuite, la température du mélange doit être supérieure à la température minimale d'inflammation T_{min} . D'autre part, la richesse du mélange ϕ doit être comprise dans la la plage d'inflammabilité ($\phi_{inf} < \phi < \phi_{sup}$). Des expériences menées sur des machines à compression rapide [49] ont permis d'établir la courbe frontière entre le domaine où l'auto-inflammation peut advenir et celui favorable aux oxydations lentes (FIG. 1.12). Peu de temps après l'injection du carburant, une ou plusieurs régions du cylindre rassemblent les caractéristiques précédentes. C'est dans ces régions que les premiers radicaux libres font leur apparition. Initialement, la combustion vive et l'oxydation lente ne se distinguent pas l'une de l'autre, mais dans le cylindre d'un moteur Diesel, le nombre de radicaux atteint rapidement une concentration ne correspondant plus à un équilibre. Dès que la concentration dépasse un seuil critique (FIG. 1.13) la réaction devient irréversible : c'est l'auto-inflammation. Bien que ce mécanisme soit connu, il est en revanche pratiquement impossible de connaître à l'avance la zone exacte du cylindre où elle va se produire.

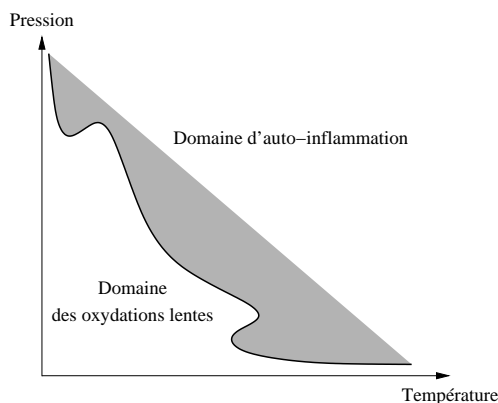


FIG. 1.12 – Représentation des domaines d'oxydation d'un mélange stœchiométrique d'hydrocarbure et d'air en fonction de la pression et de la température.

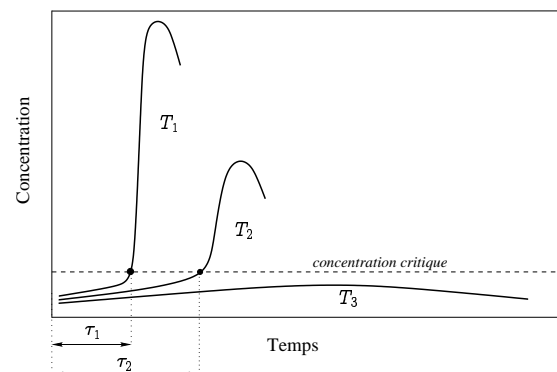


FIG. 1.13 – Evolution de la concentration de radicaux libres en fonction du temps pour différentes températures, avec $T_1 > T_2 > T_{min} > T_3$. τ_1 et τ_2 sont les délais d'auto-inflammation.

Le délai d'auto-inflammation

Le *délai d'auto-inflammation* correspond au temps séparant la levée de l'aiguille de l'injecteur (c'est-à-dire de l'injection des premières gouttelettes de gazole) et le début de la combustion, il s'exprime en millisecondes ou en degrés de rotation vilebrequin ($^{\circ}V$). Le phénomène d'auto-inflammation englobe deux délais, le premier s'apparente à un temps physique et le second à un temps chimique. Il n'y a pas véritablement de séparation entre ces deux composantes car les processus d'ordre physique et chimique ne sont pas consécutifs, ils se déroulent en parallèle et s'influencent l'un l'autre :

- *Le délai physique* correspond au temps qui s'écoule entre l'introduction du gazole et l'instant où il existe localement une région du cylindre au sein de laquelle le mélange est propice à l'auto-inflammation. Les principaux phénomènes intervenant pendant ce délai sont : l'atomisation du carburant, la vaporisation et le mélange en phase homogène du carburant avec l'air.
- *Le délai chimique* intervient quand un mélange homogène air-carburant est formé. Il représente le laps de temps entre le moment où les réactifs sont en phase gazeuse et l'instant d'initiation de la combustion.

Expression numérique du délai d'auto-inflammation

La plupart du temps le délai d'auto-inflammation s'exprime par une équation de corrélation sous forme de loi d'Arrhenius :

$$\tau_{ai} = Ap^{-n} \exp\left(\frac{E_A}{RT}\right) \quad (1.55)$$

où τ_{ai} est le délai d'auto-inflammation (en seconde mais on l'exprime fréquemment en degrés de rotation vilebrequin ($^{\circ}V$)), T la température moyenne de la réaction et p la pression. E_A est l'énergie d'activation nécessaire à l'initiation du processus cinétique et R la constante molaire des gaz parfaits. A et n sont des constantes positives déterminées expérimentalement sur des machines à compression rapide [48]. L'expression (1.55) ne reflète pas exactement le délai d'auto-inflammation dans le moteur Diesel puisque les essais sont réalisés pour des mélanges homogènes. Par conséquent, elle ne tient pas compte de tous les phénomènes physiques qui participent à la réaction complète [169]. L'équation du délai peut néanmoins s'étendre à la combustion dans le moteur Diesel ; dans ce cas, les constantes A et n sont relatives à la fois aux mécanismes physiques et chimiques. Cette approximation induit un facteur d'erreur plus important.

1.6.6 Déroulement de la combustion

Le mode d'introduction du combustible et d'allumage provoque une combustion différente de celle qui intervient dans un mélange homogène. Dans un moteur à essence par exemple, la combustion est initiée par l'étincelle électrique de la bougie, la flamme naît et se propage dans un mélange homogène de carburant et d'air. La combustion propre au moteur à allumage par compression se développe à travers quatre étapes distinctes identifiables grâce à l'étude de la pression cylindre p (FIG. 1.15). Une autre méthode d'analyse de la progression de la réaction consiste à calculer la vitesse de transformation de l'énergie chimique du carburant ou *vitesse de dégagement de chaleur* (FIG. 1.14). Elle s'obtient en appliquant le premier principe de la thermodynamique et la loi des gaz parfaits, il vient alors [99] :

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (1.56)$$

avec :

- \dot{Q} la vitesse de dégagement de chaleur ;
- γ le rapport des chaleurs spécifiques $\frac{c_p}{c_v}$ (ou rapport isentropique) ;
- V le volume de la chambre de combustion ;
- et p la pression cylindre.

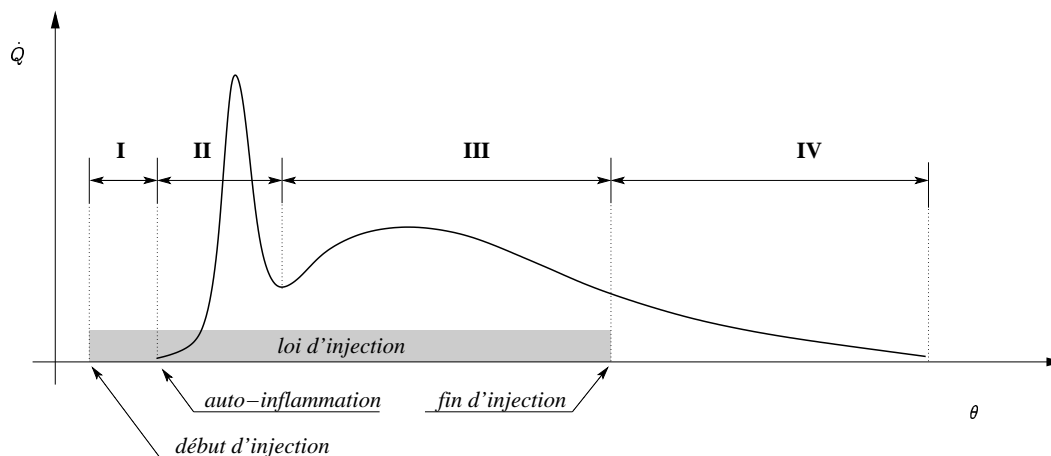


FIG. 1.14 – Evolution de la vitesse de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin θ dans un moteur Diesel à injection directe [99].

Etape I : délai d'auto-inflammation

Nous l'avons vu précédemment, cette étape intervient dans l'intervalle qui sépare l'injection du carburant et le début de la combustion. Elle correspond à un temps de préparation du mélange. Le point de départ de cette phase est facilement repérable. Cependant, l'auto-inflammation du carburant qui marque son achèvement est plus délicate à détecter. Deux méthodes sont mises en œuvre à cet effet, la première reposant sur l'analyse de la pression instantanée dans la chambre de combustion. L'inflammation du carburant se distingue par une rupture de pente dans l'évolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin (FIG. 1.15). Cette méthode simple peut être imprécise si la combustion démarre progressivement. Une autre technique consiste à observer les phénomènes lumineux (chimiluminescence) à l'intérieur du cylindre. Le début de la réaction est marqué par l'apparition d'espèces chimiques, les radicaux ayant la propriété d'émettre de la lumière, notamment le radical hydroxyle OH [8]. La précision d'une telle méthode est évidemment bien meilleure que la simple observation de la pression cylindre mais elle exige un matériel sophistiqué (capteur optique, spectromètre, caméra CCD).

Etape II : phase de combustion rapide

La combustion démarre dans une zone du cylindre où le carburant injecté pendant le délai d'auto-inflammation a eu le temps de se mélanger avec l'air. La flamme qui en résulte est appelée *flamme de prémélange*. Elle se propage extrêmement rapidement sur tout le volume du cylindre où le mélange est homogène. Pendant cette phase, la vitesse de libération de l'énergie chimique est très importante et on observe un fort gradient de pression (4 à 5 bar/°V). Cette étape s'étale sur la brève période angulaire (quelques degrés vilebrequin) qui sépare l'auto-inflammation de l'instant où la pression atteint sa valeur maximale.

Etape III : combustion turbulente

Dès que le mélange homogène est totalement consommé, la vitesse de transformation des réactifs décroît en raison du temps nécessaire à l'apparition de zones propices à la propagation de la flamme (atomisation, vaporisation). Le régime de combustion se modifie, la flamme de prémélange laisse la place à une *flamme de diffusion*. La vitesse de libération d'énergie dépend alors de la diffusion entre les réactifs. La combustion est essentiellement gouvernée par la loi de débit de l'injecteur, et par les phénomènes aérodynamiques. On considère que la fermeture de l'injecteur marque la fin de cette étape.

Etape IV : combustion tardive

La combustion tardive met en jeu le combustible qui ne s'est pas encore mélangé avec l'air. Durant cette période, la vitesse de libération d'énergie est tributaire de la rencontre de l'air et du carburant. La combustion du carburant non encore utilisé dépend uniquement du brassage des gaz dans le cylindre, c'est pourquoi l'aérodynamique joue un rôle décisif au cours de ce dernier épisode de la réaction.

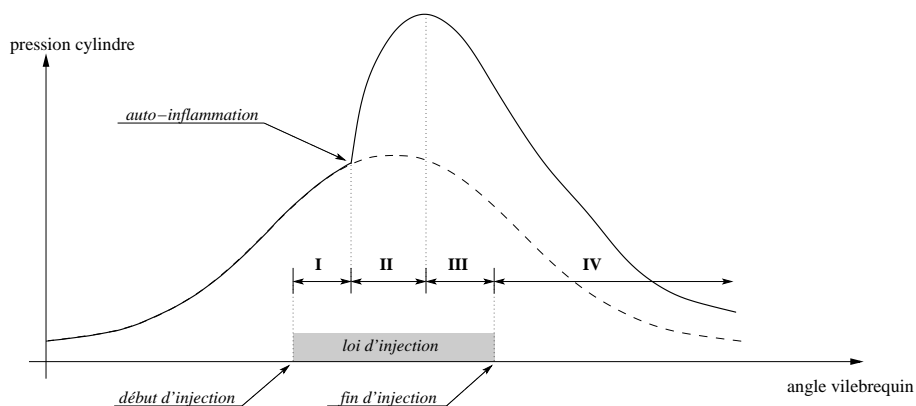


FIG. 1.15 – Evolution de la pression en fonction de l'angle vilebrequin pour un cycle de fonctionnement du moteur. La courbe en pointillés représente la pression cylindre d'un cycle entraîné, c'est-à-dire durant lequel il n'y a pas de combustion.

1.7 Le carburant Diesel

Le moteur Diesel est alimenté, comme la majorité des moteurs à combustion interne, avec un combustible liquide⁴ : *le gazole*. Le gazole est un hydrocarbure (FIG. 1.17) issu du raffinage du pétrole, il se compose majoritairement d'atomes de carbone et d'hydrogène et contient d'autres éléments en de très faibles quantités : soufre, azote et métaux lourds. Il existe trois grandes familles d'hydrocarbures : les *hydrocarbures saturés*, les *hydrocarbures insaturés* et les *hydrocarbures aromatiques*. La classification dépend de la nature des liaisons (simples, doubles ou cycliques) entre les molécules de carbone. Chaque famille possède des caractéristiques bien distinctes selon le type d'enchaînement carboné.

La production de carburant à partir du pétrole brut met en œuvre des procédés de *séparation* et de *transformation*. La *distillation primaire* (ou *distillation sous pression atmosphérique*) est une technique de séparation qui consiste à chauffer le pétrole dans des *colonnes à plateaux* : sous l'effet de la température, les produits se séparent sur les différents plateaux de la tour, puis sont soutirés latéralement (FIG. 1.16). Les hydrocarbures légers (dont la température d'ébullition est la plus faible) se condensent dans la partie haute de la colonne, pour les fractions lourdes c'est l'inverse. Avant les années 1970, le gazole obtenu

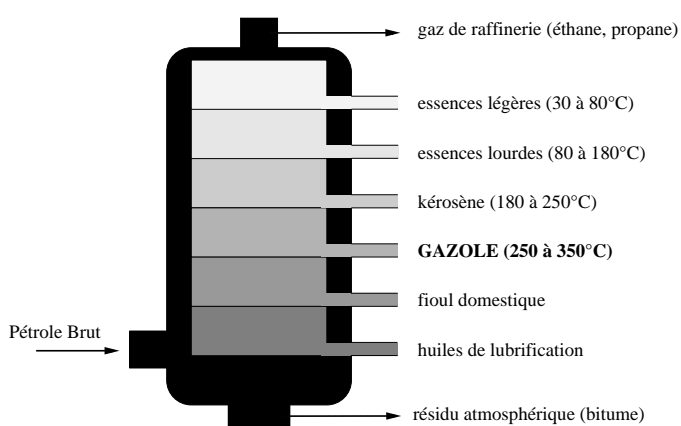


FIG. 1.16 – Schéma de principe de la distillation sous pression atmosphérique, les températures de distillation [71] sont indiquées entre parenthèses.

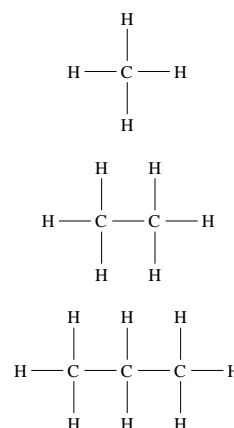


FIG. 1.17 – Hydrocarbures légers de la famille des alcanes (formule $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$). De haut en bas, méthane, éthane et propane.

⁴Le moteur Diesel peut aussi fonctionner avec des combustibles gazeux (gaz naturel par exemple). Rudolph Diesel lui-même fit des essais de combustibles solides (poudre de charbon) alors qu'il développait son moteur.

par distillation directe présentait des caractéristiques conformes à des applications industrielles (camions, navires, traction ferroviaire). Cependant, le développement du moteur Diesel destiné aux automobiles et les législations anti-pollution de plus en plus sévères ont nécessité l'adaptation du carburant au moteur. Les méthodes de raffinage ont évolué en conséquence, notamment les procédés de transformations qui permettent de modifier la structure des hydrocarbures par réactions chimiques (*reformage catalytique*, *hydrocraquage*). Grâce aux techniques contemporaines, l'industrie pétrochimique produit de nouvelles molécules et les carburants sont épurés de composés indésirables (le soufre par exemple).

Aujourd'hui, la formulation du gazole est assez sophistiquée. C'est en fait un assemblage d'hydrocarbures purs et d'additifs dont les dosages dépendent de critères tels que : l'aptitude à l'auto-inflammation, les caractéristiques à froid ou encore, les propriétés de distribution et de stockage.

1.7.1 Indice de cétane

La caractéristique principale du carburant Diesel réside dans sa capacité à s'enflammer sous l'effet des température et pression importantes qui règnent dans le cylindre à la fin de la phase de compression. Le gazole possède une structure chimique propice au phénomène d'auto-inflammation décrit plus haut : cette qualité est exprimée par l'*indice de cétane*. Basiquement, l'indice de cétane traduit la proportion de cétane contenu dans un mélange d'hydrocarbures de référence dont le délai d'inflammation est identique à celui du combustible testé. Le délai d'inflammation est mesuré sur un moteur monocylindre instrumenté à cet effet et dont les caractéristiques géométriques sont conformes aux normes CFR (Cooperative Fuel Research). Le mode opératoire (normes ISO 5165 et ATSM D613) est décrit dans [85] et [99]. L'échelle de l'indice de cétane est bornée par deux hydrocarbures primaires :

- le *cétane* (ou *n-hexadécane*, $C_{16}H_{34}$) qui s'enflamme facilement : on lui attribue l'indice 100 ;
- à l'opposé, l' α -*méthyltnaphtalène* (aromatique) qui est peu réactif et auquel on attribue l'indice 0.

L'indice de cétane IC est défini très précisément par rapport aux pourcentages de chacun des composants de référence par la relation :

$$IC = \text{pourcentage de cétane} + 0.15 \times \text{pourcentage d}'\alpha\text{-méthyltnaphtalène} \quad (1.57)$$

Plus l'indice de cétane d'un carburant est élevé, plus le délai d'auto-inflammation est court et inversement. L'indice de cétane a donc une influence sur le fonctionnement du moteur. Il intervient bien évidemment dans le réglage de l'avance à l'injection, la diminution de l'indice de 50 à 40 entraînant l'augmentation du délai d'inflammation d'environ deux degrés vilebrequin [71].

Le rendement du moteur n'est pas directement affecté par l'indice de cétane. En revanche, ce paramètre a un impact direct sur le niveau de bruit, les vibrations et les émissions de polluants. Si le délai d'auto-inflammation est trop long (IC faible), la charge aura tendance à brûler en un même temps, entraînant une combustion violente. Si le délai est plus court (IC élevé), l'inflammation sera initiée en plusieurs endroits de la chambre de combustion, la flamme se propagera plus progressivement à l'ensemble de la charge. En général, la combustion est d'autant plus complète et l'échappement propre que l'indice de cétane est élevé. De surcroît, un indice de cétane trop faible engendre des difficultés de démarrage à froid.

En Europe l'indice de cétane minimum acceptable pour le gazole est de 48 [71] alors que les valeurs préconisées pour un bon fonctionnement du moteur sont de l'ordre de 50 ou plus.

1.7.2 Pouvoir calorifique

La valeur du pouvoir calorifique d'un carburant détermine la quantité d'énergie qui peut être libérée lors de la combustion. C'est une grandeur indispensable pour établir le bilan énergétique du moteur et d'un point de vue pratique, la compacité du système de stockage et le rayon d'action d'un véhicule en dépendent. Le pouvoir calorifique (PC) est égal à la chaleur dégagée pour une combustion complète, à pression constante ou à volume constant, d'une unité de masse de combustible initialement à la température T_0 (les normes de mesures imposent généralement une température standard de $25^\circ C$). Le pouvoir

calorifique s'exprime en J/kg, il est mesuré en laboratoire avec un matériel spécifique (bombe calorimétrique). On peut aussi le calculer si on dispose des enthalpies de formation des corps purs (tables de données thermodynamiques JANAF⁵ [114]). Conformément au premier principe de la thermodynamique, le pouvoir calorifique massique, $PCI_{m,p}$ est égal, en signe inverse, à la variation d'enthalpie de la réaction de combustion.

Il faut distinguer le *pouvoir calorifique supérieur* PCS_m du *pouvoir calorifique inférieur* PCI_m . On adopte le PCI_m lorsque l'eau produite en fin de combustion est à l'état gazeux et le PCS_m lorsque l'eau est à l'état liquide. Pour les moteurs à combustion interne, seul le PCI_m est utile pratiquement puisque l'eau est toujours rejetée sous forme de vapeur. Les PCI_m du carbone et de l'hydrogène ont été déterminés expérimentalement avec une bonne précision [181] : 33000 kJ/kg pour le carbone et 14430 kJ/kg pour l'hydrogène. Le pouvoir calorifique inférieur d'un gazole léger de formule $C_nH_{1.8n}$ est égal à 43200 kJ/kg [99]. La consommation d'un véhicule s'exprime généralement en litres pour 100 km. Il est par conséquent intéressant de connaître la quantité d'énergie qui peut être libérée rapportée à un litre de combustible. A cet égard, le *pouvoir calorifique volumique* PCI_v (exprimé en J/l) est un bon indicateur économique. Il s'obtient à partir de la masse volumique du carburant ρ_f :

$$PCI_v = \rho_f PCI_m \quad (1.58)$$

1.7.3 Autres caractéristiques du gazole

Type de combustible	PCI_m en kJ/kg	Masse volumique en kg/dm ³	PCI_v en kJ/dm ³
GPL-carburant	46000	0.550	25300
Supercarburant	42900	0.755	32390
Gazole	42600	0.840	35785

TAB. 1.2 – *Pouvoirs calorifiques (massique PCI_m et volumique PCI_v) de carburants commerciaux, valeurs moyennes à 25°C [85].*

L'indice de cétane et le pouvoir calorifique ne sont pas les seuls paramètres exerçant une influence sur le fonctionnement du moteur mais nous n'aborderons pas la totalité des propriétés physiques du gazole. Toutefois, les caractéristiques suivantes méritent d'être évoquées :

- *la viscosité* : elle intervient dans le mécanisme de pulvérisation du jet de gazole en sortie de l'injecteur. Plus elle est faible, meilleure est l'atomisation. A l'inverse, un carburant trop visqueux occasionne, d'une part, des pertes de charge dans le système d'injection (pompe, injecteur), et d'autre part, une mauvaise pulvérisation qui modifie le processus de combustion (des gouttelettes de diamètre important se vaporisent plus lentement).
- *la masse volumique* : Le réglage du débit de combustible s'effectue en volume, cependant c'est le rapport massique air-carburant qui importe dans la réaction de combustion. La variation de la masse volumique a un impact direct sur la valeur de la richesse et indirect sur les émissions de polluants (puisque ceux-ci varient avec la richesse). De plus, pour un même volume injecté la puissance en sortie du moteur croît avec la masse volumique. Le gazole possède un PCI_m plus faible que celui de l'essence de pétrole, mais sa masse volumique est toujours sensiblement supérieure (TAB. 1.2). La combustion du gazole libère donc plus de chaleur que celle d'un volume équivalent d'essence ou de gaz de pétrole liquéfié.

⁵JANAF est l'acronyme de "Joint Army, Navy and Air Force", c'est la source la plus commune de propriétés thermodynamiques, à l'origine les données furent regroupées par l'armée. La base de données est actualisée régulièrement, on peut y accéder sur le site internet du NIST (National Institute of Standards and Technology) : <http://webbook.nist.gov/chemistry/form-ser.html>

-
- le taux de soufre : celui-ci est sujet à une forte variabilité selon les pays et la qualité du raffinage, la réglementation européenne autorise une teneur maximale dans le gazole de 0.05% depuis le 1^{er} octobre 1996. L'objet de cette réglementation concerne la limitation des niveaux d'oxydes de soufre à l'échappement (SO_2 , SO_3).

Chapitre 2

Enjeux et fonctions du contrôle moteur

Sommaire

2.1	Introduction	47
2.2	Vecteurs d'optimisation des moteurs à combustion interne	47
2.3	Emissions du moteur Diesel : origines et effets	49
2.4	Les normes anti-pollution	52
2.5	Avantages et inconvénients du moteur Diesel	53
2.6	Moyens d'optimisation du moteur Diesel	57
2.7	Le contrôle moteur : objectifs et principes	63
2.8	De la modélisation à la commande	66
2.9	Conclusion	67

2.1 Introduction

Nous entamons ce chapitre par une question cruciale : Quelles sont les motivations qui sous-tendent l'amélioration constante des moteurs à combustion interne (§ 2.2) ? Parmi les différents facteurs impliqués, nous verrons que les réglementations relatives aux émissions polluantes jouent un rôle essentiel en contraignant les constructeurs d'automobiles à respecter des seuils de plus en plus faibles (§ 2.3 et § 2.4). Malgré les avantages de la combustion Diesel (§ 2.5), le moteur à allumage par compression ne peut respecter ces limites sans le remplacement des systèmes de régulation classiques par des organes "mécatroniques" et l'ajout de dispositifs dédiés au post-traitement des gaz d'échappement. Après un bref panorama des voies d'amélioration des moteurs à combustion interne, nous expliquerons le principe de fonctionnement des principaux actionneurs équipant les moteurs Diesel modernes, à savoir (§ 2.6) : les systèmes d'injection électroniques, la vanne de recirculation des gaz d'échappement et le turbocompresseur à géométrie variable. Ces organes qui combinent la mécanique et l'électronique ont ouvert la voie vers un meilleur contrôle de la combustion et offrent de nouveaux degrés de liberté. Afin d'en tirer le meilleur parti, les lois de commande sont devenues prépondérantes. Nous définirons succinctement les fonctions à remplir par le système de contrôle moteur (§ 2.7) ainsi que les évolutions à venir. Ce chapitre s'achève sur une brève discussion concernant la nécessité de la modélisation et la relation avec le contrôle (§ 2.8). Cette section assure la transition avec le chapitre suivant dans lequel l'aspect modélisation est approfondi.

2.2 Vecteurs d'optimisation des moteurs à combustion interne

Les caractéristiques de la combustion dans un moteur à allumage par compression n'ont pas changé, en revanche le moteur n'a cessé de s'améliorer au gré des progrès techniques. L'invention de Rudolf Diesel a traversé le XX^{ème} siècle en suivant une évolution progressive au travers de quatre phases.

Les premières années qui suivirent son invention furent consacrées à la fiabilisation du moteur afin de le rendre accessible à tous. Le moteur Diesel, sous un brevet d'exploitation de la MAN¹, a tout d'abord été exploité en tant que source stationnaire de force motrice remplaçant peu à peu la machine à vapeur. L'utilisation du moteur Diesel s'est ensuite étendue aux applications navales et à la traction ferroviaire où il garde encore aujourd'hui une place importante.

Dans la seconde phase de son évolution, à partir des années 1920, l'effort s'est porté sur la réduction du rapport poids-puissance. Sur ce plan, le moteur Diesel est largement défavorisé par rapport au moteur à allumage commandé, celui-ci nécessitant des matériaux plus résistants et plus lourds compte tenu des pressions cylindre élevées. C'est pourquoi, à cette époque les applications se restreignaient essentiellement aux véhicules de forte puissance : camions, autobus, engins agricoles... Ce handicap freina l'essor du moteur Diesel dont le développement semblait pourtant prometteur. Les efforts menés tout au long de cette période, en particulier liés aux progrès de la métallurgie, se sont traduits par l'apparition sur le marché de véhicules de tourisme équipés du moteur Diesel. Cependant, les premiers succès commerciaux ne datent que des années 1950.

Malgré les progrès réalisés jusqu'à la fin des années soixante, le moteur Diesel ne parvient toujours pas à rivaliser avec le moteur à allumage commandé et reste très minoritaire sur le marché des véhicules de tourisme. Il souffre en particulier d'une mauvaise réputation : on le dit bruyant et moins performant que son concurrent, le moteur à essence. La situation semblait figée, pourtant les événements internationaux des années 1970 allaient infléchir cette tendance. Le 6 octobre 1973 éclate la guerre du Kippour entraînant le premier choc pétrolier, suivi quelques années plus tard, par la révolution iranienne en avril 1979, puis l'attaque de l'Iran par l'Irak en septembre 1980. Le pétrole est devenu une arme politique et la crainte des embargos force l'industrie automobile à concevoir des moteurs plus économiques. Logiquement, les constructeurs reconsidèrent le moteur Diesel, plus économe en combustible. Ce dernier fait alors son retour sur le marché des véhicules légers.

Au cours des vingt dernières années, la place du moteur Diesel dans l'automobile a été confortée par la prise de conscience à l'échelle internationale de l'influence des activités humaines sur l'environnement. La destruction de la couche d'ozone ou l'accroissement de l'effet de serre engendrent des phénomènes climatiques de plus grande amplitude et les polluants primaires issus des transports routiers présentent des risques pour la santé. Actuellement, il n'y a pas de consensus concernant la motorisation idéale car de nombreux facteurs entrent en ligne de compte. Aujourd'hui, la proportion de moteurs Diesel est en constante progression et les véhicules fonctionnant avec ce moteur sont maintenant majoritaires dans le parc des véhicules de tourisme en Europe. En ce qui concerne les véhicules de forte puissance, il est presque en situation de monopole.

En résumé, l'optimisation du moteur Diesel est essentiellement motivée par quatre facteurs :

1. **La réduction des émissions polluantes.** C'est aujourd'hui le facteur principal du développement du moteur, notamment en Europe. Nous y reviendrons plus en détail dans la section suivante.
2. **L'augmentation de la puissance.** Le moteur doit avant tout satisfaire la demande du conducteur en terme de performances.
3. **La réduction de la consommation.** C'est un critère économique intervenant dans le choix du consommateur à l'achat d'un nouveau véhicule. La consommation a un impact direct et bénéfique sur les émissions puisque, moins on brûle de combustible, moins le moteur pollue. En revanche, une faible consommation est en contradiction avec l'augmentation de la puissance.
4. **L'amélioration de l'agrément de conduite.** C'est un critère de moindre importance, bien que le consommateur y soit sensible et que la limitation des vibrations du bloc moteur et du bruit de combustion soit l'une des préoccupations des constructeurs.

¹Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

2.3 Emissions du moteur Diesel : origines et effets

Si on reconsidère l'équation de combustion (1.48), on s'aperçoit que dans le cas idéal d'une réaction complète, seuls du dioxyde de carbone (10 à 15 % en volume), de la vapeur d'eau (10 à 12 %) et de l'azote (70 à 75 %) n'ayant pas pris part à la combustion sont évacués de la chambre de combustion. Hélas, ce scénario est loin de la réalité. D'une part car la combustion Diesel est très turbulente et, d'autre part, car elle ne se déroule pas dans des conditions stœchiométriques. En fonction de la puissance demandée au moteur, la richesse globale varie entre 0.1 et 0.8. Cependant, le mélange carburé peut être localement très riche ou très pauvre, compte tenu des caractéristiques du spray de combustible (§ 1.6.3). Par conséquent, certaines régions du cylindre ne contiennent pas les proportions adéquates de comburant et de carburant pour compléter la réaction.

Les gaz polluants primaires ou secondaires (synthétisés dans l'atmosphère à partir des précédents) ont une influence néfaste tant chez l'homme que sur notre environnement. Aujourd'hui, les réglementations en vigueur pour les automobiles concernent principalement quatre polluants primaires rejetés par le moteur : le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC), les particules (PM) et les oxydes d'azote (NO_x).

La concentration de ces espèces gazeuses à l'échappement dépend de multiples paramètres. Les mécanismes de formation des polluants au cours de la combustion Diesel sont fortement influencés par la distribution spatiale du carburant dans le cylindre [99]. C'est pourquoi le moteur est conçu de manière à favoriser le mélange entre l'air et le combustible. Les caractéristiques structurelles telles que la géométrie de la chambre de combustion, de la tête du piston, des conduits d'admission (influence sur le swirl) et d'échappement (vidange des gaz brûlés) sont prépondérantes. La mise au point du moteur joue aussi un rôle fondamental, avec un intérêt particulier pour le calage des soupapes et des paramètres d'injection (nous y reviendrons dans la section qui y est dédiée). L'influence de chacun de ces paramètres est complexe et nécessite une étude poussée. D'un point de vue macroscopique, on considère que la richesse du mélange, ϕ , est le paramètre primordial qui pilote les émissions du moteur (FIG. 2.1).

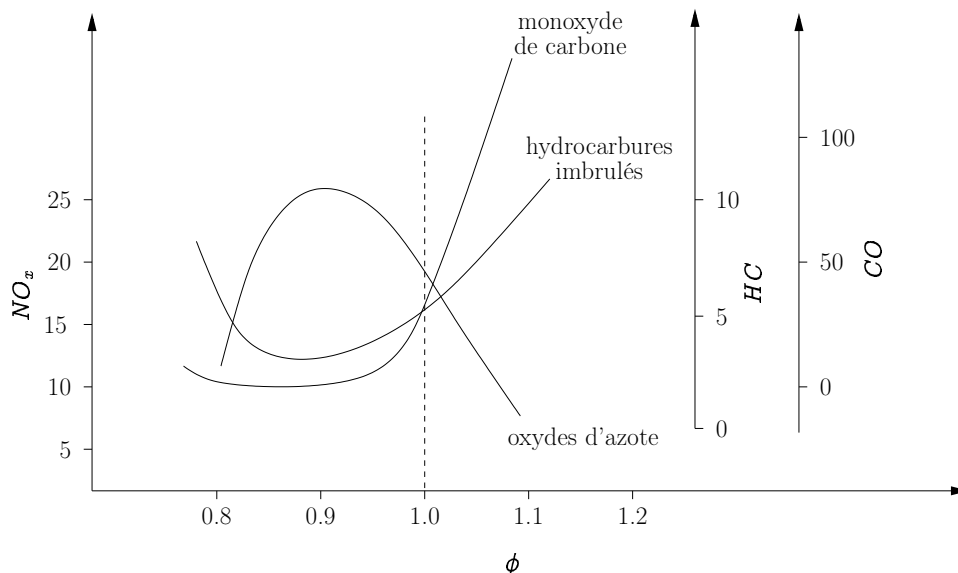


FIG. 2.1 – Evolution des polluants contenus dans les gaz d'échappement bruts en fonction de la richesse (mélange homogène) [74]. Les concentrations sont exprimées en g/kWh. Ces tendances, valables pour un mélange homogène, n'offrent qu'une indication partielle dans le cas du moteur à allumage par compression. En effet, pour ce type de combustion les conditions locales de richesse sont prépondérantes.

2.3.1 Le monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone (CO) est un produit intermédiaire de combustion formé au cours des phases où la température de la flamme est suffisamment élevée pour briser les liaisons des molécules de dioxyde de carbone (CO_2). La réaction de dissociation mise en cause dans la formation du CO est la suivante :



La majeure partie du monoxyde de carbone produit pendant la combustion est ensuite oxydée en CO_2 au cours de la phase de détente. Le moteur Diesel fonctionnant en mélange pauvre, la quantité d'oxygène disponible durant cette période est suffisante pour assurer la recombinaison (la réaction (2.1) étant réversible). Ainsi, le moteur Diesel rejette beaucoup moins de monoxyde de carbone que le moteur à allumage commandé fonctionnant dans des plages de richesse avoisinant la stœchiométrie. Le CO est un gaz nocif pour l'organisme, il affecte en particulier le transport de l'oxygène dans le sang et provoque l'évanouissement à forte concentration. D'après l'Organisation Mondiale de la Santé, la teneur en CO est acceptable tant qu'elle reste inférieure à 50 ppm [50]. D'autre part, le monoxyde de carbone réagit avec un agent purificateur de l'atmosphère, le radical hydroxyle (OH). Du fait de sa forte réactivité, ce dernier contribue à réduire le niveau des gaz à effet de serre dont le méthane. En se combinant avec le radical OH , le CO perturbe l'équilibre chimique de l'atmosphère. Le monoxyde de carbone a un impact indirect mais notable sur l'effet de serre [89].

2.3.2 Les hydrocarbures imbrûlés

La formation des hydrocarbures imbrûlés est consécutive à une combustion incomplète ou, tout simplement, à l'absence de combustion. La majeure partie des HC rejetés correspond à du carburant qui n'a pas participé à la combustion. Les mécanismes de production des HC sont nombreux, les plus significatifs sont listés ci-dessous [99].

- La première cause est associée à la formation d'un mélange dont la richesse se trouve à la limite inférieure du mélange pauvre ($\phi \sim 0.3$). Les régions du cylindre présentant cette caractéristique se trouvent généralement à la périphérie du spray de carburant et sont formées pendant le délai d'auto-inflammation. Ce mélange participe malgré tout à la combustion via une oxydation lente mais ne conduit pas à une réaction complète. Plus le délai d'auto-inflammation est long, plus il favorise la formation des zones de mélange pauvre.
- La vidange du carburant contenu dans le sac de l'injecteur (volume mort au nez de l'injecteur situé entre l'extrémité de l'aiguille et la buse) peut être la cause des émissions d'hydrocarbures imbrûlés. Du combustible peut aussi s'échapper de l'injecteur suite à la levée accidentelle de l'aiguille causée par un retour d'onde de pression. Quelle qu'en soit l'origine, le carburant libéré tardivement et avec une vitesse d'entraînement faible, se mélange difficilement avec l'air restant et ne prend pas part à la combustion.
- La température de combustion, si elle est insuffisamment élevée, ralentit l'oxydation du gazole et peut stopper la réaction. En l'occurrence, la combustion à proximité des parois peut en être la cause car la température y est relativement faible. La combustion peut aussi se bloquer si le carburant est pulvérisé directement sur les parois du cylindre.

Les hydrocarbures imbrûlés se composent d'hydrocarbures simples et d'aromatiques comme le toluène ou le benzène. Ces derniers sont particulièrement nocifs et ont un effet cancérigène sur l'organisme. Une fois dans l'atmosphère, ils participent à la formation de polluants secondaires, tels que l'ozone en se combinant aux oxydes d'azote sous l'effet du rayonnement solaire.

2.3.3 Les oxydes d'azote

Sous la dénomination d'oxydes d'azote (NO_x) sont regroupés le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO_2). La proportion de NO_2 représente généralement 10 à 20 pour cent de la totalité des émissions d'oxydes d'azote. Le NO produit pendant la combustion résulte de l'oxydation de l'azote

atmosphérique suivant le mécanisme de production mis en évidence par Zeldovich [99]. Les principales réactions impliquées sont :



L'équation de la vitesse de production de l'oxyde d'azote ci-dessous indique clairement que la concentration de NO augmente avec la température de la flamme T_{cyl} :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{\sqrt{T_{cyl}}} \exp\left(\frac{-69090}{T_{cyl}}\right) [O_2]^{\frac{1}{2}} [N_2] \quad (2.5)$$

La période critique de formation du NO s'étale entre le début de la combustion et peu après l'occurrence de la pression maximale de cycle. Le NO_2 est formé dans un second temps ; il provient de la conversion du NO précédemment formé par la réaction suivante :



La richesse du mélange joue elle aussi un rôle important, la concentration de NO_x est maximale pour un mélange légèrement pauvre et diminue symétriquement de part et d'autre de ce maximum (FIG. 2.1). Les oxydes d'azote sont des gaz irritants qui peuvent occasionner des troubles respiratoires (hyper-réactivité bronchique chez l'asthmatique, sensibilité des bronches aux infections). Avec les hydrocarbures imbrûlés, ils participent à la formation de l'ozone troposphérique. Les émissions de NO_x affectent les écosystèmes terrestres et aquatiques au travers des manifestations de pluies acides².

2.3.4 Les émissions de particules

De tous les polluants cités précédemment, la pollution particulaire (notée PM : matière particulaire) est la plus perceptible : elle se manifeste par des fumées noires à l'échappement des véhicules. Par définition, les particules incluent tout matériau s'échappant du moteur à l'état solide ou liquide. Les particules sont composées de sphérules de carbone de petites tailles (10 à 80 nm) agglomérées. Sur cette matière carbonée sont adsorbées d'autres espèces telles que des hydrocarbures aromatiques polycycliques issus du carburant ou de l'huile de lubrification, de l'eau et des sulfates. La composition des particules est complexe : elle est liée à la nature du carburant, aux conditions de température et de pression (la plage de production se situe en général entre 1000 et 2800 K pour des pressions de 50 à 100 bar) et à la qualité du mélange. Evidemment, la formation des particules est principalement gouvernée par la richesse du mélange. Elles sont produites en grande quantité dans les foyers de combustion où le mélange est trop riche. Ainsi, les accélérations brutales, ou encore le fonctionnement à pleine charge du moteur, conduisent à un déficit en air et à l'augmentation des fumées.

Les particules émises par le moteur Diesel sont responsables de pathologies respiratoires (allergies, asthme, cancer du poumon) et cardio-vasculaires [144, 132]. Leurs effets sur l'organisme sont de plus en plus étudiés [26] et de nombreuses questions restent sans réponses, en particulier l'influence de leur taille qui n'est pas encore réglementée. Pourtant, les particules semblent d'autant plus néfastes qu'elles sont petites, notamment celles dont le diamètre est inférieur à 2.5 microns car elles pénètrent plus profondément dans les alvéoles pulmonaires.

2.3.5 Rejets non soumis à la réglementation

La transformation du combustible dans un moteur Diesel se réalise au travers de nombreux mécanismes cinétiques (§ 1.6.4) conduisant inévitablement à la production d'une grande variété d'espèces chimiques qui n'est pas nécessairement réglementée. Par exemple, le dioxyde de carbone n'est pas directement soumis à une réglementation bien que la limitation de la consommation des véhicules contribue à en réduire les émissions. Ce gaz peut être mortel mais, dilué dans l'atmosphère, la concentration létale est

²Pluies acidifiées par divers polluants dont l'acide nitrique libéré par les oxydes d'azote et l'acide sulfurique issu des composés soufrés.

rarement atteinte. En revanche, le CO_2 en convertissant le rayonnement infrarouge en chaleur, participe au réchauffement de l'atmosphère terrestre. Cette propriété le range parmi les principaux gaz responsables de l'effet de serre. Les moteurs rejettent aussi des oxydes de soufre (SO_x) dans la mesure où le combustible en contient. Les SO_x contribuent à l'acidification de l'atmosphère et des sols ; ils sont précurseurs des pluies acides. Le soufre n'agit pas uniquement comme un polluant, il peut aussi causer la corrosion de certaines parties du moteur. Les gaz d'échappement du moteur Diesel contiennent aussi de l'ammoniac et des aldéhydes.

2.4 Les normes anti-pollution

Depuis la révolution industrielle, nous avons pollué chaque jour notre environnement mais, au fil des cinquante dernières années, l'origine de la pollution a fortement changé. Dans les pays industrialisés, les émissions dues aux sources fixes sont mieux maîtrisées. Toutefois, cette amélioration est très nettement contrebalancée par l'explosion du nombre de véhicules en circulation. Aujourd'hui, l'automobile est la principale cause d'émission d'oxyde d'azote et le parc automobile mondial ne cesse d'augmenter.

Les premières conséquences graves de la pollution de l'air se manifestent au sein des grandes cités industrielles à partir du milieu du XX^{ème} siècle. Le 9 décembre 1952, à Londres, un brouillard photochimique persistant formé à partir de la combustion d'hydrocarbures (chauffages au charbon et circulation d'automobiles) entraîna la mort de plus de 4000 habitants en une seule journée. La Californie, Los Angeles en particulier, a aussi été touchée par un phénomène identique du fait de conditions d'ensoleillement propices à la formation du "smog". La même année, le professeur Haagen-Smit de l'Institut Technologique de Californie à Pasadena, identifia le mécanisme de formation du smog [88] et mit en évidence l'implication des polluants contenus dans les gaz d'échappement. La prise de conscience globale relayée par les pouvoirs politiques s'est rapidement traduite par la mise en place de mesures de lutte. C'est la raison pour laquelle, l'état de Californie fut précurseur en la matière et institua les premières normes dès 1959 (FIG. 2.2). Le suivi de l'état de l'atmosphère sera ensuite généralisées au reste du pays, notamment à la suite des amendements du *Clean Air Act* entre 1963 et 1990.

Aujourd'hui, les effets de la pollution automobile ont une portée globale et les grandes nations industrialisées ont mis en place leurs propres systèmes de réglementation en s'inspirant plus ou moins des normes américaines. Ainsi, avant sa commercialisation, tout nouveau modèle de véhicule doit être conforme aux normes limitant les émissions en vigueur dans son pays de circulation.

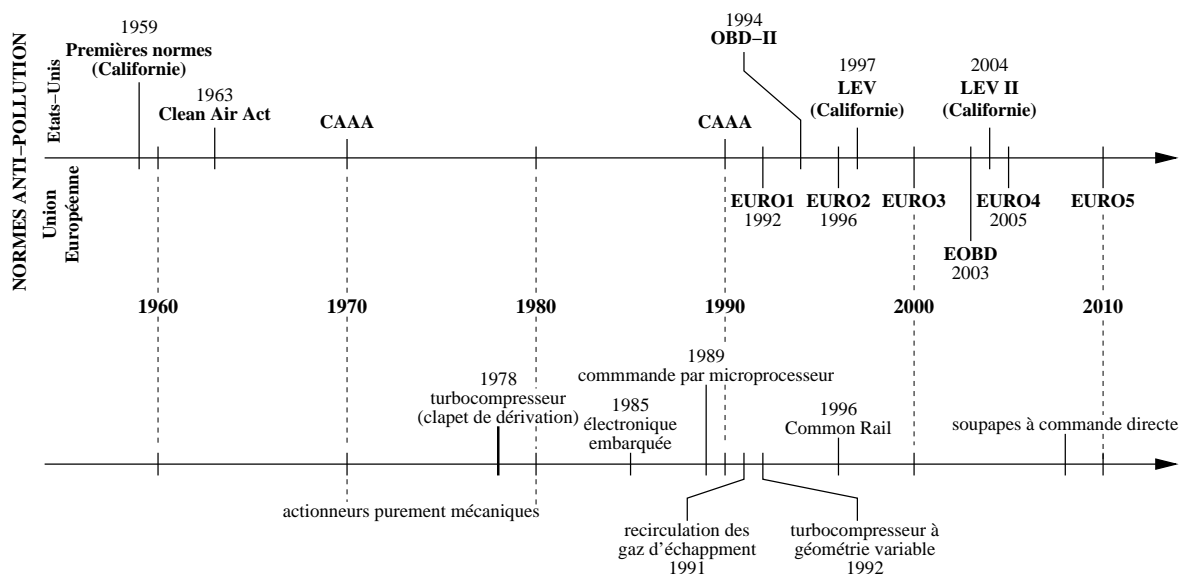


FIG. 2.2 – Evolution des réglementations anti-pollution en Europe et aux Etats-Unis (haut). Chronologie de l'implantation des actionneurs électroniques sur les véhicules commerciaux (bas).

2.4.1 La réglementation européenne

Pour les états membres de l'Union Européenne, les voitures particulières en circulation doivent impérativement respecter les limitations préconisées par la norme EURO (TAB. 2.1) comme l'indique la directive 70/220/CEE ou la réglementation ECE R15 [1].

	EURO I 01/07/1992	EURO II 01/01/1996	EURO III 01/01/2000	EURO IV 01/01/2005	EURO V 01/01/2010*
Oxydes de carbone (CO)	2.72	1.00	0.64	0.50	0.25*
Masse combinée ($HC + NO_x$)	0.97	0.90	0.56	0.30	0.10*
Oxydes d'azote (NO_x)	-	-	0.50	0.25	0.105*
Particules (PM)	0.14	0.10	0.05	0.025	0.00*

* Prévisions

TAB. 2.1 – Evolution des plafonds des agents polluants réglementés pour les moteurs Diesel à injection directe en circulation au sein de l'Union européenne (valeurs exprimées en g/km). Mesures réalisées suivant le cycle de conduite NEDC (FIG. 2.3).

Les véhicules sont testés sur un banc d'essai à rouleaux et les quantités de polluants émis sont enregistrées au cours d'un cycle de conduite standard NEDC (New European Driving Cycle) (FIG. 2.3). Celui-ci est composé d'un cycle ECE 15 répété successivement quatre fois sans interruption suivi d'un cycle EUDC (Extra Urban Driving Cycle). Le cycle ECE, caractérisé par des vitesses inférieures à 60 km/h, est typique d'un parcours en zone urbaine. Le cycle EUDC est représentatif du comportement du véhicule lors d'un parcours extra-urbain. A l'origine, une mise en température du moteur d'une durée de quarante secondes était allouée avant le démarrage du cycle. Depuis le passage à la norme EURO III, le cycle d'essai débute sans pré-chauffage du moteur. Cette modification a considérablement durci la norme étant donné que le fonctionnement du moteur à froid est propice à la formation des imbrûlés. La norme EURO s'accompagne de spécifications relatives aux caractéristiques du carburant. Depuis l'année 2000, l'indice de cétane acceptable ne doit pas être inférieur à 51. De plus, à partir de l'année 2005, la teneur en soufre du carburant ne pourra excéder 50 ppm. Les constructeurs automobiles se sont engagés à réduire les niveaux de CO_2 à l'échappement, l'objectif fixé est de 140 g/km à l'horizon 2008. Ce seuil devrait atteindre 120 g/km en 2012.

2.4.2 La réglementation américaine

Les seuils de polluants aux Etats-Unis sont fixés par l'EPA (Environmental Protection Agency). On distingue les normes appliquées en Californie des normes fédérales en vigueur dans tous les autres états (TAB. 2.2), ces dernières étant moins strictes. Les véhicules de tourisme légers sont testés suivant la procédure FTP 75 (Federal Test Procedure) (FIG. 2.3). Ce programme est plus complexe que le cycle européen mais aussi plus représentatif d'un cycle de conduite réel. Il se décompose en trois segments. La première partie du cycle FTP 75 correspond à un régime transitoire du régime moteur avec un démarrage à froid. La seconde partie du cycle FTP est réalisée pour une température stabilisée. Après un arrêt de l'essai pendant dix minutes intervient la dernière phase avec un démarrage à chaud du moteur. Les émissions polluantes sont mesurées séparément pour chaque phase du cycle. Le résultat de l'essai correspond à la somme pondérée des mesures de chaque phase.

La deuxième tranche de la norme fédérale américaine impose l'amélioration des caractéristiques du combustible afin de faciliter le post-traitement des gaz d'échappement. A partir de 2006, la concentration de soufre du carburant devra être inférieure à 30 ppm.

2.5 Avantages et inconvénients du moteur Diesel

La majorité des moteurs à combustion interne équipant les voitures de tourisme fonctionnent selon le principe inventé par Diesel (allumage par compression) ou par Otto (allumage commandé). La question essentielle consiste à déterminer quelle motorisation est la plus rationnelle compte tenu des contraintes

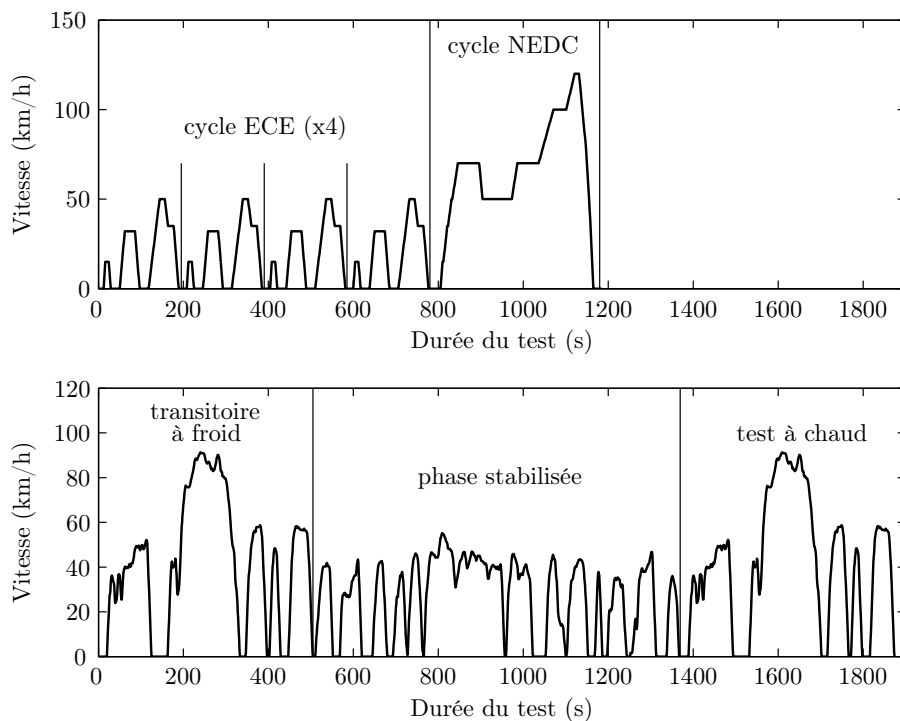


FIG. 2.3 – Cycles de conduite NEDC (haut) et FTP 75 (bas) pour les véhicules de faible puissance.

	tranche 0 1992	tranche 1 à partir de 1994	tranche 2 entre 2004 et 2009
Oxydes de carbone (CO)	3.4	3.4	1.7
Hydrocarbures (HC)	0.34	0.25	0.125
Oxydes d'azote (NOx)	1.0	0.4	0.2
Particules (PM)	0.20	0.08	0.01

TAB. 2.2 – Evolution des plafonds des agents polluants réglementés pour les moteurs Diesel de faible puissance aux Etats-Unis (valeurs exprimées en g/mile) [160]. Mesures réalisées suivant le cycle de conduite FTP 75 (FIG. 2.3).

précédemment évoquées. La différence fondamentale entre les deux moteurs réside dans le mode d'introduction du carburant dans les cylindres : directement dans la chambre de combustion pour le moteur Diesel à injection directe ou dans le conduit d'admission pour le moteur à allumage commandé (combustion homogène d'un mélange stœchiométrique d'air et de carburant). La comparaison de ces deux types de moteurs plaide en la faveur du moteur Diesel (TAB. 2.3) pour les raisons énumérées ci-dessous [99, 87, 147] :

- De tous les moteurs à combustion interne, le **rendement global du moteur à allumage par compression est le plus élevé** et peut atteindre 45 %. Le moteur à allumage commandé offre un meilleur rendement mécanique que le moteur Diesel, en revanche son rendement théorique et son rendement indiqué sont nettement inférieurs. Le rendement théorique du moteur augmente avec le taux de compression (§ 1.5.5). Dans le cylindre d'un moteur à allumage commandé, on comprime un mélange homogène d'air et de carburant. Ce procédé implique une limitation des pressions maximales, et donc du taux de compression afin d'éviter l'allumage précoce de ce mélange (phénomène plus connu sous le nom de cliquetis). Dans le cas du Diesel, l'air est comprimé indépendamment du carburant, le taux de compression acceptable est plus élevé et uniquement limité par la résistance des matériaux. En ce qui concerne le rendement de conversion de l'énergie du combustible (ou rendement indiqué), le moteur Diesel est encore avantageux. La combustion en mélange pauvre assure la disponibilité de l'air pendant la phase de détente. Au cours de cette phase tardive de la combustion, l'air disponible complète l'oxydation du carburant résiduel.
- Le moteur Diesel offre un **meilleur rendement volumétrique**. À l'inverse du moteur à allumage commandé, il ne nécessite pas de papillon pour la régulation de l'air d'admission. Le couple disponible sur l'arbre d'un moteur Diesel est directement contrôlé par la masse de carburant injectée. L'absence de papillon réduit considérablement la perte de charge totale du système d'admission.
- Au regard des émissions brutes (prélevées directement à l'échappement du moteur et en amont des systèmes de post-traitement), il est délicat d'affirmer lequel du moteur Diesel ou du moteur à essence est le plus polluant, principalement car ils polluent différemment. Premièrement, les rejets des deux moteurs sont composés d'espèces gazeuses pratiquement identiques mais les concentrations diffèrent. Deuxièmement, la toxicité des émissions est variable d'une espèce à l'autre. Nous l'avons précédemment évoqué, la combustion en mélange pauvre réduit la production de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures imbrûlés. C'est la raison pour laquelle **les émissions de CO et de HC du moteur Diesel sont nettement inférieures à celles du moteur à essence** (TAB. 2.3). Les émissions d'oxydes d'azote du moteur Diesel bien qu'inférieures à celles du moteur à allumage commandé ne sont pas négligeables. Notons que **le moteur Diesel rejette environ 30% de CO₂ en moins** par rapport au moteur à allumage commandé. Cependant, ce dernier produit moins de particules puisque la combustion se déroule essentiellement dans un milieu homogène.
- Les **pertes thermiques sont faibles** car la combustion dans un moteur Diesel est plus rapide et la température moyenne du cycle est inférieure à celle atteinte dans un moteur essence.
- Dans un moteur à allumage par compression, **la dispersion cyclique est minime**, ce qui n'est pas le cas du moteur à allumage commandé.
- **Le gazole est moins coûteux** à produire que l'essence car le procédé de raffinage est plus simple. Dans certains pays, comme la France par exemple, son prix de vente est inférieur à celui de l'essence grâce à une taxation moindre.

Malgré quelques avantages vis-à-vis du moteur à allumage commandé, le moteur Diesel présente des inconvénients qu'on ne peut négliger. L'optimisation du moteur Diesel consiste en partie à combler ces carences. Les principaux inconvénients inhérents au mode de combustion Diesel sont :

- **Le rapport poids-puissance**. Le moteur Diesel est construit avec des matériaux lourds

	type de moteur	
	<i>allumage par compression</i>	<i>allumage commandé</i>
rapport de compression	16 - 24	7 - 10
plage de richesse nominale	0.1 - 0.9	0.9 - 1.1
rendement effectif	0.30 - 0.45	0.25 - 0.30
monoxyde de carbone (<i>CO</i>)	3 - 30	20 - 200
hydrocarbures imbrûlés (<i>HC</i>)	0.5 - 10	10 - 50
oxydes d'azote (<i>NO_x</i>)	5 - 20	10 - 60
particules (<i>PM</i>)	1 - 10	0.1 - 0.4

TAB. 2.3 – Comparaison des performances du moteur Diesel et du moteur essence. Les plages moyennes de variation des émissions de gaz polluants sont indiquées en grammes par litre de carburant [147].

afin de résister aux fortes pressions qui règnent dans les cylindres lors de la combustion. D'autre part, nous l'avons déjà évoqué, le moteur Diesel fonctionne avec un mélange globalement pauvre. Le principal inconvénient découle de l'addition de ces deux facteurs : un rapport poids-puissance faible. Ce désavantage a longtemps relégué le moteur Diesel à des applications pour lesquelles le poids et l'encombrement n'étaient pas des critères rédhibitoires.

- **Les émissions de NO_x et de fumées.** En contrepartie des faibles taux de *CO* et *HC* à l'échappement, le moteur Diesel rejette d'importantes quantités d'oxydes d'azote et de particules. De plus, les mécanismes de formation de ces espèces sont fortement couplés. La production des oxydes d'azotes dépend de la température maximale de cycle et les fumées sont issues d'une combustion partielle. Etant donné qu'abaisser la température de la flamme risque d'entraîner une combustion incomplète, toute tentative de réduire les émissions de *NO_x* conduit inévitablement à l'augmentation des niveaux de particules et *vice versa* : c'est le dilemme *NO_x/particules*.
- **Le post-traitement des gaz d'échappement.** Le catalyseur trois voies monté à l'échappement assure le post-traitement par oxydation des espèces polluantes (*CO*, *HC* et *NO_x*). La fenêtre de conversion optimale du catalyseur dépend de la richesse du mélange air-carburant, elle est comprise entre 0.98 et 1.2. Ce système adapté au moteur à allumage commandé est incompatible avec le moteur Diesel fonctionnant dans des plages de richesse inférieures à 0.9.
- **Le bruit et les vibrations.** Le bruit généré par le moteur Diesel est un inconvénient caractéristique de ce mode de combustion. Il est consécutif à l'occurrence d'un fort gradient de pression qui suit l'auto-inflammation du carburant (combustion en prémélange, FIG. 1.14, étape II). La combustion en prémélange est très vive et elle occasionne des pics de couple de fortes intensités sur l'arbre moteur. Ceux-ci sollicitent la transmission et peuvent l'endommager prématurément. De plus, le système mécanique de transmission peut entrer en résonance à bas régime et générer des vibrations perceptibles par le conducteur.

Globalement, le moteur Diesel offre un meilleur compromis que le moteur à allumage commandé. C'est en partie la raison de sa popularité, mais pas uniquement. En effet, l'industrie automobile consacre ses efforts de recherche en direction de nouveaux modes de combustion (DISC³, HCCI⁴) et s'oriente aussi vers le remplacement des moteurs à combustion traditionnels par des technologies nouvelles (moteurs hybrides, piles à combustible). Cependant, le développement, la fiabilisation et la production en série de ces motorisations sont relativement longs et coûteux. Dans ce contexte, le moteur Diesel représente une solution transitoire aux problèmes posés et il reste en bonne place pour encore quelques années. Il est évidemment très délicat de se prononcer quant à la date précise de son remplacement ; les estimations les

³Direct Injection Stratified Charge (moteur à allumage commandé à injection directe fonctionnant en mode stratifié).

⁴Homogeneous Charge Compression Ignition (moteur à allumage par compression fonctionnant en mélange homogène).

plus optimistes l'envisagent à l'horizon 2020. C'est pourquoi, les recherches se poursuivent afin de tirer le meilleur parti de la combustion Diesel tout en limitant ses faiblesses. Nous allons aborder cet aspect dans la section suivante.

2.6 Moyens d'optimisation du moteur Diesel

Le perfectionnement des moteurs à combustion interne implique la coordination des travaux de chercheurs issus de différentes disciplines. Nous ne les évoquerons pas toutes dans cette section, mais les principaux acteurs méritent d'être cités.

- Les analyses sur banc moteur montrent clairement la dépendance des émissions et de la consommation avec la qualité du carburant utilisé [100]. Les progrès de l'industrie pétrochimique ont contribué à l'**amélioration des caractéristiques chimiques des combustibles**. Une partie des efforts se portent en particulier sur la réduction du taux de soufre. Les recherches s'orientent aussi vers le remplacement des produits pétroliers par des biocarburants (gaz naturel, huiles végétales).
- Les techniques de conception des moteurs ont énormément progressé depuis le développement des **codes de calcul** (Fluent, STAR-CD, KIVA-3V, VECTIS) et l'introduction de **techniques de mesures** (vélocimétrie laser, imagerie). Les études menées confirment le rôle fondamental de la géométrie interne de la chambre de combustion et permettent des études préliminaires à la fabrication de nouveaux moteurs. Ces outils facilitent et rationalisent la conception des éléments mécaniques du moteur contribuant au mélange air-carburant (les volutes d'admission, le bol creusé dans la tête du piston,...) [158]. Les systèmes d'injection profitent aussi des techniques d'imagerie qui ont permis de mieux comprendre l'influence de la forme du spray Diesel [166]. Enfin, les codes de calcul CFD et les mesures de champ de vitesse de gaz permettent, entre autres, de mieux appréhender l'aérodynamique interne des systèmes d'admission et d'échappement. La complexité de ceux-ci (présence du turbocompresseur, géométrie complexe liée aux contraintes d'encombrement) sont propices aux phénomènes d'ondes acoustiques ou de résonances. L'amélioration du remplissage du moteur passe par la maîtrise de ces phénomènes.
- Les objectifs fixés par les normes EURO III et IV ont pu être atteints grâce aux **systèmes de post-traitement** des gaz brûlés. Ces dispositifs de traitement secondaires sont installés sur la ligne d'échappement du moteur. Les émissions de particules sont traitées avec le filtre à particules (FAP) introduit en 2001 sur les véhicules de série par Peugeot. Grâce au FAP, les émissions de particules à l'échappement sont largement en deçà des valeurs autorisées par la législation. Les hydrocarbures imbrûlés et le monoxyde de carbone peuvent être partiellement éliminés à l'aide d'un catalyseur d'oxydation. En revanche, le traitement des NO_x reste un problème délicat bien qu'il existe des solutions. Les principaux remèdes développés au cours des dernières années sont [113, 115] : les pièges à NO_x , la catalyse de NO_x , la réduction catalytique sélective et l'utilisation de plasma froid. Les *pièges à NO_x* fonctionnent suivant l'alternance entre des phases où les NO_x sont stockés puis, après réduction, des phases durant lesquelles les nitrates sont déstockés. Ce système est capable de convertir environ 85 % des NO_x mais il engendre un surcoût et il est très sensible à l'empoisonnement par le soufre. *La catalyse de NO_x* utilise des métaux précieux associés aux hydrocarbures imbrûlés pour réduire les NO_x . Les hydrocarbures imbrûlés sont introduits par modification de la stratégie d'injection ou par injection directe dans les gaz d'échappement. Evidemment ce système implique une pénalité sur la consommation du moteur. De plus, la plage de température sur laquelle la conversion est optimale est assez étroite. *La réduction catalytique sélective* utilise de l'ammoniac comme réducteur. Ce dernier est fabriqué sur le véhicule par hydrolyse d'un mélange composé d'eau et d'urée. Ce procédé assure l'oxydation des HC et du CO , et il convertit les NO_x en eau et en azote. Ce système peut atteindre 90% d'efficacité ; Cependant sa compacité constitue un problème qui se couple avec la possibilité de fuites d'ammoniac et de la nécessité de la mise en service d'un réseau de distribution d'urée. *La dépollution par plasma froid* consiste à générer un champ électrique pulsé ayant pour effet de fragmenter les polluants pour former des espèces intermédiaires. Ce système

couplé à un catalyseur peut réduire les niveaux de NO_x dans une proportion de 70 %. Hélas, l'alimentation de ce dispositif entraîne un coût énergétique pénalisant la consommation du véhicule. Le plasma non-thermique peut aussi assister la régénération du FAP. Ce dispositif n'est qu'au stade de développement et on peut espérer des améliorations notables.

- Une autre voie d'optimisation de la combustion dans les moteurs est née de l'**association des organes mécaniques et de l'électronique de commande**. Les premiers travaux de recherches concernant la gestion des moteurs Diesel par l'électronique furent menés vers la fin des années 1970. La combinaison d'organes mécaniques avec l'électronique de commande augmente la flexibilité, la précision et la rapidité du contrôle moteur. L'introduction de la mécatronique⁵ dans le domaine automobile a donc ouvert de nouvelles perspectives pour le contrôle de la combustion.

Il est extrêmement difficile de comparer la contribution de chacune des voies d'optimisation dans l'amélioration globale du moteur Diesel. Elles sont toutes prometteuses et méritent d'être poursuivies. Dans ce mémoire, nous nous intéressons plus particulièrement à l'apport de l'électronique embarquée. Les sections suivantes traitent du principe de fonctionnement et du rôle des trois actionneurs les plus répandus sur les moteurs Diesel de nos véhicules :

1. *les systèmes d'injection,*
2. *la vanne de recirculation des gaz d'échappement,*
3. *le turbocompresseur à géométrie variable.*

2.6.1 Les systèmes d'injection Diesel

La fonction du système d'injection consiste à doser et à injecter le carburant dans la chambre de combustion. Sachant que la puissance délivrée par un moteur Diesel est proportionnelle à la masse de carburant injectée, ce dispositif tient une place centrale. D'après les spécifications, le combustible doit être injecté à des pressions variant entre 400 et 2000 bar. Le début de l'injection doit respecter la valeur de consigne à plus ou moins 1 degré vilebrequin. Enfin, le dosage doit être aussi précis que possible. Le système d'injection fut une source de problèmes lors de la réalisation des premiers prototypes de moteur à allumage par compression. Initialement, le combustible était comprimé à l'aide d'un compresseur à air et traversait ensuite un pulvérisateur avant d'entrer dans la chambre de combustion. Les défaillances de ce dispositif pouvaient conduire à l'explosion du moteur. Après avoir été perfectionné pour la commercialisation du moteur ce premier système d'injection fut remplacé par l'injection dite mécanique. Actuellement, trois technologies d'injection coexistent sur les moteurs Diesel [1, 174] :

1. **Les pompes d'injection distributrices.** Ce système se compose d'un piston (axial ou radial) pour la mise en pression du carburant. Un tiroir de régulation assure le réglage de la course du piston pour modifier le débit d'injection. La régulation peut être purement mécanique ou assistée par un régulateur électrique. Ce système est très fiable mais il ne permet pas d'ajuster librement la pression d'injection et n'autorise qu'une injection par cycle.
2. **Les injecteurs pompes.** Cette technologie combine la pompe d'injection et l'injecteur en un seul élément. Ce système est plus flexible que le précédent. Il permet d'effectuer une injection pilote (ou pré-injection) et la pression peut atteindre une valeur maximale d'environ 2000 bar. L'inconvénient de l'injecteur pompe réside dans sa taille, il est relativement encombrant et son installation nécessite la modification de la culasse.

⁵Le terme mécatronique est un néologisme qui a probablement été introduit en 1969 par un ingénieur japonais, il désigne un système où le génie mécanique, l'électronique, l'informatique et l'automatique sont utilisés en symbiose afin de développer de nouveaux systèmes plus performants [103].

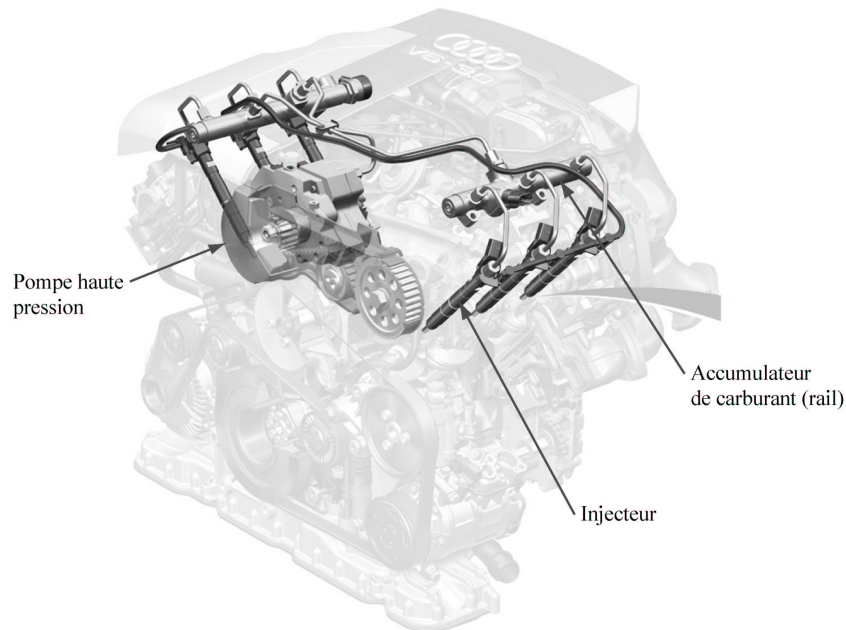


FIG. 2.4 – Système d'injection à accumulateur "Common Rail" installé sur un moteur AUDI à six cylindres en V. La pompe haute pression alimente deux rails d'accumulation distribuant le carburant sur trois injecteurs chacun.

3. **Le système d'injection à accumulateur "Common Rail"**. Le système d'injection directe Diesel "Common Rail" a été développé vers la fin des années 1980 par le constructeur italien Fiat, puis industrialisé en grande série par les groupes Bosch et Delphi. Il équipe les véhicules Diesel à injection directe depuis 1996. Le principe de ce dispositif n'est pas nouveau : l'idée fut initialement proposée par un brevet datant de 1915 par la compagnie anglaise Vickers⁶. Avec les deux systèmes précédents, la mise en pression du carburant s'effectue au moment de l'injection et la pression d'injection est dépendante du régime et du débit souhaité du fait du couplage mécanique avec le moteur. Avec le système "Common Rail", la mise en pression du combustible s'effectue indépendamment. Pour cela, la fonction de mise en pression du carburant et la fonction d'injection sont découplées. Le système se compose d'une pompe haute pression débitant dans un volume de stockage ou rampe commune (FIG. 2.4). La pression dans la rampe est réglable indépendamment du régime moteur. Le carburant sous pression est ensuite distribué vers des injecteurs à commande électrique ou piezo-électrique.

Parmi les trois systèmes décrits précédemment, le système d'injection à accumulateur offre non seulement les meilleures performances mais aussi un réglage très flexible des paramètres suivants grâce à l'électronique de commande [182, 174] :

- pression d'injection ;
- masse injectée ;
- injections multiples (injection pilote, injection principale et post-injection) ;
- début des injections (pilote, principale et post-injection) ;
- durée des injections ;
- phasage entre l'injection pilote et l'injection principale.

⁶Brevet n° CH68086 publié en mars 1915 sous l'intitulé : "Procédé pour l'injection d'un combustible liquide dans les moteurs à combustion interne et installation pour sa mise en œuvre".

Ce système autorise des stratégies d'injection beaucoup plus complexes et élaborées que ces prédécesseurs et concurrents. En premier lieu, la précision des quantités injectées a permis une réduction conséquente de la consommation. Ce système limite les écarts d'injection entre cylindres et une loi de commande adéquate résout le problème d'équilibrage de la vitesse [58]. La pré-injection est utilisée afin de réduire le bruit et les vibrations du moteur [183]. L'injection précoce d'une faible quantité de combustible prépare le mélange avant l'injection principale ce qui implique la diminution du délai d'auto-inflammation. Ainsi, la combustion en phase de prémélange est moins violente. Les injections pilotes ont aussi tendance à limiter la production d'oxydes d'azote [141]. Les post-injections complètent l'oxydation de la masse de carburant résiduelle issue de l'injection principale en améliorant le mélange pendant la phase tardive de la combustion. Enfin, l'injection à haute pression assure une pulvérisation de qualité qui favorise le mélange de l'air avec le carburant et abaisse les émissions de particules [87].

Les moteurs de forte puissance peuvent aussi bénéficier de la technologie à rampe commune ou de systèmes offrant des caractéristiques identiques tel que le dispositif HEUI (Hydraulic Electronic Unit Injector) développé par Caterpillar [173, 157].

2.6.2 Le recyclage des gaz d'échappement

La combustion Diesel s'opérant en mélange pauvre, la production d'oxydes d'azote y est élevée. Une solution efficace pour remédier à ce problème a fait l'objet de recherches dès les années 1970 et fut implantée sur les véhicules de tourisme au début des années 1990 (FIG. 2.2). La solution consiste à réintroduire des gaz brûlés dans les cylindres via un dispositif de recyclage. Il existe deux méthodes pour recycler les gaz d'échappement dans le cylindre : le *recyclage externe*, dans ce cas les gaz sont dérivés par un conduit spécifique et le *recyclage interne* réalisé en ajustant l'ouverture des soupapes (les échanges de gaz s'effectuent pendant le croisement des soupapes). Dans sa configuration la plus classique, le système de recirculation (ou recyclage) externe des gaz d'échappement (EGR) se compose d'une électrovanne montée sur un conduit assurant le transfert des gaz entre le collecteur d'échappement et le collecteur d'admission (FIG. 2.5). Pour un moteur atmosphérique, la circulation des gaz est unidirectionnelle puisque la pression à l'échappement est généralement supérieure à celle régnant dans le collecteur d'admission. Le débit des gaz est régulé à l'aide de la vanne (un papillon ou une soupape selon les cas). A l'origine, l'actionneur de la vanne était pneumatique mais aujourd'hui la vanne est électrique. Afin de réguler le débit des gaz brûlés pour toute la plage de fonctionnement du moteur, le système s'accompagne parfois d'un papillon secondaire pour ajuster la pression différentielle à travers la vanne EGR. Les gaz EGR peuvent être refroidis avec un petit échangeur thermique. Celui-ci n'est pas indispensable, mais il est souhaitable pour éviter la réduction de la densité des gaz admis, puisque la température des gaz dans le collecteur d'échappement fluctue entre 100 et 700°C.

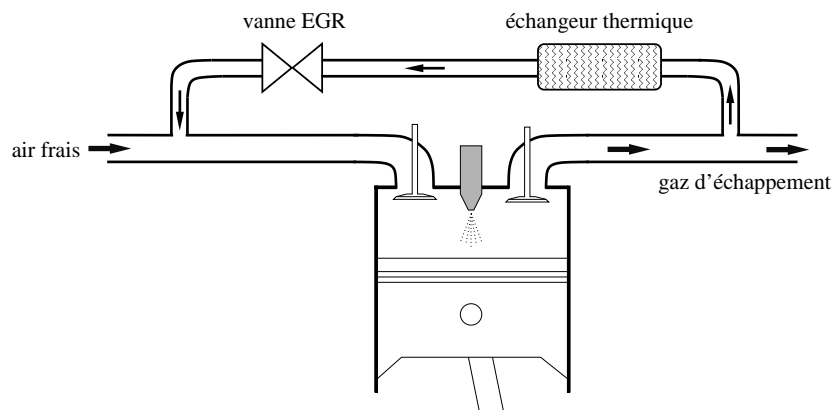


FIG. 2.5 – Représentation d'une boucle de recyclage externe des gaz d'échappement à haute pression refroidie.

Lorsque la vanne EGR est ouverte le collecteur d'admission contient un mélange d'air frais et de gaz brûlés. La conséquence directe est une réduction du taux d'oxygène des gaz admis dans les cylindres. Le

gaz d'échappement est assimilé à un gaz inerte puisqu'il est peu réactif pendant la combustion. La carence en oxygène se traduit par une diminution du taux d'oxydation du combustible, une réduction de la vitesse de combustion et un abaissement de la température de la flamme [203]. Le dernier effet est essentiel car la production de NO_x dépend de la température comme l'indique l'équation (2.5). Les expériences montrent qu'un abaissement de 50% de NO_x peut être obtenu à partir d'un taux d'EGR de 20% [5]. De plus, à faible taux, l'EGR améliore sensiblement la consommation spécifique du moteur (en charge partielle uniquement). Les recherches sur banc d'essai moteur pourvus d'accès optiques ont démontré que l'EGR modifie la physionomie de la combustion (formation du spray, délai d'auto-inflammation, durée de la combustion) [12]. L'utilisation de l'EGR n'est pas sans contreparties et peut affecter les performances du moteur [99, 71] :

- Dans le cas du moteur turbocompressé, la fraction de gaz d'échappement dérivée vers le collecteur d'admission n'est plus utilisable par la turbine. La puissance de celle-ci et la vitesse du turbocompresseur diminuent, donc la suralimentation est moins efficace. D'autre part, la fraction d'EGR réchauffe les gaz contenus dans le collecteur d'admission et réduit leur densité. Ces effets cumulés détériorent le remplissage des cylindres et affectent la puissance du moteur.
- Des taux d'EGR importants conduisent à des mélanges carburés très pauvres limitant la production de NO_x mais propices à la formation des autres polluants (particules, hydrocarbures imbrûlés et monoxyde de carbone).
- Le recyclage de gaz d'échappement est délicat pendant les régimes transitoires du moteur et peut occasionner des variations cycliques et des dispersions cylindre-à-cylindre.

Outre les systèmes de post-traitement, le recyclage des gaz d'échappement est actuellement le moyen le plus efficace et le moins coûteux pour lutter contre les émissions de NO_x du moteur Diesel. Le recyclage des gaz d'échappement a contribué à abaisser les niveaux de NO_x émis en deçà des valeurs préconisées par les normes actuelles. Son efficacité le rend presque indispensable malgré les inconvénients qu'il comporte. C'est la raison pour laquelle il requiert un contrôle méticuleux pour limiter les effets contraires à l'amélioration des performances du moteur.

2.6.3 La suralimentation du moteur Diesel par turbocompresseur

La puissance maximale que peut délivrer le moteur Diesel est bornée physiquement par la quantité de carburant introduite dans les cylindres. Pour réaliser une combustion complète et optimale en terme de rejets polluants, la masse de carburant est elle même limitée par la masse d'air admise dans le moteur. En d'autres termes [80] :

L'énergie libérable maximale est directement proportionnelle à la quantité d'oxygène ou d'air disponible contenue dans les cylindres au moment de la combustion. La partie de cette énergie convertie en travail mécanique suit une évolution parallèle.

Sans modification de la cylindrée du moteur, le seul moyen d'augmenter la puissance consiste à introduire plus d'air dans les cylindres. La suralimentation est alors la solution la mieux adaptée. Elle consiste à augmenter la densité de l'air dans les cylindres en élevant sa pression dans le collecteur d'admission. La comparaison des diagrammes de Clapeyron (cycle idéal mixte, FIG. 1.7) d'un moteur atmosphérique et d'un moteur suralimenté indique clairement le bénéfice de la suralimentation (FIG. 2.6). Les pertes de pompage sont réduites puisque la pression à l'admission est supérieure à la pression atmosphérique. La puissance du moteur augmente étant donné que le travail du cycle suralimenté est très nettement supérieur au cycle du moteur à aspiration naturelle. Il faut néanmoins veiller à réduire le rapport de compression pour éviter d'atteindre des pressions maximales de cycle trop élevées [39].

On doit les premières tentatives de suralimentation à Gottlieb Daimler (1885) et Rudolf Diesel (1896) qui tentèrent d'alimenter le moteur avec de l'air comprimé. Ce n'est que quelques années plus tard, en 1905, qu'un ingénieur Suisse, Alfred Büchi, conscient du faible rendement des moteurs à combustion interne de l'époque eut l'idée d'exploiter l'énergie des gaz d'échappement et déposa le brevet du premier

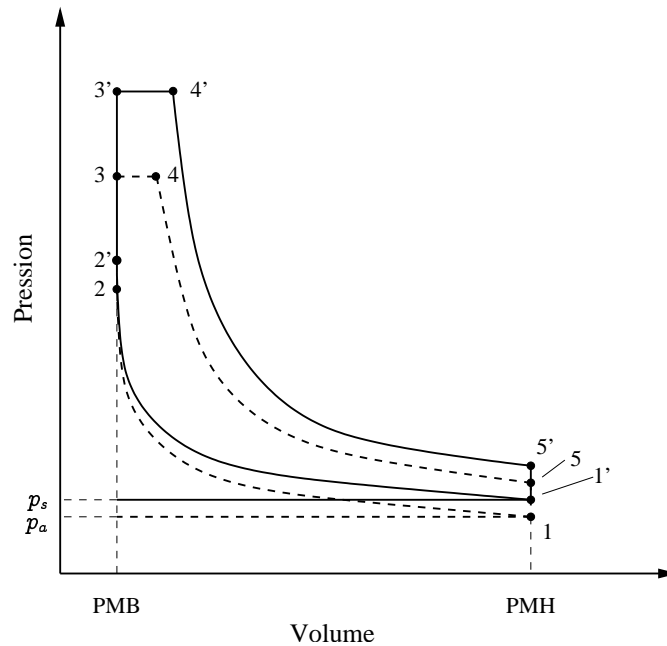


FIG. 2.6 – Comparaison du cycle mixte d'un moteur à aspiration naturelle (pointillés) et d'un moteur suralimenté (trait plein) pour des rapports de compression identiques [194]. La pression atmosphérique est notée p_a et la pression de suralimentation p_s .

turbocompresseur. Le brevet de Büchi fut exploité à partir de 1925 après plusieurs années d'expérimentations. À partir de 1940, l'essor de l'aviation a contribué au perfectionnement du turbocompresseur mais celui-ci est peu répandu dans le domaine automobile excepté sur les voitures de sport. C'est seulement après la première crise du pétrole en 1973 que le turbocompresseur va se généraliser car il contribue à réduire la consommation.

La plupart des moteurs à allumage par compression sont aujourd'hui suralimentés par un turbocompresseur fixe ou à géométrie variable. Il existe deux autres systèmes pour la suralimentation du moteur. Le compresseur mécanique (accouplement mécanique entre le moteur et un compresseur) inventé par Louis Renault en 1902 et les compresseurs à ondes de pression (Système Comprex). Dans sa configuration la plus classique et la plus répandue pour les moteurs d'automobiles, le turbocompresseur se compose de deux turbomachines : une turbine radiale centripète et un compresseur centrifuge couplés mécaniquement par un arbre. Son principe de fonctionnement est simple et repose sur l'exploitation de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement. L'énergie cinétique et l'enthalpie des gaz d'échappement sont prélevées du collecteur pour être distribuées sur la turbine qui les transforme en énergie mécanique disponible pour l'entraînement du compresseur. Ce dernier, monté sur la ligne d'admission du moteur, comprime l'air initialement à pression atmosphérique afin d'augmenter la masse d'air admise dans les cylindres. Étant donné que la compression adiabatique d'un gaz engendre inévitablement l'élévation de sa température, le turbocompresseur s'accompagne souvent d'un dispositif de refroidissement de l'air de suralimentation. Pour assurer cette fonction un échangeur de type air-air ou air-eau (plus efficace que le précédent) est placé entre le compresseur et le collecteur d'admission, d'où son nom anglais : *intercooler*. En réduisant la température de l'air de suralimentation sa densité augmente et le remplissage des cylindres est amélioré. Dans le cas d'un moteur Diesel de faible cylindrée équipé d'un turbocompresseur et d'un intercooler, il est possible d'introduire deux à trois fois plus d'air que dans le cas d'un moteur atmosphérique.

Le turbocompresseur traditionnel (ou fixe) bien que très répandu présente deux inconvénients :

1. Le couple moteur est optimal à condition que le débit d'air soit suffisant sur toute la plage de régime. Hélas, le turbocompresseur fixe est dimensionné de manière à fournir un débit d'air maximum, soit pour les bas régimes, soit pour les hauts régimes. Si on cherche à maximiser le couple à bas régime, on réduit la section du carter de la turbine

pour augmenter le taux de détente et le temps de réponse du système (*turbine à faible perméabilité*). Dans le cas contraire, si on favorise un couple optimum pour des régimes moteur élevés alors la section du carter est élargie afin de le rendre plus perméable (*turbine à forte perméabilité*).

2. Le contrôle de la pression de suralimentation est indispensable afin d'éviter les surpressions ou, à l'inverse, les pressions insuffisantes. Une pression de suralimentation trop élevée implique des pressions cylindre difficiles à supporter par le moteur. Si la pression de suralimentation est trop faible, le moteur perd de la puissance et émet plus de fumées. La pression dans le collecteur d'admission est régulée à l'aide d'une soupape de décharge commandée directement par la pression ou la dépression dans le collecteur d'admission. Lorsque la soupape est ouverte, les gaz d'échappement contournent la turbine, réduisant sa puissance et la vitesse du turbocompresseur. Le contrôle de la pression de suralimentation par soupape de décharge est simple et peu coûteux, mais ce procédé gaspille l'énergie des gaz d'échappement.

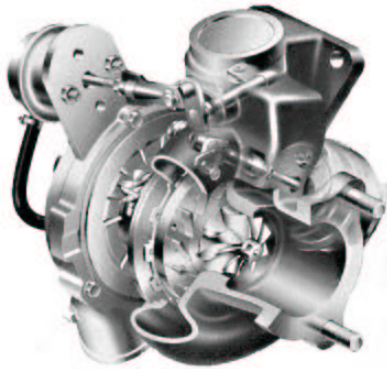


FIG. 2.7 – Turbocompresseur à géométrie variable.

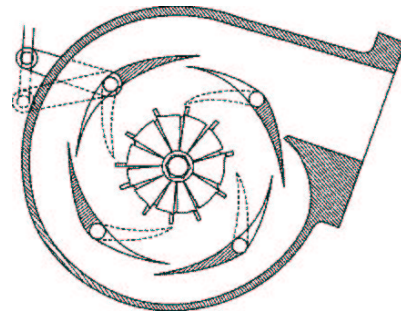


FIG. 2.8 – Schéma de représentation du distributeur à ailettes (source [71]).

Pour résoudre ces problèmes, le turbocompresseur fixe est progressivement remplacé par le turbocompresseur à géométrie variable (VGT, Variable Geometry Turbocharger). Ce système a été mis au point dans les années 1980 et fut installé sur les véhicules de tourisme pour la première fois en 1992 (FIG. 2.2). Le turbocompresseur à géométrie variable permet d'ajuster la section de passage des gaz d'échappement grâce à un distributeur à ailettes monté sur le carter de la turbine (FIG. 2.7) et piloté par l'électronique. Le débit des gaz d'échappement et l'angle d'attaque des gaz sur les pales de la turbine dépendent de la position des aubages du distributeur (FIG. 2.8). Ce système module la puissance transmise au compresseur et donc le débit d'air frais à l'admission. Le turbocompresseur à géométrie variable assure une meilleure utilisation des gaz d'échappement, notamment à bas régime. De plus, il évite la surpression pour les régimes moteur élevés. La flexibilité de ce système facilite l'adaptation moteur-turbocompresseur et optimise le couple sur toute la plage de régime (FIG. 2.9). Le temps de réponse du turbocompresseur à géométrie variable est plus court. C'est un avantage lors des régimes transitoires du moteur [65]. C'est au cours des accélérations ou des décélérations brutales à bas régime (cas typique d'un parcours urbain) que les niveaux de polluants augmentent, notamment les particules et les hydrocarbures imbrûlés. Ces pics d'émissions sont liés aux excursions de la richesse lors des transitoires. Pendant une forte accélération, le mélange devient plus riche et lors d'une décélération le mélange s'appauvrit. L'adaptation rapide de la pression de suralimentation limite les déséquilibres du rapport air-carburant et participe à la réduction des émissions polluantes.

2.7 Le contrôle moteur : objectifs et principes

Les organes de pilotage du moteur doivent égaler les dispositifs de régulation mécaniques qu'ils remplacent vis-à-vis de la fiabilité de fonctionnement tout en améliorant les performances. Leur introduction

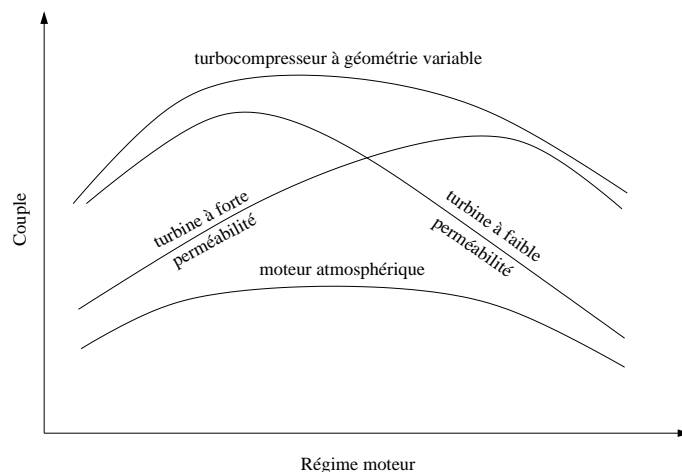


FIG. 2.9 – Comparaison des performances du moteur en fonction du type de suralimentation [202].

progressive sur les moteurs modernes privilégie le rôle du contrôle. Il est impossible de dissocier l'organe mécatronique de l'algorithme chargé de sa régulation. C'est la stratégie de contrôle qui assure l'optimisation du processus. Le contrôle est chargé de coordonner les actionneurs dans un seul but que l'on peut formaliser de la manière suivante :

Le système de contrôle moteur doit garantir la production du couple demandé par le conducteur tout en minimisant la consommation de carburant et en respectant les seuils d'émissions préconisés par les normes anti-pollution. Il doit également tenir compte de l'agrément de conduite.

En résumé, le contrôle moteur est tenu de satisfaire des contraintes antagonistes. Premièrement, pour obtenir un couple élevé sur l'arbre moteur, il est pratiquement impossible de réduire la consommation de carburant. D'autre part, l'optimisation de la consommation du véhicule est en opposition avec la réduction des émissions polluantes [87]. En général, on cherche plutôt à trouver le meilleur compromis possible entre la puissance, la consommation et les émissions. Jusqu'au milieu des années 1980, les systèmes de régulation des véhicules étaient purement mécaniques (FIG. 2.2). Seuls la masse injectée et l'avance à l'injection comptaient parmi les paramètres de régulation du moteur. La commande du moteur Diesel est devenue de plus en plus complexe à mesure de l'accroissement du nombre de paramètres à ajuster. Actuellement, les actionneurs disponibles permettent d'agir avec beaucoup de précision sur :

- les paramètres d'injection (masse, avance à l'injection, durée des injections,...) ;
- la pression de suralimentation ;
- la charge d'air ;
- la température de l'air de suralimentation ;
- le taux d'EGR.

Le contrôle de ces états du système va influencer la dynamique des variables dites "de sorties" caractérisant les performances du moteurs, à savoir :

- le couple moteur ;
- le régime ;
- la consommation spécifique ;
- les émission polluantes ;
- les niveaux de bruits et de vibrations.

Le contrôle du moteur Diesel se rapporte à un problème de régulation d'un système non-linéaire de type MIMO (Multiple Input Multiple Output). Il faut donc trouver les valeurs des paramètres d'entrée qui optimisent les sorties considérées pour chaque point de fonctionnement du moteur. Rappelons que les points de fonctionnement du moteur sont définis sur un maillage régime-couple. La complexité du problème posé provient de la quantité d'informations à gérer et des interactions entre les actionneurs et les sorties. Dans le cas classique, le problème du contrôle moteur est résolu en deux étapes principales :

1. **La phase de calibration.** La commande du moteur est majoritairement réalisée en boucle ouverte. Les lois de commande sont implémentées sous forme de cartographies stockées dans le calculateur du véhicule ; on en dénombre entre 80 et 120 selon les cas [103]. Ces cartes contiennent les valeurs de consigne des variables de commande permettant d'optimiser les variables de sorties. Ces valeurs de consigne sont obtenues par calibration. La calibration est une phase purement expérimentale réalisée directement sur un banc moteur, elle consiste à ajuster empiriquement les paramètres de contrôle en fonction de critères d'optimisation. A l'origine, les cartes reliaient directement les mesures issues des capteurs avec les paramètres de commande. Pour faciliter l'intégration et le développement du système de gestion du moteur, la commande est hiérarchisée autour d'une variable intermédiaire : le couple moteur. Cette architecture est connue sous le nom de "commande en couple". Le moteur est contrôlé par rapport à une consigne de couple à laquelle se greffent des contraintes sur la consommation et les émissions. Par exemple, si on note \mathbf{U} le vecteur des variables de commande incluant la masse injectée m_{inj} , l'angle d'avance à l'injection θ_{inj} , la position de la vanne EGR χ_{egr} et la position du VGT χ_{vgt} , alors, le critère d'optimisation J à minimiser peut s'écrire :

$$J(\mathbf{U}) = \sum_{n=1}^{n=n_p} k_n CSE_n(\mathbf{U}) \text{ avec } \mathbf{U} = [m_{inj} \theta_{inj} \chi_{egr} \chi_{vgt}] \quad (2.7)$$

où CSE est la consommation spécifique effective du moteur. Pour limiter la durée des essais, seuls les points de fonctionnement les plus représentatifs du comportement du moteur, au nombre de n_p , sont visités. Pour chacun d'entre eux les contraintes sur les quatre espèces polluantes réglementées s'additionnent au critère précédent :

$$\sum_{n=1}^{n=n_p} k_n (HC, NOx, CO, PM)_{mesure} \leq \sum_{n=1}^{n=n_p} (HC, NOx, CO, PM)_{limite} \quad (2.8)$$

On affecte des facteurs de pondération k_n qui diffèrent selon le point de fonctionnement réalisé.

2. **La correction dynamique des cartographies.** L'optimisation statique seule n'est pas suffisante pour garantir les performances du moteur. Les valeurs initiales étant déterminées à partir de points de fonctionnement caractéristiques sur banc d'essai ; elles ne sont pas nécessairement adaptées à toutes les configurations du fonctionnement normal d'un moteur. C'est à ce niveau qu'intervient la correction dynamique. La valeur de la carte est une valeur de base, l'ajustement se fait autour de celle-ci. Cette correction peut s'effectuer en boucle ouverte ou en boucle fermée.

Cette méthodologie a fait ses preuves et c'est d'ailleurs la démarche suivie par les constructeurs automobiles pour la mise au point du contrôle moteur. En plus de sa fiabilité, ce type de régulation présente l'avantage d'une bonne portabilité sur le calculateur du moteur car elle ne nécessite pas de calculs complexes (outre les interpolations entre les valeurs des cartes). C'est un atout commercial puisque que le coût d'une unité de commande électronique est proportionnel à la puissance de calcul. Cependant, cette démarche purement empirique s'avère extrêmement longue et coûteuse dès lors qu'il faut déterminer la sensibilité de la consommation et des émissions par en fonction des variations des variables de commande. Ainsi, le développement complet d'un contrôle moteur peut s'étendre sur une période d'environ 18 mois [103]. Cette approche du contrôle moteur présente un autre inconvénient : la stratégie de commande doit être réadaptée dès que la configuration du moteur change ou à l'occasion du passage à un échelon plus sévère des normes anti-pollution. Enfin, cette méthode de développement n'offre aucune garantie quant à la robustesse du régulateur obtenu. Pour un meilleur contrôle de la dynamique du moteur, et pour gagner du temps sur la mise au point il est fondamental de dépasser le stade des lois de commandes en boucles ouvertes cartographiées et de les remplacer par des algorithmes basés sur la théorie de l'automatique. Actuellement, les problèmes de commande du moteur Diesel sont la plupart du temps associés à :

- *La commande en boucle fermée de la suralimentation et du taux d'EGR par l'approche modèle.* Le débit d'EGR et le rapport air-carburant sont régulés autour de points de fonctionnement satisfaisant les critères d'émissions. Ce système est intrinsèquement non-linéaire du fait de l'interaction entre les deux organes de pilotage. C'est pourquoi ce problème doit être abordé sous l'angle de la commande multivariable plutôt que de gérer chaque actionneur avec deux boucles de régulation indépendantes qui vont nécessairement entrer en concurrence. La synthèse de lois de commande est réalisée à partir d'un modèle physique simplifié [106]. Le modèle est réduit à trois variables d'état : la pression dans le collecteur d'admission, la pression dans le collecteur d'échappement et la puissance du compresseur (§ 3.6.2). Les entrées de commande du système sont représentées par le débit d'air frais et le débit EGR. Ces variables sont pilotées par la position de la vanne EGR et du distributeur de la turbine à géométrie variable. Ce système non-linéaire à trois états a fait l'objet de travaux basés sur des outils modernes de la théorie du contrôle : mode de glissement [187], fonctions de Lyapunov assignables [107, 108], commande adaptative [6], commande de type H_∞ [115], la commande prédictive basée sur la platitude [16].
- *L'analyse de la combustion en temps réel et le contrôle en boucle fermée de la pression cylindre* constituent un réel défi. Les avantages d'une régulation en boucle fermée de la pression sont nombreux : réduction des variations cycliques, meilleur contrôle du couple. A titre d'exemple, le contrôle de la pré-injection peut être réalisé en fonction du plus fort gradient de pression ou de la valeur de la pression maximale de cycle afin de réduire le bruit de combustion. On peut aussi envisager d'asservir l'avance à l'injection pour prévenir les fluctuations du délai d'auto-inflammation. Ainsi, en limitant la dispersion du délai d'auto-inflammation d'un cycle à l'autre, les vibrations du bloc moteur sont atténuées. Hélas, ces applications potentielles se heurtent aux problèmes de métrologie et de puissance de calcul. D'une part, la mesure directe de la pression cylindre (capteur piézoélectrique) est réservée aux bancs expérimentaux car elle est encore trop coûteuse pour la mise en série. D'autre part, les calculateurs embarqués ne sont pas suffisamment puissants pour gérer les algorithmes de traitement du signal de pression.

2.8 De la modélisation à la commande

Dans cette section, nous allons décrire en quelques points une méthodologie plus rationnelle pour la mise au point d'un système de gestion du moteur. Du concept à l'implantation sur le moteur, la méthode peut se résumer en cinq étapes :

1. La première étape consiste à réaliser un simulateur numérique du moteur Diesel. Ce simulateur doit reproduire le plus fidèlement possible le comportement des variables que l'on cherche à contrôler. Les phénomènes physiques mis en jeu sont nombreux, il peut s'agir de phénomènes lents (évolutions de la température du bloc moteur), qui s'établissent sur plusieurs cycles moteur (débit massique moyen d'air) ou encore de phénomènes rapides définis par rapport à l'angle vilebrequin (dynamique de la pression cylindre). Dans un premier temps, on détermine le niveau de détail et le formalisme en fonction de l'objectif initial : c'est l'étape qualitative durant laquelle sont fixées les équations. Le modèle constituant la base des simulations doit être très précis, et il repose en général sur les lois de la physique (*modèles de connaissance*), bien que ce formalisme ne soit pas unique. Une fois la caractérisation du modèle achevée, il faut ensuite déterminer les valeurs des coefficients des équations du modèle en se basant sur des relevés expérimentaux, c'est la phase quantitative.
2. La synthèse des lois de commande est réalisée dans un second temps en se basant sur les techniques mathématiques de l'automatique. Suivant la démarche conventionnelle de l'automaticien, les algorithmes de commande sont formulés à partir d'un modèle du système, c'est l'*approche modèle*. Le modèle de connaissance développé à l'étape 1 est généralement

trop complexe pour la synthèse de lois de commande. Il faut donc établir un modèle plus simple et mieux adapté. Ce modèle de commande peut être obtenu, soit par simplification de modèles physiques, soit par identification à partir de mesures (*modèle "boîte-noire"*). L'approche modèle présente l'avantage d'être plus générale que la méthode classique de calibration. De plus, les régulateurs obtenus sont plus performants et moins sensibles aux incertitudes de modélisation, aux erreurs de mesures et aux dispersions paramétriques entre moteurs. Les applications de techniques de commande non-linéaires ont déjà fait leurs preuves mais n'ont pas encore atteint le stade de la mise en série. Pourtant, les constructeurs automobiles s'y intéressent de plus en plus et les prochaines générations de contrôle moteur devraient bénéficier de ces techniques avancées.

3. On procède ensuite à la validation des algorithmes selon la procédure dite "*software-in-the-loop*". Il s'agit en fait d'une validation purement logicielle. Les régulateurs calculés à l'étape 2 sont testés sur le modèle de connaissance développé à l'étape 1. La validation en simulation permet une analyse rapide des performances des lois de commande et d'en affiner les réglages sans risquer d'endommager le moteur.
4. A ce stade, les lois de commande testées et validées pourraient être embarquées sur le véhicule. Cependant, une étape intermédiaire de validation s'impose. C'est une simulation mixte faisant intervenir le modèle du moteur et l'unité de contrôle électronique. Les algorithmes de régulation sont chargés dans le calculateur, ce dernier étant interfacé avec un simulateur temps réel du moteur. Cette procédure, plus connue sous le nom de simulation "*hardware-in-the-loop*", fait partie intégrante du prototypage rapide du contrôle moteur et est en passe de devenir un standard [105, 18, 171]. L'intérêt réside dans la validation des régulateurs en temps réel et la possibilité de simuler des défaillances intervenant sur des capteurs ou sur des actionneurs.
5. L'implémentation des régulateurs sur le moteur est l'ultime étape. Elle implique principalement les ingénieurs responsables du choix et de la mise en œuvre du système électronique de commande comprenant l'interface avec les capteurs et les actionneurs. Le contrôle moteur est complet après les tests de fiabilité et d'éventuelles mises au point.

2.9 Conclusion

Ce chapitre offre un aperçu des enjeux concernant la commande du moteur à allumage par compression. En synthèse, il apparaît clairement que les évolutions technologiques induites par le biais de la pression législative ont conduit à optimiser les performances de ce moteur. Nous avons montré que les actionneurs mécatroniques ont contribué, au même titre que les nouvelles techniques de conception, à l'amélioration des combustibles ou à l'introduction de systèmes de post-traitement, à limiter les inconvénients inhérents à la combustion Diesel. Hélas, il reste encore du chemin à parcourir avant d'atteindre l'objectif utopique "zéro-pollution". Bien qu'ils soient encore perfectibles, les actionneurs disponibles aujourd'hui ont atteint un niveau de performance suffisant et il semble que la marge d'optimisation se situe plutôt au niveau des algorithmes de commande de ces organes. Actuellement, les régulateurs sont le plus fréquemment basés sur des lois tabulées établies par calibration. Il faudra nécessairement envisager leur remplacement par des lois de commande s'appuyant sur la théorie de l'automatique. Les travaux déjà accomplis ont prouvés leur meilleure efficacité. De plus, la démarche de conception est plus rationnelle puisque les algorithmes sont généralisables. Cependant, l'application de ces méthodes implique la formulation de modèles adaptés, d'une part à la synthèse des lois de commande et, d'autre part, à leur simulation. Les prochains chapitres sont consacrés à l'état de l'art de la modélisation de moteur à combustion interne et à l'élaboration d'un simulateur du moteur approprié aux tests des lois de commande et de diagnostic.

Chapitre 3

Les modèles de moteurs adaptés à la commande et au diagnostic : état de l'art

Sommaire

3.1	Introduction	69
3.2	La modélisation des moteurs à combustion interne : motivations et histoire	70
3.3	Terminologie et définitions	72
3.4	Les modèles quasi-stationnaires	73
3.5	La méthode "vidange-remplissage"	75
3.6	Les modèles à valeurs moyennes	76
3.7	Les modèles de représentation	80
3.8	Discussion	86

3.1 Introduction

Durant les trente dernières années, le nombre de publications consacrées à la modélisation et aux simulations numériques des moteurs à combustion interne n'a cessé de croître. La modélisation des moteurs dans l'optique du contrôle ou du diagnostic implique des chercheurs issus de champs disciplinaires très différents : thermodynamique, combustion, mécanique, électronique, automatique. La pluralité des intervenants et le foisonnement des articles publiés ne facilite pas l'approche de ce milieu où l'interdisciplinarité peut être parfois fertile mais aussi source d'incompréhensions. C'est la raison pour laquelle nous avons souhaité présenter dans ce chapitre une synthèse des approches de la modélisation en rapport avec le contrôle moteur. Les modèles qui entrent dans ce cadre précis doivent satisfaire des critères dépendants des motivations définies au chapitre précédent et des contraintes relatives à l'élaboration des systèmes de gestion du moteur et donc de l'attente de l'automaticien (§ 3.2). Nous verrons quelles sont les méthodes de modélisation concernées et nous les introduirons selon une perspective chronologique. Enfin, la classification de ces méthodes ne saurait s'affranchir d'une terminologie adéquate (§ 3.3).

Ce chapitre englobe les techniques de modélisation reposant sur les lois de la physique ainsi que les modèles purement empiriques (§ 3.4, 3.5, 3.6, 3.7). Ces deux catégories sont largement représentées dans la littérature scientifique, notamment dans les ouvrages de Watson et Janota [194], de Heywood [99] ou dans l'article de référence de Guzzella et Amstutz [87]. Cependant, excepté dans ce dernier travail, elles sont souvent traitées indépendamment, d'où l'intérêt d'en faire une synthèse. Ce chapitre a pour objet la présentation des principes de chaque méthode de modélisation et d'établir un bilan pour les situer dans le contexte du contrôle moteur (§ 3.8). À terme, les informations relevées serviront à identifier la méthode la mieux adaptée dans le cadre de notre étude.

3.2 La modélisation des moteurs à combustion interne : motivations et histoire

Un modèle est une abstraction, sous forme mathématique, d'un phénomène observé. Il joue un rôle fondamental dans toute démarche scientifique ; il fait office de jonction entre l'objet et la science, c'est-à-dire entre le réel et l'abstrait. Avant d'entrer dans le vif du sujet, il est essentiel de s'interroger sur les raisons qui motivent les chercheurs à établir des modèles. En fait, la modélisation est étroitement liée au besoin péremptoire non seulement de mieux comprendre mais aussi de maîtriser notre environnement. C'est d'autant plus vrai en automatique puisque les lois de commande sont obtenues directement à partir d'un modèle du système. La modélisation et le contrôle sont donc intimement liés au désir de comprendre et de maîtriser les systèmes ou les phénomènes qui nous entourent. D'ailleurs la compréhension passe par notre aptitude à les reproduire à notre échelle sur des outils dont nous avons la maîtrise : les calculateurs numériques. Même si certains problèmes échappent encore à notre compréhension, nous sommes aujourd'hui capables de résoudre des équations gouvernant des phénomènes complexes avec des vitesses de calcul extrêmement rapides. L'amélioration constante des performances des calculateurs enrachine l'utilisation de modèles dans toutes disciplines scientifiques.

C'est justement avec l'essor de l'informatique que sont apparus les premiers modèles numériques de moteurs thermiques. La modélisation des moteurs à combustion interne est essentiellement guidée par deux vecteurs. Nous l'avons déjà évoqué, le développement de notre connaissance de ce système complexe se place certainement au premier plan. Mais, n'oublions pas que la modélisation est indiscutablement un gain de temps et d'argent, s'il est possible que ces deux notions soient dissociables dans un contexte industriel et, particulièrement, au sein de l'industrie automobile. Les modèles font aujourd'hui partie intégrante des procédures de conception des nouveaux moteurs : architecture, aéraulique interne, développement des systèmes de commande, etc. Les modèles sont capables de prévoir le comportement et les performances du moteur sans avoir recours à des essais sur des bancs expérimentaux. On évite ainsi les risques inhérents aux tests et on peut aussi envisager de simuler le système dans des configurations inhabituelles. En outre, le modèle permet d'avoir accès à des variables qui se révèlent parfois difficiles voire impossibles à appréhender directement sur le moteur. En résumé, le modèle est une source flexible d'informations utiles et peu coûteuses.

Le formalisme mathématique du modèle dépend étroitement de son usage. C'est pourquoi il est indispensable de définir la fonction du modèle dans le contexte du contrôle moteur. La démarche de conception d'un système de gestion du moteur (§ 2.8) requiert trois catégories de modèles :

1. **Les modèles adaptés à la synthèse des lois de commande.** Le critère déterminant est lié à la structure mathématique du modèle. Elle se résume la plupart du temps à des systèmes d'équations différentielles ordinaires continues ou discrètes et souvent compactes (moins de cinq équations). En général, les modèles de commande ne représentent qu'un sous-ensemble du moteur et ils ne sont fiables que sur des plages de fonctionnement restreintes.
2. **Les simulateurs du moteur.** Un simulateur restitue le comportement du moteur complet où tous les organes y sont représentés. Il reproduit l'évolution des variables utiles au contrôle moteur et sert de support pour les validations de lois de commande. Le formalisme mathématique repose majoritairement sur des lois physiques.
3. **Les simulateurs temps réel.** Un simulateur temps réel présente les mêmes caractéristiques que le simulateur précédent mais il offre possibilité de réaliser des simulations dites "hardware-in-the-loop" [105]. Les simulations en temps réel permettent de prendre en compte les contraintes supplémentaires associées au temps de calcul des lois de commande. N'oublions pas, qu'à terme, les régulateurs seront embarqués sur les calculateurs de véhicules de tourisme. Les performances des unités de commande électronique sont limitées et nécessitent parfois la simplification des algorithmes.

Dans les sections qui suivent nous allons décrire les modèles conformes aux critères d'une ou plusieurs de ces trois catégories. On s'intéressera particulièrement aux modèles ci-dessous.

1. les modèles quasi-stationnaires,
2. les modèles basés sur la méthode "vidange-remplissage",
3. les modèles à valeurs moyennes,
4. les modèles de comportement (linéaires et non-linéaires).

Nous n'aborderons pas dans cette étude les modèles de dynamique des fluides ou les codes de calcul multidimensionnels (type KIVA II). Ceux-ci sont basés sur la résolution d'équations aux dérivées partielles avec des conditions aux limites (Navier-Stokes) et ils sont plutôt destinés aux simulations précises de l'aérodynamique et de la combustion dans le moteur. Ces codes sont appropriés à la description de phénomènes physiques locaux mais ils sont trop complexes et trop restrictifs en terme de temps de calcul pour le contrôle moteur.

L'historique des techniques de modélisation met en relief les multiples contributions qui s'y rapportent. Pour simplifier, on distingue trois étapes principales dans l'évolution de la modélisation des moteurs à combustion interne (FIG. 3.1). Ces périodes ne se suivent pas mais elles se superposent au fil du temps.

Les premiers modèles de moteur ont été proposés à partir des années 1950, et, au cours de la décennie suivante, Borman [31] fut l'un des premiers à réaliser un simulateur reposant sur l'analyse thermodynamique du moteur. Ces modèles étaient destinés à l'étude des performances du moteur et au dimensionnement de turbocompresseurs. Il n'y a pas encore de lien apparent avec le contrôle moteur puisque qu'il n'en est pas encore question à cette époque. Cependant, le concept fut repris et baptisé quelques années plus tard sous le nom de *méthode "vidange-remplissage"* par Janota et Watson [195, 109]. C'est notamment au travers des publications de Watson que transparaissent les premières passerelles entre la modélisation et le contrôle moteur [194, 192]. N'oublions pas les modèles *quasi-stationnaires* introduits au début des années 1970 par Ledger *et al.* [128, 127] qui associent des équations physiques avec des caractéristiques statiques de certains organes du moteur.

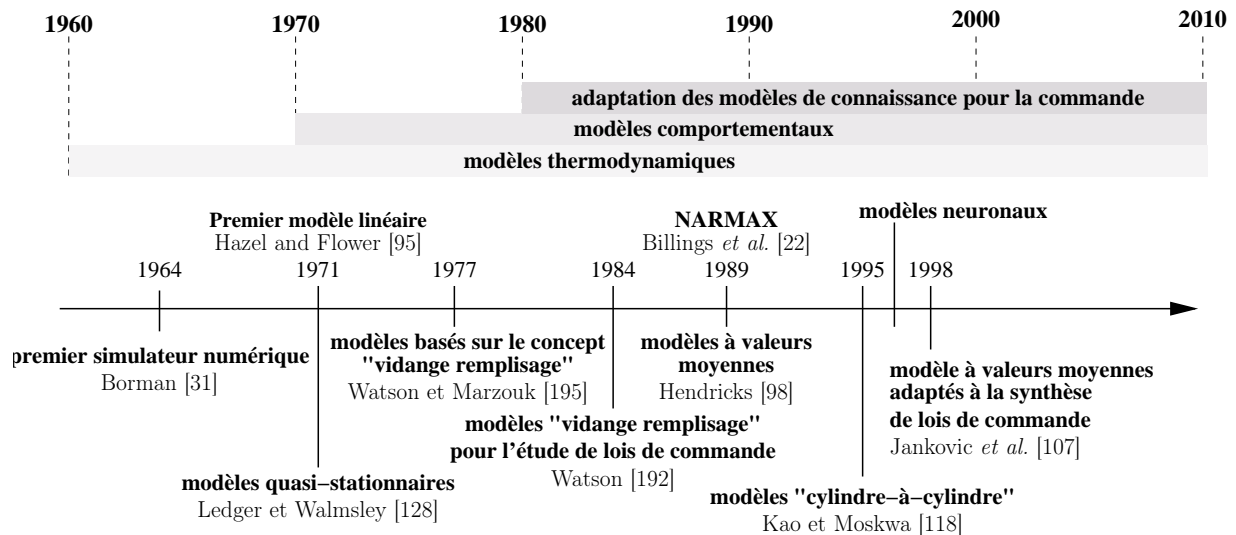


FIG. 3.1 – Historique des techniques de modélisation du moteur à allumage par compression

La seconde étape débute à la même époque avec les résultats des travaux menés par Hazel et Flower [95]. Ils sont à l'origine des premiers modèles empiriques linéaires adaptés aux techniques de l'automatique et ils ont ouvert la voie à de nombreuses contributions dans les années qui suivirent. Il a fallu attendre une vingtaine d'années pour voir émerger les premières applications de techniques non-linéaires d'identification (modèles NARMAX et modèles à base de réseaux de neurones). Ces méthodes sont au-

jourd'hui très populaires et largement répandues.

Jusqu'à la fin des années 1980, il persiste une dichotomie entre l'approche physique (modèles de connaissance) et l'approche des automaticiens (modèles comportementaux). C'est à cette période que les travaux d'une équipe de recherche danoise conduite par Hendricks ont contribué à faire converger ces deux communautés. Les *modèles à valeurs moyennes* qu'ils ont formulé sont le résultat de la simplification des modèles "vidange-remplissage" [98]. Ils ont peu à peu été adaptés à la synthèse des lois de commande [107].

3.3 Terminologie et définitions

Préalablement à l'étude des techniques de modélisation, il convient d'adopter une terminologie cohérente avec laquelle nous allons classer les modèles par groupes d'appartenance. Nous avons choisi quatre critères :

1. On distingue dans un premier temps les modèles empiriques des modèles analytiques. Par convention nous adopterons ces deux catégories comme premier niveau de classification.
 - (a) Les **modèles empiriques** (ou *modèle de représentation*). Ils sont construits à partir de mesures récoltées au cours d'essais expérimentaux. Etant donné que ces modèles s'inspirent peu, voire pas du tout, de notre connaissance du système, on les appelle aussi *modèles "boîte-noire"* ou *modèles comportementaux*. On a recours à ces modèles lorsqu'un processus est trop complexe à décrire analytiquement ou que notre compréhension du phénomène est limitée.
 - (b) Les **modèles analytiques** (ou *modèles de connaissance*). Ils résultent de la mise en équation des phénomènes physiques régissant le comportement du système. Les paramètres de ces modèles ont un sens physique (masse, inertie, température, etc.)
2. Le second critère est associé au formalisme mathématique, ainsi on distingue :
 - (a) les **modèles linéaires**,
 - (b) des modèles **non-linéaires**.
3. Le choix de la variable indépendante du modèle est prépondérant ; il détermine le type de dynamique sur laquelle on se focalise.
 - (a) **Le temps**. Les modèles sont souvent définis par rapport au temps, en particulier si on s'intéresse au contrôle du régime moyen du moteur ou à la régulation de la pression de suralimentation par exemple.
 - (b) **L'angle vilebrequin**. Si le modèle de départ est défini par rapport au temps t , alors on peut utiliser le changement de variable suivant :

$$\frac{d}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \frac{d}{d\theta} = \omega \frac{d}{d\theta} \quad (3.1)$$

où ω est la vitesse de rotation instantanée du vilebrequin. Les modèles de la pression cylindre sont concernés et, plus généralement, toute variable dont on souhaite connaître l'évolution entre deux cycles moteur.

- (c) **Le cycle moteur** ($720^\circ C$). Cet intervalle correspond à la période naturelle de fonctionnement d'un moteur à quatre temps. Si initialement, la variable indépendante du modèle est le temps t , le changement de variable conduisant à un modèle discret est défini par :

$$d\tau = h N dt \quad (3.2)$$

où N est la fréquence de rotation du moteur, dt l'intervalle de temps et τ la nouvelle variable indépendante. Avec $h = 2$, le pas élémentaire du modèle correspond à un cycle moteur. On rencontre parfois des modèles discrets avec un pas équivalent à un temps moteur (une demi-révolution du vilebrequin, $h = 1/2$).

4. La fonction du modèle.

- (a) Les modèles adaptés à l'analyse et aux simulations.
- (b) Les modèles adaptés à la synthèse des lois de commande.
- (c) Les modèles adaptés au diagnostic.

3.4 Les modèles quasi-stationnaires

Les premières publications relatives aux modèles quasi-stationnaires de moteurs Diesel ont été proposées par Ledger *et al.* [128, 127], Benson *et al.* [20, 19] et Bowns *et al.* [32] au début des années 1970. La vocation principale de ce type de modèle est l'étude du comportement du moteur et l'amélioration des performances pendant les phases transitoires [20]. Mieux comprendre le comportement transitoire du moteur Diesel nécessite un modèle capable de reproduire le comportement du moteur sur toutes les plages de fonctionnement de celui-ci. Le premier obstacle à la mise en place de tels modèles est la puissance de calcul disponible. En effet, la capacité des calculateurs de l'époque rendait les simulations des modèles basés sur les équations thermodynamiques prohibitives en terme de temps de calcul. Ce facteur est encore plus restrictif lorsqu'il s'agit de simuler le fonctionnement du moteur sur des échelles de temps largement supérieures à un cycle moteur (plusieurs minutes). La simplification des modèles s'est avérée indispensable : aux équations de la thermodynamique sont substituées des caractéristiques linéarisées (FIG. 3.3) ou encore des formules de corrélation sensées reproduire le comportement de l'organe modélisé. Ces caractéristiques sont obtenues à partir de séries de mesures en régime stationnaire sur banc d'essai. En fait, le concept de base de l'approche quasi-stationnaire repose sur le postulat suivant : les régimes transitoires d'un moteur sont assimilables à une suite d'états stationnaires proches. Cette assertion n'est pas valable pour toutes les variables, notamment en ce qui concerne les débits des gaz : elle est donc la principale source d'erreurs. Un modèle quasi-stationnaire ne reproduit l'évolution des variables du moteur qu'en terme de valeurs moyennes sur un intervalle temporel correspondant au minimum à un temps moteur.

Un modèle de moteur Diesel équipé d'un turbocompresseur se divise naturellement en plusieurs sous-systèmes (FIG. 3.2) : le turbocompresseur, le dispositif d'injection du carburant et son régulateur, le cylindre et le modèle dynamique. Le turbocompresseur est représenté par trois blocs, le premier pour la turbine, le second pour le compresseur et le troisième représente le modèle dynamique de l'ensemble turbine-compresseur. Les modèles de la turbine et du compresseur s'appuient sur les données fournies par le constructeur (rapport des pressions, débit massique, rendement et vitesse). La vitesse de rotation de l'ensemble est déduite du principe fondamental de la dynamique. Afin d'atteindre un niveau de simpli-

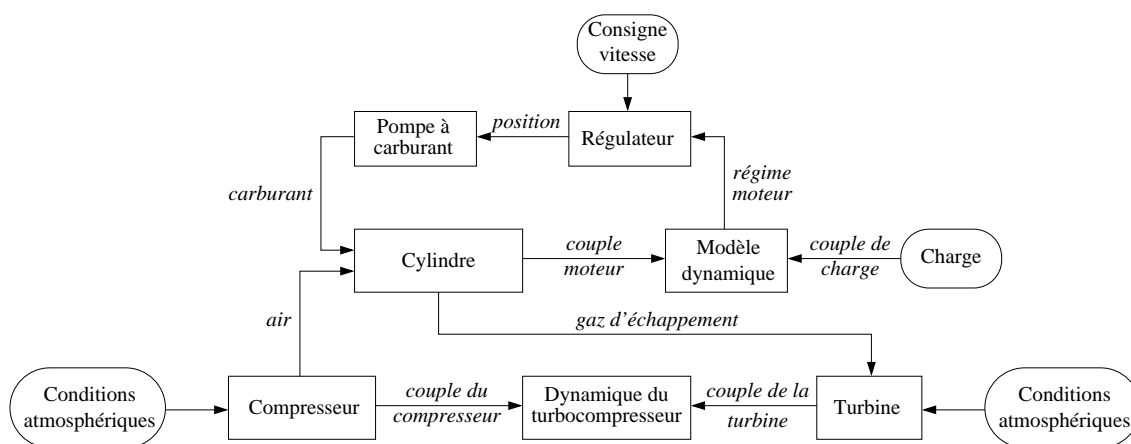
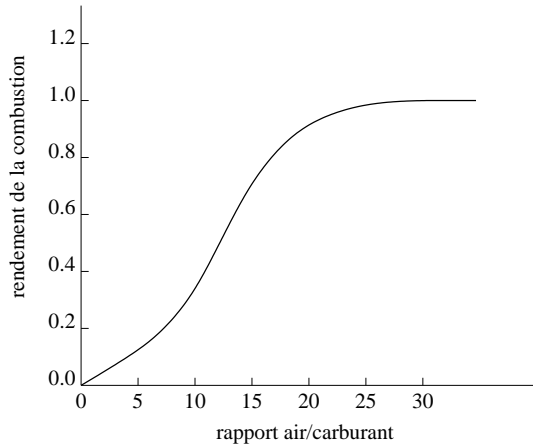


FIG. 3.2 – Schéma fonctionnel d'un modèle quasi-stationnaire de moteur Diesel suralimenté [20]

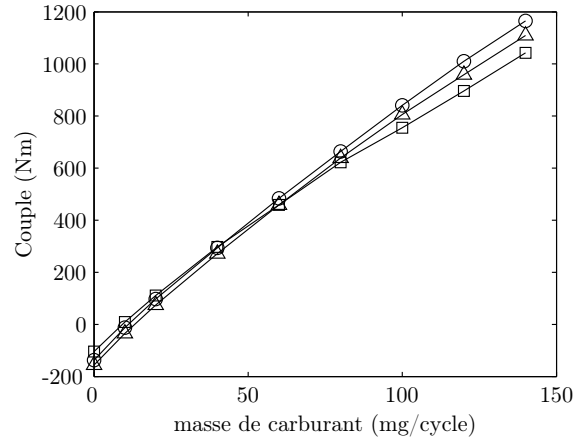
fication suffisant, le modèle du cylindre occulte toutes descriptions des phénomènes physiques impliqués lors de la combustion. Ainsi, le couple moteur Γ_F est une fonction linéaire de la quantité de carburant injecté m_f et du régime moteur N (FIG. 3.3(b)) :

$$\Gamma_F = k_1 m_f - k_2 N \quad (3.3)$$

Les constantes du modèle sont choisies afin que la fonction (3.3) reproduise au mieux l’allure des données récoltées sur le moteur. Le modèle du cylindre comprend des fonctions similaires pour le rendement de la combustion en fonction de la richesse des gaz dans le cylindre (FIG. 3.3(a)) et pour le facteur d’augmentation de la température des gaz en fonction de la masse de carburant injecté. Cette caractéristique permet notamment de connaître la température des gaz d’échappement. La vitesse de rotation du vilebrequin est



(a) Allure du rendement de la combustion en fonction du rapport air/carburant du mélange contenu dans le cylindre.



(b) Couple moteur en fonction de la masse de carburant injecté par cycle pour différentes valeurs du régime moteur (données extraites de [185]).

FIG. 3.3 – Caractéristiques linéarisées du sous-système combustion d’un modèle quasi-stationnaire.

donnée par

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J_m} (\Gamma_F - \Gamma_r) \quad (3.4)$$

où J_m est le moment d’inertie du moteur, Γ_F représente le couple frein et Γ_r le couple résistant. Le système d’injection et la pompe à carburant sont modélisés par une fonction de transfert obtenue après analyse des données fournies par le constructeur. En ce qui concerne le débit dans le cylindre, le remplissage est supposé parfait.

La technique de modélisation des moteurs à combustion interne basée sur l’approche quasi-stationnaire est très avantageuse du point de vue des simulations numériques. Un modèle de ce type fait intervenir majoritairement des équations algébriques associées à quelques équations différentielles, ce qui implique des temps de calcul très courts. D’autre part, les équations différentielles étant peu nombreuses, ce type de modèle présente rarement des problèmes de stabilité. Peu après le milieu des années 1970, les modèles quasi-stationnaires laisseront la place à des modèles moins empiriques. Le concept ne sera néanmoins pas complètement abandonné puisqu’il s’avère judicieux d’y avoir recours pour des applications temps réel. Parmi les principales carences qui mèneront à l’abandon des modèles quasi-stationnaires on peut relever les points suivants :

- Nécessité de la campagne de mesure : les essais expérimentaux sont indispensables pour construire les caractéristiques statiques des composants du moteur. Ils représentent un investissement important en terme de coût et de temps.
- Extension du modèle : il n’est pas possible de généraliser un modèle quasi-stationnaire à des moteurs de caractéristiques différentes (cylindrée, conception du système d’admission, etc.). Pour chaque moteur il faut, en principe, reprendre tous les essais.
- Précision : l’hypothèse qu’un régime transitoire est assimilable à une suite d’états stationnaires proches est rarement valable. Par conséquent, l’erreur est importante en régime transitoire.

3.5 La méthode "vidange-remplissage"

La technique dite "vidange-remplissage" a été introduite au début des années 1960 [31] et a été popularisée dans les années 1970, notamment grâce aux travaux de Watson *et al.* [195, 191, 192, 193] et de Winterbone *et al.* [200]. Selon ce concept, tous les espaces du moteur par où transitent les gaz sont traités comme des systèmes thermodynamiques ouverts indépendants (ou volumes de contrôle de dimension finie) connectés entre eux. Les systèmes ouverts s'emplissent des gaz contenus dans les volumes situés en amont puis se vident dans leurs voisins situés en aval, d'où le nom de cette méthode. Au sein de chaque système ouvert, la température, la pression et la composition des gaz sont supposées homogènes. De plus, on admet que l'équilibre thermodynamique est atteint et l'hypothèse des gaz parfaits est adoptée. Dans ces conditions, il suffit d'appliquer les lois fondamentales de conservation de la masse et de l'énergie (annexe A) pour calculer l'état des gaz.

D'ordinaire, un moteur à quatre cylindres à aspiration naturelle est divisé en six volumes : un pour chaque cylindre et deux pour les collecteurs d'admission et d'échappement. Prenons comme exemple le modèle du collecteur d'admission d'un moteur Diesel turbocompressé équipé d'un système de recirculation des gaz d'échappement développé par Amstutz et Del Re [7]. La dynamique des gaz dans le collecteur d'admission, c'est-à-dire l'évolution de la pression, de la température et de la masse, dépend du débit des gaz frais, des gaz recyclés ainsi que de la position de la soupape d'admission. Les auteurs définissent un volume de contrôle autour du collecteur d'admission (FIG. 3.4) ; dès lors, la variation de la masse des gaz m_a à l'intérieur de ce réservoir s'obtient à partir de l'équation de conservation :

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_c + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_{sa} \quad (3.5)$$

où \dot{m}_c , \dot{m}_{egr} et \dot{m}_{sa} correspondent respectivement aux débits d'air frais soufflé par le compresseur, des gaz recyclés et des gaz admis dans le cylindre.

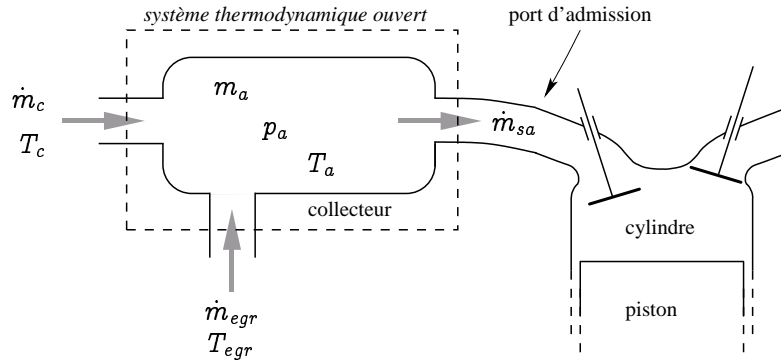


FIG. 3.4 – Exemple d'application de la méthode "vidange-remplissage" pour la modélisation du collecteur d'admission d'un moteur Diesel turbocompressé équipé d'une vanne de recirculation des gaz d'échappement.

L'expression de la température des gaz dans le collecteur T_a issue de l'application du premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$m_a c_{p,a} \frac{dT_a}{dt} = \dot{m}_c c_p T_c + \dot{m}_{egr} c_{p,E} T_E - \dot{m}_{sa} c_{p,a} T_a \quad (3.6)$$

où c_p , $c_{p,E}$ et $c_{p,a}$ représentent les chaleurs spécifiques de l'air, des gaz d'échappement et du mélange de ces derniers dans le collecteur. Les températures des gaz frais et des gaz d'échappement sont notées T_E et T_c . Finalement, l'état thermodynamique des gaz dans le collecteur d'admission est défini par intégration numérique des équations (3.5), (3.6). En principe, le pas de simulation choisi est égal à un degré vilebrequin, ce qui correspond à un intervalle de temps de 0.16 ms à un régime de 1000 tr/min. Si on connaît le volume moyen du collecteur d'admission, V_a , la pression p_a se déduit de l'équation des gaz parfaits :

$$p_a = \frac{m_a r T_a}{V_a} \quad (3.7)$$

Le même principe s'applique pour la modélisation des cylindres, les équations correspondantes sont données au chapitre suivant (§ 4.4). La vitesse de rotation du vilebrequin et le couple instantané s'obtiennent en couplant le modèle thermodynamique des cylindres avec un modèle dynamique non-linéaire de l'ensemble piston-bielle-vilebrequin. On parle alors de modèle "cylindre-à-cylindre" [118, 67, 207], celui-ci est souvent défini dans le domaine angulaire par le changement de variable (3.1).

Les modèles "vidange-remplissage" sont plus complexes que les modèles quasi-stationnaires mais beaucoup moins empiriques. Ainsi, en limitant les recours aux données expérimentales, on réduit le temps de développement et les modèles obtenus sont plus facilement généralisables. Les simulations sont simples et consistent à résoudre des équations différentielles ordinaires du premier ordre. La richesse du modèle "vidange-remplissage" est liée à la précision et à sa capacité de restituer l'évolution instantanée des variables telle que la pression cylindre. Ceci permet notamment d'étudier plus en détail le développement de la combustion et l'effet des paramètres de commande sur son déroulement. Récemment, Dupraz *et al.* ont mis au point un modèle "cylindre-à-cylindre" de moteur Diesel à injection directe "Common Rail". Ce modèle est doté d'un sous-modèle de dégagement de chaleur permettant de prendre en compte l'injection pilote [58, 59]. Le modèle "vidange-remplissage" inclut les effets de la combustion sur le couple moteur ou la vitesse de rotation du vilebrequin, les refoulements aux soupapes, l'impact de la géométrie, etc. On peut facilement corrélérer les variables du modèle avec les émissions polluantes et le niveau de bruit [192].

Les modèles "vidange-remplissage" ne sont pas avantageux à tous égards. D'abord, le moteur est décrit par un ensemble de volumes qui ne sont que des approximations spatiales des espaces impliqués. Cette description simplifiée néglige certains détails géométriques qui peuvent avoir des effets prépondérants. Toutefois, Heywood montre au travers de l'étude d'un moteur Diesel à deux temps [99] que les modèles "vidange-remplissage" sont, malgré cette simplification, suffisamment fiables. Néanmoins, il précise que leur domaine de validité dépend des dimensions et de la forme des collecteurs et des conduits.

En résumé, le modèle "vidange-remplissage" est parfaitement adapté aux simulations et il est suffisamment précis pour étudier l'influence des paramètres de commande ou de la conception sur les performances du moteur (l'erreur relative est généralement inférieure à 5 %). Cependant, sa structure est trop complexe pour la synthèse des lois de commande. Pourtant, sous une forme réduite, il peut être adapté à la formulation d'observateurs d'état pour estimer la pression cylindre ou la vitesse de rotation du vilebrequin [117, 93, 179]. Nous allons voir dans la section suivante comment il est possible d'adapter le concept "vidange-remplissage" à la commande.

3.6 Les modèles à valeurs moyennes

Vers la fin des années 1980, l'intérêt croissant pour le contrôle moteur a conduit certains chercheurs à intégrer dans la démarche de modélisation les contraintes qui y sont associées : la réduction des temps de simulation et l'adaptation des modèles de connaissance pour la synthèse des lois de commande. C'est dans cette optique, qu'une équipe de recherche danoise menée par Hendricks a contribué au développement d'une classe de modèle baptisée *modèles à valeurs moyennes*. Au début des années 90, ils ont ouvert une nouvelle voie et ont montré qu'un modèle de moteur Diesel à deux temps pouvait être à la fois compact et précis [98, 97]. Ils ont ensuite généralisé leurs travaux au moteur Diesel à quatre temps [110, 111]. Au cours des dix années suivantes, la méthode a été largement reprise. Sans être exhaustif, on peut néanmoins mentionner les contributions de Kao et Moskwa [118], Guzzella et Amstutz [7, 87], Eriksson *et al.* [63], Kolmanowsky *et al.* [121] et enfin celles de Jankovic *et al.* [107]. Les modèles à valeurs moyennes ne sont pas fondamentalement différents des modèles précédents. Cependant, leur caractéristique intrinsèque repose sur la volonté des auteurs de formuler un modèle construit avec un minimum d'équations différentielles mais représentant au mieux l'essentiel de la dynamique du moteur. Ce type de modèle doit son nom au fait qu'il décrit l'évolution des variables les plus significatives en valeurs moyennes. D'ailleurs, le pas de calcul élémentaire correspond à la durée d'un cycle moteur (720 degrés vilebrequin). Un modèle à valeur moyenne trouve sa place à mi-chemin entre le modèle quasi-stationnaire et le modèle "vidange-remplissage" ; il combine généralement des équations thermodynamiques et des expressions globales simples en guise de modèle pour les phénomènes dont la description analytique est trop complexe. Ces expressions simples

contribuent à réduire considérablement les temps de simulation. Pour mieux comprendre la structure et les caractéristiques d'un tel modèle, deux exemples extraits de la littérature sont brièvement détaillés. Le premier est un simulateur complet développé par Kao et Moskwa [118] ; on doit le second à Jankovic *et al.* [107], il est spécifiquement dédié à l'élaboration des lois de commande.

3.6.1 Le modèle de Kao et Moskwa

A défaut de donner toutes les équations du modèle, nous nous contenterons de trois sous-ensembles : le système d'admission, le modèle du couple moteur et le modèle dynamique.

Modélisation de l'admission

L'état des gaz dans le collecteur d'admission est calculé à partir d'équations analytiques et de cartes statiques. L'équation d'état de la pression dans le collecteur d'admission s'obtient en dérivant l'équation des gaz parfaits :

$$\dot{m}_a = (\dot{m}_c - \dot{m}_{sa}) = \frac{d}{dt} \left[\frac{p_a V_a}{r T_a} \right] \quad (3.8)$$

où \dot{m}_c et \dot{m}_{sa} sont les débits entrant et sortant du collecteur, pour la pression il vient :

$$\dot{p}_a = \frac{r T_a}{V_a} (\dot{m}_c - \dot{m}_{sa}) + p_a \frac{\dot{T}_a}{T_a} \quad (3.9)$$

Le calcul du débit d'air dans le cylindre \dot{m}_{sa} repose sur le principe selon lequel la quantité d'air théoriquement admissible est égale au produit du volume aspiré par la densité. Puisque le volume aspiré est équivalent au volume déplacé V_d et que la phase d'admission n'occupe que le quart d'un cycle moteur, alors on peut écrire :

$$\dot{m}_{sa} = \frac{V_d}{4\pi} \omega \rho \quad \text{avec} \quad \rho = \frac{p_a}{r T_a} \quad (3.10)$$

où la vitesse de rotation du vilebrequin est notée ω . L'équation (3.10) convient si le moteur se comporte comme une pompe idéale : toutefois, les éléments qui composent le système d'admission (du filtre à air jusqu'à la soupape) ont tendance à freiner la circulation de l'air. Il est par conséquent indispensable d'ajouter un terme correctif à l'équation (3.10) qui est connu sous le nom de *rendement volumique* du moteur.

$$\dot{m}_{sa} = \eta_{vol} \frac{V_d}{4\pi} \omega \rho \quad (3.11)$$

Dans l'équation (3.11), η_{vol} représente le rendement de la chaîne d'admission : il varie avec la densité des gaz et le régime moteur. Les mesures sur banc montrent que, globalement, les pertes de charge augmentent avec la vitesse de rotation du moteur et entraînent une diminution de la quantité d'air aspiré. De manière analogue aux modèles quasi-stationnaires, le rendement volumique du moteur est une carte obtenue à partir de mesures en régime statique : on le note $\eta_{vol} = f_{\eta_{vol}}(\omega, p)$. Si on s'intéresse au rendement du port d'admission, la pression de référence est celle du collecteur ($p = p_a$). Pour connaître le rendement de la chaîne d'admission complète, les mesures sont réalisées avec la pression ambiante pour référence ($p = p_{amb}$).

Pour des organes participant à l'alimentation du moteur tels que le compresseur ou l'échangeur de chaleur, des modèles statiques conviennent.

Modélisation de la combustion

La combustion dans un moteur Diesel met en jeu des phénomènes physico-chimiques complexes dont la description nécessite un grand nombre de variables. Ici le modèle de combustion est simplifié au maximum et on ne s'intéresse qu'au rendement de la réaction. Le modèle du rendement indiqué, η_i , tient compte des pertes induites par les imbrûlés et la turbulence dans le cylindre. Etant donné que les imbrûlés augmentent avec la richesse ϕ et que la turbulence s'amplifie avec le régime moteur N . Ces deux variables sont intégrées dans une formule polynômiale respectant l'allure des courbes du rendement observées expérimentalement :

$$\eta_i = (a_1 + a_2 N + a_3 N^2)(1 - a_4 \phi^{a_5}) \quad (3.12)$$

Le travail indiqué W_i est donné par le produit de la masse de carburant injecté, m_f , du pouvoir calorifique inférieur, PCI , et du rendement indiqué :

$$W_i = m_f PCI \eta_i \quad (3.13)$$

Modèle dynamique du vilebrequin

Le modèle dynamique du moteur résulte de l’application du principe fondamental de la dynamique appliqué aux parties mobiles en rotation. Afin de préserver les caractéristiques recherchées pour un modèle à valeurs moyennes, on suppose que le moment d’inertie des parties mobiles, J_m , est constant. L’accélération $\dot{\omega}$ s’écrit :

$$\dot{\omega} = \frac{\Gamma_i(t - \tau_i) - \Gamma_{fr} - \Gamma_r}{J_m} \quad (3.14)$$

où Γ_{fr} représente le couple de frottement et Γ_r le couple de charge appliqué sur l’arbre moteur. Le retard τ_i correspond au délai de production du couple : il s’apparente au laps de temps séparant l’injection du carburant et l’instant où le couple est disponible sur l’arbre moteur. Ce retard comprend le délai d’auto-inflammation du carburant et le retard introduit par l’inertie mécanique de l’ensemble piston-bielle-vilebrequin. En général, le retard τ_i s’étale sur un intervalle proche de 120 degrés vilebrequin et l’approximation la plus courante tient compte du régime ω et du nombre de cylindres n_{cyl} [87] :

$$\tau_i \approx k_\tau \frac{4\pi}{n_{cyl} \omega} \quad \text{avec } k_\tau \in [1 \ 1.25] \quad (3.15)$$

3.6.2 Le modèle de Jankovic *et al.*

L’introduction de la vanne de recyclage des gaz d’échappement et du turbocompresseur à géométrie variable sur le moteur Diesel (§ 2.6.2 et 2.6.3) s’accompagne d’un véritable challenge en terme de contrôle. La problématique se résume à la régulation de la richesse et de la fraction de gaz brûlé réintroduits dans les cylindres. Les valeurs optimales s’obtiennent expérimentalement puis sont cartographiées en fonction du régime moteur et du débit de carburant. Reste à piloter les deux actionneurs pour atteindre ces consignes supposées garantir des performances acceptables quant à la consommation et aux rejets polluants. Le système considéré étant fortement non-linéaire du fait de l’interaction entre les deux actionneurs, il est préférable d’aborder ce problème sous l’angle de la commande non-linéaire multivariable. En effet, l’ouverture de la vanne EGR réduit l’énergie disponible sur la roue de la turbine. Si le système de contrôle ne compense pas rapidement cette perte la pression de suralimentation diminue et la richesse du mélange augmente, favorisant les émissions de particules. Typiquement, si la vanne EGR et le turbocompresseur à géométrie variable sont commandés indépendamment, les boucles de régulation risquent d’entrer en concurrence et de se déstabiliser mutuellement. D’où l’intérêt d’établir un modèle physique du système (FIG. 3.5) englobant la dynamique de l’ensemble et à partir duquel seront calculés les signaux de commande. Ce modèle a été initialement formulé et validé par Kolmanovsky *et al.* [121]. Il comporte sept variables d’état : deux systèmes de trois équations gouvernent l’état des gaz dans les collecteurs d’admission et d’échappement (masse, pression et température). Une septième équation s’ajoute pour la vitesse du turbocompresseur. Ce modèle a ensuite été simplifié par Jankovic *et al.* qui retirent quatre variables d’état au modèle initial et ne conservent que les équations des pressions dans les collecteurs et celle du turbocompresseur *et al.* [107]. Le modèle obtenu s’écrit :

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = k_1 (\dot{m}_c + \dot{m}_{egr} - k_e p_1) + \frac{\dot{T}_1}{T_1} p_1 \\ \dot{p}_2 = k_2 (k_e p_1 - \dot{m}_{egr} - \dot{m}_t + \dot{m}_f) + \frac{\dot{T}_2}{T_2} p_2 \\ \dot{P}_c = \frac{1}{\tau} (\eta_m P_t - P_c) \end{cases} \quad (3.16)$$

$$\text{où } k_1 = \frac{rT_1}{p_1} \text{ et } k_2 = \frac{rT_2}{p_2}.$$

Le coefficient η_m représente le rendement mécanique du turbocompresseur et τ sa constante de temps. Le débit de gaz dans le cylindre est noté $k_e p_1$: il dépend de la température dans le cylindre qui tend à

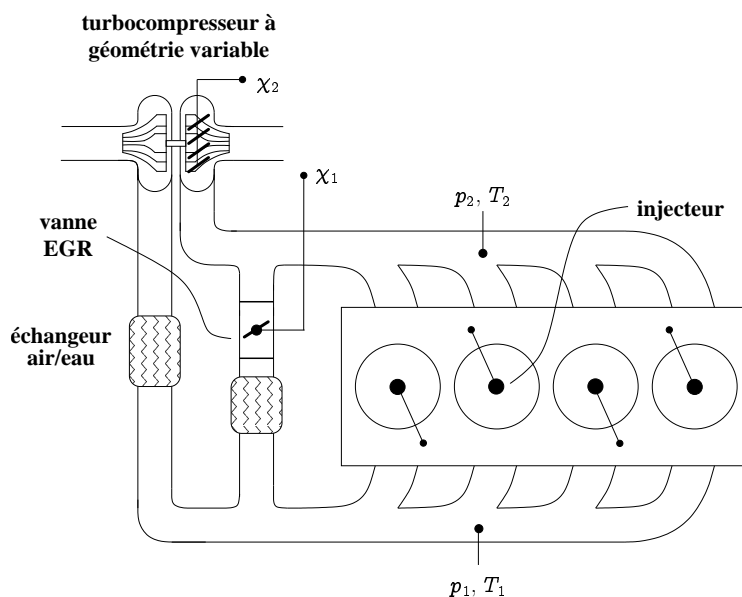


FIG. 3.5 – Moteur Diesel équipé d'une vanne de recirculation des gaz d'échappement et d'un turbocompresseur à géométrie variable.

modifier la densité des gaz et au régime moteur qui influe sur la perte de charge. Alors, le coefficient k_e s'exprime en fonction de ces deux variables ($k_e = k_e(N, T_1)$). Pour faciliter le calcul des algorithmes de commande, on néglige l'influence des termes T_1 et T_2 . De plus, le débit de gaz brûlés \dot{m}_{egr} ainsi que le débit du compresseur \dot{m}_c sont assimilés aux entrées de commande du modèle. Notons qu'en principe, les entrées de commande réelles sont l'ouverture normalisée de la vanne EGR χ_1 et la position du distributeur de la turbine à géométrie variable χ_2 (FIG. 3.5). Alors, si on pose $v_1 = \dot{m}_{egr}$ et $v_2 = \dot{m}_t$, le système d'équation (3.16) se réécrit

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = k_1(\dot{m}_c + v_1 - k_e p_1) \\ \dot{p}_2 = k_2(k_e p_1 - v_1 - v_2 + \dot{m}_f) \\ \dot{P}_c = \frac{1}{\tau}(\eta_m P_t - P_c) \end{cases} \quad (3.17)$$

Les termes non-linéaires du modèle sont issus des équations physiques décrivant le débit du compresseur \dot{m}_c et la puissance de la turbine P_t .

$$\dot{m}_c = \frac{\eta_c}{T_{amb} c_p} \frac{P_c}{p_1^\mu - 1} \quad (3.18)$$

$$P_t = \eta_t c_p T_2 \left(1 - \frac{1}{p_2^\mu}\right) v_2 \quad \text{avec} \quad \mu = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (3.19)$$

Bien que les rendements de la turbine et du compresseur (η_t et η_c) ainsi que la constante de temps τ et le rendement mécanique du turbocompresseur η_m varient en fonction des conditions de fonctionnement du moteur ils sont supposés constants. Cette hypothèse simplificatrice drastique permet néanmoins de reproduire la dynamique du système du régime de ralenti jusqu'au régime moyen [115]. Le choix des variables est particulièrement judicieux et ce modèle est devenu un support adéquat pour tester et comparer les méthodes de commande du moteur Diesel équipé d'un turbocompresseur à géométrie variable et d'une vanne de recirculation de gaz d'échappement. Le problème du contrôle consiste à trouver les commandes v_1 et v_2 permettant d'atteindre les consignes des variables d'état p_1 , p_2 et P_c . Ces dernières étant calculées analytiquement en fonction des valeurs optimales de la richesse et du taux d'EGR au point de fonctionnement donné [108]. Les contributions à la commande de ce système basées sur des techniques mathématiques de la théorie du contrôle sont nombreuses (§ 2.7, page 65). Les résultats de ces travaux

sont indiscutablement meilleurs que ceux obtenus par l'approche classique qui consiste à rechercher les commandes par calibration sur banc d'essai.

3.6.3 Commentaires

Derrière une apparente simplicité, les modèles à valeurs moyennes reproduisent convenablement le comportement des principales variables du moteurs en régime stationnaire ou en régime transitoire [43]. Du reste, l'erreur relative est généralement comprise entre 3 et 5 % [111]. La combinaison d'équations différentielles et de caractéristiques empiriques contribue à réduire considérablement les temps de simulation par rapport aux modèles de type "vidange-remplissage". Un modèle à valeurs moyennes est particulièrement bien adapté pour les simulations en temps réel. Nous l'avons déjà évoqué, celles-ci sont essentielles dans le cadre des procédures industrielles de tests "hardware-in-the-loop" (§ 2.8). Compte tenu d'un bon compromis entre le temps de calcul et la précision, le modèle à valeurs moyennes peut s'intégrer au sein d'une simulation du véhicule complet en guise de sous-modèle pour le moteur, et ceci, sans allonger les temps de simulations. C'est le cas par exemple du simulateur implémenté dans l'environnement Matlab/Simulink par Weeks et Moskwa [197].

Aujourd'hui l'approche "modèle" consistant à faire la synthèse des lois de commande à partir d'un modèle de connaissance réduit du système est de plus en plus populaire. Nous avons détaillé précédemment le modèle proposé par Jankovic, mais d'autres modèles du moteur Diesel adaptés au contrôle et au diagnostic ont été récemment développés. A titre d'exemple, on peut mentionner les travaux de Outbib *et al.* [156] concernant la régulation du régime moteur et de l'opacité des gaz d'échappement, et ceux de Nyberg *et al.* [154, 153] relatifs à la détection de défaillance sur le système d'admission (fuites).

Malgré ces avantages, il ne faut pas oublier que le modèle à valeurs moyennes est moins précis que le modèle "vidange-remplissage" puisqu'il ne décrit pas les variations intervenant sur une échelle de temps inférieure au cycle moteur. Ce modèle "basse fréquence" néglige des dynamiques dont on sait qu'elles influencent les performances du moteur (les refoulements aux soupapes par exemple). D'autre part, les bénéfices associés à l'utilisation de corrélations algébriques sont compensés par un désavantage majeur : la nécessité de recourir à de nombreux essais expérimentaux. Comme pour le modèle quasi-stationnaire, le temps de développement d'un modèle à valeurs moyennes peut se révéler long et coûteux, de plus, il est rare que les corrélations obtenues soient généralisables.

3.7 Les modèles de représentation

Nous abordons dans cette section les modèles empiriques qui constituent une voie totalement différente de celles présentées précédemment. Les modèles de représentation sont censés reproduire le comportement du système considéré sans requérir de connaissances *a priori* sur la nature des phénomènes impliqués. Le modèle de comportement se présente sous la forme d'expressions mathématiques (fonctions de transfert continues ou discrètes, modèle d'état,...) dont les coefficients sont obtenus à partir de données expérimentales. Cette catégorie de modèle est parfaitement adaptée aux techniques de l'automatique classique. Ils sont très populaires dans la communauté automatique, mais ils sont moins bien connus des physiciens ou des motoristes. Dans cette section, nous ne présentons pas de façon exhaustive les techniques existantes. Mais en revanche, nous donnons un aperçu des principales applications aux moteurs à combustion interne ainsi que les références indispensables pour le lecteur souhaitant approfondir l'une des méthodes présentées. Pour simplifier notre approche, on distingue deux catégories de modèles empiriques : les modèles linéaires et les modèles non-linéaires.

3.7.1 Les modèles linéaires

La majorité des travaux consacrés aux modèles de moteurs à combustion internes de type "boîte-noire" se focalisent sur la relation entre le débit de carburant (ou la position de la pompe d'injection) et le régime moteur moyen. Le premier modèle empirique linéaire du moteur à allumage par compression a été formulé au début des années 1970 par Hazell et Flower de l'Université de Sussex en Grande-Bretagne [95, 96]. L'étude proposée vise à construire un modèle simple pour l'analyse de la stabilité

d'une boucle de régulation du régime. La méthode s'est ensuite généralisée aux moteurs à allumage commandé [94]. Le processus physique reliant l'injection du carburant avec le développement du couple sur l'arbre moteur peut être assimilé à un système échantillonné (FIG. 3.6) : l'injecteur joue le rôle de l'échantillonneur et le moteur de convertisseur d'impulsions. En effet, à régime moteur constant, l'injection du carburant dans le cylindre est périodique et, après injection, le développement du couple sur l'arbre moteur est complètement indépendant. Si le moteur comporte n_{cyl} cylindres et que le régime moyen est égal à N tr/min, alors l'injecteur peut être assimilé à un échantillonneur générant un train d'impulsions de période $T = 120/(n_{cyl}N)$. Physiquement, le moteur convertit le carburant injecté en couple disponible sur l'arbre : il peut alors être assimilé à un bloqueur d'ordre zéro. L'impulsion correspondant à l'injection du carburant est transformée en un signal carré de surface équivalente à celle du signal de couple dans le cas d'un moteur à quatre cylindres (FIG. 3.7). Dans un moteur à six ou huit cylindres, deux cylindres peuvent produire simultanément du couple ; ainsi, le bloqueur d'ordre zéro ne convient pas et il est remplacé par un bloqueur partiel du premier ordre. Alors, la réponse impulsionnelle du moteur $M(p)$ correspond à la somme de deux fonctions portes (ou fenêtres rectangulaires) :

$$M(p) = \left[\frac{1 - \exp(-pT)}{p} + \alpha \frac{1 - \exp(-p\beta T)}{p} \exp(-pT) \right] Q(n) \quad (3.20)$$

où p est la variable de Laplace, $Q(n)$ est l'amplitude de la première fonction porte et où les valeurs des constantes α et β sont :

- pour un moteur à quatre cylindres : $\alpha = 0$ et $\beta = 0$;
- pour un moteur à six cylindres : $\alpha = 0.5$ et $\beta = 0.5$;
- pour un moteur à huit cylindres : $\alpha = 1$ et $\beta = 1$.

Après l'analyse de la boucle de régulation de vitesse, Hazell et Flower ont démontré que le moteur à huit cylindres est moins stable que les moteurs à quatre ou six cylindres [96].

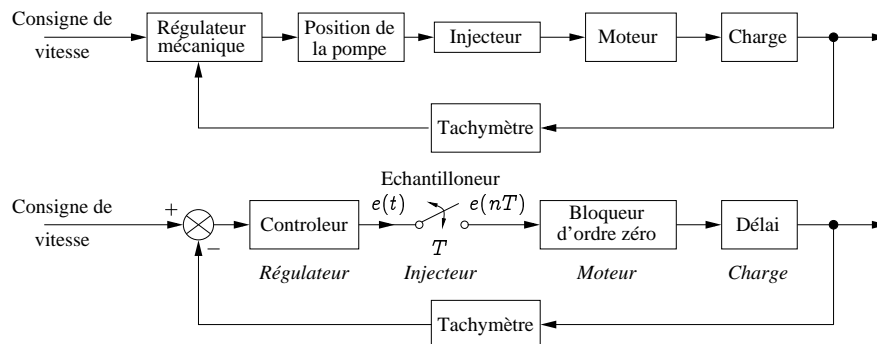


FIG. 3.6 – Schéma fonctionnel d'une boucle de régulation du régime moteur (haut) et son schéma équivalent sous forme d'un système échantillonné (bas) [95, 96].

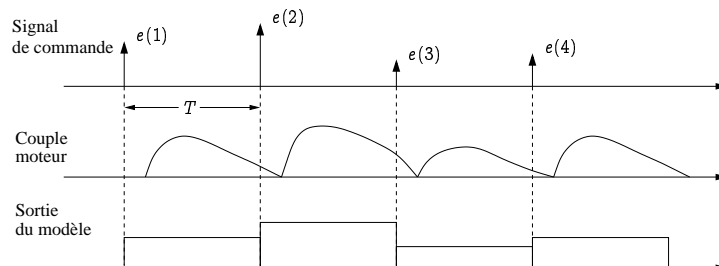


FIG. 3.7 – Signal de commande (haut), couple moteur (milieu) et signal de sortie du modèle (bas) pour un moteur à quatre cylindres [95, 96].

Outre cette approche, qui initia la modélisation par modèle empirique des moteurs à combustion interne, on peut aussi mentionner les techniques d'identification classiques : SBPA (détermination de la réponse fréquentielle du système par excitation à l'aide d'une Séquence Binaire Pseudo Aléatoire), réponse indicielle, etc. En voici quelques exemples : Winterbone *et al.* exploitent leur modèle de type "vidange-remplissage" pour évaluer des fonctions de transfert locales [200]. La méthode consiste à approcher la réponse du modèle non-linéaire par la méthode des moindres carrés pour fixer les coefficients d'une fonction de transfert dont la structure a été prédéterminée intuitivement. Ainsi, la fonction de transfert G reliant la position du régulateur mécanique de la pompe à carburant et la vitesse du véhicule prend la forme suivante :

$$G(p) = K \exp(-Tp) \frac{(p+c)}{(p+a)(p+b)} \frac{ab}{c} \quad (3.21)$$

où p est la variable de Laplace et les constantes du modèles sont : a , b , c , K et la constante de temps T . Les valeurs des coefficients changent en fonction de la charge appliquée et du régime moteur. C'est pourquoi il est nécessaire de les identifier pour tout le champ de fonctionnement du moteur. On obtient finalement un modèle avec une structure fixe associée à une collection des valeurs des paramètres valables pour chaque point de fonctionnement stabilisé. Jiang exploite une méthode identique pour faire la synthèse d'un régulateur à gains variables à partir d'un modèle ARMA [112].

Un modèle "boîte-noire" présente l'avantage d'être simple et adapté aux techniques de commande. Cependant, le domaine de validité d'un modèle phénoménologique linéaire se limite au voisinage d'un point de fonctionnement. C'est la raison pour laquelle ils sont aujourd'hui délaissés au détriment des modèles non-linéaires ou des modèle physiques.

3.7.2 Les modèles non-linéaires

Le Modèle NARMAX

La limitation des modèles linéaires a conduit à appliquer de nouvelles méthodes de modélisation, en particulier celles issues de la généralisation des modèles ARMA au cas non-linéaire. Les bases théoriques du modèle NARMAX (nonlinear autoregressive moving average with exogenous input) ont été introduites au milieu des années 1980. Nous exploiterons cette méthode dans un chapitre ultérieur et nous ferons à cette occasion un rappel théorique (§ 5.3). Quelques années plus tard, Billings *et al.*, qui sont à l'origine de la méthode, ont démontré son potentiel en l'appliquant au moteur à allumage par compression [24, 22]. Le modèle qu'ils ont obtenu s'écrit sous la forme d'une équation aux différences non-linéaire et traduit la relation entre la position de la pompe d'injection, u , et le régime moteur moyen, y :

$$\begin{aligned} y(k) = & -a_0 + a_1 y(k-1) + a_2 u(k) \\ & + a_3 u(k-1) + a_4 y^2(k-1) \\ & + a_5 y(k-1)u(k) - a_6 y(k-1)u(k-1) \\ & - a_7 u^2(k) - a_8 u^2(k-1) \end{aligned} \quad (3.22)$$

où les coefficients a_i sont les paramètres du modèle. Au travers de cet exemple, Billings *et al.* ont montré la capacité de ce modèle, dont la structure est assez simple (en general il n'excède pas 10 termes), à reproduire la dynamique de processus complexes. Le modèle NARMAX nécessite cependant des méthodes d'identification performantes afin de ne pas aboutir à une structure trop complexe.

Malgré tout, les applications aux moteurs à combustion interne sont peu nombreuses. On dénombre à peine une quinzaine de publications (TAB. 3.1). Ces modèles se sont pourtant révélés très performants pour la modélisation des émissions du moteur Diesel [133, 162]. Et ils ont été largement exploités pour la commande du régime de ralenti des moteurs à allumage commandé [76, 159].

Numéro	Auteurs	Référence	Année	Sujet
1	Billings <i>et al.</i>	[24]	1988	modèle du couple fourni par une génératrice Diesel à douze cylindres
2	Billings <i>et al.</i>	[22]	1989	modèle de la vitesse d'un moteur Diesel suralimenté
3	Liazid	[133]	1993	modèle d'un moteur Diesel équipé d'une turbine à géométrie variable
4	Rachid <i>et al.</i>	[162]	1994	modèle de la consommation et des émissions d'un moteur Diesel suralimenté
5	Krishnaswami <i>et al.</i>	[124]	1995	modélisation d'une sonde à oxygène
6	Krishnaswami <i>et al.</i>	[125, 126]	1995	modèle du débit d'air et de la vitesse d'un moteur essence pour le diagnostic
7	De Nicolao <i>et al.</i>	[150]	1996	modèle du rendement volumétrique
8	Scattolini <i>et al.</i>	[170]	1997	modélisation du régime moyen et de la pression dans le collecteur d'admission
9	Glass et Franchek	[75]	1998	régulation du régime de ralenti
10	Glass et Franchek	[76]	1999	régulation du régime de ralenti
11	De Nicolao <i>et al.</i>	[149]	1999	modélisation et contrôle du régime de ralenti
12	Pedritis et Shenton	[159]	2003	commande robuste du moteur à allumage commandé
13	Carroll <i>et al.</i>	[36]	2004	modélisation de l'angle de la pression cylindre maximale

TAB. 3.1 – Application de la technique NARMAX à la modélisation des moteurs à combustion interne (à allumage commandé ou à allumage par compression).

Les modèles à base de réseaux de neurones

Les premiers travaux consacrés aux réseaux de neurones artificiels datent des années 1940. Le modèle formel du neurone a été proposé par deux bio-physiciens de l’université de Chicago, McCulloch et Pitts [138]. Un modèle neuronal se compose de plusieurs couches (couche d’entrée, couche de sortie et couches cachées) connectées entre elles. Les réseaux de neurones ont beaucoup évolué et, aujourd’hui, un grand nombre de structures coexistent. Les deux principales sont : les réseaux de type perceptron multicouches et les réseaux contenant des neurones bouclés sur eux-même ou sur des couches précédentes. On parle alors de réseaux récurrents. Pour y voir plus clair, considérons l’exemple simple du perceptron à une couche cachée (FIG. 3.8). Les éléments de la première couche distribuent les variables entrées x_1^0 à x_n^0 sur les neurones de la couche cachée. Chaque neurone effectue la somme pondérée des entrées x_j^0 à laquelle s’ajoute un biais b_i^1 :

$$z_i = \sum_{j=1}^n w_{ij}^1 x_j^0 + b_i^1 \quad (3.23)$$

La sortie du neurone est donnée par la relation :

$$x_j^1 = f(z_j^1) \quad (3.24)$$

où f est une fonction d’activation qui correspond souvent à une fonction sigmoïde (tangente hyperbolique) :

$$f(x) = \frac{2}{1 + \exp(-2x)} - 1 \quad (3.25)$$

Les éléments de la dernière couche effectuent la somme pondérée des signaux de sortie des neurones de la couche cachée. Ainsi, la sortie y est donnée par la relation :

$$y = \sum_{j=1}^m w_j^2 x_j^1 + b \quad (3.26)$$

où m est le nombre de neurones de la couche cachée et b le biais affecté à la sortie y .

La modélisation d’un système non-linéaire à partir de données expérimentales passe par : (i) la détermination des entrées et des sorties, (ii) le choix de la structure appropriée et (iii) l’estimation des paramètres par apprentissage. La structure du modèle (nombre de neurones par couche ou nombre de couches cachées) est optimisée de manière à établir un modèle à la fois simple et rapide. Ensuite, les paramètres du modèle neuronal (facteurs de pondération et biais) sont identifiés par minimisation d’un critère quadratique au cours d’un processus d’apprentissage par rétropropagation de l’erreur [168].

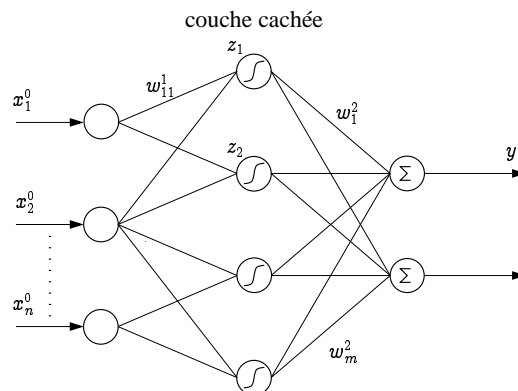


FIG. 3.8 – Réseau de neurones de type perceptron à une couche cachée.

La capacité des modèles à réseaux de neurones à "capturer" des dynamiques non-linéaires et complexes sans aucune connaissance physique du système a poussé de nombreux chercheurs à les utiliser pour la modélisation des moteurs. Les publications qui y font référence sont par conséquent très nombreuses. Nous présentons ici un échantillon des contributions qui nous ont semblé les plus intéressantes (TAB. 3.2).

Auteurs	Références	Année	Sujet
De Nicolao <i>et al.</i>	[150]	1996	modélisation du rendement volumétrique
Nelson <i>et al.</i>	[148, 143]	1996	approximation des caractéristiques d'un compresseur
Ayoubi	[17]	1998	modélisation de la pression de suralimentation d'un moteur Diesel turbocompressé
Ouenou Gamo <i>et al.</i>	[155]	1999	modélisation de l'opacité des gaz d'échappement
Hafner <i>et al.</i>	[90]	1999	modèle des émissions polluantes (NO_x et opacité) d'un moteur Diesel équipé d'une vanne EGR et d'un turbocompresseur à géométrie variable
Leonhardt <i>et al.</i>	[129]	1999	reconstruction de la masse de carburant injectée
Sharkey <i>et al.</i>	[175]	2000	modèle neuronal pour le diagnostic de fuites aux soupapes ou au niveau de l'injecteur
Isermann et Hafner	[103, 104]	2001-2003	modèle neuronal pour l'optimisation hors ligne des lois de commande
Dovifaaz <i>et al.</i>	[53, 55, 54]	2001-2002	modélisation et commande du régime moteur et de l'opacité
Bloch et Beltrami	[29]	2002	prédicteur neuronal pour le contrôle de la richesse dans un moteur à essence
Delagrammatikas et Assanis	[51]	2004	modèle du moteur Diesel intégré à un simulateur complet du véhicule
Filipi <i>et al.</i>	[66]	2004	modèle du turbocompresseur à géométrie variable
Arcaklioglu et Çelikten	[11]	2005	modélisation des performances (puissance, puissance, consommation) et des émissions (O_2 , NO_x , S_2 et fumés)
Çelik et Arcaklioglu	[37]	2005	prédiction de la consommation, du rapport air-carburant et de la température des gaz d'échappement
Kimmich <i>et al.</i>	[120]	2005	modèle pour la génération de résidu et le diagnostic du moteur Diesel

TAB. 3.2 – Bibliographie non exhaustive des applications des réseaux de neurones pour la modélisation des moteurs à combustion interne (à allumage commandé ou à allumage par compression).

3.8 Discussion

Ce chapitre offre un bref aperçu des techniques de modélisation issues, soit d'une approche physique, soit de techniques d'identification linéaires ou non-linéaires. Les principales caractéristiques des modèles présentés ici, ainsi que les références bibliographiques significatives concernant les applications possibles sont répertoriées dans le tableaux 3.3. Le choix d'un modèle "idéal" n'est pas simple et il diffère fortement en fonction de l'objectif fixé. Cette étude bibliographique nous a permis d'apporter des éléments de réponse qui pourront se révéler utiles :

- Les modèles à valeurs moyennes sont un bon compromis : ce concept est repris pour établir des simulateurs du moteur, de plus, sous une forme simplifiée, ils s'intègrent à la conception des lois de commande et de diagnostic. Toutefois, les termes non-linéaires inhérents aux équations physiques sont difficiles à traiter et font appel à des techniques de commande non-linéaires parfois complexes.
- Les modèles de type "boîte-noire" linéaire présentent l'avantage d'une structure relativement simple et ils conviennent aux techniques de synthèse de lois de commande. En revanche, ils sont valables uniquement sur des plages de fonctionnement très limitées.
- Les réseaux de neurones artificiels ont une capacité d'approximation universelle et on a recours à ces modèles empiriques pour reproduire des phénomènes complexes et souvent mal compris. C'est la raison pour laquelle on les rencontre fréquemment pour la modélisation des émissions polluantes. Ces modèles sont valides sur toute la plage de fonctionnement du moteur et les temps de simulation courts rendent les applications en temps réel possibles.
- Les modèles de représentation non-linéaires sont relativement facile à établir moyennant l'accès à des données expérimentales et à la mise en œuvre d'essais adéquats, c'est-à-dire contenant de l'information nécessaire pour appréhender la dynamique du système. Cependant, le principal point faible de ces modèles réside dans leur structure. C'est le cas des modèles à base de réseaux de neurones qui posent le problème du choix du nombre de couches cachées et d'unités par couche. Du point de vue de l'identification des paramètres, les réseaux de neurones et les modèles NARMAX sont similaires. Toutefois, la sélection de la structure des réseaux de neurones est plus complexe. Nous reviendrons sur ce problème, que nous avons dû résoudre dans le cas du modèle NARMAX au chapitre 5.

		EQUATIONS		RÉSOLUTION			FONCTION			
		<i>linéaires</i>	<i>non-linéaires</i>	<i>temporelle</i>	<i>cyclique^a</i>	<i>angulaire</i>	<i>simulation</i>	<i>commande</i>	<i>diagnostic</i>	
NATURE DU MODÈLE	analytique	quasi-stationnaire	✓		✓			[128, 127, 32] [20, 19]		
		méthode "vidange-remplissage" (modèle "cylindre-à-cylindre")		✓	✓		✓	[195, 191, 192, 194] [118, 205, 67, 70, 14] [59, 82, 81, 165, 163]		[117, 93, 179] ^b
		modèles à valeurs moyennes		✓	✓	[188]		[98, 110] [111, 197] [87, 63]	[107, 7, 156]	[153, 151] [152, 190]
		mécanique des fluides		EDP ^c			✓	✓		
	empirique	"boîte-noire" linéaire	✓		✓			[95, 96, 68] [184, 198, 28] [185, 112, 102]		
		"boîte-noire" non-linéaire (NARMAX, réseaux de neurones)		✓	✓			[155, 103, 150]	[55, 53, 91] [149, 104, 159] [75, 76, 90]	[177, 176, 135] [83, 199, 146] [129, 120]

^aIntervalle correspondant à un cycle moteur ou un temps moteur.

^bA partir d'un modèle "cylindre-à-cylindre" réduit.

^cEquations Différentielles Partielles.

TAB. 3.3 – Tableau récapitulatif des caractéristiques des principales techniques de modélisation des moteurs à combustion interne adaptées au contrôle.

Chapitre 4

Modélisation du moteur à allumage par compression

Sommaire

4.1	Introduction	89
4.2	Motivations et choix d'un formalisme mathématique	90
4.3	Écoulements entre les volumes du moteur	92
4.4	Modélisation de la chambre de combustion	94
4.5	Vitesse de combustion	99
4.6	Les transferts thermiques	105
4.7	Modèle de l'injecteur	106
4.8	Dynamique du vilebrequin	107
4.9	Les collecteurs d'admission et d'échappement	112
4.10	Le turbocompresseur	113
4.11	Le refroidisseur d'air de suralimentation	122
4.12	Simulations et validation	122
4.13	Conclusion et perspectives	124

4.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'élaboration d'un simulateur d'un moteur à allumage par compression dans la perspective de la commande et du diagnostic. En préliminaire (§ 4.2), nous définissons les motivations et les contraintes qui vont permettre d'orienter le choix d'un formalisme mathématique et de la technique de modélisation la mieux adaptée. La nécessité de décrire l'évolution des variables du modèle entre deux cycles moteur justifie le choix du concept "vidange-remplissage" décrit au chapitre précédent auquel sont associés des lois corrélatives pour certains sous-ensembles du simulateur. Bien que celles-ci procurent un gain substantiel en terme de temps de calcul, nous avons tenté de limiter leur utilisation dans le but de préserver un niveau d'empirisme minimal. La structure globale du modèle est identique à celle du support expérimental dont nous avons disposé tout au long de cette étude. L'architecture du banc d'essai est présentée succinctement dans la première section (§ 4.2) et plus en détail en annexe B. Dans les sections ultérieures, les principaux sous-modèles composant le simulateur sont exposés successivement, en commençant par la modélisation des écoulements dans le moteur (§ 4.3). Nous nous appuyerons sur les travaux de la littérature pour la modélisation de la chambre de combustion. Deux modèles sont proposés (§ 4.4), le premier est directement issu des travaux antérieurs de Watson et le second en est une version simplifiée. Dans le cadre de cette étude, l'utilisation de lois de corrélation est préférable, en particulier pour les sous-modèles correspondants à la combustion (§ 4.5) et aux transferts thermiques (§ 4.6). La modélisation du sous-ensemble "injecteur" (§ 4.7) précède une description détaillée du modèle de dynamique non-linéaire

de l'ensemble piston-bielle-manivelle (§ 4.8). Les trois sections suivantes s'attachent à la définition des modèles pour les composants des lignes d'admission et d'échappement du moteur : les collecteurs (§ 4.9), le turbocompresseur (§ 4.10) et l'échangeur thermique (§ 4.11). L'ensemble des équations différentielles et des expressions algébriques constituant le modèle sont programmées en langage C. Les simulations sont réalisées dans l'environnement MATLAB/simulink dans un premier temps, puis le modèle est implémenté sur un ordinateur plus puissant adapté aux simulations en temps réel (§ 4.12). Le modèle est finalement validé en régime stationnaire par comparaison, d'une part avec un code de calcul commercial, et d'autre part en confrontant les résultats avec des données expérimentales. Bien évidemment, le modèle présenté est perfectible et c'est pourquoi nous proposerons, à la suite des conclusions, les voies prioritaires d'optimisation et d'amélioration du simulateur. Nous aborderons notamment des pistes en cours d'investigation mais non encore achevées concernant le remplacement du modèle de combustion et l'ajout d'actionneurs supplémentaires (§ 4.13).

4.2 Motivations et choix d'un formalisme mathématique

La modélisation des moteurs à combustion interne s'est largement développée au cours des dernières années. Aujourd'hui, une multitude de codes industriels dédiés à la simulation des moteurs sont disponibles sur le marché (GT-Power¹, Wave², Amesim³, Virtual 4-Stroke⁴, En-dyna, Simcar, etc.). Après une courte étude de leur potentiel, il nous a paru essentiel de ne pas dépendre de ce type de logiciel. D'abord, le coût d'achat est très élevé pour un laboratoire universitaire, ensuite, l'accès au code source et à sa modification est très limité pour des raisons évidentes de propriété commerciale et, enfin, le paramétrage de ce type de modèle nécessite la connaissance détaillée de la géométrie du moteur.

L'objectif principal de cette étude a consisté à élaborer un modèle de connaissance du moteur à allumage par compression. Les modèles de connaissance sont trop complexes et ne sont pas directement exploitables pour la synthèse des lois de commande ou de diagnostic. En revanche, un modèle physique du moteur est un support idéal pour les tests de validation et les études comparatives des algorithmes de régulation. Dans cet objectif, nous avons développé un modèle *complet* et *réaliste*, c'est-à-dire que le simulateur est capable de reproduire qualitativement l'évolution des variables les plus descriptives si on se place dans l'optique de l'automaticien. C'est un modèle mixte qui répond à la fois aux attentes de l'automaticien et du motoriste. Nous avons souhaité limiter le niveau d'empirisme autant que possible afin de parvenir à un modèle *flexible* et *évolutif*. Il est en effet souhaitable de disposer d'un modèle facilement adaptable à des moteurs différents et dans lequel on puisse remplacer certains sous-modèles pour les simplifier ou, au contraire, pour les affiner de manière à atteindre la précision souhaitée. Le problème posé se résume donc à choisir et à combiner des sous-modèles adaptés à la modélisation des différents organes du moteur et des phénomènes physiques qui s'y déroulent. Les choix ont été guidés en fonction des axes de recherche futurs (qui reposeront en partie sur le modèle formulé ici) et des critères suivants :

- Simulation du cycle moteur complet (admission, compression, détente et échappement) et de l'évolution de la pression cylindre ;
- Capacité à prédire les variables qui influencent l'évolution des gaz polluants (pression, température et richesse du mélange) ;
- Reproduction de la vitesse instantanée du vilebrequin et du couple ;
- Recours à un nombre minimum de paramètres empiriques ;
- Simulations sur toute la plage de fonctionnement du moteur ;
- Temps de calculs courts (simulation en temps réel, possibilité de simuler plusieurs minutes de fonctionnement du moteur).

Les techniques de contrôle moteur évoluent clairement vers des approches basées sur la mesure ou l'estimation de la pression instantanée. Par ailleurs, la commande du moteur et le diagnostic de la combustion en temps réel à partir de la mesure directe ou de l'estimation de la pression cylindre constituent

¹ Développé par la société Gamma Technologies (<http://www.gtisoft.com/>).

² Développé par Ricardo (<http://www.software.ricardo.com/products/wave/>).

³ Développé en collaboration avec l'Institut Français du Pétrole (<http://www.amesim.com/>).

⁴ Développé par la société OPTIMUM Power Technology (<http://www.optimum-power.com/main-sim.htm>). Voir les publications de Blair *et al.* de l'Université de Belfast [27, 137].

un véritable enjeu dans les années à venir [117, 129, 172]. Il est donc impératif de simuler l'évolution des variables au degré vilebrequin. Dans le cadre du développement des nouveaux systèmes de gestion du moteur, l'implication de l'automaticien est de plus en plus importante. Il doit s'immerger dans l'univers du motoriste et appréhender le moteur dans son ensemble, plutôt que de considérer des modèles locaux trop simplistes.

Les approches "géométriques" à base d'équations de transport 3D incluses dans les codes de CFD tel que KIVA II sont capables de décrire avec précision l'évolution de phénomènes microscopiques mais ne répondent pas au critère lié au temps de calcul. En fonction des objectifs précédemment cités, la technique "vidange-remplissage" [31, 136, 194] associée à un modèle dynamique non-linéaire du système bielle-manivelle est la mieux adaptée. Ce type de modèle est aussi connu sous le nom de modèle "cylindre-à-cylindre" [118]. Notre choix se justifie par la capacité de ce type de modèle à reproduire l'évolution des variables d'état du moteur (masse, pression, température) entre deux cycles. Le travail a consisté à appliquer cette méthode à un moteur d'essai spécifique. Le support expérimental est un moteur Diesel six cylindres à injection directe HEUI de 7.2 litres de cylindrée équipé d'un turbocompresseur fixe régulé par une soupape de décharge (FIG. 4.1). La ligne d'admission du moteur est composée d'un filtre à air monté en amont du compresseur. L'air de suralimentation est refroidi à l'aide d'un échangeur thermique air-eau. Les cylindres sont alimentés à partir d'un collecteur d'admission unique. La ligne d'échappement est typique d'un moteur à six cylindres : elle comprend deux collecteurs débouchant sur une turbine à double entrée (indices $E1$ et $E2$). Un volume supplémentaire pour la jonction en entrée de la roue de la turbine s'ajoute aux deux précédents (indice E). Les principales caractéristiques du moteur sont récapitulées en annexe B. Ce moteur ne disposant pas d'une turbine à géométrie variable et d'une vanne de recirculation des gaz d'échappement, nous n'avons pas souhaité intégrer ces actionneurs au modèle bien que nous l'envisageons comme un prolongement possible de ce travail.

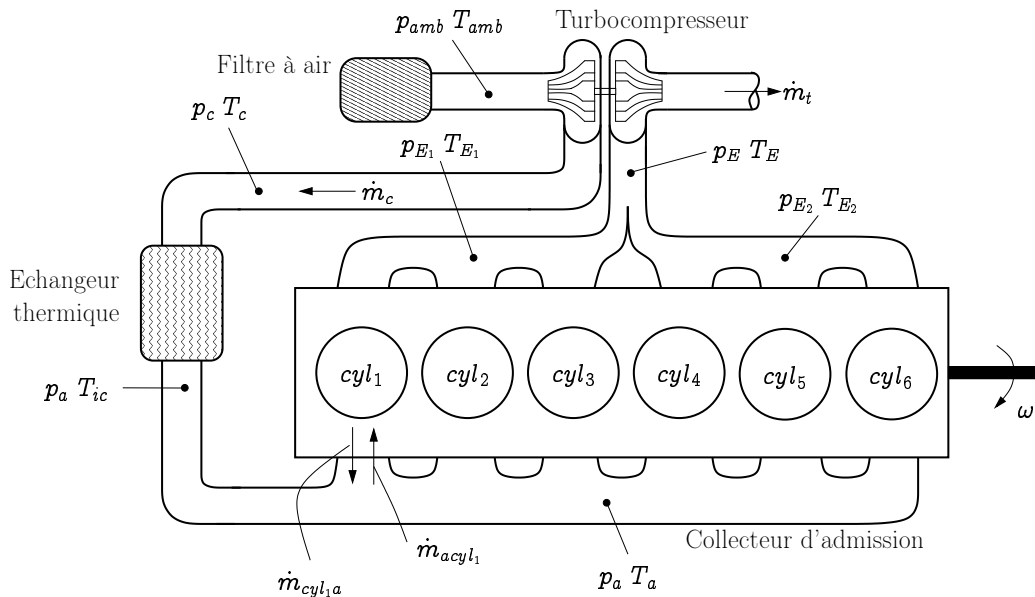


FIG. 4.1 – Schéma de représentation du moteur d'essai.

D'un point de vue fonctionnel, le moteur est assimilé à un assemblage de modules. D'abord, on considère les réservoirs par où transitent les gaz. Ces volumes, considérés comme des systèmes thermodynamiques ouverts de dimension finie, sont modélisés en appliquant le premier principe de la thermodynamique. Les organes concernés sont :

- le compresseur ;
- le collecteur d'admission ;
- les cylindres ;

- les collecteurs d'échappement ;
- la turbine.

Ensuite, il faut y associer les modèles des divers composants et actionneurs du moteur, à savoir :

- les soupapes et les ports d'admission ;
- le système d'injection ;
- le système de transmission mécanique composé de l'ensemble piston-bielle-manivelle ;
- l'échangeur thermique monté sur la ligne d'admission.

Finalement, le modèle global doit inclure des sous-modèles représentatifs des phénomènes physiques intervenant dans un moteur à combustion interne, en particulier :

- la combustion ;
- les transferts thermiques ;
- les pertes par frottement.

Par la suite, nous considérons les approximations suivantes :

1. Les gaz sont supposés parfaits.
2. A tout instant du cycle moteur, l'équilibre thermodynamique est atteint.
3. Chaque système ouvert contient un mélange homogène d'air pur et de produits de combustion dont la richesse peut varier de zéro à l'infini.
4. Pas de variations spatiales de la pression ou de la température à l'intérieur des volumes de contrôle.
5. Les phénomènes pulsatoires de type ondes acoustiques sont négligés. Le modèle ne prend pas en compte la géométrie exacte des conduits d'admission et d'échappement. Chaque système ouvert est modélisé par son volume moyen.
6. Les conditions de pression et de température en entrée du compresseur et en aval de la turbine, c'est-à-dire aux limites du système, sont supposées égales aux conditions ambiantes.
7. Les effets des transferts thermiques aux parois des collecteurs sont négligés.

Les unités de mesure des diverses grandeurs respectent le système international d'unités [57]. Les principales conventions sont les suivantes : les masses sont notées m (en kg), les débits massique \dot{m} (en kg/s), les pressions p (en Pa) et les températures T (en K). Pour les débit entre deux volumes voisins on utilise la convention suivante : le débit entre le collecteur d'admission (indice a) et le cylindre numéro 1 (indice $cy1_1$) s'écrit \dot{m}_{acy1_1} . De la même manière, le débit de refoulement au port d'admission sera noté \dot{m}_{cy1_1a} . Toute les notations ainsi que les unités correspondantes sont regroupées dans la nomenclature au début de ce mémoire. Les indices correspondant à chaque système ouvert du moteur sont indiqués sur la figure 4.1.

4.3 Ecoulements entre les volumes du moteur

Les débits entre volumes voisins sont assimilés à des écoulements monodimensionnels quasi-stationnaires de gaz parfaits compressibles. La jonction entre deux volumes est assimilée à un organe déprimogène (au même titre qu'un venturi ou qu'un diaphragme [139]), par analogie, on admet qu'elle est équivalente à un rétrécissement (ou contraction de veine) de section identique. En supposant les pertes thermiques négligeables, le débit isentropique d'un gaz parfait compressible au travers d'une contraction (FIG. 4.2) est calculé à partir de l'équation générale suivante [99] :

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = CD A_r \varphi(p_{am}, p_{av}, T_{av}) \quad (4.1)$$

où \dot{m} est le débit d'air exprimé en kilogrammes par seconde, CD le coefficient de décharge (ou coefficient de débit), A_r l'aire de référence (passage où l'aire est la plus faible). Le produit de l'aire de référence et du coefficient de décharge $CD A_r$ donne la section effective de l'écoulement (exprimée en m^2). Dans

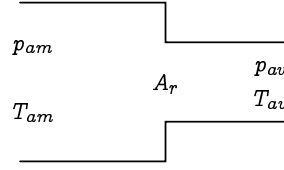


FIG. 4.2 – Représentation schématique d'une contraction de veine.

l'équation (4.1), le terme φ est une fonction dépendant des pressions en amont p_{am} et en aval p_{av} de la contraction ainsi que de la température en amont T_{am} , telle que :

$$\varphi(p_{av}, p_{am}, T_{am}) = \begin{cases} \frac{p_{am}}{\sqrt{rT_{am}}} \varphi^+ \left(\frac{p_{av}}{p_{am}} \right) & \text{si } p_{av} < p_{am} \\ 0 & \text{si } p_{av} \geq p_{am} \end{cases} \quad (4.2)$$

l'équation précédente est valable si on suppose que le débit est strictement unidirectionnel. En revanche, lorsque le rapport des pressions s'inverse (la pression en aval de l'écoulement devient supérieure à la pression en amont), le sens du débit s'inverse aussi. Le cas peut se présenter, au niveau du port d'admission pendant la période où la soupape est ouverte et si la pression qui règne dans le cylindre devient supérieure à celle du collecteur d'admission. Alors, une fraction des gaz brûlés résiduels est refoulée dans le collecteur. Ce phénomène peut aussi survenir pendant l'échappement des gaz. Dans ce cas, une fraction des gaz contenus dans le collecteur d'échappement peut retourner dans le cylindre. Si l'on tient compte du refoulement des gaz (ou backflow), l'équation (4.2) s'écrit de la manière suivante :

$$\varphi(p_{av}, p_{am}, T_{av}, T_{am}) = \begin{cases} \frac{p_{am}}{\sqrt{rT_{am}}} \varphi^+ \left(\frac{p_{av}}{p_{am}} \right) & \text{si } p_{av} < p_{am} \\ 0 & \text{si } p_{av} = p_{am} \\ -\frac{p_{av}}{\sqrt{rT_{av}}} \varphi^+ \left(\frac{p_{am}}{p_{av}} \right) & \text{si } p_{av} > p_{am} \end{cases} \quad (4.3)$$

où la fonction φ^+ peut prendre deux formes différentes selon que la vitesse de l'écoulement dépasse ou non la célérité du son :

$$\varphi^+(x) = \begin{cases} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} & \text{si } x \leq c_r \\ x^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - x^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} & \text{si } x > c_r \end{cases} \quad (4.4)$$

où $c_r = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ désigne le rapport de pression critique. Si le rapport de pression est inférieur à ce seuil, alors l'écoulement au niveau de la restriction atteint une vitesse sonique.

Le cas du débit aux soupapes

Les gaz sont admis dans le cylindre et s'en échappent par les ports d'admission et d'échappement pendant l'intervalle d'ouverture des soupapes. Dans le cas du débit au passage d'une soupape, l'aire effective de la contraction de veine $CD A_r$ varie en fonction de la levée de la soupape, elle-même évoluant en fonction de l'angle vilebrequin. Les lois de levée de soupapes, $l_{sa}(\theta)$ et $l_{se}(\theta)$, sont fournies par le constructeur sous la forme de tableaux de points et sont interpolées pour les besoins de la simulation (FIG. 4.3(a)). L'aire effective évolue en fonction de l'angle vilebrequin θ , on la notera alors :

$$\begin{aligned} CD_{sa} A_{r/sa} &= f_{sa} [l_{sa}(\theta)] \\ CD_{se} A_{r/se} &= f_{se} [l_{se}(\theta)] \end{aligned}$$

où $A_{r/sa}$ et $A_{r/se}$ représentent les aires de référence des soupapes d'admission et d'échappement. Les aires effectives f_{sa} et f_{se} sont mesurées sur un banc d'essai spécifiquement adapté à la mesure des

débites au niveau des ports d'admission. Pour le modèle, on utilise des approximations polynômiales de ces données (FIG. 4.3(b) et 4.3(c)). Si on considère le débit au passage des soupapes d'admission et

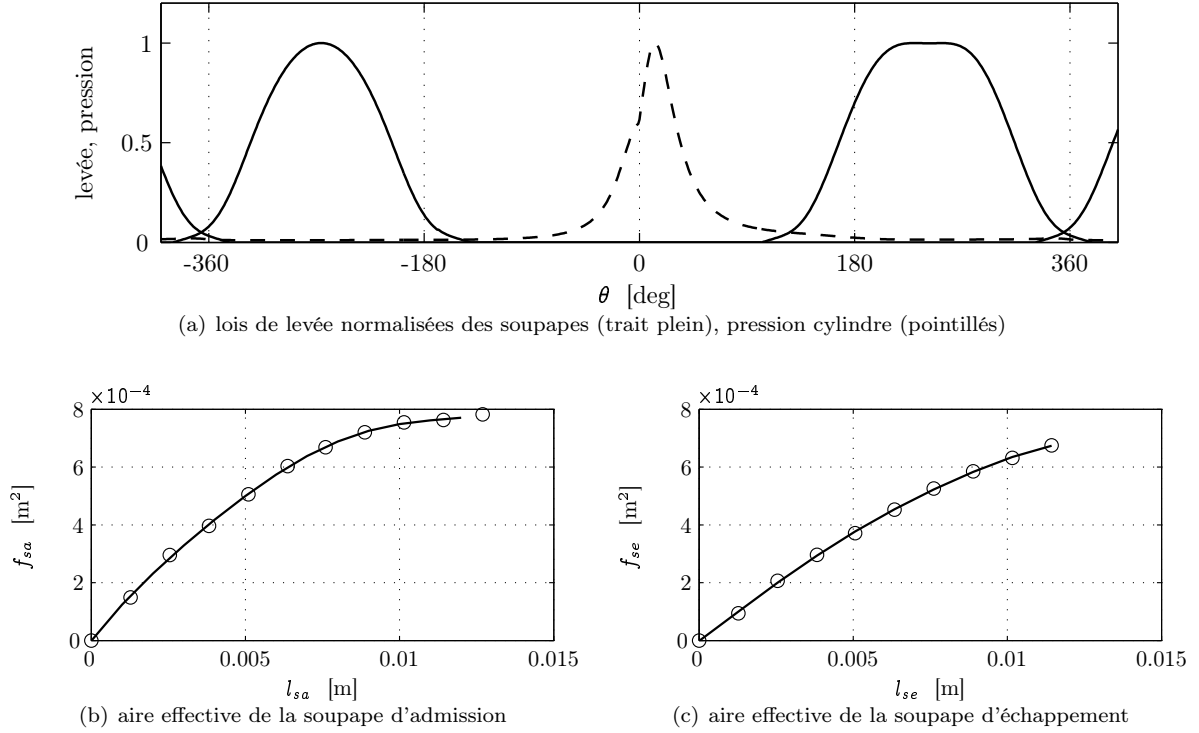


FIG. 4.3 – Profils d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement en fonction de l'angle vilebrequin (a). Aires effectives des écoulements en fonction de la levée de la soupapes d'admission (b) et de la soupape d'échappement (c).

d'échappent du cylindre numéro 1 en respectant le système de notation (FIG. 4.1), il vient :

$$\begin{cases} \dot{m}_{sa_1} = f_{sa_1} [l_{sa_1}(\theta)] \varphi(p_{cyl_1}, p_a, T_{cyl_1}, T_a) \\ \dot{m}_{se_1} = f_{se_1} [l_{se_1}(\theta)] \varphi(p_{E_1}, p_{cyl_1}, T_{E_1}, T_{cyl_1}) \end{cases} \quad (4.5)$$

Le débit massique de gaz au niveau de chaque soupape peut se décomposer en deux termes distincts : le débit dans le sens direct et le débit de refoulement (FIG. 4.4) :

$$\begin{cases} \dot{m}_{sa_1} = \dot{m}_{acyl_1} + \dot{m}_{cyl_1a} \\ \dot{m}_{se_1} = \dot{m}_{cyl_1E_1} + \dot{m}_{E_1cyl_1} \end{cases} \quad (4.6)$$

4.4 Modélisation de la chambre de combustion

Le modèle analytique de la chambre de combustion du moteur Diesel est assez complexe car de nombreux processus sont impliqués : l'injection du carburant, les débits massique aux soupapes, la combustion et les transferts thermiques. Nous présentons dans cette section deux modèles basés sur une analyse thermodynamique de la chambre de combustion du moteur.

1. Le premier modèle est issu des travaux de Borman [31] et de Watson [195, 194]. Il respecte les hypothèses citées en début de chapitre : la composition, la température et la pression des gaz sont identiques en tout point de la chambre de combustion. Ce modèle inclut quatre variables d'état : la pression, la température, la masse et la richesse du mélange gazeux contenu dans le cylindre. Ce type de modèle est compatible avec des routines de calcul des produits de combustion à l'équilibre [164].

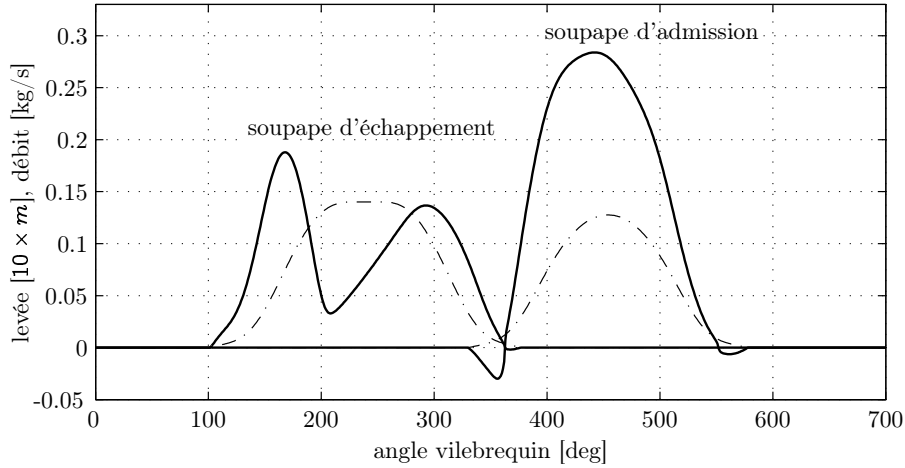


FIG. 4.4 – Lois de levée des soupapes (pointillés) et débits des gaz admis et refoulés du cylindre (traits pleins). On remarque le refoulement à l'admission pendant le croisement de soupape.

2. Le second modèle est pratiquement similaire à ceci près que le fluide de travail est assimilé à de l'air pur. Les chaleurs spécifiques sont constantes et le modèle n'est décrit que par trois variables d'états : la pression, la température et la masse des gaz dans le cylindre. La richesse instantanée n'étant pas strictement indispensable, elle est retirée du modèle afin de limiter les opérations d'intégration numérique. Dans le cas d'un moteur six cylindres, le modèle est allégé de six variables d'état ce qui représente un gain conséquent de temps de calcul. Bien que l'on ne dispose plus de la valeur instantanée de la richesse, on peut toutefois déduire facilement sa valeur moyenne sur un cycle moteur à partir des masses d'air et de combustible dans le cylindre.

4.4.1 Modèle du cylindre à une zone

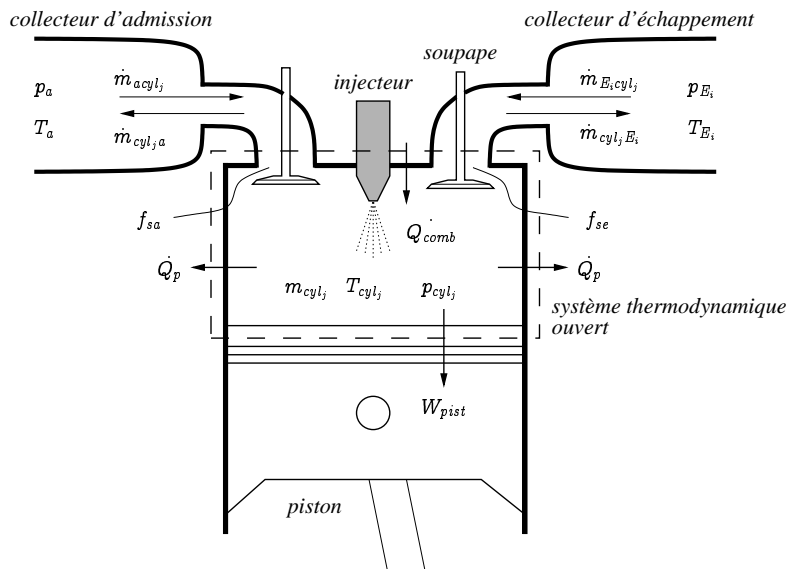


FIG. 4.5 – Application de la méthode "vidange-remplissage" au système thermodynamique ouvert de volume variable défini par la chambre de combustion (en pointillés).

Les expressions analytiques de la pression p_{cyl} , de la température T_{cyl} et de la masse m_{cyl} sont

obtenues à partir des lois de conservation appliquées au volume de contrôle défini par la chambre de combustion (FIG. 4.5). Si on néglige l'énergie potentielle, l'équation de conservation de l'énergie (A.6) sous sa forme différentielle s'écrit :

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW_{pist}}{dt} + \sum_n \frac{dH_{0n}}{dt} \quad (4.7)$$

où l'indice n fait référence aux entrées du système ouvert. Nous utilisons ici une convention de signe anglo-saxonne : à l'inverse de la convention française (1.27), le travail des gaz sur le piston W_{pist} est pris positif.

$$\frac{dW_{pist}}{dt} = p_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{dt} \quad (4.8)$$

alors

$$\frac{d(m_{cyl}u)}{dt} = \sum \frac{dQ}{dt} - p_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{dt} + \sum_i h_{0n} \frac{dm_n}{dt} \quad (4.9)$$

avec Q désignant la quantité d'énergie échangée sous forme de chaleur avec le milieu extérieur et m est la masse totale de gaz dans la chambre de combustion. L'énergie interne massique u , c'est-à-dire par unité de masse, dépend de la température de la pression et de la richesse : alors on la note $u = u(T, p, \phi)$. Dans un premier temps, on développe le terme de gauche de l'équation (4.9) tout en divisant le cylindre en plusieurs zones d'indice q :

$$\frac{d(m_{cyl}u)}{dt} = \sum_q \left(m_{cyl} \frac{du}{dt} + u \frac{dm_{cyl}}{dt} \right) \quad (4.10)$$

Une première approximation consiste à négliger l'influence de la pression cylindre, dès lors $u = u(T_{cyl}, \phi)$. Cette hypothèse ne vaut que si les effets de dissociation chimique sont faibles [99]. C'est le cas pour le moteur Diesel puisque les températures de combustion restent inférieures à celles pour lesquelles interviennent ces réactions. Alors le premier terme du membre de gauche de l'équation (4.10) devient :

$$m_{cyl} \frac{du}{dt} = m_{cyl} \left(\frac{\partial u}{\partial T_{cyl}} \frac{dT_{cyl}}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right) \quad (4.11)$$

Pour un moteur à allumage commandé, le volume de la chambre de combustion est habituellement divisé en deux zones, l'une contenant les gaz brûlés et l'autre la fraction des gaz n'ayant pas encore pris part à la combustion. Ces deux zones, séparées par le front de flamme, sont assimilées à deux systèmes thermodynamiques ouverts indépendants [99]. Une troisième zone, dite de transition, peut être ajoutée pour prendre en compte la combustion à proximité des parois du cylindre. Le même principe peut être appliqué à la combustion Diesel, le nombre de zones n'étant restreint que par le temps de calcul. Les modèles multi-zones sont précis et bien adaptés pour la prédiction des polluants [165]. Cependant, afin de rester cohérent avec notre choix de concevoir un simulateur rapide on considère une zone unique. Cette hypothèse simplifie la mise en équation et réduit les temps de calcul sans perte de précision notable concernant la variable pression cylindre bien que le modèle à une zone du cylindre ne prenne pas en compte le caractère hétérogène de la combustion Diesel.

En combinant les équations (4.9) à (4.11), on obtient :

$$\frac{dT_{cyl}}{dt} = \left[\left(\sum \frac{dQ}{dt} + \sum_i h_{0n} \frac{dm_n}{dt} - u \frac{dm_{cyl}}{dt} \right) \frac{1}{m_{cyl}} - \frac{rT_{cyl}}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right] / \left(\frac{\partial u}{\partial T_{cyl}} \right) \quad (4.12)$$

La quantité d'énergie échangée Q inclut la chaleur libérée par la combustion, Q_{comb} , ainsi que les pertes liées aux transferts thermiques, Q_p , dans les parois du cylindre :

$$\sum \frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_p}{dt} + \frac{dQ_{comb}}{dt} = \frac{dQ_p}{dt} + \frac{dm_{fb}}{dt} h_{for} \quad (4.13)$$

où m_{fb} est la masse de carburant brûlé, \dot{m}_{fb} la vitesse de combustion du carburant et h_{for} l'enthalpie de formation des produits de combustion donnée par la corrélation suivante [204] :

$$h_{for} = 2.326[PCI - 19183 + 0.5(T_f - 537)] \quad (4.14)$$

dans laquelle PCI est le pouvoir calorifique inférieur et T_f la température du carburant. En combinant les relations (4.11) à (4.8) et en respectant l'hypothèse des gaz parfaits ($pV = mrT$), on obtient l'équation générale de conservation de l'énergie pour le cylindre :

$$\frac{dT_{cyl}}{dt} = \left[\left(\frac{dQ_p}{dt} + \sum \left(h_0 \frac{dm}{dt} \right)_{in} - \sum \left(h_0 \frac{dm}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_{fb}}{dt} h_{for} - u \frac{dm_{cyl}}{dt} \right) \frac{1}{m_{cyl}} - \frac{rT_{cyl}}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right] / \left(\frac{\partial u}{\partial T_{cyl}} \right) \quad (4.15)$$

La température dans le cylindre s'obtient par intégration de l'expression ci-dessus. Précisons que celle-ci est aussi valable pour les collecteurs d'admission et d'échappement : dans ce cas on réécrit l'équation (4.15) avec $dV_{cyl}/dt = 0$ et $dm_{fb}/dt = 0$.

Pour connaître la variation de la masse totale dans le cylindre, on considère maintenant l'équation de conservation de la masse pour l'air et le combustible :

$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} - \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_f}{dt} \quad (4.16)$$

Connaissant l'expression de la richesse (équation (1.53)),

$$\phi = \left(\frac{m_{fb}}{m_{air}} \right) / \Phi_s \quad (4.17)$$

on déduit l'expression de la masse de carburant brûlé en substituant m_{air} par $m_{cyl} - m_{fb}$.

$$m_{fb} = \frac{m_{cyl} \Phi_s \phi}{1 + \Phi_s \phi} \quad (4.18)$$

Dès lors, les équations (4.17) et (4.18) nous permettent d'aboutir à l'équation d'état de la richesse :

$$\frac{d\phi}{dt} = \left[\frac{1 + \Phi_s \phi}{m_{cyl}} \right] \left[\frac{1 + \Phi_s \phi}{\Phi_s} \dot{m}_{fb} - \phi \dot{m}_{cyl} \right] \quad (4.19)$$

Dans l'équation (4.15), l'énergie interne massique u est estimée à partir d'un polynôme issu de l'interpolation des résultats de calcul des produits de combustion à l'équilibre pour une réaction entre de l'air et un hydrocarbure de formule $C_n H_{2n}$. L'interpolation est une fonction continue de la température et de la richesse valable entre 250 K et 2400 K pour des richesses comprises entre 0 et 1,6. On évite ainsi à chaque pas de simulation ce calcul long à l'aide d'un sous-programme spécifique tandis qu'on dégrade peu la précision des résultats [194]. Nous utilisons l'expression décrite dans l'article de Krieger et Borman [123] :

$$u(T_{cyl}, \phi) = \frac{K_1(T_{cyl}) - K_2(T_{cyl})\phi}{1 + R_s\phi} \quad (4.20)$$

où l'énergie interne est exprimée en kJ/kg. Les polynômes K_1 et K_2 sont tels que :

$$K_1(T_{cyl}) = k_{11}T_{cyl} + k_{12}T_{cyl}^2 + k_{13}T_{cyl}^3 + k_{14}T_{cyl}^4 + k_{15}T_{cyl}^5 \quad (4.21)$$

et

$$K_2(T_{cyl}) = k_{20} - k_{21}T_{cyl} + k_{22}T_{cyl}^2 + k_{23}T_{cyl}^3 + k_{24}T_{cyl}^4 \quad (4.22)$$

La constante des gaz r s'exprime en fonction de la richesse du mélange :

$$r = \frac{287 + 20\phi}{1 + \Phi_s\phi} \quad (4.23)$$

L'équation d'état des gaz parfaits permet de calculer la pression dans le cylindre p_{cyl} à chaque pas de temps de la simulation à partir des équations (4.15), (4.16) et (4.23).

4.4.2 Simplification du modèle pour les simulations en temps réel

De la même manière que pour le modèle précédent, on considère que les gaz contenus dans la chambre de combustion respectent la loi des gaz parfaits, l'équation d'état s'écrit alors :

$$p_{cyl_j} V_{cyl_j} = m_{cyl_j} r T_{cyl_j} \quad (4.24)$$

où r est la constante massique de l'air. Si on dérive le logarithme de l'équation (4.24), on obtient :

$$\frac{1}{p_{cyl_j}} \frac{dp_{cyl_j}}{dt} + \frac{1}{V_{cyl_j}} \frac{dV_{cyl_j}}{dt} = \frac{1}{T_{cyl_j}} \frac{dT_{cyl_j}}{dt} \quad (4.25)$$

Le premier principe de la thermodynamique, sous sa forme différentielle pour un gaz parfait et en considérant les chaleurs spécifiques constantes, s'écrit :

$$m_{cyl_j} c_v \frac{dT_{cyl_j}}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p_{cyl_j} \frac{dV_{cyl_j}}{dt} \quad (4.26)$$

On divise ensuite le terme de droite de l'équation précédente par $m r T$ et le terme de gauche par pV pour faire apparaître le membre de droite de l'équation (4.25) ; il vient alors :

$$\frac{1}{T_{cyl_j}} \frac{dT_{cyl_j}}{dt} = (\gamma - 1) \left[\frac{1}{p_{cyl_j} V_{cyl_j}} \frac{dQ}{dt} - \frac{1}{V_{cyl_j}} \frac{dV_{cyl_j}}{dt} \right] \quad (4.27)$$

En combinant les équations (4.25) et (4.27), on aboutit l'équation d'état de la pression dans le cylindre :

$$\frac{dp_{cyl_j}}{dt} = \frac{\gamma}{V_{cyl_j}} \frac{dV_{cyl_j}}{dt} p_{cyl_j} + \frac{\gamma - 1}{V_{cyl_j}} \frac{dQ}{dt} \quad (4.28)$$

où γ représente le rapport des chaleurs spécifiques et dQ/dt le flux de chaleur total reçu par le système. La loi de conservation de l'énergie conduit à la décomposition de ce dernier en quatre termes distincts. Ainsi, le flux total de chaleur est égal à la somme du flux de chaleur relatif aux gaz admis dQ_{in}/dt et de l'énergie libérée par la combustion du mélange air-carburant dQ_{comb}/dt à laquelle on retranche le flux de chaleur des gaz qui s'échappent du cylindre dQ_{out}/dt et le flux de chaleur perdu par transferts thermiques dQ_p/dt . L'équation d'équilibre devient alors :

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_{in}}{dt} + \frac{dQ_{comb}}{dt} - \frac{dQ_{out}}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} \quad (4.29)$$

Les flux de chaleur relatifs aux gaz admis et refoulés de la chambre de combustion et le flux d'énergie généré par la combustion sont tels que :

$$\begin{cases} \frac{dQ_{in}}{dt} = c_p \dot{m}_{a,cyl_j} T_a + c_p \dot{m}_{E_i,cyl_j} T_{E_i} \\ \frac{dQ_{out}}{dt} = c_p (\dot{m}_{cyl_j a} + \dot{m}_{cyl_j E_i}) T_{cyl_j} \\ \frac{dQ_{comb}}{dt} = \dot{m}_{fb} PCI \end{cases} \quad (4.30)$$

où c_p est la chaleur massique à pression constante, T_a la température dans le collecteur d'admission et T_{E_i} la température dans le collecteur d'échappement (T_{E_1} ou T_{E_2} selon que le cylindre débouche dans le collecteur 1 ou 2). Le paramètre PCI représente le pouvoir calorifique inférieur du carburant (TAB. A.1) et \dot{m}_{fb} est la vitesse de combustion du carburant. Finalement, si on applique la loi de conservation de la masse et que l'on réarrange les équations (4.28), (4.29) et (4.30), on montre alors que les évolutions de la masse m_{cyl_j} et de la pression p_{cyl_j} sont gouvernées par le système d'équations différentielles du premier ordre ci-dessous [142] :

$$\begin{cases} \frac{dm_{cyl_j}}{dt} = \dot{m}_f + \dot{m}_{a,cyl_j} + \dot{m}_{E_i,cyl_j} - \dot{m}_{cyl_j a} - \dot{m}_{cyl_j E_i} \\ \frac{dp_{cyl_j}}{dt} = \frac{\gamma}{V_{cyl_j}} \left[r T_a \dot{m}_{a,cyl_j} + r T_{E_i} \dot{m}_{E_i,cyl_j} - r T_{cyl_j} (\dot{m}_{cyl_j a} + \dot{m}_{cyl_j E_i}) - p_{cyl_j} \frac{dV_{cyl_j}}{d\theta} \right] \\ \quad + \frac{\gamma - 1}{V_{cyl_j}} \left[\dot{m}_{fb} PCI - \frac{dQ_p}{dt} \right] \end{cases} \quad (4.31)$$

Dès lors que le système différentiel (4.31) est résolu, la température dans le cylindre T_{cyl_j} est calculée à partir de l'équation des gaz parfaits (4.24). Les valeurs numériques des constantes thermodynamiques du modèle sont regroupées dans le tableau A.1. Les calculs de la vitesse de combustion du carburant et du flux d'énergie relatif aux pertes thermiques sont détaillés dans les sections 4.5 et 4.6. Le volume instantané du cylindre ainsi que sa dérivée sont nécessaires afin de résoudre les équations (4.15) et (4.31). Le volume du cylindre évolue avec le déplacement du piston et son expression est déterminée par rapport à l'angle vilebrequin et aux paramètres géométriques du moteur (TAB. B.1) :

$$V_{cyl_j} = V_m \left[1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left(\beta_{bm} + 1 - \cos \theta_j - \sqrt{\beta_{bm}^2 - \sin^2 \theta_j} \right) \right] \quad (4.32)$$

où V_m est le volume mort, r_c le rapport de compression et β_{bm} le rapport bielle-manivelle. La dérivée temporelle de l'expression (4.32) est :

$$\frac{dV_{cyl_j}}{dt} = V_m \frac{1}{2}(r_c - 1) \sin \theta_j \frac{d\theta_j}{dt} \left(1 - \frac{\cos \theta_j}{\sqrt{\beta_{bm}^2 - \sin^2 \theta_j}} \right) \quad (4.33)$$

Sachant que le déphasage entre les cylindres du moteur est égal à 120 degrés et que le cylindre numéro 1 sert de référence, alors l'angle θ_j relatif au cylindre j s'écrit :

$$\theta_j = \omega t + \frac{2\pi}{3} (j - 1) \quad \text{avec } j \in [1 \ 6] \quad (4.34)$$

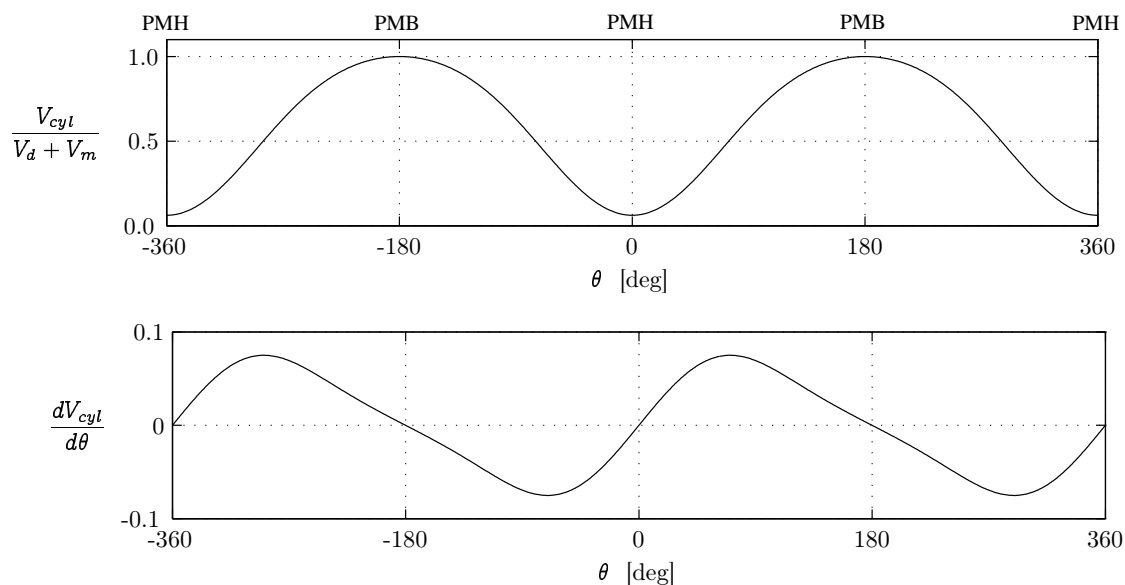


FIG. 4.6 – Volume normalisé du cylindre (haut) et sa dérivée (bas) en fonction de l'angle vilebrequin.

4.5 Vitesse de combustion

La combustion est au cœur du fonctionnement du moteur ; c'est pourtant l'un des phénomènes les moins bien compris. Un modèle complet, représentatif et précis de la combustion doit prendre en compte l'évolution du spray Diesel, le mélange air-carburant, l'atomisation et la vaporisation du combustible ainsi que la cinétique chimique. En bref, l'intégration de tous ces phénomènes physiques pour la simulation du moteur dépasse largement le cadre de l'étude. Les modèles CFD capables de reproduire convenablement ces phénomènes sont incompatibles avec le modèle 0D du cylindre car ils sont trop complexes (équations aux dérivées partielles) et ils nécessitent plusieurs heures de calcul sur des calculateurs numériques puissants.

Un modèle de combustion en adéquation avec le simulateur du moteur complet doit donc s'affranchir de l'aspect physique de la réaction. Nous recherchons plutôt un modèle empirique capable de prédire le délai d'auto-inflammation, la durée de la réaction et qui respecte la phénoménologie typique de la combustion dans un moteur à allumage par compression (§ 1.6.6) : un régime de combustion en prémélange caractérisé par un avancement rapide de la réaction suivi d'un régime de diffusion pendant laquelle la transformation des produits est plus lente. La méthode la plus répandue se base sur des approximations de la vitesse de combustion calculée à partir d'enregistrements de la pression cylindre. Les corrélations de ce genre sont assez nombreuses. Notre simulateur de moteur Diesel offre deux choix pour le sous-modèle correspondant au calcul de la vitesse de combustion du carburant (terme \dot{m}_{fb} dans les équations (4.15) et (4.31)) :

1. le premier modèle est directement extrait des travaux de Watson *et al.* [192, 194, 196]. C'est une corrélation classique et fonctionnelle développée à partir de mesures réalisées sur des moteurs de caractéristiques différentes et pour une gamme représentative d'un certain nombre de points de fonctionnement. Nous n'avons d'ailleurs pas cherché à l'adapter à notre support expérimental et l'utilisons telle qu'elle est décrite dans les publications qui y font référence.
2. Le second modèle est similaire, il associe des fonctions génériques de Wiebe dont les paramètres sont adaptés au moteur d'essai pour une meilleure précision des résultats. N'oublions pas que les équations qui gouvernent l'évolution de la pression et de la température sont très sensibles à la vitesse de combustion du carburant.

4.5.1 Le modèle empirique de Watson

La corrélation proposée par Watson *et al.* est simple et intuitive : deux fonctions empiriques restituent l'allure de la combustion Diesel. La première décrit la fraction de combustible brûlée en prémélange et la seconde représente la fraction brûlée au cours de la phase de diffusion (FIG. 4.7). La vitesse de combustion normalisée du carburant dm_{fb}^*/dt s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{dm_{fb}^*}{dt} = \beta \left[\frac{dm_{fb}}{dt} \right]_p + (1 - \beta) \left[\frac{dm_{fb}}{dt} \right]_d \quad (4.35)$$

Dans cette équation, les indices p et d différencient les deux phases et β désigne la fraction du carburant injecté dans le cylindre qui participe à la combustion en prémélange. La fraction β est corrélée avec la richesse ϕ et le délai d'auto-inflammation τ_{ai} :

$$\beta = 1 - a_{\beta 1} \frac{\phi^{a_{\beta 2}}}{\tau_{ai}^{a_{\beta 3}}} \quad (4.36)$$

Les intervalles usuels des paramètres $a_{\beta i}$ sont donnés en annexe D. En général, plus le délai d'auto-inflammation est long et plus la fraction de combustible brûlé en prémélange est importante car les réactifs ont eu suffisamment de temps pour se mélanger. A l'inverse, si la richesse augmente, la combustion diffusionnelle sera prépondérante. Une approximation du délai d'auto-inflammation est déduite d'une corrélation se présentant sous la forme d'une équation d'Arrhenius

$$\tau_{ai}(ms) = k_{\tau 1} \bar{p}_{cyl}^{k_{\tau 2}} \exp \left(\frac{k_{\tau 3}}{\bar{T}_{cyl}} \right) \quad (4.37)$$

dans laquelle \bar{p}_{cyl} et \bar{T}_{cyl} sont les valeurs moyennes de la pression et de la température dans le cylindre lorsque le piston atteint le point mort haut, ou au moment de la levée de l'aiguille de l'injecteur si le carburant est injecté avant le PMH. Leurs valeurs respectives sont estimées au moyen d'un modèle de compression polytropique. Les paramètres $k_{\tau i}$ sont déterminés expérimentalement sur des machines à compression rapide. Nous nous référons aux valeurs préconisées par Stringer *et al.* [99]. Elles sont valables pour un carburant dont l'indice de cétane est compris entre 45 et 50. Au cas où l'indice de cétane s'écarte de cette fourchette, on utilise la formule du délai d'auto-inflammation développée par Hardenberg et Haze [99]

$$\tau_{ai}(^{\circ}V) = (0.36 + 0.22\bar{v}_p) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{R\bar{T}_{cyl}} - \frac{1}{17.190} \right) \left(\frac{21.2}{\bar{p}_{cyl} - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (4.38)$$

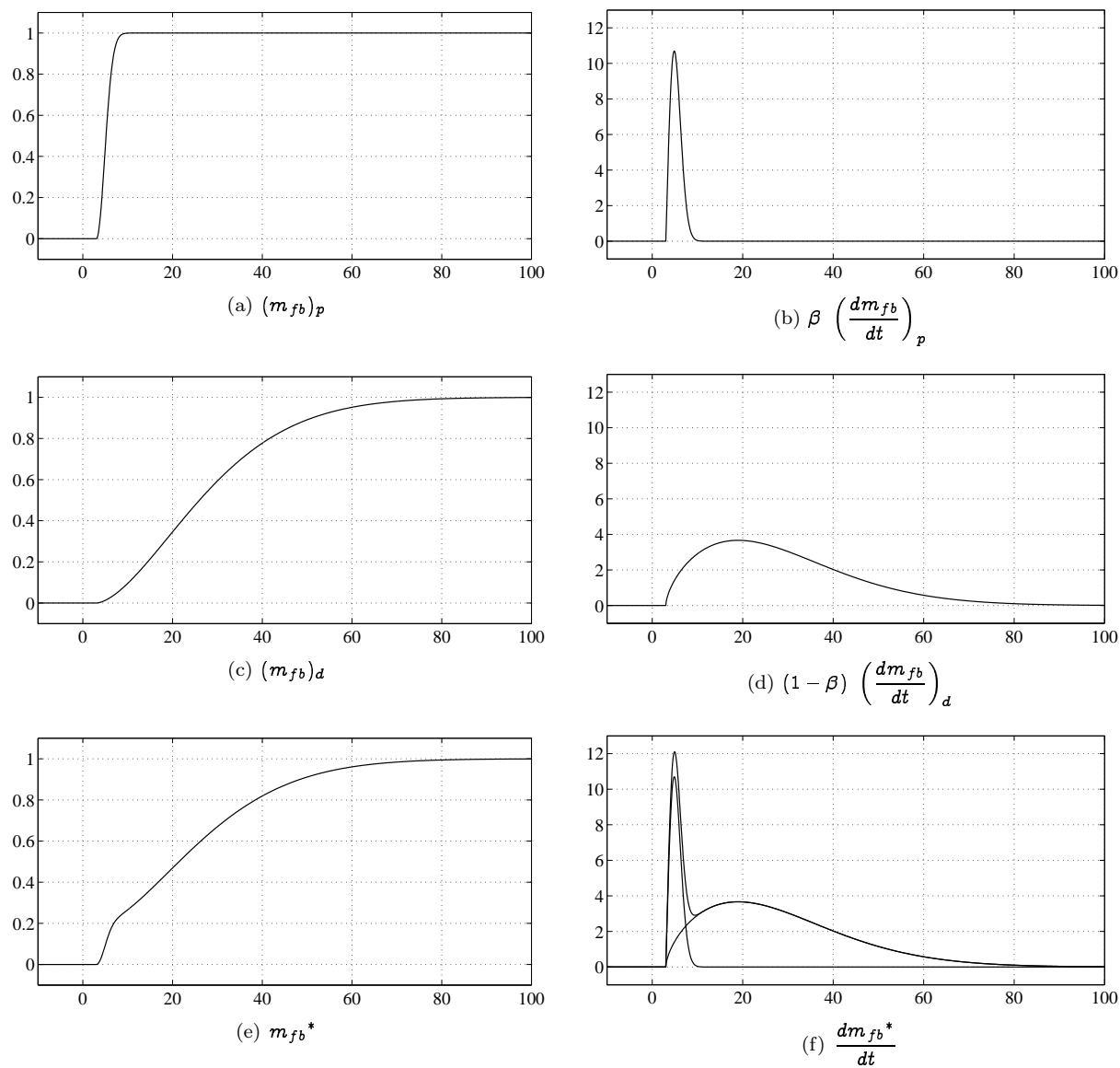


FIG. 4.7 – Modèle de Watson et al. : fraction de masse brûlée (gauche) et vitesse de combustion normalisée (droite) du carburant en fonction de l'angle vilebrequin. De haut en bas : combustion en prémélange, phase de diffusion et somme pondérée des deux fonctions précédentes.

dans laquelle interviennent la vitesse moyenne du piston \bar{v}_p et l'énergie d'activation, E_A , exprimée en fonction de l'indice de cétane IC .

$$E_A = \frac{618.840}{IC + 25} \quad (4.39)$$

Notons que pour les corrélations du délai d'auto-inflammation (4.37) et (4.38), la pression est exprimée en bar et l'énergie d'activation en joules par mole. Les vitesses de combustion dans l'équation (4.35) sont obtenues par dérivation des expressions suivantes :

$$(m_{cf})_p = 1 - (1 - t_{norm}^{k_{p1}})^{k_{p2}} \quad (4.40)$$

$$(m_{cf})_d = 1 - \exp(-k_{d1} t_{norm}^{k_{d2}}) \quad (4.41)$$

il vient alors,

$$\left[\frac{dm_{fb}}{dt} \right]_p = k_{p1} k_{p2} t_{norm}^{k_{p1}-1} [1 - t_{norm}^{k_{p1}}]^{k_{p2}-1} \quad (4.42)$$

$$\left[\frac{dm_{fb}}{dt} \right]_d = k_{d1} k_{d2} t_{norm}^{k_{d2}-1} \exp[-k_{d1} t_{norm}^{k_{d2}}] \quad (4.43)$$

Le temps normalisé t_{norm} varie entre 0 (au moment de l'auto-inflammation) et 1 (en fin de combustion) ; on le définit comme suit :

$$t_{norm} = \frac{t - t_{comb}}{\Delta t_{comb}} \quad (4.44)$$

La durée de la combustion est notée Δt_{comb} . Si t_{inj} correspond au moment où le carburant est injecté dans le cylindre alors le début de la combustion t_{comb} respecte la relation suivante :

$$\int_{t_{inj}}^{t_{comb}} \frac{1}{\tau_{ai}} dt = 1 \quad (4.45)$$

Les constantes des équations modifient la vitesse de combustion globale, elles dépendent directement des variables qui influencent la réaction dans le cylindre. Les plus significatives sont : le régime moteur N , le délai d'auto-inflammation τ_{ai} et la richesse ϕ . Celle-ci apparaissent dans les expressions des constantes du modèle et sont valables pour une large gamme de moteurs :

$$k_{p1} = 2.0 + 1.25 \times 10^{-8} (\tau_{ai} N)^{2.4} \quad (4.46)$$

$$k_{p2} = 5000.0 \quad (4.47)$$

$$k_{d1} = \frac{14.2}{\phi^{0.644}} \quad (4.48)$$

$$k_{d2} = 0.79 \times k_{d1}^{0.25} \quad (4.49)$$

La vitesse de combustion, exprimée en kg/s, dépend de la durée de combustion et de la masse de combustible injectée par cycle m_f :

$$\frac{dm_{fb}}{dt} = \frac{m_f}{\Delta t_{comb}} \frac{dm_{fb}^*}{dt} \quad (4.50)$$

4.5.2 Utilisation de la fonction de Wiebe pour décrire la combustion Diesel

La fonction sigmoïdale de Wiebe décrit l'allure caractéristique de la fraction de masse brûlée dans un moteur à allumage commandé au sein duquel la combustion s'accomplit uniquement dans un mélange carburé homogène. La première phase de la combustion Diesel revêt un caractère identique mais elle est suivie d'une seconde période durant laquelle la combustion se déroule en phase diffusionnelle. Alors on superpose deux fonctions de Wiebe pondérées et décalées dans le temps. Chaque fonction de Wiebe représente la fraction de combustible brûlé au cours d'une des phases de la réaction. Ce modèle, s'inspirant de l'approche de Watson [196], assure une meilleure cohérence avec les profils de fraction de masse brûlée

observés expérimentalement puisque les paramètres des fonctions de Wiebe sont adaptés aux profils de vitesse de combustion obtenus expérimentalement. La masse de carburant brûlé s'écrit :

$$m_{fb}^* = \beta x_p + (1 - \beta) x_d \quad (4.51)$$

comme dans la section précédente, β représente la fraction de carburant brûlé en prémélange et x_i est la fonction élémentaire de Wiebe correspondant à la phase i qui se met sous la forme suivante :

$$x_i = 1 - \exp \left[-a_i \left(\frac{\theta - \theta_{comb}}{\Delta\theta_{comb,i}} \right)^{m_i+1} \right] \quad (4.52)$$

où a_i et m_i sont les paramètres de réglage de la fonction de Wiebe, $\Delta\theta_{comb,i}$ est la durée de la phase de combustion i . L'auto-inflammation se produit à l'angle vilebrequin θ_{comb} . La vitesse de combustion normalisée s'obtient par dérivation de l'expression (4.51) :

$$\frac{dm_{fb}^*}{d\theta} = \beta \frac{dx_p}{d\theta} + (1 - \beta) \frac{dx_d}{d\theta} \quad (4.53)$$

avec

$$\frac{dx_i}{d\theta} = a_i(m_i + 1) \frac{1}{\Delta\theta_{comb,i}} \left(\frac{\theta - \theta_{comb}}{\Delta\theta_{comb,i}} \right)^{m_i} \exp \left[-a_i \left(\frac{\theta - \theta_{comb}}{\Delta\theta_{comb,i}} \right)^{m_i+1} \right] \quad (4.54)$$

Finalement, la vitesse de combustion s'écrit :

$$\frac{dm_{fb}}{dt} = \frac{dm_{fb}^*}{d\theta} \omega \quad (4.55)$$

Le modèle de la vitesse de combustion du carburant comporte huit paramètres :

- la fraction de carburant consommé en phase de prémélange β ,
- l'angle d'auto-inflammation θ_{comb} ,
- les durées des phases de combustion en prémélange et en diffusion $\Delta\theta_{comb,p}$ et $\Delta\theta_{comb,d}$,
- les paramètres de réglage de la fonction de Wiebe a_p , a_d , m_p et m_d .

Les paramètres sont ajustés de manière à reproduire le profil expérimental de vitesse de combustion (TAB. 4.1, FIG. 4.8). Ce dernier est déduit de l'analyse de la vitesse de dégagement de chaleur calculée à partir de la mesure directe de la pression cylindre (annexe C). L'opération est reproduite pour un nombre suffisant de points de fonctionnement. Les valeurs des paramètres sont ensuite interpolées à l'aide de fonctions polynômiales ou linéaires du régime moteur N et de la masse injectée par cycle m_f .

N (tr/min)	PME (bar)	m_f (g/cycle)	β (-)	θ_{comb} (deg)	$\Delta\theta_{comb,p}$ (deg)	$\Delta\theta_{comb,d}$ (deg)	a_p (-)	a_d (-)	m_p (-)	m_d (-)
700	1.7	0.0286	0.13	-4.6	4	35	10	50	2.0	1.7
700	9.5	0.0543	0.45	-6.6	13	30	5	4	1.0	0.8
900	1.7	0.0189	0.40	-7.0	15	60	5	6	2.1	1.5
900	5.2	0.0407	0.45	-6.0	16	70	5	6	1.8	0.5
1700	1.7	0.0376	0.30	-6.0	5	30	4	5	2.0	0.7
1700	10.4	0.1271	0.10	2.0	30	60	4	5	2.5	0.7
2100	1.7	0.0238	0.15	-7.0	7	50	5	5	2.0	0.5
2100	15.6	0.1181	0.00	-6.0	-	70	-	5	-	1.0

TAB. 4.1 – Exemple des constantes des fonctions de Wiebe pour un échantillon de points de fonctionnement.

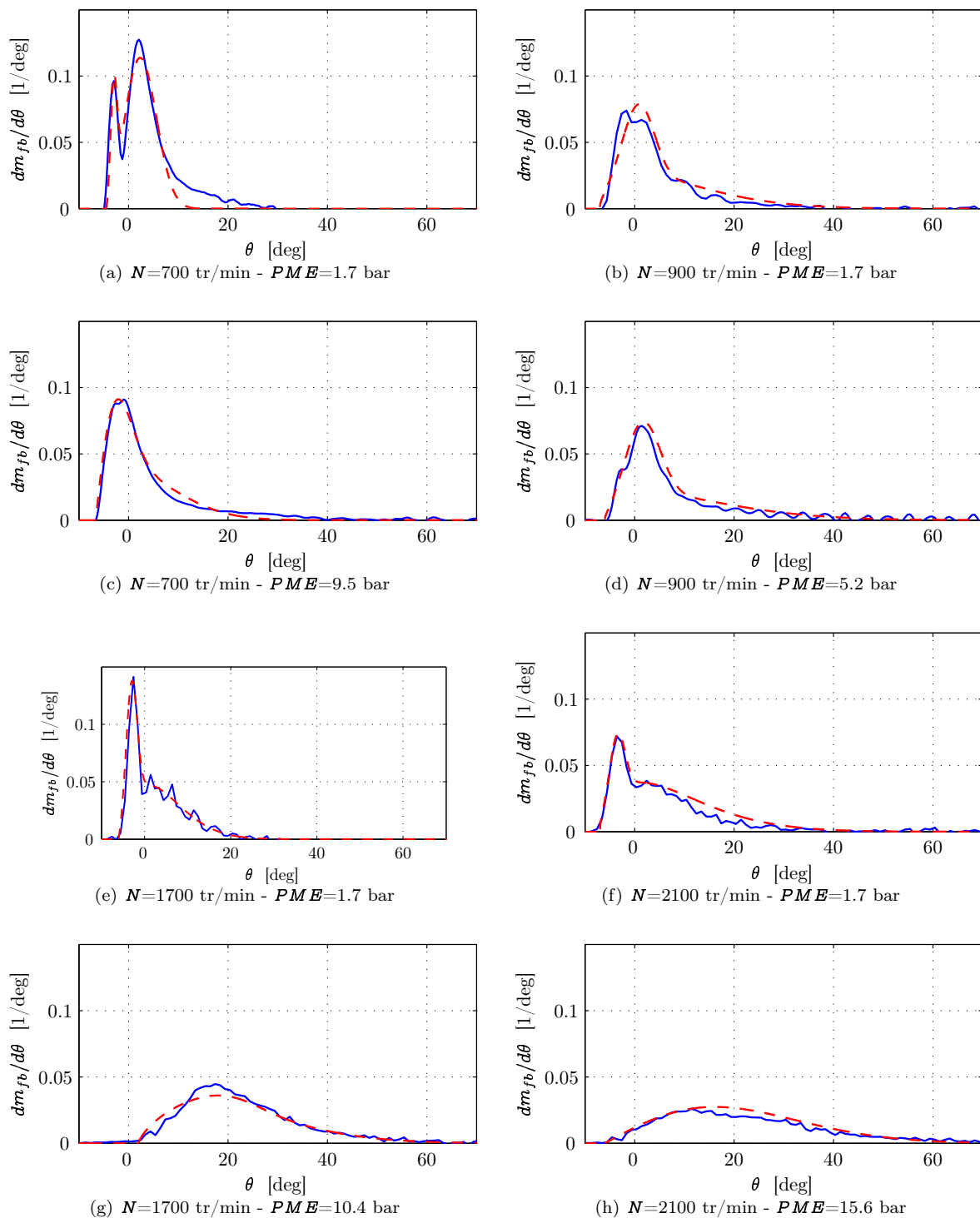


FIG. 4.8 – Comparaison des vitesses de combustion expérimentale (trait plein) avec le modèle (pointillé) pour différents points de fonctionnement régime-PME.

4.6 Les transferts thermiques

Dans un moteur, une partie de la chaleur dégagée par la combustion est transmise aux parois du cylindre par convection forcée. La chaleur se propage ensuite à travers le bloc moteur puis elle est finalement transmise au liquide de refroidissement. Une partie de cette chaleur est évacuée dans l'atmosphère par transfert radiatif entre le bloc moteur et l'air ambiant. Les transferts par conduction dans le liquide ou au sein même du bloc moteur et les transferts radiatifs sont moins importants que les transferts par convection entre les gaz et le bloc moteur [194]. Par conséquent, nous avons choisi de ne pas les intégrer. Ainsi, notre modèle décrit uniquement les échanges au niveau de l'interface gaz-parois.

Le flux d'énergie transmis des gaz aux parois de la chambre de combustion dQ_p/dt dépend du gradient de température au niveau de cette interface, il s'exprime sous la forme classique :

$$\frac{dQ_p}{dt} = S_{cyl} h_c (T_{cyl} - T_{parois}) \quad (4.56)$$

où S_{cyl} est la surface instantanée d'échange donnée par :

$$S_{cyl} = \alpha \frac{\pi D^2}{4} + \pi D \frac{L}{2} \left[\beta_{bm} + 1 - \cos \theta - \sqrt{\beta_{bm}^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (4.57)$$

Le coefficient α est égal à deux puisque qu'il faut tenir compte de la tête du piston et de la culasse. Si ces surfaces ne sont pas planes, ce qui est souvent le cas (présence d'un bol usiné dans le piston pour améliorer le swirl par exemple), on choisit $\alpha > 2$. La valeur exacte de ce paramètre peut être déterminée par une analyse géométrique fine de la chambre de combustion. Afin de simplifier notre modèle, on suppose que la température locale des parois de la chambre de combustion (délimitée par la culasse, la tête du piston et la chemise), T_{parois} , est constante, c'est-à-dire que le moteur a atteint une température stationnaire et que son inertie thermique est telle que l'on peut négliger les variations de température du bloc moteur. Ce choix implique que le modèle n'est pas adapté aux simulations des démarrages à froid ou durant les périodes de mise en température. Pour améliorer la précision du modèle, on peut éventuellement distinguer trois régions de la chambre de combustion avec leurs températures respectives : la culasse, la tête du piston et le cylindre. Il est aussi possible d'ajouter un modèle de conduction pour le piston, les soupapes, la culasse et le cylindre qui tient compte des matériaux propres à chaque élément. Etant donné que le modèle global du moteur est beaucoup moins sensible aux erreurs du sous-modèle de transfert thermique que celles commises au niveau du modèle de combustion, nous n'avons pas tenté de l'optimiser.

Le problème majeur réside dans la détermination du coefficient de transfert de chaleur h_c (exprimé ici en kW/m²K). Le flux thermique dans le moteur n'est pas mesuré expérimentalement, c'est pourquoi nous avons choisi de reprendre des corrélations issues de travaux antérieurs. Une pléiade de formules de corrélation ont été proposées dans la littérature [99, 194, 39]. Le modèle offre plusieurs possibilités parmi des corrélations usuelles, notamment celles proposées par Woschni [201], Hohenberg [101] ou Eichberg [30] (FIG. 4.9). La loi corrélatrice formulée par Woschni est certainement l'une des plus populaires de la littérature. Elle s'écrit comme suit :

$$h_c = 3.26 P_{cyl_j}^{0.8} D^{-0.2} T_{cyl_j}^{-0.53} w^{0.8} \quad (4.58)$$

Cette corrélation inclut une dépendance du coefficient h_c avec la vitesse des gaz dans le cylindre w (on intègre par ce biais l'effet de l'aérodynamique interne). Woschni postule que cette dernière est proportionnelle à la vitesse moyenne du piston pendant les phases d'admission, de compression et d'échappement. Durant la combustion et la détente, la vitesse moyenne des gaz est proportionnelle à l'écart entre la pression cylindre et la pression en régime entraîné p_{ent} :

$$w = a_{w1} \bar{v}_p + a_{w2} \left(\frac{V_d T_{ref}}{p_{ref} V_{ref}} \right) (p_{cyl_j} - p_{ent}) \quad (4.59)$$

On approche la pression p_{ent} avec la relation décrivant une compression et une détente polytropique :

$$p_{ent} = p_{ref} \left(\frac{V_{ref}}{V_{cyl_j}} \right)^\kappa \quad (4.60)$$

θ (deg)	période du cycle	a_{w1}	a_{w2}
$[-360 -180[$	admission	6.18	0
$[-180 0[$	échappement	2.28	0
$[0 180[$	compression	2.28	0
$[180 360[$	combustion et détente	2.28	3.24×10^{-3}

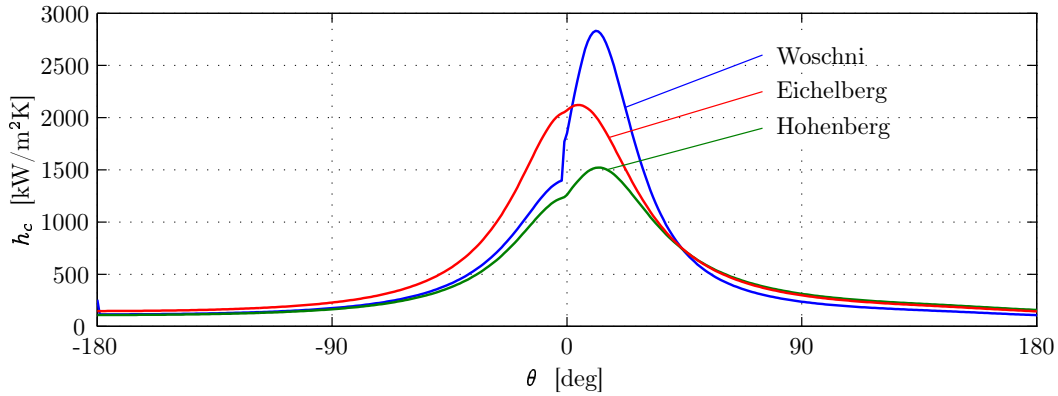
TAB. 4.2 – Valeurs des coefficients de la corrélation de *Woschni*.

où κ est le coefficient polytropique (ou coefficient de compressibilité), V_{ref} , p_{ref} et T_{ref} étant respectivement le volume du cylindre, la pression et la température des gaz au moment de l'auto-inflammation du carburant. Les valeurs des coefficients a_{w1} et a_{w2} varient en fonction du temps moteur (TAB. 4.2). La corrélation de Hohenberg est une simplification de la loi empirique de *Woschni*. Elle présente l'avantage d'être plus simple d'utilisation, mais elle ne tient pas compte des périodes de fonctionnement du moteur. Nous l'utilisons en remplacement de la fonction de *Woschni* qui a tendance à surestimer la valeur du coefficient h_c pendant la phase de combustion pour des régimes élevés.

$$h_c = 130 P_{cyl_j}^{0.8} V_d^{-0.06} T_{cyl_j}^{-0.4} (\bar{v}_p + 1.4)^{0.8} \quad (4.61)$$

La loi de *Eichelberg* est un compromis entre les deux précédentes (FIG. 4.9), elle dépend des mêmes variables que la corrélation de *Hohenberg* mais se présente sous une forme différente.

$$h_c = 0.00767 \bar{v}_p^{0.333} \sqrt{p_{cyl_j} T_{cyl_j}} \quad (4.62)$$

FIG. 4.9 – Evolution du coefficient de transfert convectif h_c en fonction de l'angle vilebrequin et pour différentes corrélations issues de la littérature.

4.7 Modèle de l'injecteur

La fonction du modèle représentant le sous-système "injection" consiste à prédire le débit de carburant en fonction de l'ouverture de l'aiguille de l'injecteur. Avec un modèle hydraulique complexe, on parvient à une description précise de ce système, mais dans le cas présent nous choisissons un modèle plus simple qui puisse s'adapter facilement aux besoins du contrôle. Nous considérons que l'injecteur est, soit ouvert, soit fermé et lorsqu'il se trouve en position ouverte, le débit est proportionnel à la différence de pression entre les gaz du cylindre et le carburant en amont du nez de l'injecteur. Le débit de combustible traversant l'injecteur est donné par l'équation d'un écoulement stationnaire et monodimensionnel pour un fluide incompressible (équation de Bernoulli) [99] :

$$\dot{m}_f = C D_{inj} \frac{\pi d_{inj}^2}{4} n_{inj} \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p_{cyl})}{\rho_f}} \quad (4.63)$$

où $C D_{inj}$ est le coefficient de décharge d'un orifice de l'injecteur, n_{cyl} est le nombre d'orifice, d_{inj} représente le diamètre, p_{inj} est la pression d'injection du carburant et ρ_f sa densité. Ce modèle simple a déjà été utilisé pour modéliser un système d'injection de type "common-rail" par Dupraz *et al.* [58, 59].

4.8 Dynamique du vilebrequin

Nous nous intéressons dans cette section au modèle dynamique de l'ensemble composé du moteur et du dynamomètre auquel il est couplé (FIG. 4.10). Le modèle dynamique du moteur que nous cherchons à obtenir doit être capable de prédire la vitesse instantanée du vilebrequin en fonction du couple indiqué et du couple résistant (ou couple de charge) appliqué sur l'arbre moteur. La vitesse moyenne du vilebrequin est constante pendant un cycle moteur, cependant, la vitesse instantanée présente de fluctuations marquées compte tenu des variations brutales de la pression dans le cylindre et des forces qui agissent sur le piston [67]. Aussi, pour décrire au mieux ces variations, il vaut mieux définir le modèle dans le domaine angulaire. La vitesse de rotation du vilebrequin ω (exprimée en rad/s) est directement liée à l'angle vilebrequin θ par la relation classique :

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (4.64)$$

On doit la mise en équation de l'ensemble moteur-dynamomètre à Zweiri *et al.* [206, 204, 205] ainsi qu'à Filipi et Assanis qui proposent un modèle à peu près similaire [67]. Nous adaptons ce modèle pour nos besoins en le simplifiant. D'abord, le modèle établi par Zweiri *et al.* prend en compte le décalage entre l'axe médian du cylindre et l'axe d'articulation de la bielle et du piston. Ce paramètre est négligé afin de réduire les expressions mathématiques. Ensuite, notre modèle diffère de celui de Zweiri *et al.* en ce qui concerne la modélisation des frottements comme nous le discuterons dans cette section.

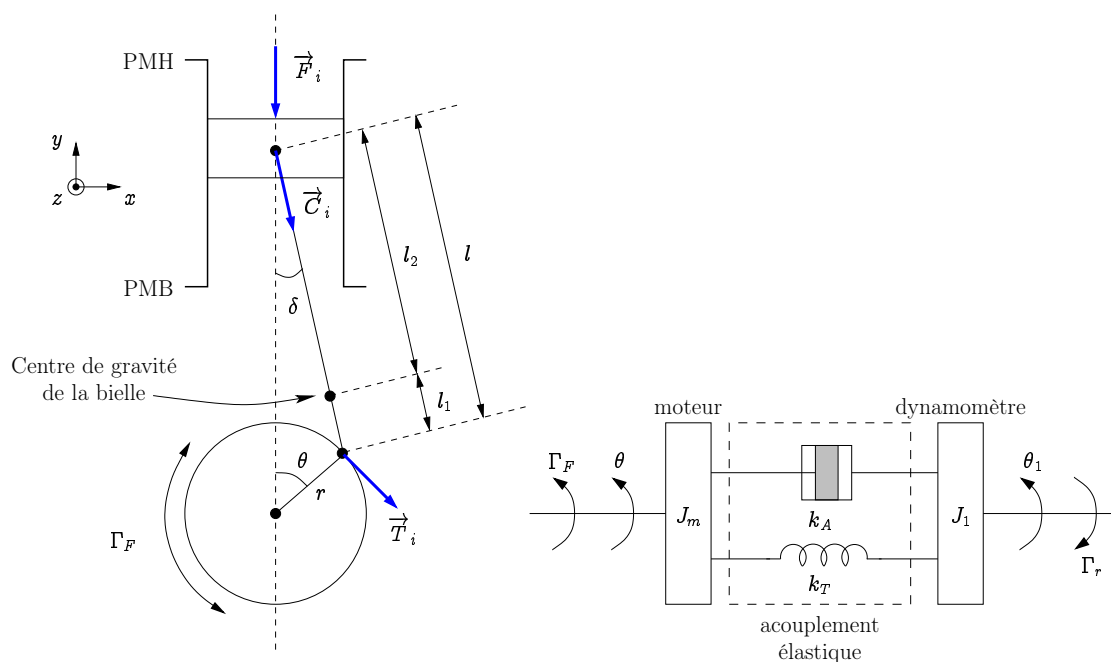


FIG. 4.10 – Schéma de représentation de l'ensemble moteur dynamomètre [206].

Le modèle dynamique de l'ensemble bielle, piston et vilebrequin découle du principe fondamental de la dynamique. Ainsi, la dérivée par rapport au temps du moment cinétique du système doit être égale à la somme des forces extérieures appliquées sur le système considéré. Pour un mouvement de rotation on obtient :

$$\frac{d}{dt}(J_m \omega) = \sum_n \Gamma_n \quad (4.65)$$

où Γ représente le couple et J_m le moment d'inertie équivalent des parties mobiles. Ce dernier est composé du moment d'inertie propre du vilebrequin J_{vil} auquel s'ajoute la contribution de la masse de la bielle. La bielle est assimilée à un axe sans masse portant à chacune de ses extrémités une masse ponctuelle relative à la position du centre de gravité. Ainsi il vient :

$$J_m = J_{vil} + \left(\frac{l_1}{l} m_{biel} \right) r^2 \quad (4.66)$$

où m_{biel} est la masse totale de la bielle et l_1 la distance qui sépare le centre de gravité de la bielle et son axe du côté vilebrequin. En appliquant le principe fondamental de la dynamique au moteur et au dynamomètre, on obtient un système de deux équations différentielles ordinaires. La première régit la dynamique de la vitesse de rotation du moteur ω et la seconde la vitesse de rotation du dynamomètre ω_1 :

$$\begin{cases} J_m \dot{\omega} = \Gamma_F - \Gamma_T - \Gamma_A \\ J_1 \dot{\omega}_1 = \Gamma_T + \Gamma_A - \Gamma_r \end{cases} \quad (4.67)$$

où J_1 et Γ_F sont respectivement le moment d'inertie du dynamomètre et le couple frein. Par définition, ce dernier est égal au couple indiqué Γ_i auquel on retranche le couple de frottement Γ_{fr} et le couple alternatif Γ_a :

$$\Gamma_F = \Gamma_i - \Gamma_{fr} - \Gamma_{alt} \quad (4.68)$$

4.8.1 Le couple indiqué

Le couple indiqué, Γ_i , résulte de l'action des gaz sur le piston, il traduit le travail thermodynamique transmis au vilebrequin. On note \vec{F}_i l'effort de pression des gaz sur la tête du piston, celui-ci étant directement lié à la pression cylindre p_{cyl} mais aussi à la pression des gaz dans le bas moteur. Pour simplifier, on considère qu'elle est égale à la pression atmosphérique p_{amb} . La force \vec{F}_i est transmise à l'arbre moteur via le mécanisme bielle-manivelle. Cette force exercée sur le piston est dirigée suivant l'axe du cylindre (FIG. 4.10), son expression est donnée par :

$$\vec{F}_i = -(p_{cyl} - p_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} \cdot \vec{x} \quad (4.69)$$

Si on note δ l'angle entre l'axe median du cylindre et l'axe de la bielle, alors, la composante de cette force dans la direction de l'axe de la bielle est :

$$\vec{C}_i = \vec{F}_i \left(\frac{1}{\cos \delta} \right) \quad (4.70)$$

La composante de la force \vec{F}_i dans la direction tangentielle au cercle décrit par la trajectoire de l'axe d'articulation entre la bielle et le vilebrequin est :

$$\vec{T}_i = \vec{F}_i \left(\frac{\sin(\theta + \delta)}{\cos \delta} \right) \quad (4.71)$$

Finalement, le couple indiqué sur l'arbre moteur est donné par le produit de la force tangentielle $|\vec{T}_i|$ par le rayon du vilebrequin r . Si on exprime le couple indiqué uniquement en fonction de l'angle vilebrequin θ , on aboutit à la relation suivante [206] :

$$\Gamma_i = |\vec{T}_i| r = (p_{cyl} - p_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} g_1(\theta) \quad (4.72)$$

avec,

$$g_1(\theta) = r \sin \theta \left[1.0 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\beta_{bm}^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (4.73)$$

4.8.2 Le couple de frottement

Le couple de frottement, Γ_{fr} , s'oppose au couple indiqué Γ_i , il s'apparente à la partie du couple produite par la combustion dépensée d'une part, pour vaincre les frottements entre les parties mobiles (contact segments-chemise, paliers de la bielle et du vilebrequin, etc.) et, d'autre part, pour entraîner les accessoires (pompe à eau, pompe à huile, pompe à injection, alternateur, etc.). En fait, ce couple reflète l'ensemble des sources de résistance propres au moteur. La littérature pourvoit une grande quantité de modèles reproduisant les pertes de frottements [99, 70]. Zweiri *et al.* proposent un modèle détaillé qui distingue la contribution des frottements entre les segments et la chemise du cylindre, au niveau des roulements de la bielle ou encore les forces impliquées pour mouvoir les composants du système d'alimentation (culbuteurs, soupapes, etc.) [206, 204]. Ce modèle intègre aussi les variations de viscosité de l'huile de lubrification avec la température. Bien que très précis, ce type de modèle qui traite indépendamment chaque élément contribuant aux pertes nous a semblé trop complexe et, c'est le critère rédhitoire, ces modèles incluent un grand nombre de paramètres physiques et de variables d'entrée auxquels nous n'avons pas accès. Il nous a donc paru plus pratique et plus simple de rechercher une expression globale du couple de frottement. Les lois corrélatives classiques font en général intervenir le régime moteur comme variable principale à laquelle on associe la vitesse moyenne du piston, c'est la cas de la formule proposée par Millington et Hartles [140] :

$$PMF = \frac{r_c - 4}{14.5} + 0.475 \times 10^{-3} N + 3.75 \times 10^{-3} \bar{v}_p^2 \quad (4.74)$$

Les résultats expérimentaux montrent que ces formules sont adaptées dans le cas du moteur à allumage commandé mais elles n'intègrent pas suffisamment de variables pour représenter correctement les pertes dans un moteur Diesel. Les pressions élevées dans le cylindre d'un moteur Diesel provoquent des accélérations brutales des parties mobiles du moteur. Ces fortes sollicitations du système de transmission mécanique ont tendance à augmenter les pertes par frottements en particulier à bas régime. Cet effet est encore plus marqué lorsqu'il s'agit d'un moteur turbocompressé. Afin de reproduire au mieux ces effets, notre choix s'est porté sur le modèle proposé par Chen et Flynn [41] qui inclut une variable supplémentaire. La valeur de la pression moyenne de frottement PMF se compose d'une valeur moyenne et de termes additifs corrélés avec la pression cylindre maximale atteinte au cour d'un cycle \hat{p}_{cyl} et la vitesse moyenne du piston \bar{v}_p (equation (1.11)) :

$$PMF = a_{f0} + a_{f1} \hat{p}_{cyl} + a_{f2} \bar{v}_p + a_{f3} \bar{v}_p^2 \quad (4.75)$$

Les pertes associées à l'entraînement des accessoires du moteur sont supposées constantes, elles sont représentées ici par le premier terme de l'expression (4.75). Les termes dépendant de \bar{v}_p reflètent les frottements dans le cylindre (piston-chemise). La pression maximale de cycle \hat{p}_{cyl} caractérise les pertes au niveau des paliers du piston, du vilebrequin et de la bielle. On détermine le couple de frottement à partir de la relation suivante :

$$\Gamma_{fr} = \frac{V_d PMF}{4\pi} \quad (4.76)$$

Pour un cycle donné, la valeur du couple Γ_f est calculée en considérant les valeurs de la pression maximale et de la vitesse moyenne du piston enregistrées au cours du cycle précédent. Ce modèle ne nous offre pas une prédiction des frottements instantanés puisque la PMF reste constante au long d'un cycle moteur, la précision est donc limitée. Malgré tout, la corrélation de Chen et Flynn est largement répandue et présente l'avantage d'être compacte et suffisamment précise. Elle répond donc parfaitement aux critères de modélisation en temps réel de notre étude.

4.8.3 Identification de la PMF

La détermination de la pression moyenne de frottement implique la mise en œuvre d'essais spécifiques sur banc moteur. Quatre méthodes permettent de déduire la valeur de la PMF [99] :

1. La **méthode de la droite de Willans** repose sur un principe assez simple. En considérant l'équation qui relie la PME , la PMI et la PMF ci-dessous,

$$PME = PMI - PMF = \frac{m_f PCI \eta_i}{V_d} - PMF \quad (4.77)$$

on s'aperçoit que lorsque la consommation du moteur est nulle, la valeur de la PME mesurée par le dynamomètre est égale (au signe près) aux pertes par frottements. Cette méthode ne présente aucune difficulté particulière. Il suffit de tracer l'évolution de la consommation instantanée du moteur en fonction de la pression moyenne effective pour un régime moteur figé. Pour ce régime, la PMF est obtenue par extrapolation pour une valeur de la consommation nulle (FIG. 4.11). En général les caractéristiques expérimentales présentent une faible courbe qui rend l'extrapolation délicate. C'est la principale source d'erreur de cette méthode.

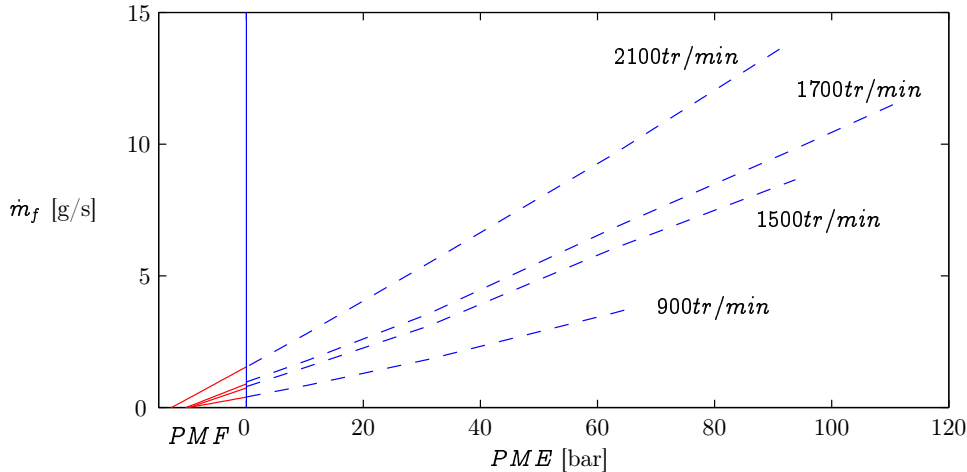


FIG. 4.11 – Méthode de la droite de Willans pour la détermination de la PMF . Mesures (pointillés) et extrapolation (trait plein).

2. **Le test de Morse.** Dans un premier temps, on mesure la pression moyenne effective du moteur en fonctionnement normal, notons sa valeur PME_1 . Ensuite, la méthode consiste à couper l'alimentation en carburant sur l'un des cylindres du moteur et à ajuster la charge du moteur de façon à compenser la perte de vitesse. Après ajustement, on mesure la nouvelle valeur de la pression moyenne effective PME_2 . La pression moyenne de frottement se déduit simplement :

$$PMF = (n_{cyl} - 1)PME_1 - n_{cyl}PME_2 \quad (4.78)$$

Il faut veiller à ce que le "court-circuit" d'un cylindre n'affecte pas l'équilibre du mélange air-carburant dans les cylindres voisins.

3. Il est possible de mesurer directement les pertes par frottement en **entraînant le moteur** avec le dynamomètre. Cependant, en l'absence de combustion, la température du piston, du cylindre et de la culasse sont inférieures aux températures de fonctionnement normales du moteur. Pour compenser cet effet, il est possible de réchauffer l'huile, et l'eau du circuit de refroidissement, cependant il est difficile de maintenir le moteur dans des conditions de température absolument identiques. De plus, la pression dans le cylindre est très nettement inférieure. Ces différences modifient les transferts thermiques, le travail de pompage, la viscosité de l'huile de lubrification et les efforts sur les roulements du piston et de la bielle. Donc, la valeur de la PME nécessaire pour l'entraînement du moteur n'est pas exactement égale à la PMF car on ne prend pas en compte l'équilibre thermique du moteur et l'influence de la pression de combustion [202].
4. La pression moyenne de frottement peut se déduire de la valeur de la pression moyenne indiquée calculée à partir du diagramme de pression et de la pression moyenne effective mesurée en bout d'arbre suivant la relation (1.38). Cette méthode est de loin la plus rigoureuse et la plus fiable pour la détermination de la PMF car on ne modifie pas les conditions de fonctionnement du moteur. Elle nécessite cependant une instrumentation coûteuse pour l'acquisition de la pression instantanée dans la chambre de combustion.

Pour identifier les paramètres de l'équation (4.75), il est indispensable de connaître la valeur de la pression moyenne de frottement en fonction du régime moteur et de la pression cylindre maximale. Dans ce cas, on doit inévitablement procéder à la mesure directe de la pression. Disposant de cette instrumentation sur le banc moteur, nous avons donc adopté la quatrième méthode. La méthode de calcul de la PMI partir de la mesure directe de la pression cylindre est détaillée en en annexe C. Les valeurs des coefficients de l'équation (4.75) sont donnés en annexe D.

4.8.4 Le couple alternatif

Le couple alternatif, Γ_{alt} , est la résultante du mouvement alternatif du piston et de la tête de la bielle (partie de la bielle couplée au piston qui décrit un mouvement de translation). En suivant le même principe que pour le calcul du couple indiqué, on aboutit à l'expression suivante du couple alternatif :

$$\Gamma_{alt} = m_{eq} r g_1(\theta) \ddot{z} \quad (4.79)$$

où m_{eq} est la masse équivalente comprenant la masse du piston m_{pist} et la masse ponctuelle de la bielle située à l'extrémité supérieure de celle-ci (calcul identique à l'expression (4.66)). Il vient alors :

$$m_{eq} = m_{pist} + \frac{l_2}{l} m_{biel} \quad (4.80)$$

où l_2 est la distance entre le centre de gravité de la bielle et son axe du côté piston (elle respecte la relation $l = l_1 + l_2$). La variable z représente la position du piston par rapport au point mort haut, \dot{z} est la vitesse du piston et \ddot{z} est l'accélération du piston. Si on note y la position du piston relative au point mort bas (FIG. 4.12), alors les positions, vitesses et accélérations sont :

par rapport au PMH	par rapport au PMB
$\left\{ \begin{array}{l} z = r(1 - \cos\theta) + l - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \\ \frac{dz}{dt} = g_1(\theta)\dot{\theta} \\ \frac{d^2z}{dt^2} = \frac{dg_1(\theta)}{d\theta}\dot{\theta}^2 + g_1(\theta)\ddot{\theta} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} y = \left\ -r(1 + \cos\theta) + l - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \right\ \\ \frac{dy}{dt} = -g_1(\theta)\dot{\theta} \\ \frac{d^2y}{dt^2} = -\left(\frac{dg_1(\theta)}{d\theta}\dot{\theta}^2 + g_1(\theta)\ddot{\theta} \right) \end{array} \right.$

(4.81)

Finalement, les équations (4.79), (4.80) et (4.112) conduisent à la forme suivante du couple alternatif :

$$\boxed{\Gamma_a = (m_{pist} + m_{biel}) g_1(\theta) [g_1(\theta)\dot{\omega} + g_2(\theta)\omega^2]} \quad (4.82)$$

avec,

$$g_2(\theta) = \frac{dg_1(\theta)}{d\theta} = r \left(\cos\theta + \frac{\cos^2\theta - \sin^2\theta}{\sqrt{\beta_{bm}^2 - \sin^2\theta}} + \frac{\sin^2\theta \cos^2\theta}{(\beta_{bm}^2 - \sin^2\theta)^{3/2}} \right) \quad (4.83)$$

4.8.5 Simplification du modèle

Le couple de torsion Γ_T et le couple d'amortissement Γ_A sont consécutifs au couplage entre le moteur et le dynamomètre. Le premier est proportionnel à l'écart entre la position angulaire du moteur et du dynamomètre tandis que le second varie en fonction du glissement entre la vitesse de rotation du moteur ω et celle du dynamomètre ω_1 :

$$\boxed{\begin{cases} \Gamma_T = k_T(\theta - \theta_1) \\ \Gamma_A = k_A(\omega - \omega_1) \end{cases}} \quad (4.84)$$

où k_T est le coefficient de raideur (exprimé en N.m/rad) du système et k_A le coefficient d'amortissement (exprimé en N.m.s/rad). Ne connaissant pas précisément les valeurs de ces deux paramètres, on

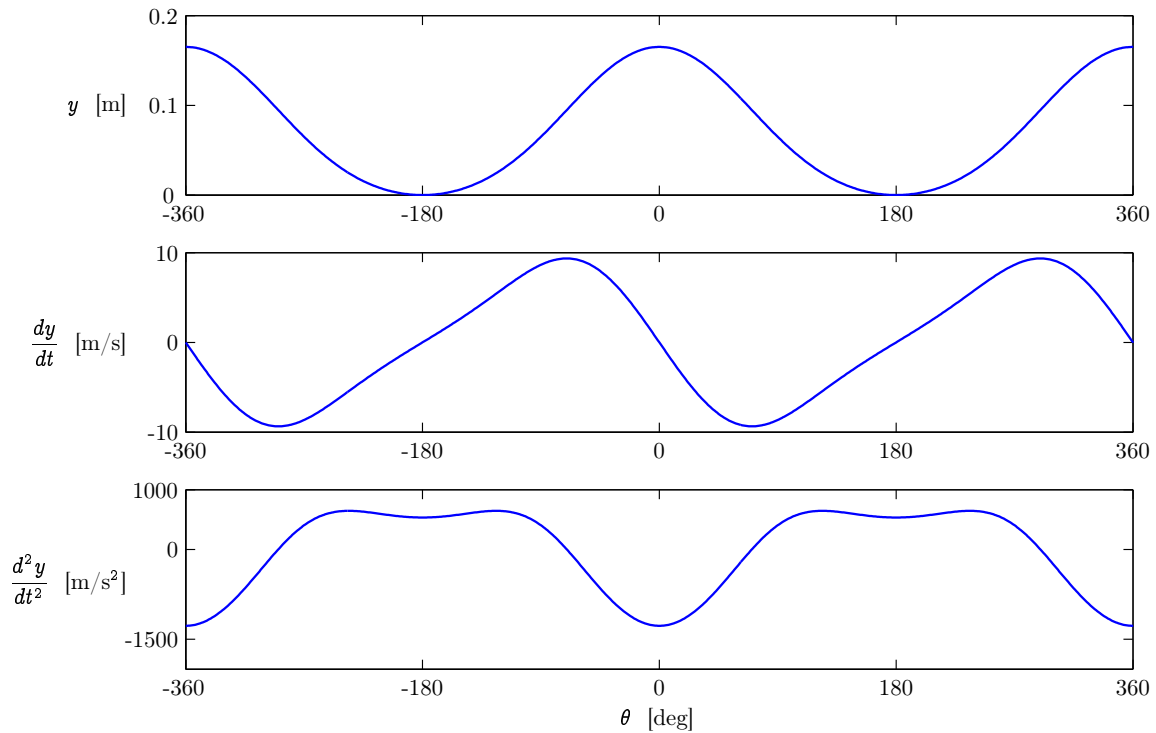


FIG. 4.12 – De haut en bas : Position (par rapport au point mort bas), vitesse et accélération du piston en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime moteur constant de 1000 tr/min.

fait l'hypothèse que le couplage entre le moteur et le dynamomètre est parfaitement rigide : le glissement entre les positions angulaires du moteur et du dynamomètre est alors nul, c'est-à-dire que $\theta = \theta_1$. Ainsi, le système différentiel (4.83) se réduit à une seule équation :

$$\dot{\omega} = \frac{\Gamma_i - \Gamma_{fr} - \Gamma_r - \Gamma_{alt}}{J_m + J_1} \quad (4.85)$$

Le régime moteur est obtenu par intégration de l'expression ci-dessus pour des valeurs adéquates des paramètres de l'ensemble mécanique (TAB. B.1, annexe B) et en choisissant la condition initiale du régime moteur $\omega(t = 0)$. Nous n'avons pas souhaité inclure un modèle du couple de charge Γ_r . En principe, il est composé des sources de résistance qui s'opposent au déplacement du véhicule : les forces aérodynamiques, les forces de frottement à l'interface pneu-route et les forces de gravité. Ici nous considérons le couple résistant Γ_r comme une perturbation extérieure. Pour la validation du modèle global, sa valeur est égale à la valeur moyenne du couple imposé sur l'arbre moteur par le dynamomètre pendant les essais en régime stationnaire.

4.9 Les collecteurs d'admission et d'échappement

Les équations de conservation sont appliquées au collecteur d'admission (indice a) en supposant les transferts thermiques négligeables au niveau de l'interface gaz-parois. Cette hypothèse est acceptable puisque la température du collecteur est proche de celle des gaz qu'il contient. La variation de la masse dans le collecteur d'admission dépend du débit du compresseur \dot{m}_c et des débits aux soupapes lorsqu'elles sont ouvertes. Le modèle intègre les débits de refoulement (du cylindre vers le collecteur) dans le cas où la pression cylindre est supérieure à la pression dans le collecteur. Les gaz refoulés modifient la température et la pression des gaz dans le collecteur et, pour simplifier la mise en équation, on considère que la richesse n'est pas affectée. Sa valeur est donc nulle à tout instant. Les équations du modèle sont :

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_c + \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_j a} - \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{a cyl_j} \quad (4.86)$$

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{r}{V_a} \left[T_{ic} \dot{m}_c + \sum_{j=1}^{n_{cyl}} T_{cyl_j} \dot{m}_{cyl_j a} - T_a \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{a cyl_j} \right] \quad (4.87)$$

Du point de vue de la modélisation, la ligne d'échappement du moteur est scindée en trois volumes (FIG. 4.1). Les cylindres sont groupés par trois et débouchent sur deux collecteurs indépendants (Indices E_1 et E_2) constituant deux systèmes thermodynamiques ouverts de volumes identiques. Un troisième volume plus petit assure la jonction avec la roue de la turbine. Cette configuration est caractéristique des moteurs à six cylindres. En effet, si les six cylindres sont connectés directement à l'entrée de la turbine par un seul collecteur, les ondes de pression générées pendant les phases d'échappement interfèrent entre elles dès que deux soupapes sont ouvertes au même instant, ce qui a pour effet d'augmenter le travail de pompage sur le piston et réduit le rendement du moteur [39]. Pour éviter ces effets, on joue sur l'ordre d'allumage des cylindres et les ports d'échappement des cylindres 1 à 3 sont réunis sur le collecteur E_1 . Les équations du modèle sont alors :

$$\frac{dm_{E_1}}{dt} = \sum_{j=1}^3 \dot{m}_{cyl_j E_1} - \sum_{j=1}^3 \dot{m}_{E_1 cyl_j} + \dot{m}_{EE_1} - \dot{m}_{E_1 E} \quad (4.88)$$

$$\frac{dp_{E_1}}{dt} = \frac{r}{V_{E_1}} \left[\sum_{j=1}^3 T_{cyl_j} \dot{m}_{cyl_j E_1} - T_{E_1} \sum_{j=1}^3 \dot{m}_{E_1 cyl_j} + T_E \dot{m}_{EE_1} - T_{E_1} \dot{m}_{E_1 E} \right] \quad (4.89)$$

Les cylindres 4 à 6 débouchent dans le collecteur E_2 et sont associés aux équation suivantes :

$$\frac{dm_{E_2}}{dt} = \sum_{j=4}^6 \dot{m}_{cyl_j E_2} - \sum_{j=4}^6 \dot{m}_{E_2 cyl_j} + \dot{m}_{EE_2} - \dot{m}_{E_2 E} \quad (4.90)$$

$$\frac{dp_{E_2}}{dt} = \frac{r}{V_{E_2}} \left[\sum_{j=4}^6 T_{cyl_j} \dot{m}_{cyl_j E_2} - T_{E_2} \sum_{j=4}^6 \dot{m}_{E_2 cyl_j} + T_E \dot{m}_{EE_2} - T_{E_2} \dot{m}_{E_2 E} \right] \quad (4.91)$$

Les débits massiques dans le sens collecteur-cylindre sont pris en compte. En revanche on suppose que les pressions dans les collecteurs E_1 et E_2 sont toujours supérieures à la pression dans la jonction E . Dans ce cas, seuls les débits dans le sens direct sont modélisés. Les variations de la pression et de la température dans le volume de jonction E sont données par :

$$\frac{dm_E}{dt} = \dot{m}_{E_1 E} + \dot{m}_{E_2 E} - \dot{m}_t \quad (4.92)$$

$$\frac{dp_E}{dt} = \frac{r}{V_E} [T_{E_1} \dot{m}_{E_1 E} + T_{E_2} \dot{m}_{E_2 E} - T_E \dot{m}_t] \quad (4.93)$$

4.10 Le turbocompresseur

Nous considérons ici un turbocompresseur libre constitué d'une turbine radiale centripète couplée à un compresseur centrifuge (FIG. 4.13). Son principe de fonctionnement est décrit dans la section 2.6.3. Le modèle du turbocompresseur ne doit pas être négligé puisque les débits de gaz ainsi que les conditions de pression et de température à l'admission et à l'échappement du moteur en dépendent. La pression dans le collecteur d'admission sert de référence pour la pression cylindre en début de la phase de compression et le débit des gaz frais modifie le rapport air-carburant. C'est pourquoi le modèle du turbocompresseur peut introduire un facteur d'erreur important sur la simulation du moteur.

Le modèle proposé dans cette section est classique ; il offre un bon compromis entre précision et simplicité de programmation. Il se compose essentiellement d'équations issues de publications antérieures,

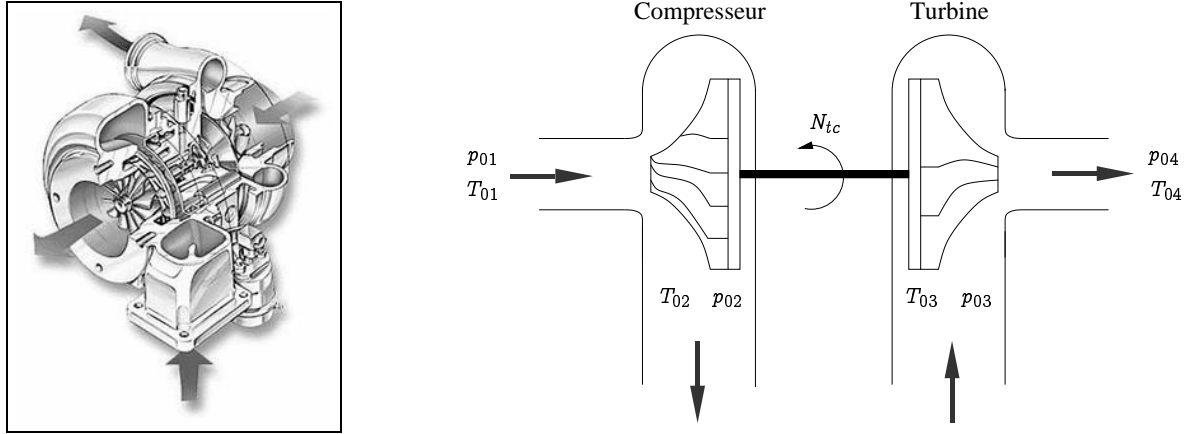


FIG. 4.13 – Schéma de représentation du turbocompresseur.

la monographie de Watson est notre principale source [193, 194]. Dans un premier temps, nous nous intéressons à une variable d'état indispensable : la vitesse de rotation. La vitesse de rotation du turbocompresseur est donnée par le principe fondamental de la dynamique appliqué au système composé de la turbine, du compresseur et de l'axe qui assure le couplage entre ces deux roues. Notons que la liaison est supposée parfaitement rigide, ce qui n'est pas rigoureusement exact, étant donné que les très hautes températures de fonctionnement impliquent une torsion au niveau de l'arbre. L'inertie de l'ensemble mécanique considéré est noté J_{tc} , la puissance P et les indices t , c et p désignent la turbine, le compresseur et les pertes. La vitesse de rotation du turbocompresseur est liée à l'équilibre des puissances de la turbine et du compresseur, le principe fondamental de la dynamique s'écrit :

$$J_{tc} 2\pi \frac{dN_{tc}}{dt} = \frac{1}{N_{tc} 2\pi} (P_t - P_c - P_p) \quad (4.94)$$

Le moment d'inertie J_{tc} est constant, il est donné par le constructeur. La puissance associée aux pertes P_p est en général linéairement corrélée avec la vitesse de rotation N_{tc} et la température de l'huile de lubrification. En première hypothèse, nous supposons que ce terme peut être négligé, ce qui nous permet de réécrire l'équation (4.94).

$$\boxed{\frac{dN_{tc}}{dt} = \frac{1}{J_{tc} N_{tc} 4\pi^2} (P_t - P_c)} \quad (4.95)$$

Dès lors, la vitesse de rotation du turbocompresseur dépend essentiellement de la différence entre la puissance de la turbine P_t et la puissance du compresseur P_c . Ces puissances s'expriment analytiquement à partir de l'application du premier principe de la thermodynamique. L'équation de conservation de l'énergie mène à la forme générale suivante qui s'applique indifféremment à la roue de la turbine ou à celle du compresseur :

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[\left(h + \frac{v^2}{2} + e_p \right)_{out} - \left(h + \frac{v^2}{2} + e_p \right)_{in} \right] \quad (4.96)$$

La quantité de chaleur apportée au système par unité de temps est notée \dot{Q} , \dot{W} indiquant le travail échangé entre la roue (de la turbine ou du compresseur) et le fluide qui la traverse. L'enthalpie massique est notée h , $v^2/2$ représente l'énergie cinétique et e_p correspond à l'énergie potentielle. Les indices *in* et *out* traduisent l'entrée et la sortie du système considéré. Pour les machines tournantes de petite taille, les pertes thermiques sont faibles et difficiles à mesurer. Dans ces conditions, il est d'usage de négliger \dot{Q} . Rappelons que l'enthalpie totale h_0 est définie par :

$$h_0 = h + \frac{v^2}{2} \quad (4.97)$$

où v est la vitesse du gaz. Si on remplace l'équation (4.97) dans (4.96) et que l'on néglige l'énergie potentielle, l'équation de conservation de l'énergie se simplifie et devient :

$$-\dot{W} = \dot{m} (h_{0,out} - h_{0,in}) \quad (4.98)$$

Pour un gaz parfait ($dh = c_p dT$), il vient :

$$\boxed{-\dot{W} = \dot{m} c_p (T_{0,out} - T_{0,in})} \quad (4.99)$$

Nous allons maintenant déduire les puissances P_c et P_t nécessaires à la résolution de l'équation d'état (4.95) du turbocompresseur à partir de l'expression (4.99) appliquée indépendamment au compresseur et à la turbine. Mais auparavant, il est important de rappeler que les conditions de pression et de température en entrée du compresseur et en sortie de la turbine ne sont pas exactement égales aux conditions atmosphériques. Du côté compresseur, le passage des gaz au travers du filtre à air, monté en amont du compresseur, engendre une légère diminution de la pression par rapport à la pression atmosphérique. À l'inverse, la pression à l'intérieur du conduit d'échappement est sensiblement supérieure à celle de l'air ambiant. Les indices 1 et 2 indiquent les conditions en entrée et en sortie du compresseur. Les indices 3 et 4 indiquent les conditions en entrée et en sortie de la turbine (FIG. 4.13). Par convention, on note p_1 la pression statique et p_{01} la pression de totale (ou pression d'arrêt). La pression statique correspond à la pression d'un gaz au repos (elle est mesurée via une prise de pression placée perpendiculairement à l'écoulement). La pression totale correspond à la pression mesurée dans l'écoulement (elle est mesurée à l'aide du tube de Pitot). Alors,

$$p_{01} = p_1 \left(\frac{T_{01}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.100)$$

et

$$T_{01} = T_1 + \frac{1}{2} \frac{v_1^2}{c_p} \quad (4.101)$$

Dans le cas de la modélisation des turbomachines, il est important de ne pas amalgamer la pression totale et la pression statique, nous expliquerons pourquoi par la suite.

4.10.1 Puissance absorbée par le compresseur

La transformation idéale réalisée par la roue du compresseur est une compression isentropique. Dans ce cas précis, la relation entre les températures et les pressions en amont (T_{01} , p_{01}) et en aval ($T_{02,is}$, p_{02}) du compresseur s'écrit :

$$\frac{T_{02,is}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.102)$$

L'indice $T_{02,is}$ correspond à la température en sortie du compresseur dans le cas idéal. En réalité, la transformation subie par le gaz lors de son passage dans le compresseur n'est pas réversible (FIG. 4.14). L'écart entre le travail réel et le travail produit par le compresseur pour une transformation isentropique est quantifié par le *rendement isentropique*. Il est égal au rapport du travail obtenu lors de la transformation réelle sur le travail de la transformation isentropique, alors :

$$\eta_c = \frac{h_{02,is} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T_{02,is} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (4.103)$$

Le rendement isentropique du compresseur est défini de manière "totale-à-totale", c'est-à-dire qu'il s'exprime en fonction des enthalpies totale. Par définition, l'enthalpie totale inclut l'énergie cinétique du gaz. Cette dernière est effectivement utilisable en sortie de la roue du compresseur puisqu'elle contribue à augmenter la pression dans le collecteur d'admission⁵. Pour cette raison, elle ne peut être négligée.

En combinant les équations (4.102) et (4.103), on obtient l'expression de la température des gaz en aval du compresseur :

$$T_{02} = T_{01} + \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (4.104)$$

Pour le compresseur, l'équation (4.96) s'écrit :

$$P_c = -W_c = \dot{m}_c c_p (T_{02} - T_{01}) \quad (4.105)$$

⁵D'ailleurs, les conduits d'admissions et des collecteurs d'un moteur sont conçus afin d'exploiter au mieux l'énergie cinétique des gaz en sortie de compresseur.

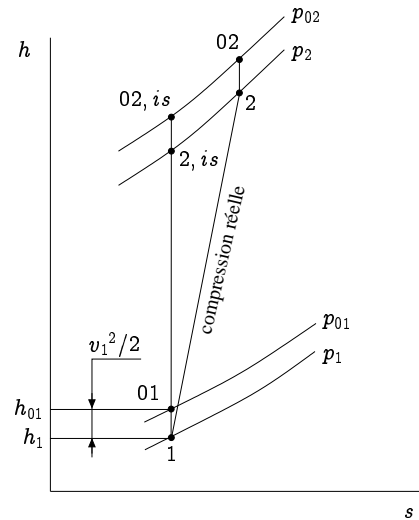


FIG. 4.14 – Diagramme enthalpie-entropie du compresseur. v_1 est la vitesse du gaz en amont de la roue du turbocompresseur. Conformément au second principe de la thermodynamique, l'entropie est constante pour la transformation de référence (indice *is*) et croissante pour la transformation réelle. Les courbes d'iso-pression sont représentées, les pressions totales sont supérieures aux pressions statiques comme l'indique l'équation (4.100).

Par convention le signe de la puissance est négatif puisque le travail est transmis de la roue du compresseur au gaz, et non l'inverse. Finalement, en remplaçant T_{02} par son expression, on obtient la puissance du compresseur :

$$P_c = \dot{m}_c c_p \frac{1}{\eta_c} T_{01} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (4.106)$$

4.10.2 Puissance générée par la turbine

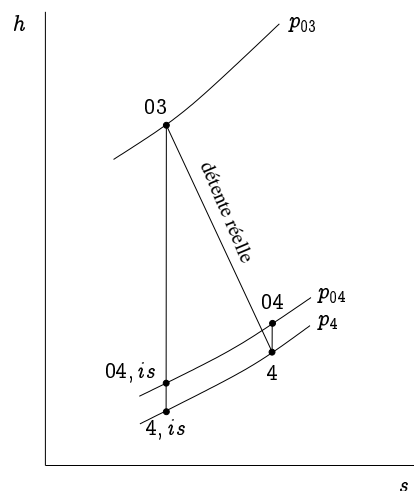


FIG. 4.15 – Diagramme enthalpie-entropie de la turbine.

La puissance générée par la turbine s'obtient en suivant la même méthode. Dans un premier temps,

on considère une détente adiabatique réversible (FIG. 4.15) caractérisée par la relation :

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = \left(\frac{T_{03}}{T_{04, is}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.107)$$

où (T_{03}, p_{03}) et $(T_{04, is}, p_{04})$ sont les températures et les pressions en entrée et en sortie de la turbine. Le *rendement isentropique de la turbine* est égal au rapport entre le travail réel et le travail obtenu dans le cas d'une turbine réalisant une détente isentropique. Si on définit le rendement isentropique de manière "totale-à-totale", il vient :

$$\eta_t = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04, is}} = \frac{1 - \left(\frac{T_{04}}{T_{03}} \right)}{1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4.108)$$

A l'inverse du compresseur, l'énergie cinétique des gaz en sortie de turbine n'est pas exploitable, elle se dissipe dans le conduit d'échappement ou directement dans l'atmosphère. Ainsi, il est plus approprié de définir le rendement isentropique du compresseur de manière "totale-à-statique" :

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{T_{04}}{T_{03}} \right)}{1 - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4.109)$$

Pour la turbine, l'équation (4.96) s'écrit :

$$P_t = W_t = \dot{m}_t c_p (T_{03} - T_{04}) \quad (4.110)$$

Finalement, la puissance de la turbine est donnée par :

$$P_t = \dot{m}_t c_p \eta_t T_{03} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (4.111)$$

4.10.3 Caractéristiques de la turbine et du compresseur

Les performances des turbomachines sont souvent exprimées en fonction de nombres sans dimension (ou critères de similitude) issus de l'analyse dimensionnelle. L'analyse dimensionnelle vise à réduire le nombre de variables nécessaires à la description du turbocompresseur et permet de comparer les performances de turbocompresseurs de tailles différentes. Que l'on considère un compresseur ou une turbine, l'analyse dimensionnelle met en évidence quatre paramètres réduits [194, 99]. Soit une machine tournant à une vitesse N_{tc} et traversé par un gaz dont la température totale et la pression totale en entrée sont notées T et p . Alors les critères de similitudes s'expriment de la manière suivante :

- Le rapport de pression amont-aval (ou taux de compression pour le compresseur et taux de détente pour la turbine) : Π .
- Le rendement isentropique : η .
- Le débit réduit : $\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{p}$.
- La vitesse réduite : $\frac{N_{tc}}{\sqrt{T}}$.

La turbine et le compresseur sont caractérisés par des cartes fournies par le constructeur. Ces données obtenues sur banc d'essai en régime stationnaire doivent être interpolées. En général, on cherche à exprimer les rapports de pression amont-aval et les rendements isentropiques du côté compresseur et du côté turbine en fonction de la vitesse de rotation du turbocompresseur et du débit massique réduit. Ainsi représentées, les courbes caractéristiques sont indépendantes de la taille du turbocompresseur. Les cartes

du compresseur et de la turbine fournies par le constructeur se présentent en général selon les équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Pi_c = \frac{p_{01}}{p_{02}} = f_{\pi_c} \left(\frac{N_{tc}}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{\dot{m}_c \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \right) \\ \eta_c = f_{\eta_c} \left(\frac{N_{tc}}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{\dot{m}_c \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \right) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \Pi_t = \frac{p_{03}}{p_4} = f_{\pi_t} \left(\frac{N_{tc}}{\sqrt{T_{03}}}, \frac{\dot{m}_t \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \right) \\ \eta_t = f_{\eta_t} \left(\frac{N_{tc}}{\sqrt{T_{03}}}, \frac{\dot{m}_t \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \right) \end{array} \right. \quad (4.112)$$

L'approche la plus basique consiste à intégrer ces cartes dans le modèle sous la forme de tableaux entrée-sortie et d'extraire les valeurs par interpolation linéaire. Cependant, cette méthode affecte la stabilité des simulations étant donné qu'une interpolation linéaire n'est pas continûment dérivable. Ensuite, les cartes de la turbine et du compresseur ne couvrent pas toute la plage de fonctionnement du turbocompresseur, il est notamment délicat d'étendre les mesures pour des vitesses de rotation et des débits massiques faibles. D'une part, les erreurs de mesures sont d'autant plus importantes que le débit est faible, d'autre part, on évite de fonctionner dans la zone de pompage du compresseur (FIG. 4.16). Dans ces régions, les méthodes d'interpolation classiques n'offrent pas de résultats convenables, d'autant plus que l'on dispose généralement d'un nombre restreint de points (une carte compresseur comprend 25 à 40 points).

On trouve de multiples variantes de méthodes d'interpolation pour les cartes du turbocompresseur. Pour chacune de ces méthodes, l'objectif consiste à trouver la forme qui s'adapte le mieux aux courbes caractéristiques du turbocompresseur. Dans les deux sections qui suivent, nous présentons quelques approches existantes et choisissons celle qui nous semble correspondre le mieux à nos propres critères. Nous nous appuyerons aussi sur des études comparatives déjà réalisées notamment par Younes dans sa thèse [202] et par Moraal et Kolmanovsky dans une publication plus récente [143].

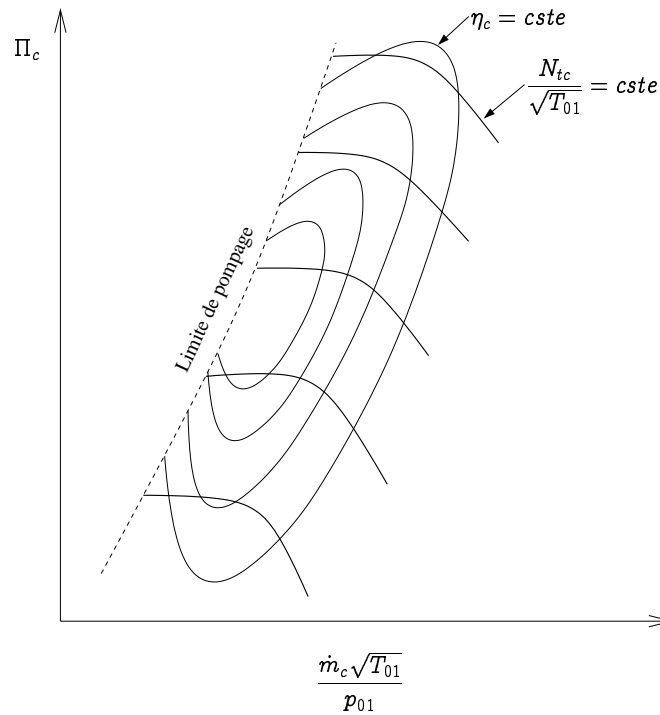


FIG. 4.16 – Caractéristique débit-pression d'un compresseur. La ligne de pompage sépare le domaine de fonctionnement stable (à droite) du domaine où des instabilités peuvent apparaître (à gauche).

4.10.4 Interpolation des cartes du compresseur

La première approximation choisie est proposée par Gaur *et al.* [73], elle se présente sous une forme polynômiale de la vitesse de rotation du turbocompresseur N_{tc} et du débit du compresseur \dot{m}_c :

$$\begin{cases} \Pi_c &= (a_{c0} + a_{c1} N_{tc} + a_{c2} N_{tc}^2) (a_{c3} + a_{c4} \dot{m}_c + a_{c5} \dot{m}_c^2) \\ \eta_c &= (a_{c6} + a_{c7} N_{tc} + a_{c8} N_{tc}^2) (a_{c9} + a_{c10} \dot{m}_c + a_{c11} \dot{m}_c^2) \end{cases} \quad (4.113)$$

Ce type de formulation est classique et il en existe de nombreuses variantes [87, 86]. Hélas, elle ne reproduit pas convenablement l'allure du rapport de pression et du rendement. Si on se déplace vers les faibles débits sur la caractéristique expérimentale du taux de compression (FIG. 4.17(a)), on remarque que la pente de l'isovitesse est d'abord négative, puis pratiquement nulle. Ensuite le comportement est moins bien connu puisque nous ne disposons plus de mesures, mais il semble que la pente soit quasiment nulle ou faiblement positive. Dans cette région, l'allure parabolique du modèle de Gaur *et al.* ne convient donc pas, car la pente est trop prononcée par rapport à l'allure réelle. Si on observe la caractéristique rendement-débit (FIG. 4.17(c)), on s'aperçoit que toutes les isovitesses ne sont pas correctement interpolées en particulier pour les vitesses de rotation élevées (les points les plus à droite sur la figure).

Ce modèle ne nous satisfaisant pas, nous nous sommes orientés vers d'autres méthodes en nous appuyant sur l'article de Moraal et Kolmanovsky [143] où sont comparées différentes techniques parmi lesquelles on trouve :

- le modèle de Jensen et Kristensen [110, 111],
- le modèle de Muller *et al.* [145],
- une méthode développée en interne par le constructeur Ford,
- l'utilisation de réseaux de neurones pour obtenir une approximation des caractéristiques [65, 148].

Ces techniques offrent de bien meilleurs résultats que la précédente, mais la qualité de ces approximations varie d'un turbocompresseur à l'autre. Le critère de choix dépend uniquement d'une comparaison quantitative. Ici, c'est le modèle proposé par Jensen et Kristensen qui a été retenu. Il se présente sous une forme polynômiale tout comme le précédent, mais un changement de variables judicieux assure une meilleure approximation des valeurs de la carte du compresseur (FIG. 4.17(b) et 4.17(d)). Le rapport de pression Π_c et le débit \dot{m}_c sont normalisés selon les expressions suivantes.

$$\Psi = 2 c_p T_{amb} \frac{\Pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{U_c^2} \quad \text{et} \quad \Phi = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{amb} \frac{\pi}{4} d_c^2 U_c} \quad (4.114)$$

Les changements de variable font intervenir le diamètre des pales du compresseur d_c ainsi que la vitesse de rotation exprimée en mètres par seconde, U_c , à l'extrémité de celles-ci :

$$U_c = \pi d_c N_{tc} \quad (4.115)$$

L'approximation est de la forme :

$$\begin{cases} \Psi &= \frac{k_{\Psi 1} + k_{\Psi 2} \Phi}{k_{\Psi 3} - \Phi} & \text{avec} & k_{\Psi i} = k_{\Psi i 1} + k_{\Psi i 2} M \\ \eta_c &= a_{\Psi 1} + a_{\Psi 2} \Phi + a_{\Psi 3} \Phi^2 & \text{avec} & a_{\Psi i} = \frac{a_{\Psi i 1} + a_{\Psi i 2} M}{a_{\Psi i 3} - M} \end{cases} \quad (4.116)$$

où M représente le nombre de Mach :

$$M = \frac{U_c}{\sqrt{\gamma r T_{amb}}} \quad (4.117)$$

Le modèle proposé donne le rendement et le rapport de pression amont-aval au niveau de la roue du compresseur, or c'est le débit massique d'air \dot{m}_c dans le conduit d'admission qui nous intéresse. D'où la nécessité d'ajouter une équation d'état supplémentaire. Connaissant la valeur de la pression en entrée du

tube reliant le compresseur au collecteur d'admission p_c , la section du conduit A_{adm} et sa longueur l_{adm} , le débit massique s'obtient simplement par la relation

$$\dot{m}_c = \frac{A_{adm}}{l_{adm}} (p_a - p_c) \quad (4.118)$$

avec p_a la pression en sortie du conduit, c'est-à-dire dans le collecteur d'admission. Comme nous l'avons déjà évoqué, le compresseur peut devenir instable lorsque la valeur du débit est faible. Cette instabilité se matérialise sur la caractéristique pression-débit par la limite de pompage (FIG. 4.16). Le pompage apparaît sur l'isovitesse aux alentours du rapport de pression maximum. Ici, on admet que le point correspondant au débit le plus faible de la carte fournie par le constructeur constitue la valeur limite (pour l'isovitesse correspondante). Ainsi, le débit minimal qui borne le fonctionnement stable du compresseur $\dot{m}_{c,min}$ est une fonction polynômiale du régime du turbocompresseur.

4.10.5 Interpolation des cartes de la turbine

Comme dans le cas du compresseur, l'allure parabolique de l'approximation de Gaur *et al.* (dont l'expression est donnée ci-dessous) n'est pas représentative du comportement de la turbine, notamment pour les rapports de détente élevés.

$$\begin{cases} \Pi_t &= (a_{t0} + a_{t1} N_{tc} + a_{t2} N_{tc}^2) (a_{t3} + a_{t4} \dot{m}_c + a_{t5} \dot{m}_c^2) \\ \eta_t &= (a_{t6} + a_{t7} N_{tc} + a_{t8} N_{tc}^2) (a_{t9} + a_{t10} \dot{m}_t + a_{t11} \dot{m}_t^2) \end{cases} \quad (4.119)$$

En remplacement de ces formules, le débit massique à travers la turbine \dot{m}_t peut être assimilé au débit d'un gaz parfait compressible subissant une détente isentropique. Cette hypothèse implique un facteur d'erreur puisque la détente n'est pas adiabatique ni réversible. Nous utilisons un modèle identique à celui déjà rencontré pour la modélisation des débits aux soupapes (équation (4.1)) (FIG. 4.17(e)) :

$$\dot{m}_t = \begin{cases} A_t \frac{p_E}{\sqrt{r T_E}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\Pi_t^{\frac{2}{\gamma}} - \Pi_t^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} & \text{si } \Pi_t > c_r \\ A_t \frac{p_E}{\sqrt{r T_E}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(c_r^{\frac{2}{\gamma}} - c_r^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} & \text{si } \Pi_t \leq c_r \end{cases} \quad (4.120)$$

où $c_r = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ désigne le rapport de pression critique. L'aire effective de la turbine A_t est donnée en fonction du taux de détente et du régime du turbocompresseur.

$$A_t = \frac{k_{A1}}{\Pi_t} + k_{A2} \quad \text{avec} \quad k_{A_i} = k_{A_{i1}} + k_{A_{i2}} N_{tc} \quad (4.121)$$

Ne disposant que de très peu de points de mesures sur les cartes fournies par le constructeur, l'approximation du rendement de la turbine par la méthode de Jensen et Kristensen a échoué. Nous nous sommes alors inspirés de la méthode proposée dans [2] (FIG. 4.17(f)). L'expression du rendement s'écrit

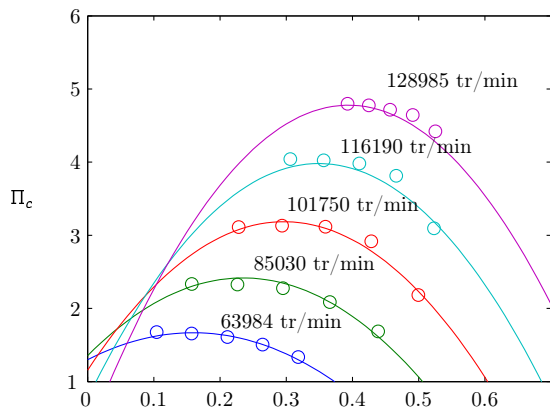
$$\eta_t = \begin{cases} 1 - \left[1 - \left(\frac{U_t}{\Delta h_t} \right)_n \right]^{k_{\eta 1}} & \text{si } \left(\frac{U_t}{\Delta h_t} \right)_n < 1 \\ 1 - k_{\eta 2} \left[\left(\frac{U_t}{\Delta h_t} \right)_n - 1 \right]^2 & \text{si } \left(\frac{U_t}{\Delta h_t} \right)_n \geq 1 \end{cases} \quad (4.122)$$

où U_t est la vitesse de rotation à l'extrémité des ailettes de la turbine. Leur diamètre étant noté d_t , il vient alors :

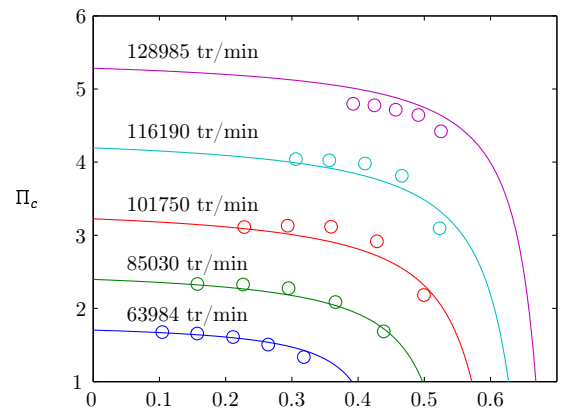
$$U_t = \pi d_t N_{tc} \quad (4.123)$$

et Δh_t la variation d'enthalpie correspondant à la détente isentropique au travers de la roue de la turbine s'écrit

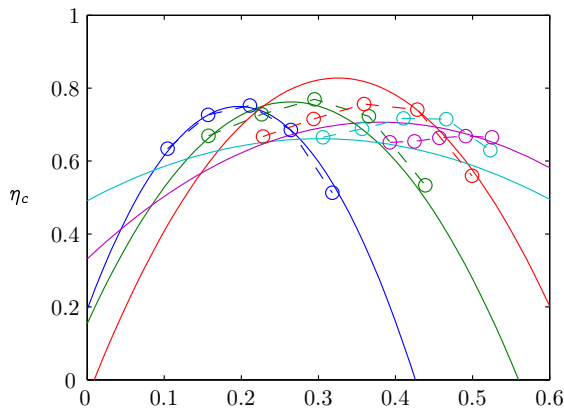
$$\Delta h_t = \sqrt{2 c_p T_E \left(1 - \Pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (4.124)$$



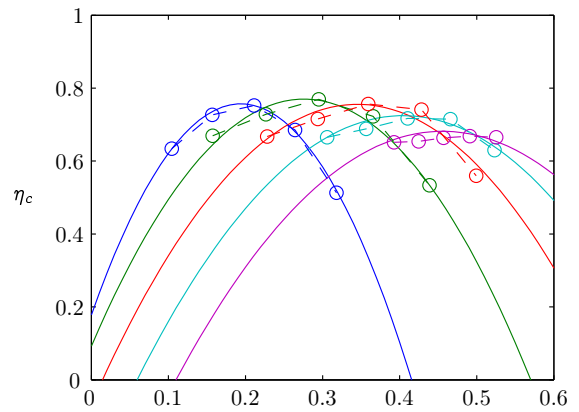
(a) Approximation de Gaur *et al.* pour le taux de compression



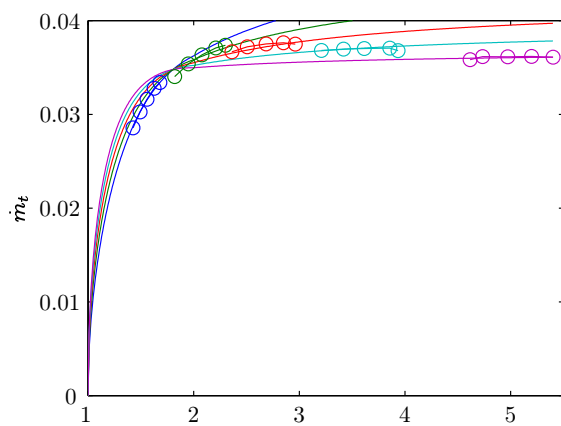
(b) Approximation de Jensen *et* Kristensen pour le taux de compression



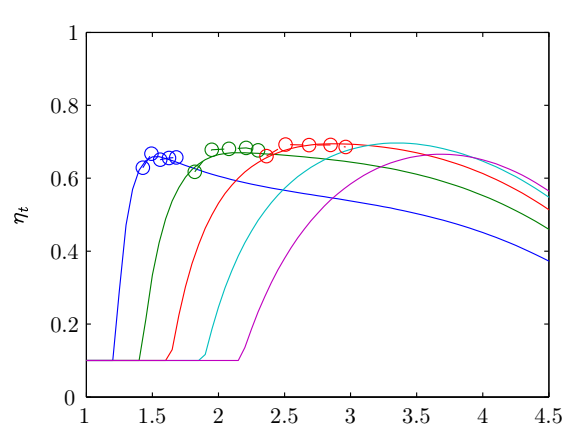
(c) Approximation de Gaur *et al.* pour le rendement du compresseur



(d) Approximation de Jensen *et* Kristensen pour le rendement du compresseur



(e) Approximation du débit de la turbine



(f) Approximation du rendement de la turbine

FIG. 4.17 – Approximations des caractéristiques du turbocompresseur.

L'indice n dans l'équation (4.122) indique que le rapport de la vitesse U_t sur la variation d'enthalpie Δh_t est normalisé. La méthode de calcul des paramètres du modèle (4.122) est détaillée dans [2].

La turbine est équipée d'une soupape de décharge chargée de limiter la pression de suralimentation en deçà d'une valeur critique. Le modèle n'inclut pas de sous-modèle de cet organe, cependant la valeur de saturation de la pression est fixée à 2,6 bar dans le modèle (soit la valeur de la pression maximale atteinte au cours des essais et sur toute la plage de fonctionnement du moteur).

4.11 Le refroidisseur d'air de suralimentation

Un échangeur thermique vient s'intercaler entre le compresseur et le collecteur d'admission (FIG. 4.1) afin de réduire la température de l'air en aval de la roue du compresseur et d'augmenter sa densité. La température des gaz en aval du compresseur étant supérieure à la température ambiante, un échangeur de type "air-air" peut convenir. Sur notre support expérimental, ce dispositif a été remplacé par un échangeur de type "air-eau" plus performant et mieux adapté dans le cas d'un moteur d'essai. Du point de vue de la modélisation, le refroidisseur d'air de suralimentation (RAS) peut être assimilé à un volume intermédiaire entre le compresseur et le collecteur d'admission. Ceci revient à résoudre un système d'équations différentielles supplémentaire identique à celui du collecteur. Il nous a paru plus judicieux d'assimiler le RAS à un organe sans dimension (on suppose qu'il n'accumule pas de gaz). Cette simplification évite l'ajout de variables d'état inutiles et limite le nombre d'opérations d'intégration coûteuses en temps de calcul. En principe, les modèles statiques du RAS sont sensés reproduire la chute de la température ainsi que la perte de charge occasionnée. La densité des gaz n'est que peu affectée car l'abaissement de la température compense la perte de charge, c'est pourquoi on la considère comme nulle. Le rendement du RAS, ϵ , est défini par la chute de température réelle au passage du gaz divisée par la chute de température atteignable théoriquement (égale à la température des gaz en entrée à laquelle on retranche la température du liquide de refroidissement T_{liq}) :

$$\epsilon = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{liq}} \quad (4.125)$$

La température en sortie de l'échangeur dépend de la température du liquide de refroidissement et du rendement de l'échangeur, en récrivant (4.125) il vient :

$$T_{out} = T_{in} - \epsilon (T_{in} - T_{liq}) \quad (4.126)$$

Le rendement du RAS peut s'exprimer sous forme polynômiale du débit massique d'air le traversant et de la différence entre la température de l'air et du liquide de refroidissement :

$$\epsilon = a_{\epsilon 0} + a_{\epsilon 1} \left(\frac{T_{in} + T_{liq}}{2} \right) + a_{\epsilon 2} \dot{m}_c^2 + a_{\epsilon 3} \left(\frac{T_{in} + T_{liq}}{2} \right)^2 \quad (4.127)$$

Ce type de modèle n'offre qu'une précision limitée, d'ailleurs, la comparaison avec les mesures expérimentales montre une erreur moyenne proche de 9% (FIG. 4.18). La simplicité mathématique du modèle choisi n'explique pas entièrement cette erreur. En fait, un modèle intégrant le débit du liquide de refroidissement serait plus approprié [63]. Ne disposant pas de la mesure de cette variable, nous n'avons pu optimiser le modèle d'avantage.

4.12 Simulations et validation

L'ensemble des équations du modèle ont été codées en langage C. Après compilation, le programme est exécuté comme une fonction dans l'environnement Simulink du logiciel MATLAB. Ce logiciel offre la possibilité d'une construction graphique des modèles sous forme d'assemblage de blocs correspondant à des fonctions élémentaires issues de la bibliothèque (sommateurs, intégrateurs, etc.). C'est un outil adapté aux besoins de l'automaticien et nous l'avons choisi dans la perspective d'élaborer des boucles de régulation. L'évolution des variables d'état du modèle s'obtient par intégration numérique des équations différentielles décrites dans les sections précédentes, on en dénombre 23 (TAB. 4.3). Le logiciel MATLAB

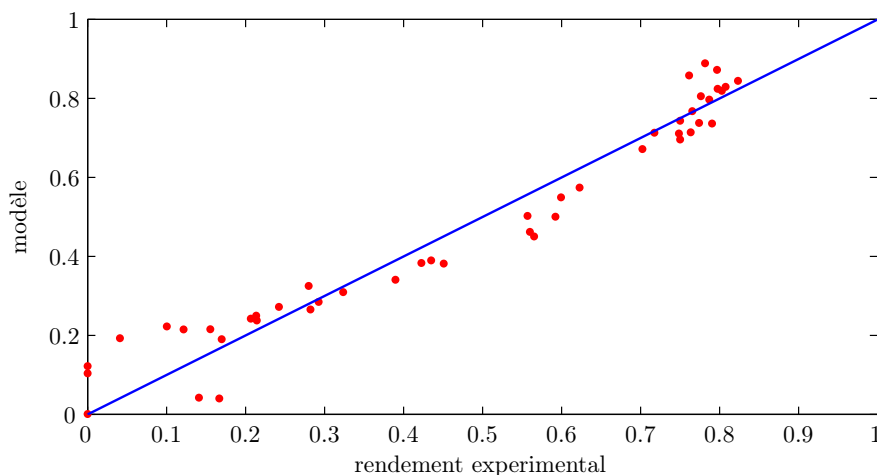


FIG. 4.18 – Validation du modèle du rendement de l'échangeur de chaleur.

propose différentes méthodes pour l'intégration des systèmes différentiels (Runge-Kutta, Adams, etc.). Ici, le choix de la méthode d'intégration se porte sur l'algorithme à pas fixe de Dormand-Prince (fonction `ode5`) [52, 13]. Après plusieurs tentatives, il s'avère qu'un pas d'intégration équivalent au temps écoulé lorsque le vilebrequin effectue une rotation de 1 degré garantit la stabilité de la solution. Pour toutes les simulations, on s'assure que le pas reste toujours inférieur à cette valeur quel que soit le régime moteur. Dans un premiers temps, les simulations sont réalisées sur un ordinateur de bureau standard. A titre d'exemple, si on stabilise le régime moteur autour d'une valeur moyenne de 1000 tr/min, 20 secondes sont nécessaires pour simuler 1 seconde du fonctionnement (réel) du moteur (soit environ 8 cycles moteur). Nous avons pu réduire le rapport entre le temps réel et le temps de simulation à un facteur trois en implémentant le code sur un microprocesseur plus puissant. Le simulateur numérique se compose d'une carte dSPACE DS1005 cadencée à 480 MHz. L'avantage de ce type de matériel réside dans sa compatibilité avec MATLAB et sa capacité à générer du code machine directement à partir de notre programme C et de l'environnement Simulink. Ce résultat, encore trop lent pour les simulations en temps réel, justifie pleinement les simplifications drastiques que nous avons dû réaliser.

Nombre	Symbole	Variables d'état	Equation
6	m_{cyl_j}	masse de gaz dans les cylindres	(4.31)
6	p_{cyl_j}	pressions cylindre	(4.31)
1	m_a	masse de gaz dans le collecteur d'admission	(4.86)
1	p_a	pression dans le collecteur d'admission	(4.87)
1	m_{E_1}	masse de gaz dans le collecteur d'échappement 1	(4.88)
1	p_{E_1}	pression dans le collecteurs d'échappement 1	(4.89)
1	m_{E_2}	masse de gaz dans le collecteur d'échappement 2	(4.90)
1	p_{E_2}	pression dans le collecteurs d'échappement 2	(4.91)
1	m_E	masse de gaz dans la jonction échappement-turbine	(4.92)
1	p_E	pression dans la jonction échappement-turbine	(4.93)
1	N_{tc}	vitesse du turbocompresseur	(4.95)
1	ω	régime moteur	(4.85)
1	m_c	débit compresseur	(4.118)

TAB. 4.3 – Récapitulatif des variables d'état du modèle.

Pour la validation, nous avons comparé les sorties du modèle avec leurs analogues obtenues grâce à un code de calculs industriel et expérimentalement sur le banc moteur en nous focalisant essentiellement sur

l'évolution de la pression cylindre et du régime instantané pour des points de fonctionnement stabilisés de la vitesse et du couple :

1. **Comparaison avec un code de calcul industriel.** Le logiciel GT-Power est un outil permettant de simuler le comportement des moteurs à combustion interne. Il est adapté à de multiples usages : combustion, acoustique de l'admission et de l'échappement, suralimentation, analyse thermique, dynamique de la transmission, systèmes d'injection, système de commande des soupapes, dispositif de refroidissement, vibration du moteur, etc. Ce logiciel est très répandu chez les constructeurs automobiles qui l'utilisent pour les études préliminaires des nouveaux moteurs. Le code de calcul GT-Power permet, entre autre, de résoudre les équations de Navier-Stokes moyennées selon une dimension de l'espace. La programmation "orientée objet" facilite la construction d'un modèle et son paramétrage (FIG. 4.19). L'utilisateur dispose de bibliothèques de composants nécessaires à la construction du modèle (cylindre, soupape, tuyau, composants mécaniques, etc.). Le logiciel GT-Power est compatible avec MATLAB, il est donc possible de simuler notre modèle et le modèle développé avec GT-Power simultanément afin de confronter directement les résultats. On distingue sur la fenêtre de simulation (FIG. 4.20), les fonctions correspondant respectivement à notre modèle codé en C et au modèle GT-Power. Les sorties sont enregistrées dans les matrices **s** et **s1** pour être comparées. Les simulations montrent la concordance des solutions concernant les variables suivantes : débit aux soupapes, pression, température et masse des gaz dans le cylindre (FIG. 4.21). Les résultats obtenus pour un régime moteur constant égal à 1000 tr/min sont en accord qualitatif avec ceux du code GT-Power.
2. **Confrontation des résultats avec l'expérience.** Les données expérimentales proviennent du banc d'essai Caterpillar et ont été enregistrées pour des points régime-PME stabilisés. L'instrumentation adaptée à nos objectifs ainsi que les méthodes de mesure sont décrites en annexe B. La concordance des simulations avec les données expérimentales est convenable, du moins, elle correspond à nos attentes. Notre modèle respecte correctement la dynamique de la pression cylindre, mais, rappelons que le modèle de combustion a été identifié à partir des données expérimentales par analyse du taux de dégagement de chaleur (§ 4.5). La qualité des résultats dépend étroitement de la bonne identification des paramètres du modèle de combustion (équation (4.53)). La vitesse de rotation instantanée du vilebrequin (en régime stationnaire) est elle-aussi proprement restituée (FIG. 4.23(b)). Nous notons, en contrepartie, que la combustion est identique dans les six cylindres de notre modèle (FIG. 4.23(a)) et que la réaction est supposée complète pour chaque cycle moteur, c'est-à-dire que l'intégralité de la masse de carburant injecté a brûlée. La conséquence de ces approximations apparaît en comparant la vitesse mesurée avec la vitesse simulée. Le simulateur n'est, aujourd'hui, pas capable de reproduire les variations cylindre-à-cylindre ou la dispersion cyclique. Celles-ci sont clairement retranscrites sur la mesure de la vitesse instantanée du vilebrequin (FIG. 4.23(b)). Sur cette courbe, chaque bosse correspond à la contribution de la combustion dans un des cylindres. La variation de l'amplitude de ces pics implique nécessairement une inhomogénéité de la combustion entre les cylindres et éventuellement d'un cycle moteur à l'autre. C'est justement à ce niveau que se trouve la limite du simulateur qui n'intègre pas encore ces dynamiques.

4.13 Conclusion et perspectives

Ce chapitre a présenté l'essentiel du travail de cette thèse (avec l'instrumentation du banc moteur Caterpillar) qui a été consacré à l'élaboration d'un simulateur du comportement d'un moteur Diesel à injection directe. Le programme développé se présente comme un outil d'analyse du comportement du moteur et d'aide à la conception et à l'optimisation des lois de commande ou de diagnostic. La modélisation repose sur un socle physique (premier principe de la thermodynamique) auquel se sont greffées des lois empiriques pour les phénomènes physiques nécessitant d'habitude des modèles plus complexe mais, malheureusement mal adaptés aux simulations en temps réel. Ces simplifications impliquent un bénéfice évident en terme de temps de calcul tout en préservant la précision des résultats. Le comportement du modèle a été validé par rapport à un code de calcul éprouvé dans le domaine industriel. A cela s'ajoute une phase de validation avec des mesures recueillies sur le banc moteur. Les simulations présentées à la fin de ce chapitre s'avèrent en bon accord avec les données expérimentales de pression cylindre et de la

vitesse instantanée.

En guise d'autocritique de ce travail, nous proposons plusieurs voies d'optimisation de notre modèle. Les pistes de recherche sont classées selon l'ordre de nos priorités. Certaines sont déjà en cours d'investigation mais nous n'avons pas souhaité les présenter en détail compte tenu de l'état d'avancement.

1. Une campagne de mesures est prévue pour la validation du modèle en régime transitoire. Le système de gestion du banc moteur a été conçu pour ce type d'essai et il permet notamment de reproduire le comportement typique de la vitesse et du couple représentatif de cycles de conduite (les cycles normalisés (FIG. 2.3) par exemple).
2. Suite à l'acquisition d'une seconde carte dSPACE, nous envisageons d'implémenter le modèle sur une plate-forme multiprocesseur. Nous sommes déjà parvenu à simuler un modèle de moteur à quatre cylindres en temps réel avec un seul microprocesseur. Le partage des calculs sur deux cartes puissantes devrait nous permettre de réaliser des simulations en temps réel du modèle de moteur à six cylindres Caterpillar.
3. On peut adjoindre au modèle actuel des sous-systèmes pour les organes périphériques du moteur tels que le turbocompresseur à géométrie variable ou bien le système de recirculation des gaz d'échappement. En général, la vanne de recyclage des gaz brûlés est modélisée de la même manière qu'une soupape (équation (4.5)). L'adaptation des modèles du turbocompresseur à géométrie variable proposés par Guzzella et Amstutz [87] et Jung *et al.* [116] est en cours. De plus, le banc moteur Caterpillar devrait bientôt être équipé de ces deux actionneurs.
4. La loi corrélative de la vitesse de combustion de carburant nécessite la détermination des paramètres qui la composent pour tous les régimes de fonctionnement du moteur et pour différents réglages du système d'injection. Le choix d'un tel modèle nous engage inévitablement dans une campagne de mesures sur banc d'essai pour en identifier les paramètres. Cette voie de modélisation du moteur est fastidieuse, coûteuse et elle présente un intérêt limité du point de vue de la recherche. En remplacement des fonctions empiriques de Watson et de Wiebe, nous envisageons de passer par le développement de modèle de cinétique chimique réduit. Pour l'heure, nous avons débuté l'étude de modèles simples décrivant l'évolution des produits de combustion (à l'équilibre) les plus représentatifs d'une réaction entre de l'air et du carburant [164].
5. Les transferts thermiques ont tendance à modifier les performances du moteur et peuvent aussi influencer les niveaux d'émissions. Le modèle proposé correspondant à ce système est très limité puisqu'il ne rend pas compte des transitoires de la température du bloc moteur. Un modèle plus raffiné des transferts thermiques est indispensable, notamment s'il comprend le circuit de refroidissement. Le couplage de notre simulateur avec un modèle précis du comportement thermique du bloc moteur constituerait un outil adéquat pour simuler des lois de commande du débit d'eau dans le circuit de refroidissement. Ce type de régulation constitue une voie potentielle de réduction de la consommation notamment lors des démarrages à froid et lorsque le moteur fonctionne en charge partielle, en particulier, s'il intègre le circuit de refroidissement. Dans cette perspectives, on s'intéresse d'ores et déjà aux travaux de Cortona et Onder [46, 45] qui sont parfaitement adaptés du point de vue du compromis précision-complexité.
6. Le choix d'un modèle reposant en majorité sur des lois physiques nous permet d'envisager à plus long terme l'adaptation à d'autre type de moteurs. Les tendances actuelles montrent un engouement pour la combustion HCCI. La combustion en mode homogène s'opérant à des températures nettement inférieures que celles atteintes lors de la combustion Diesel classique, le potentiel de réduction des émissions d'oxydes d'azote est considérable [60]. La combustion HCCI peut être associés à d'autres dispositifs en cours d'étude tels que les soupapes à commande directe électronique ou les moteurs à taux de compression variable. La suite de ce travail débouchera certainement sur la ramification des axes de recherche autour de ces thématiques.

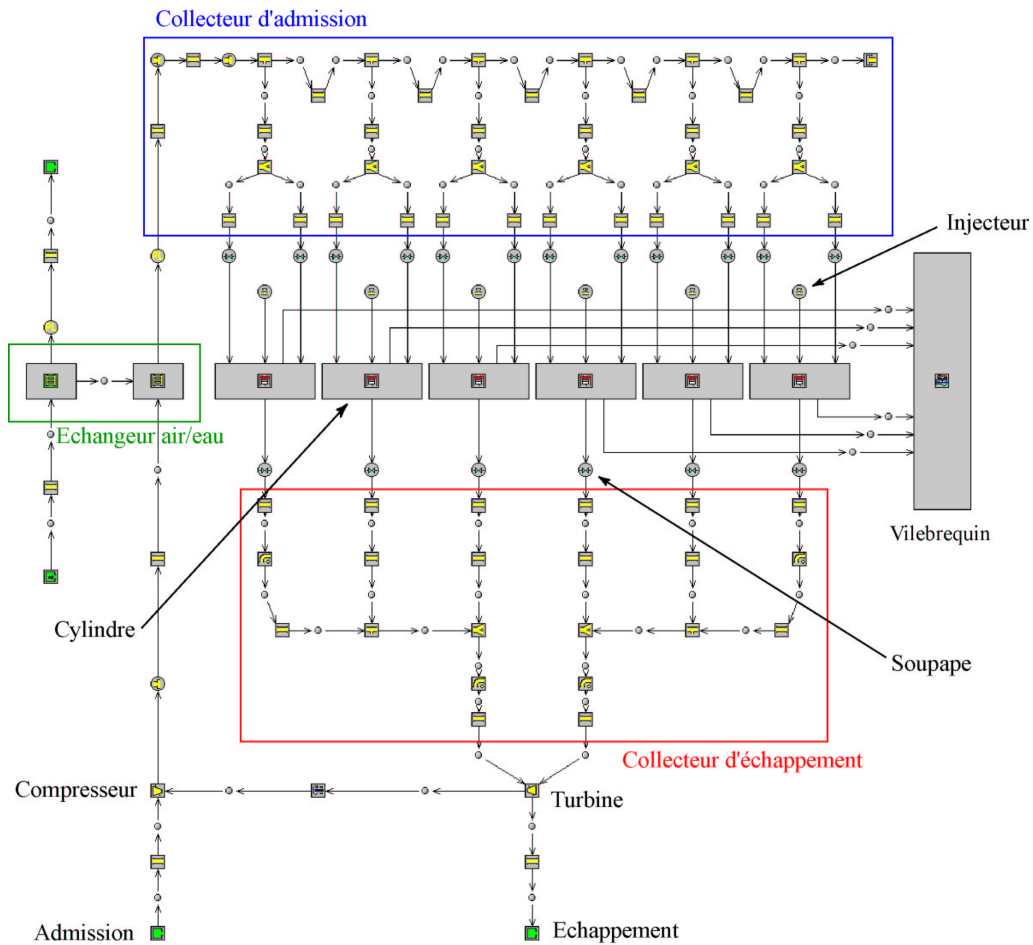


FIG. 4.19 – Structure du modèle du moteur Caterpillar développé à l'aide du code de calcul GT-power

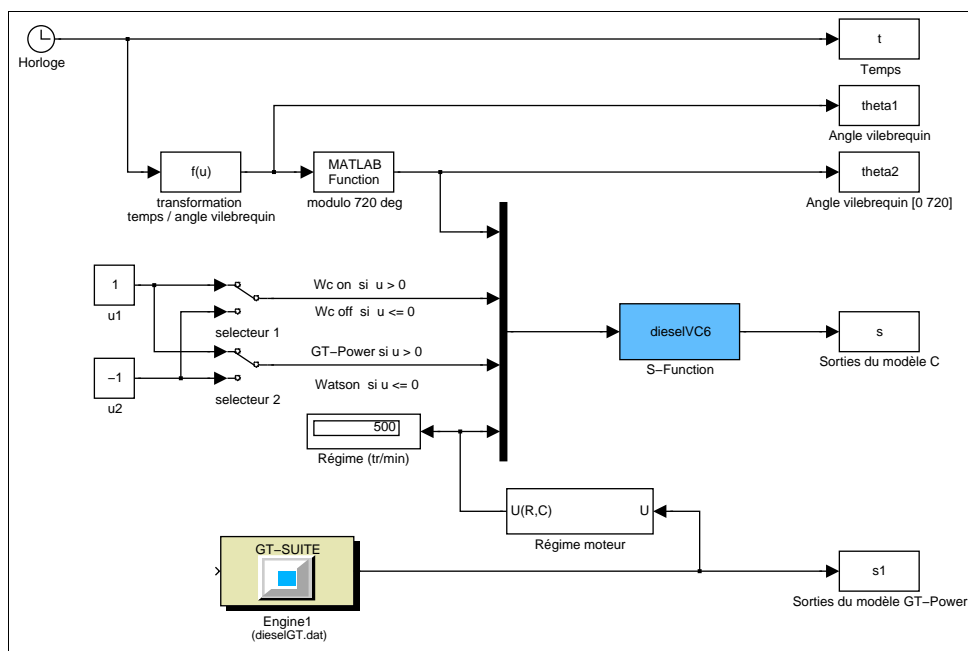


FIG. 4.20 – Environnement de simulation MATLAB/Simulink.

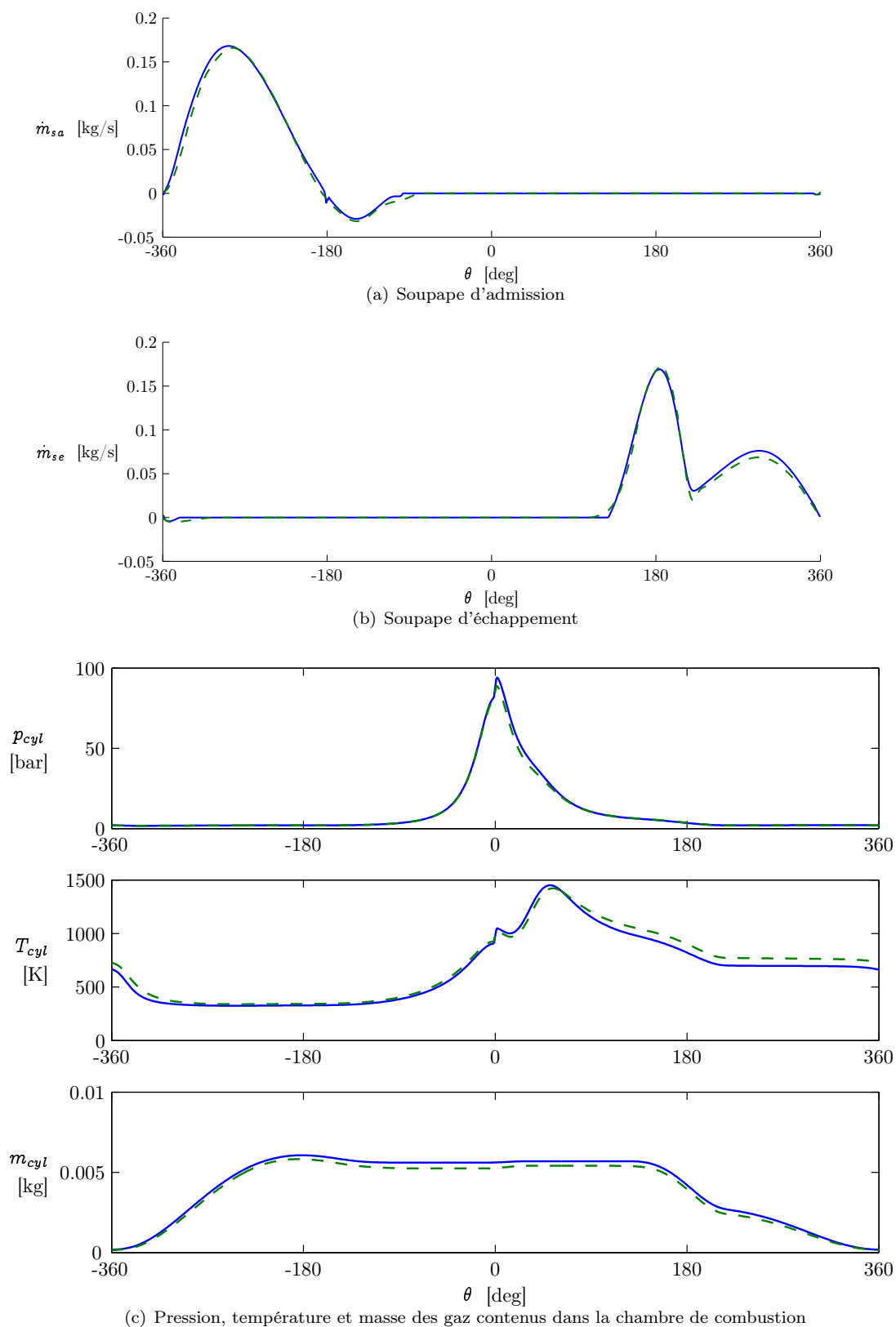


FIG. 4.21 – Comparaison des sorties du modèle (traits pleins) avec les résultats obtenus à l'aide du code de calcul GT-Power (pointillés) : (a,b) débits massiques aux soupapes en fonction de l'angle vilebrequin, (c) variables d'état du cylindre (pression, température et masse).

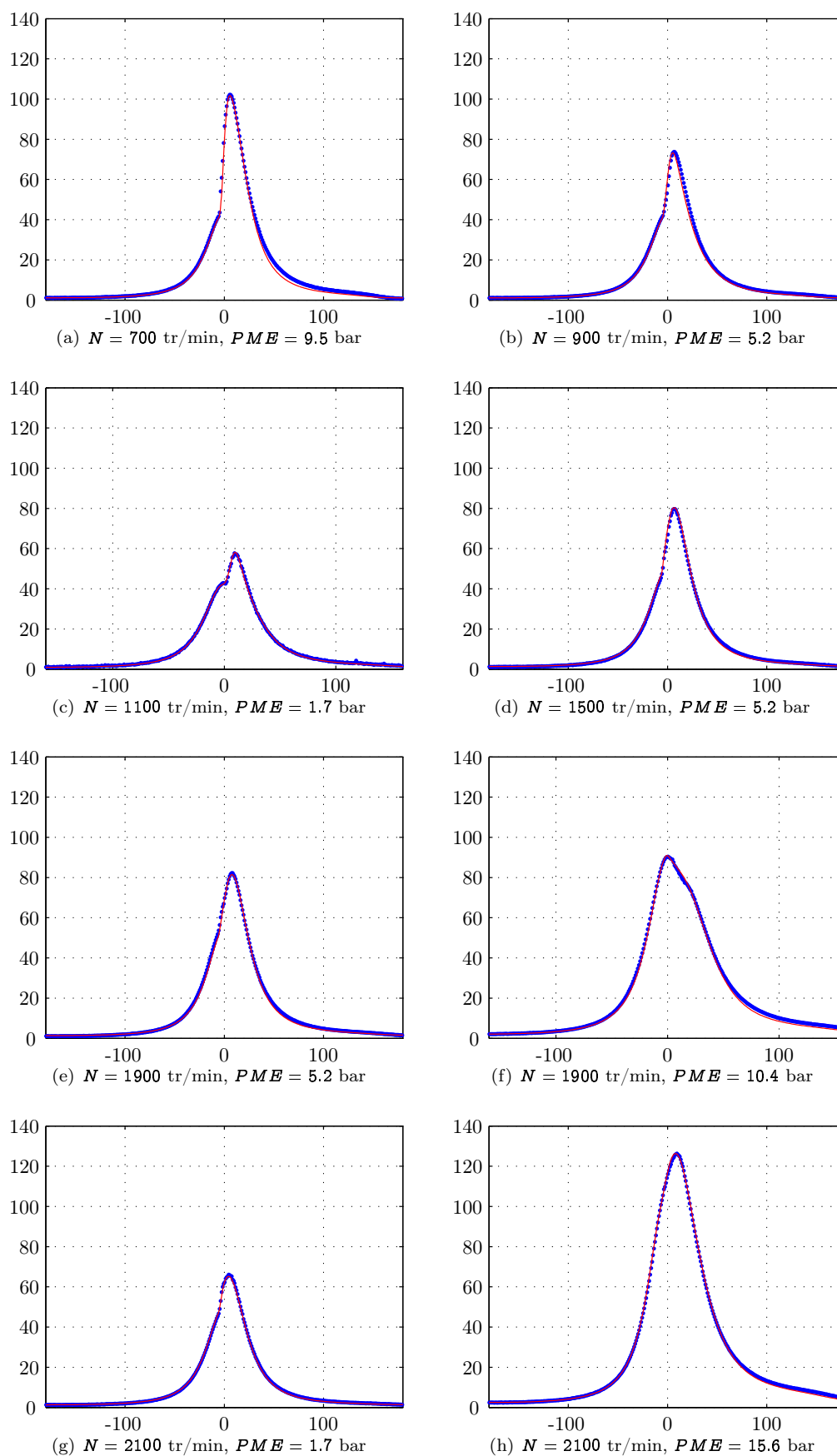


FIG. 4.22 – Comparaison de la pression cylindre mesurée (points) et simulée (trait plein) exprimée en bar en fonction de l'angle vilebrequin en degrés pour différentes conditions de fonctionnement.

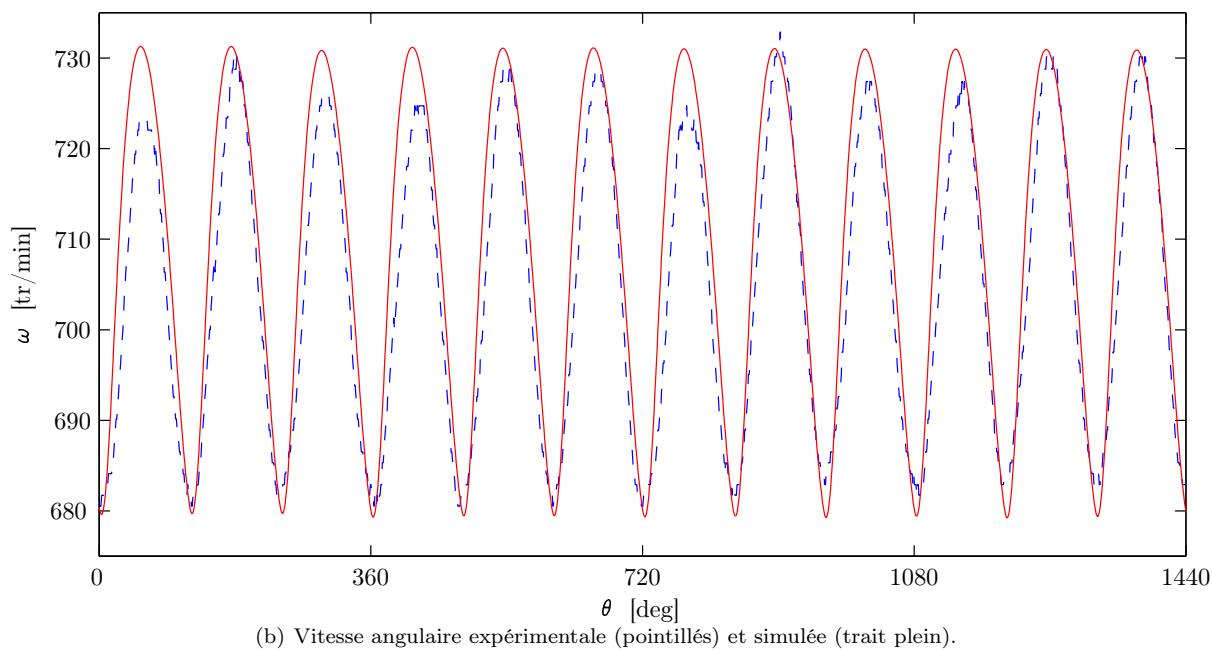
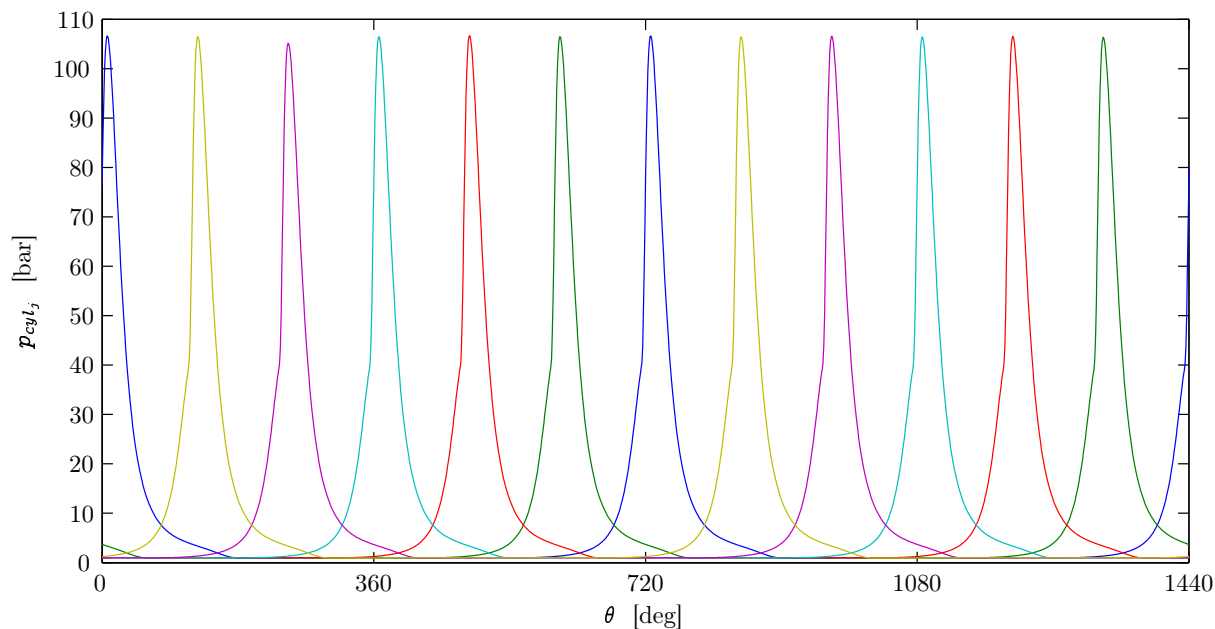


FIG. 4.23 – Pressions cylindre simulées (a) et comparaison de la vitesse angulaire du vilebrequin expérimentale et simulée (b) sur un intervalle correspondant à deux cycles moteur. Pour cet essai, la vitesse moyenne est fixée à 700 tr/min et la pression moyenne effective est égale à 9.5 bar.

Chapitre 5

Modèle comportemental de la pression cylindre d'un moteur Diesel

Sommaire

5.1	Introduction	131
5.2	Estimation de la pression cylindre.	132
5.3	Présentation du modèle NARMAX	134
5.4	Première tentative : utilisation des signaux du calculateur	137
5.5	Seconde tentative : utilisation de la vitesse de rotation instantanée	140
5.6	Conclusion	143

5.1 Introduction

Le perfectionnement des systèmes d'injection, notamment avec l'introduction du pilotage électronique, appelle inévitablement à des techniques de contrôle plus subtiles et capables de tirer le meilleur parti de ces dispositifs. Bien qu'aujourd'hui les systèmes de gestion de l'injection Diesel reposent essentiellement sur des lois tabulées obtenues par calibration (§ 2.7), l'intérêt pour la commande en boucle fermée basée sur la pression cylindre est croissant [172, 129, 161]. En effet, la pression cylindre est une variable globale extrêmement riche puisqu'elle retrace l'histoire de la combustion et que des indicateurs essentiels pour le contrôle ou le diagnostic peuvent en être déduits : la position angulaire du début de combustion, la vitesse de dégagement de chaleur, la pression maximale de cycle et sa localisation, la pression moyenne indiquée, le maximum du gradient de pression et sa localisation, etc.

A la fin des années 1980, c'est le moteur à allumage commandé qui a tout d'abord bénéficié de lois de commande en boucle fermée pour la régulation de l'avance à l'allumage [119]. L'angle d'avance à l'allumage optimisant le couple sur l'arbre moteur est localisé aux alentours de 15 degrés vilebrequin avant avant l'occurrence du maximum de la pression cylindre, et ceci, quel que soit le point de fonctionnement [64]. Dans le cas du moteur Diesel, les applications possibles sont très nombreuses (asservissement de la pré-injection et de la durée de l'injection principale par exemple). Les plus visionnaires envisagent même le contrôle de la vitesse de dégagement de chaleur en pilotant la vitesse d'introduction du combustible [39]. Cependant, des stratégies plus rationnelles concernent plutôt la réduction des variations cycliques et l'équilibrage cylindre-à-cylindre pour la réduction du bruit de combustion et des vibrations. La pression cylindre constitue un indicateur idéal pour le diagnostic en temps réel. En effet, l'analyse de ce signal informe sur les dysfonctionnements susceptibles de se produire dans un moteur : cognement, raté de combustion, fuite de gaz aux soupapes, fuite de combustible au niveau de l'injecteur suite à la levée accidentelle de l'aiguille, etc. En résumé, intégrer la pression cylindre dans le système de gestion du moteur offre de nombreux avantages par rapport aux stratégies conventionnelles : amélioration des performances, réduction des émissions, diagnostic précis de la combustion, lois de commande moins sensibles

aux variations paramétriques, au vieillissement du moteur et aux fluctuations de la qualité du carburant. N'oublions pas qu'alors, le temps dépensé pour les calibrations est nettement réduit.

Hélas, le coût et la durée de vie limitée de l'instrumentation pour la mesure directe de la pression dans la chambre de combustion sont des critères réhivitoires, d'où l'intérêt de disposer d'un modèle de la pression cylindre ou de l'estimer à partir de variables plus accessibles (§ 5.2). Ce dernier chapitre est un contre-pied du précédent où nous avons mis l'accent sur la réduction du niveau d'empirisme en choisissant la technique "vidange-remplissage". Ici, c'est la démarche inverse que nous adoptons, en formulant un modèle comportemental de la pression cylindre. Dans l'étude bibliographique du chapitre 3 (§ 3.7.2), nous avons pu remarquer que l'application de la technique NARMAX se borne essentiellement à la modélisation de dynamiques "lentes" : régime moteur moyen, pression de suralimentation, etc. Bien que le moteur à allumage par compression soit l'un des premiers support experimental sur lequel a été évalué le potentiel des modèles NARMAX [24, 22], le problème de la modélisation de la pression cylindre n'a toujours pas été abordé. Les modèles les plus semblables à celui que nous présentons ici sont à base de réseaux de neurones [199].

Après un brève présentation de la structure du modèle NARMAX et du principe d'identification des paramètres (§ 5.3), nous proposons deux exemples d'application. Pour la première tentative, les paramètres d'injection sont choisis comme principales variables d'entrée (§ 5.4). Pour la seconde tentative, le signal de vitesse de rotation instantanée du vilebrequin constitue la variable d'entrée principale (§ 5.5).

5.2 Estimation de la pression cylindre.

L'exploitation de la pression cylindre pour le contrôle ou le diagnostic se heurte au problème pratique de la mesure de cette variable. La métrologie adaptée à la mesure directe convient pour les bancs d'essai mais elle est trop coûteuse pour envisager des applications commerciales. De plus, la durée de vie des capteurs piézoélectriques est limitée dans le temps. A plus long terme, les constructeurs automobiles envisagent l'installation de capteurs à bas prix, la mise en série aidant à réduire les coûts. A l'heure actuelle, il est plus réaliste de s'orienter vers des techniques alternatives telles que l'estimation de la pression cylindre à partir de mesures non intrusives ou par l'utilisation de modèles. Voici, en synthèse, les principaux axes de recherche déjà exploités par le passé :

1. **Estimation d'état par observateur.** De nombreuses études ont démontré la capacité des estimateurs d'état non-linéaires, en particulier les observateurs par mode glissant [117, 93, 179, 42]. Dans ces travaux, la synthèse des observateurs de la pression cylindre ou du taux de dégagement de chaleur est réalisée à partir du modèle cylindre-à-cylindre réduit proposé par Kao et Moskwa [118]. Bien que les conditions mathématiques garantissant l'observabilité ne soient pas respectées lorsque le piston se trouve au point mort haut, l'estimation est suffisamment précise pour la détection des ratés de combustion.
2. **Inversion de la chaîne cinématique.** Le signal de vitesse instantanée du vilebrequin reflète la combustion dans chacun des cylindres. La vitesse est mesurée à l'aide d'un encodeur monté à l'une des extrémités du vilebrequin. La pression cylindre est reconstruite par inversion de la chaîne cinématique du moteur, le modèle de celle-ci étant bien évidemment connu [167, 44, 33]. Si on considère que le vilebrequin est parfaitement rigide, seul des défauts affectant l'amplitude du signal de pression pourront être diagnostiqués, étant donné que cette hypothèse s'accompagne d'une perte d'information (modèle basse fréquence). 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.
3. **Modèles neuronaux.** Les réseaux de neurones, dont les fondations théoriques ont été établies dans les années 1950, sont devenus très populaires dès les premières applications pratiques au cours des années 1980. Ils sont capables de reproduire, par apprentissage, le

comportement de systèmes non-linéaires complexes. Bien évidemment, la modélisation de la pression cylindre dans les moteurs à combustion interne n'a pas échappé au vaste champ de leurs applications. Les tentatives de modélisation des moteurs à combustion interne sont nombreuses [17] (TAB. 3.2) et quelques travaux ont retenus notre attention, notamment ceux de Gu *et al.* qui ont démontré l'efficacité des réseaux de fonctions à base radiale pour capturer la dynamique de la pression cylindre [83]. Leur modèle est notamment adapté à la détection de défaillance tout comme le modèle proposé par Murpy *et al.* composé de deux réseaux de neurones en série [146]. La vitesse de rotation du vilebrequin constituant la variable d'entrée principale des deux modèles, la qualité des résultats dépend bien entendu de la précision de l'encodeur utilisé. Le régime moteur instantané n'étant pas toujours disponible sur les véhicules de tourisme, Winsel *et al.* présentent un modèle décrivant l'évolution de la pression cylindre dans un moteur à allumage commandé ne nécessitant que des variables d'entrée conventionnelles (régime moteur moyen, pression dans le collecteur d'admission, richesse du mélange et avance à l'allumage) [199]. Le modèle proposé convient pour l'estimation du couple en temps réel.

4. **Reconstruction à partir des mesures des vibrations du bloc moteur.** Les méthodes consistant à remonter à l'information du processus de combustion à travers l'analyse de la signature vibratoire du moteur sont de plus en plus populaires. Les vibrations sont mesurées à l'aide d'un ou plusieurs accéléromètres fixés sur le bloc moteur ou la culasse. Le signal accélérométrique résulte de l'excitation de la structure du bloc moteur par la pression cylindre. La restitution du signal de pression se résume à un problème inverse, toute la difficulté venant de la relation non-linéaire entre la pression et la réponse vibratoire. De plus, le signal vibratoire regroupe les contributions de chaque cylindre auxquelles se superposent des sources de vibrations additives (mouvement des parties mobiles, claquement des soupapes, basculement du piston au point mort haut, ...). Le problème d'estimation de la pression cylindre a été résolu par le biais de techniques de traitement du signal faisant appel à la déconvolution ou au filtrage inverse [69]. Antoni *et al.* ont proposé un filtre inverse variant périodiquement en angle qui respecte la nature cyclique des processus intervenant dans un moteur alternatif [10, 9]. Böhme *et al.* ont résolu le problème d'estimation des pressions dans chaque cylindre à partir d'un seul accéléromètre par des méthodes de déconvolution [186, 189]. D'autres pistes ont été exploitées : dans un article récent, Du *et al.* ont démontré la capacité d'un réseau de neurones à réaliser une approximation de la fonction de transfert non-linéaire entre l'évolution de la pression cylindre et le signal vibratoire généré [56].
5. **Exploitation du courant d'ionisation.** La fonction principale de la bougie du moteur à allumage commandé consiste à enflammer le mélange air-combustible dans le cylindre, mais elle peut aussi servir de capteur. C'est vers la fin des années 1980 que l'idée d'utiliser la bougie comme détecteur a été brevetée par Mercedes-Benz. Le principe consiste à mesurer le courant d'ionisation généré pendant la combustion. Lors de la combustion, certaines réactions chimiques occasionnent des dégagements d'ions. Leur production est influencée par les conditions de température et de pression dans le cylindre. Pour les détecter, la bougie est alimentée en permanence par une tension de faible amplitude. Le courant d'ionisation contient de l'information sur les phases successives de la combustion : l'allumage, la propagation du front de flamme et une phase associée aux variations de la pression et de la température en fin de réaction. Eriksson et Nielsen ont montré que la pression maximale au cours d'un cycle et son argument sont identifiables en interprétant le courant d'ionisation [62, 61]. Ces informations sont ensuite exploitées pour le contrôle de l'avance à l'allumage. Dans le cas du moteur Diesel, le capteur de courant d'ionisation est intégré à la bougie de préchauffage [77].

5.3 Présentation du modèle NARMAX

Notre objectif est d'établir un modèle de la dynamique sous-jacente à l'évolution de la pression cylindre et ce, en fonction des valeurs prises par certains paramètres influents. Hormis les réseaux de neurones, dont la structure est souvent complexe, il existe deux autres techniques qui fournissent des modèles plus explicites et qui peuvent tenir compte de paramètres de commande [3] : la première est basée sur les coordonnées dérivées et permet d'aboutir à un système d'équations différentielles ordinaires [79]. La seconde technique repose sur les coordonnées décalées (variables décalées dans le temps) et elle conduit à un système d'équations discrètes. Des essais ultérieurs pour la modélisation de la pression cylindre à l'aide d'équations différentielles ont échoué. Aussi, nous avons reporté notre choix sur la seconde méthode.

La dynamique d'un système peut être représentée, autour d'un point d'équilibre, par un modèle discret linéaire sous forme d'une équation aux différences ARMAX (Auto-Regressive Moving Average with eXogenous inputs) [134].

$$y(k) = a_0 + \sum_{i=1}^{n_y} a_i y(k-i) + \sum_{i=1}^{n_u} b_i u(k-i) + \sum_{i=0}^{n_e} c_i e(k-i) + e(k) \quad (5.1)$$

Ce type de modèle échoue ou est restreint à une zone de fonctionnement limitée lorsqu'il s'agit de décrire un système complexe. C'est le cas par exemple du moteur Diesel au sein duquel les phénomènes mis en jeu sont fortement non-linéaires. Une alternative possible est l'utilisation d'outils mathématiques issus de la généralisation du modèle (5.1) au cas non-linéaire. Il a été démontré que tout système non-linéaire multivariable comprenant m sorties et r entrées peut être décrit par un modèle NARMAX (Nonlinear AutoRegressive Moving Average with eXogenous inputs) :

$$y(k) = F^l [y(k-1), \dots, y(k-n_y), u(k-1), \dots, u(k-n_u), e(k-1), \dots, e(k-n_e)] + e(k) \quad (5.2)$$

Les conditions d'existence d'un tel modèle ont été définies par Leontaritis et Billings [130, 131]. u et y sont respectivement les vecteurs d'entrée et de sortie. Le vecteur e inclut le bruit et les incertitudes de mesures correspondant à chaque sortie.

$$y(k) = \begin{bmatrix} y_1(k) \\ \vdots \\ y_m(k) \end{bmatrix}; u(k) = \begin{bmatrix} u_1(k) \\ \vdots \\ u_r(k) \end{bmatrix}; e(k) = \begin{bmatrix} e_1(k) \\ \vdots \\ e_m(k) \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Le modèle se présente sous la forme d'une fonction polynômiale $F^l[\cdot]$ non-linéaire de u , y et e et de degré l . Les valeurs des sorties contenues dans le vecteur y à l'instant k sont déterminées à partir des valeurs antérieures des sorties et des entrées. Les retards n_y , n_u et n_e représentent respectivement les délais affectés aux sorties, aux entrées et aux bruits : ils dépendent de l'influence du passé sur l'état présent du système et sont *a priori* inconnus. Le modèle (5.2) peut se décomposer en m équations scalaires. A titre d'exemple, pour la ligne i il vient :

$$y_i(k) = F_i^l [y_1(k-1), \dots, y_1(k-n_y), \dots, y_m(k-1), \dots, y_m(k-n_y), \\ u_1(k-1), \dots, u_1(k-n_u), \dots, u_r(k-1), \dots, u_r(k-n_u), \\ e_1(k-1), \dots, e_1(k-n_e), \dots, e_m(k-1), \dots, e_m(k-n_e)] + e_i(t), \quad i = 1, \dots, m \quad (5.4)$$

La sélection de la structure du modèle est plus flexible si on affecte des valeurs différentes des délais sur chaque entrée, sortie et bruit. Le modèle prend alors la forme :

$$y_i(k) = F_i^l [y_1(k-1), \dots, y_1(k-n_{y_1}^i), \dots, y_m(k-1), \dots, y_m(k-n_{y_m}^i), \\ u_1(k-1), \dots, u_1(k-n_{u_1}^i), \dots, u_r(k-1), \dots, u_r(k-n_{u_r}^i), \\ e_1(k-1), \dots, e_1(k-n_{e_1}^i), \dots, e_m(k-1), \dots, e_m(k-n_{e_m}^i)] + e_i(t), \quad i = 1, \dots, m \quad (5.5)$$

Pour l'identification des paramètres du modèle, on écrit l'équation F_i sous forme d'un polynôme de degré L_i [23] :

$$y_i(k) = \sum_{j=0}^{L_i} \theta_{ij} x_{ij}(k) + e_i(k), \quad i = 1, \dots, m \quad (5.6)$$

avec

$$\begin{aligned} n_i &= \sum_{j=0}^{L_i} n_{ij}, \quad n_{i0} = 1 \\ n_{ij} &= \frac{n_{ij-1} \left[\sum_{k=1}^m (n_{yk}^i + n_{ek}^i) + \sum_{k=1}^r n_{uk}^i + j - 1 \right]}{j}, \quad j = 1, \dots, L_i \end{aligned} \quad (5.7)$$

Les termes $x_{ij}(k)$ sont des combinaisons linéaires et non-linéaires des entrées, des sorties et du bruit jusqu'au délai $k - 1$. En réécrivant l'équation (5.6) sous forme matricielle, il vient

$$y(k) = \psi^T(k-1) \hat{\theta} + \xi(k) \quad (5.8)$$

où $\xi(k)$ est un bruit blanc, $\hat{\theta}$ est le vecteur des paramètres du modèle et $\psi(k-1)$ est une matrice contenant les régresseurs (ou monômes). La matrice $\psi(k-1)$ et le vecteur $\hat{\theta}$ se décomposent de telle sorte que [21] :

$$\begin{aligned} \psi^T(k-1) &= [\psi_{yu}^T(k-1) \quad \psi_{yu\xi}^T(k-1) \quad \psi_{\xi}^T(k-1)] \\ \hat{\theta} &= [\hat{\theta}_{yu}^T \quad \hat{\theta}_{yu\xi}^T \quad \hat{\theta}_{\xi}^T]^T \end{aligned} \quad (5.9)$$

Les régresseurs sont regroupés dans plusieurs vecteurs. Ainsi, on différencie les régresseurs composés des variables d'entrées et de sorties, $\psi_{yu}^T(k-1)$, constituant la partie purement déterministe du modèle, de ceux qui contiennent les éléments de bruit $[\psi_{yu\xi}^T(k-1) \quad \psi_{\xi}^T(k-1)]$.

Supposons maintenant qu'on dispose de N points de mesures pour l'identification des paramètres du modèle, alors, l'expression (5.8) peut se mettre sous la forme :

$$\mathbf{y} = \Psi^T \hat{\theta} + \boldsymbol{\xi} \quad (5.10)$$

avec

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} y(n_y + 1) \\ y(n_y + 2) \\ \vdots \\ y(N) \end{bmatrix}; \quad \Psi = [\psi_1 \quad \dots \quad \psi_{n_\theta}]; \quad \hat{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_{n_\theta} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\xi} = \begin{bmatrix} \xi(n_y + 1) \\ \xi(n_y + 2) \\ \vdots \\ \xi(N) \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

et

$$\psi_i = \begin{bmatrix} \psi_i(n_y) \\ \psi_i(n_y + 1) \\ \vdots \\ \psi_i(N-1) \end{bmatrix}, \quad i = 1, \dots, n_\theta \quad (5.12)$$

où n_θ est le nombre de paramètre du modèle; il comprend n_p termes déterministes et n_ξ termes associés au bruit, donc $\Psi \in \mathbb{R}^{(N-n_y) \times (n_p+n_\xi)}$. Le vecteur des résidus, $\boldsymbol{\xi}$, est défini comme étant la différence entre le vecteur des sorties mesurées, \mathbf{y} , et le vecteur des sorties estimées $\Psi^T(k-1)\hat{\theta}$. Le problème d'identification se résume donc à trouver les paramètres du vecteur $\hat{\theta}$ qui minimisent $\|\mathbf{y} - \Psi^T \hat{\theta}\|$. La solution satisfait alors :

$$\hat{\theta} = [\Psi^T \Psi]^{-1} \Psi^T \mathbf{y} \quad (5.13)$$

L'identification se heurte au problème classique qui consiste à définir la structure appropriée, c'est-à-dire à choisir le nombre de termes du modèle, les valeurs des délais et l'ordre de la fonction F . Augmenter le nombre de monômes et éventuellement l'ordre de la fonction F pour améliorer la précision conduit souvent à un modèle trop complexe et mal conditionné numériquement. D'une part, un trop grand nombre de termes ne présente qu'un intérêt limité et, d'autre part, de faibles perturbations peuvent alors induire des instabilités. On cherche donc à établir un modèle simple et le plus représentatif possible. Dans le cas SISO, il a été démontré qu'une dizaine de termes suffisent pour représenter la dynamique d'un système non-linéaire [23]. La méthode d'identification choisie est un algorithme des moindres-carrés orthogonaux proposé par Billings *et al.* [23, 40, 122]. Cet algorithme intègre à la fois l'identification des

paramètres et le calcul d'un indicateur pour la sélection des termes les plus significatifs. Dans un premier temps, le modèle initial (5.10) est transformé en un modèle équivalent :

$$y(k) = \sum_{i=1}^{n_\theta} g_i w_i(k) + \xi(k) \quad (5.14)$$

Les polynômes $w_i(k)$ constituent une base orthogonale par rapport au produit scalaire défini grâce aux données expérimentales et les constantes g_i sont les paramètres du modèle.

$$\begin{aligned} w_0(k) &= p_0(k) = 1, \\ w_m(k) &= p_m(k) - \sum_{i=0}^{m-1} \alpha_{im} w_i(k), \quad m = 1, \dots, n_\theta \end{aligned} \quad (5.15)$$

avec

$$\alpha_{im} = \frac{\sum_{k=1}^N p_m(k) w_i(k)}{\sum_{k=1}^N w_r^2(k)}, \quad 0 \leq i \leq m-1 \quad (5.16)$$

La condition d'orthogonalité est respectée si :

$$\sum_{k=1}^N w_i(k) w_j(k) = 0, \quad \forall i \neq j \quad (5.17)$$

Les paramètres du modèle auxiliaire sont donnés par

$$\hat{g}_m = \frac{\sum_{k=1}^N y(k) w_m(k)}{\sum_{k=1}^N w_m^2(k)} \quad (5.18)$$

Finalement, les paramètres du modèle de l'équation (5.13) sont calculés à partir des valeurs de g_i . Il reste à sélectionner parmi l'ensemble des monômes candidats ceux qui vont composer le modèle final. Pour cela on se réfère aux travaux de Billings et Voon [25] qui ont énoncé un critère appelé ERR (Error Reduction Ratio) ou critère de réduction d'erreur. Ce dernier s'obtient en multipliant l'expression (5.14) par elle-même afin de faire apparaître l'erreur quadratique.

$$y^2(k) = \sum_{i=1}^{n_\theta} g_i^2 w_i^2(k) + \xi^2(k) \quad (5.19)$$

L'erreur de prédiction est maximale quand le modèle ne contient aucun terme, soit $n_\theta = 0$. Dans ce cas précis, l'erreur quadratique maximale est égale à $y^2(k)$. Chaque terme i ajouté au modèle contribue à réduire cette erreur d'une quantité $g_i^2 w_i^2(k)$. Le critère de réduction d'erreur se définit donc par le rapport de cette quantité sur l'erreur totale.

$$[ERR]_i = \frac{g_i^2 w_i^2(k)}{y^2(k)} = \frac{g_i^2 \sum_{k=1}^N w_i^2(k)}{\sum_{k=1}^N y^2(k)}, \quad i = 1, \dots, n_\theta \quad (5.20)$$

Le critère ERR est calculé pour tous les paramètres du modèle; il quantifie l'importance de chaque régresseur individuellement et permet de les classer. Les termes ayant une valeur suffisamment élevée sont sélectionnés dans le modèle et les autres en sont exclus. En général on fixe un seuil basé sur un critère complémentaire défini par Akaike [4]. L'algorithme complet d'identification et de sélection a été formulé par Aguirre et est implémenté en langage MATLAB. Il est détaillé au chapitre 10 de l'ouvrage de Soofi et Cao [180].

5.4 Première tentative : utilisation des signaux du calculateur

Pour la première tentative de modélisation de la dynamique de la pression de gaz dans le cylindre, nous avons souhaité formuler un modèle reposant uniquement sur des variables d'entrée ne nécessitant pas d'instrumentation spécifique, c'est-à-dire facilement mesurables sur les moteurs de véhicules de tourisme. Mis à part la pression cylindre indispensable pour l'identification des paramètres du modèle, toutes les données récoltées sont disponibles sur le calculateur numérique du moteur. Le modèle ne comporte qu'une seule variable de sortie, la pression cylindre et quatre variables d'entrée. Conformément à la formulation (5.2), la sortie est notée y_1 , les variables d'entrée du modèle sont listées ci-dessous et ont été choisies intuitivement :

- La **pression en régime entraîné** u_1 (en bar). Elle correspond à la pression dans le cylindre en l'absence de combustion due aux variations de volume du cylindre lors des périodes de compression et de détente. On la calcule à partir d'un modèle simple de compression et de détente isentropique.
- La **pression de suralimentation** u_2 (en bar), c'est la valeur de référence de la pression cylindre en début de compression (lorsque la soupape d'admission se ferme).
- L'**avance à l'injection** u_3 correspondant à l'instant où l'aiguille de l'injecteur se lève pour laisser entrer le carburant dans la chambre de combustion. Cette variable est exprimée en degrés vilebrequin relatif au point mort haut.
- La **durée d'injection** u_4 (en ms).

Les paramètres du modèle sont identifiés à partir de données expérimentales récoltées sur un moteur à quatre cylindres de 2 litres monté sur un banc et couplé à un dynamomètre. La pression cylindre est mesurée avec un capteur intrusif piézoélectrique. Le dispositif d'acquisition est pratiquement identique à celui utilisé sur le banc moteur Caterpillar (annexe B). Les enregistrements de la pression ont été effectués pour un régime moteur constant (2000 tr/min). Précisons que les variables d'entrée u_2 , u_3 et u_4 sont constantes tout au long du cycle moteur. Les échantillons de la sortie y_1 sont enregistrés en fonction de la position du vilebrequin donnée par un encodeur à haute résolution. La période d'échantillonnage est fixée à 0,1 degré. Cet intervalle est trop faible et allonge considérablement la procédure d'identification. Les meilleurs résultats ont été obtenus en sous-échantillonnant le signal de pression cylindre à 3 degrés vilebrequin. Ceci a pour effet indirect de lisser le signal et d'éliminer le bruit ainsi que les dynamiques indésirables (effet d'ondes acoustiques). Le jeu de données pour l'identification comprend 22 cycles de pression cylindre obtenues en variant les valeurs des entrées u_2 , u_3 and u_4 sur des plages représentatives (FIG. 5.1). On néglige l'influence de ces variables sur la pression en régime entraîné u_1 : cette dernière est donc identique pour tous les cycles. Les 22 points de mesure sont stockés dans un vecteur et, afin de faciliter "l'apprentissage" du modèle, chaque cycle de pression correspondant à un point de fonctionnement stabilisé est répété trois fois (FIG. 5.2(a)). Le meilleur modèle à été obtenu pour un nombre de terme égal à $n_\theta = 9$. Le retard maximal sur les entrées et la sortie est fixé à 3 ($n_y = n_u = 3$) et l'ordre du polynôme est $l = 2$. L'équation aux différences obtenue s'écrit :

$$\begin{aligned}
 y_1(k) = & +0.41269 \times 10^{+0} y_1(k-1) \\
 & -0.14847 \times 10^{-2} u_2(k-3) u_1(k-1) \\
 & -0.81902 \times 10^{-4} u_1(k-1) y_1(k-2) \\
 & +0.12569 \times 10^{+0} u_3(k-1) u_1(k-2) \\
 & +0.245 \times 10^{+1} u_1(k-1) \\
 & -0.89939 \times 10^{-6} u_2(k-1) u_2(k-1) \\
 & +0.14039 \times 10^{-2} u_2(k-3) u_1(k-3) \\
 & -0.27844 \times 10^{-1} u_1(k-2) y_1(k-3) \\
 & -0.73141 \times 10^{-1} u_3(k-1) u_1(k-1)
 \end{aligned} \tag{5.21}$$

En première observation, on constate qu'aucun régresseur ne contient la variable d'entrée u_4 correspondant à la durée d'injection. Ceci est probablement dû à la faible variation de sa valeur lors des essais. Le modèle reproduit qualitativement la valeur de la pression maximale de cycle, l'allure est d'ailleurs

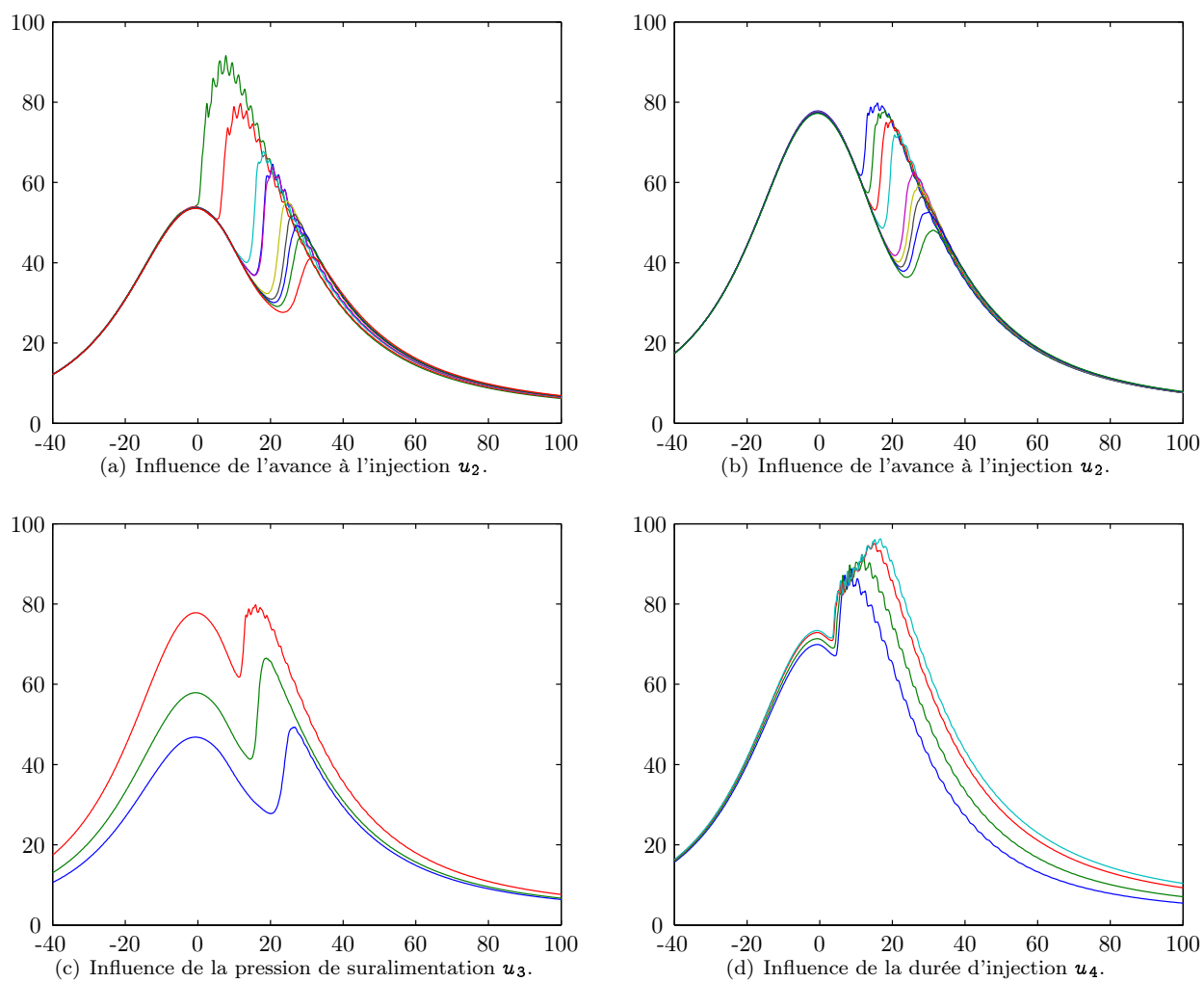


FIG. 5.1 – Données de pression cylindre pour l'identification du modèle NARMAX.

respectée pour l'ensemble des cycles (FIG. 5.2(b)). En observant un cycle de pression individuellement, on s'aperçoit que le modèle restitue approximativement l'enveloppe du signal de pression pour un angle d'avance à l'injection précoce (FIG. 5.3(a)). En revanche, dans le cas d'une injection tardive, bien que le modèle restitue convenablement la pression durant la phase de compression, il ne parvient pas à "accrocher" le second gradient de pression intervenant au moment de l'auto-inflammation (FIG. 5.5). Après plusieurs tentatives et en faisant varier les délais n_y et n_u ou le nombre de termes du modèle, nous ne sommes pas parvenus à obtenir un modèle satisfaisant. Le problème est probablement lié à la nature du signal de pression. Celui-ci peut être décomposé en deux signaux possédant des dynamiques différentes : la pression en régime entraîné et la pression de combustion. Si on se place à régime constant, la pression en régime entraîné est un signal stationnaire. A l'inverse la pression de combustion présente une dynamique plus rapide et sa période varie en fonction des paramètres d'injections. Il semble que le modèle ne soit pas en mesure de réunir ces deux dynamiques au sein d'une seule fonction polynômiale¹.

Cette première tentative de modélisation de la pression cylindre se solde donc par un échec puisque le modèle proposé ne contient que très peu d'informations sur le déroulement de la combustion. Il est possible d'avoir un ordre de grandeur quant à la valeur de la pression cylindre maximale au cours d'un cycle (si l'auto-inflammation intervient à proximité du point mort haut). L'erreur de modélisation ne permet pas de calculer d'autres indicateurs utiles pour le contrôle ou le diagnostic : la pression moyenne indiquée, le délai d'auto-inflammation du carburant ou encore le plus fort gradient de pression et sa localisation.

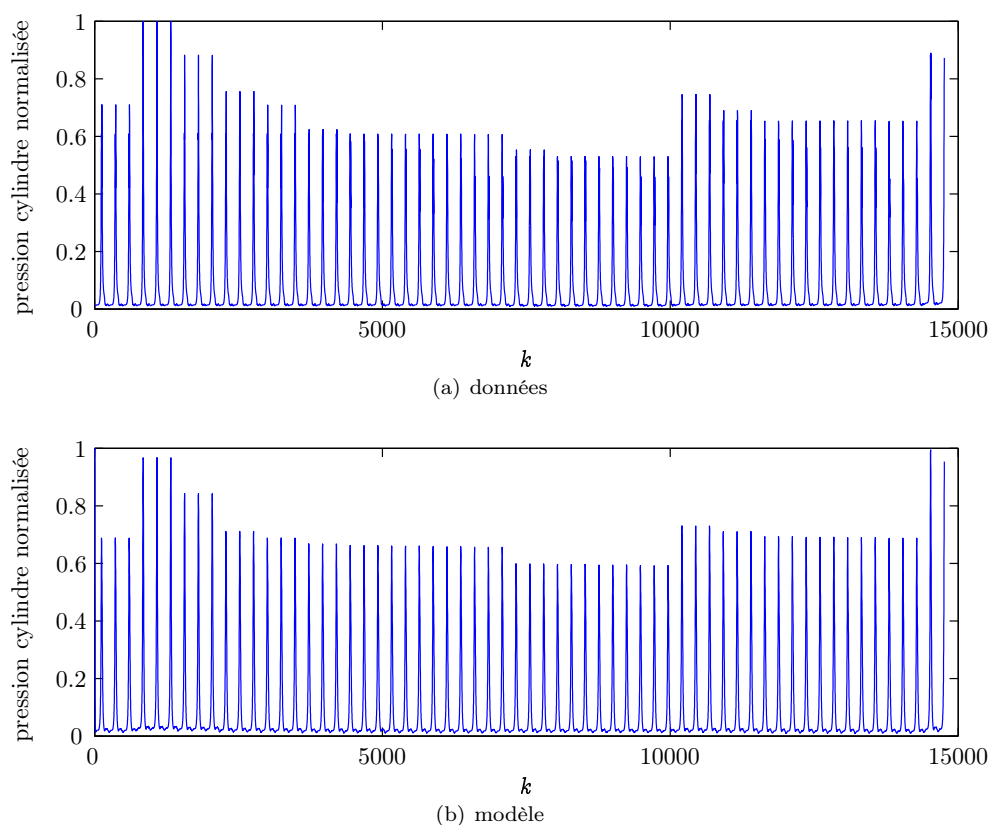


FIG. 5.2 – Résultats de l'identification.

¹L. A. Aguirre, J. Maquet et C. Letellier, tout trois travaillant depuis 10 ans avec des modèles globaux de type de ceux utilisés ici, confirment que l'obtention de modèles de dynamiques reposant sur des échelles de temps différentes est la plupart du temps extrêmement délicate.

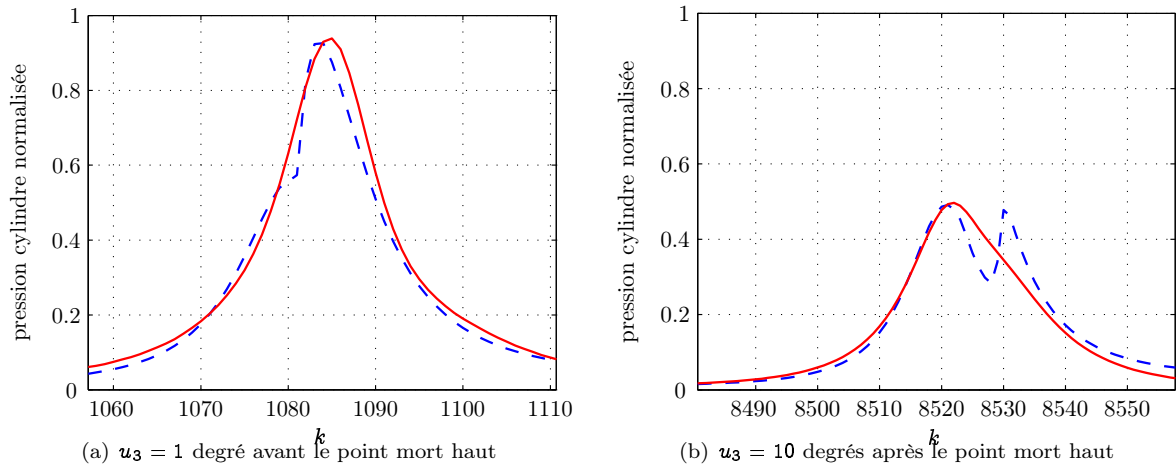


FIG. 5.3 – Comparaison du modèle NARMAX (trait plein) avec les données de pression (pointillés) dans deux configurations d'injection différente : (a) injection précoce et (b) injection tardive.

5.5 Seconde tentative : utilisation de la vitesse de rotation instantanée

Afin de remédier au problème rencontré dans la section précédente, nous avons choisi de remplacer les variables d'entrée statiques par la vitesse de rotation instantanée du vilebrequin. Le signal de vitesse est beaucoup plus riche puisqu'il reflète le développement de la pression dans les cylindres via le système de transmission mécanique bielle-manivelle. On conçoit facilement que le régime instantané subisse une accélération lors de la détente des gaz et, à l'inverse, qu'il diminue lors de la compression. Le signal de vitesse instantané contient de l'information sur la combustion au sein de chacun des cylindres (FIG. 4.23) et, ce qui est crucial pour l'obtention d'un modèle de ce type, il contient aussi de l'information sur deux échelles de temps de la dynamique de la pression cylindre. Pour simplifier notre étude préliminaire, nous avons préféré restreindre le problème d'identification au cas d'un moteur mono-cylindre. Par conséquent, les données expérimentales précédentes ne sont pas utilisables puisque le vilebrequin recueille la contribution de la pression au sein des quatre cylindres. Les données pour l'identification sont donc issues de la version mono-cylindre du modèle de connaissance formulé au chapitre 4. Cette approche permet de générer rapidement des données pour l'identification et évite, entre autre, les problèmes inhérents aux mesures sur un banc d'essai (bruits). Le modèle ne comprend pas de turbocompresseur et il se limite aux équations du cylindre (équations (4.24) et (4.31)) et au modèle dynamique (équation (4.85)). La température et la pression dans les collecteurs d'admission et d'échappement fixent les conditions aux limites de la chambre de combustion. Plutôt que de modéliser directement la pression cylindre, on cherche à identifier la contribution de la combustion uniquement. Par conséquent, la sortie du modèle, y_1 est égale à la pression cylindre à laquelle on retranche la pression en régime entraîné. On garde la pression en régime entraîné, u_1 , parmi les entrées du modèle et on remplace les paramètres d'injection par le régime instantané u_2 (FIG. 5.4). Les données sont enregistrées avec un pas angulaire correspondant à un degré vilebrequin. La masse de carburant injectée par cycle est fixée à 3 mg et la vitesse moyenne est stabilisée à 2000 tr/min en ajustant le couple résistant Γ_r (équation (4.85)). Le jeu de données pour l'identification des paramètres comprend des cycles de pression obtenus en faisant varier l'avance à l'injection dans un intervalle compris entre 5 degrés vilebrequin avant et après le point mort haut. Comme dans la section précédente les cycles identiques sont répétés trois fois pour faciliter l'apprentissage du modèle. Le meilleur modèle a été obtenu pour un nombre de termes égal à $n_\theta = 10$. Les retards maximums sur les entrées et la sortie sont respectivement égaux à 9 et 4 ($n_y = 4$, $n_u = 9$), et l'ordre de la fonction polynômiale F est fixé à 2 ($l = 2$). L'équation aux différences obtenue s'écrit :

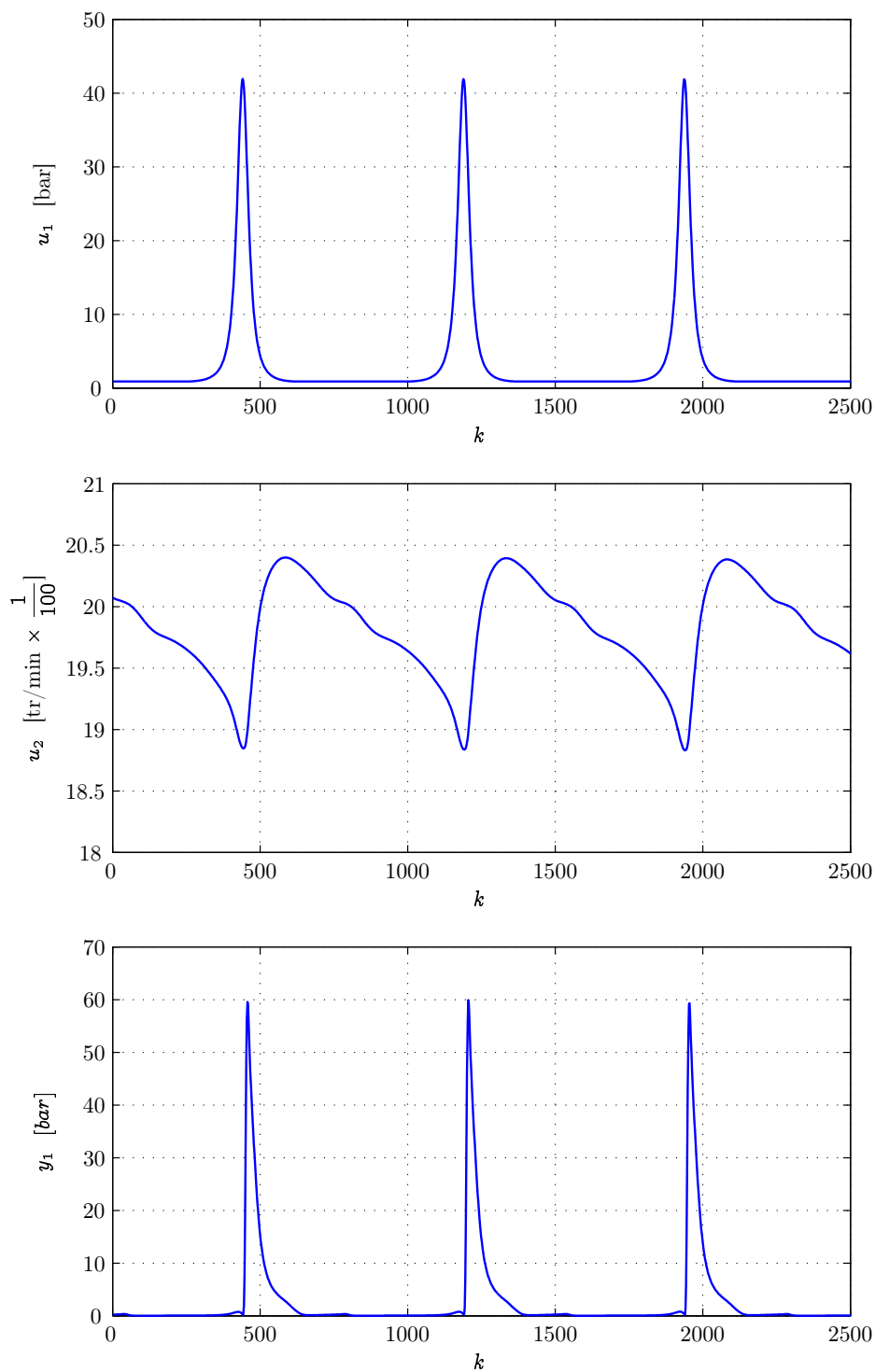


FIG. 5.4 – Exemple de données pour l'identification du modèle NARMAX : pression en régime entraîné u_1 (haut), vitesse de rotation du vilebrequin u_2 (milieu) et composante de la pression cylindre due à la combustion y_1 (bas).

$$\begin{aligned}
y_1(k) = & +0.29193 \times 10^{+1} y_1(k-1) \\
& -0.36906 \times 10^{+1} y_1(k-2) \\
& +0.23213 \times 10^{+1} y_1(k-3) \\
& -0.60854 \times 10^{+0} y_1(k-4) \\
& +0.10208 \times 10^{+0} u_1(k-6) u_1(k-5) \\
& -0.10551 \times 10^{+0} u_1(k-7) u_1(k-4) \\
& +0.52036 \times 10^{-3} u_2(k-1) u_1(k-9) \\
& -0.19798 \times 10^{+1} \\
& +0.6934 \times 10^{+0} u_2(k-1) \\
& -0.68413 \times 10^{+0} u_2(k-2)
\end{aligned} \tag{5.22}$$

En guise de validation, les données déjà utilisées pour l'identification sont appliquées dans le désordre. En observant les résultats sur un cycle moteur (FIG. 5.5), on remarque tout d'abord que le modèle reproduit globalement l'allure de la pression cylindre. Bien que la comparaison qualitative soit pertinente, le modèle n'est pas à même de saisir convenablement la composante de la pression due à la combustion comme lors de la première tentative. L'erreur de modélisation est moindre, mais la précision n'est toujours pas suffisante pour extraire des indicateurs utiles au diagnostic ou exploitables pour le contrôle moteur (localisation de l'angle d'auto-inflammation par exemple).

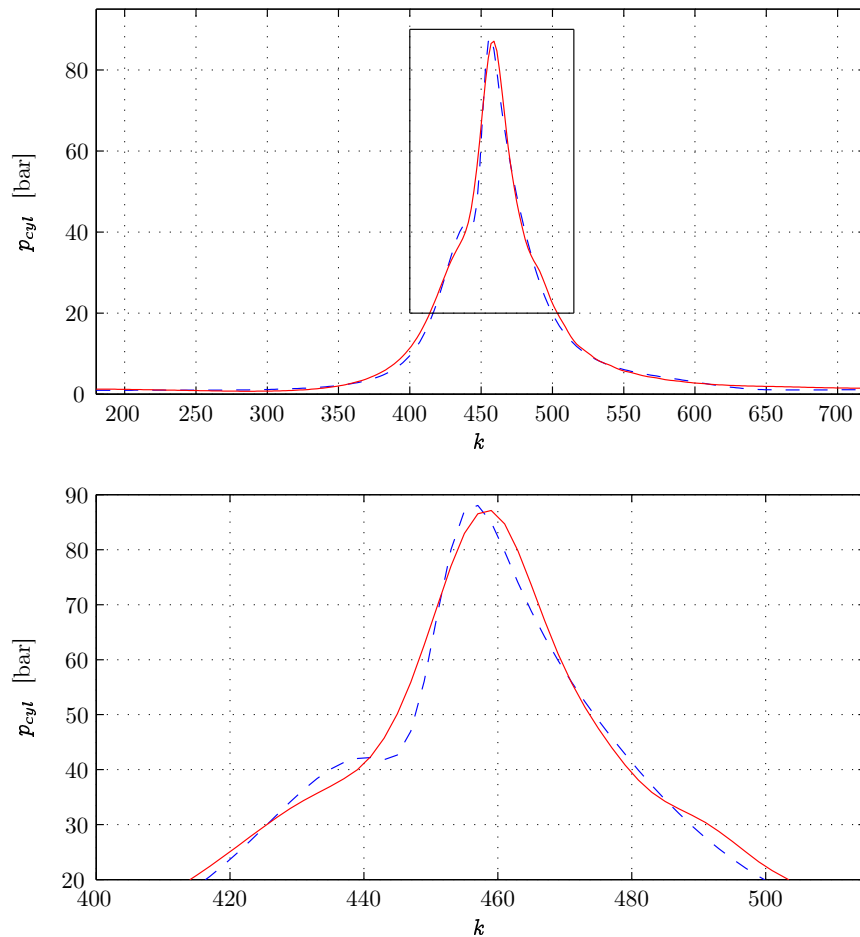


FIG. 5.5 – Comparaison entre la pression cylindre calculée à partir du modèle de connaissance (pointillés) et le modèle NARMAX (trait plein).

5.6 Conclusion

Le dernier volet du travail de thèse présenté dans ce chapitre se veut une ouverture vers un axe de recherche différent. Nous avons souhaité, en complément du modèle de connaissance développé au chapitre précédent, évaluer le potentiel d'une technique de modélisation globale pour l'identification de la combustion Diesel. La carence de publications sur ce thème nous a incité à tenter de modéliser la dynamique de la pression cylindre avec un modèle NARMAX. Ce type de modèle non-linéaire a déjà prouvé sa capacité à reproduire des dynamiques complexes et il présente l'avantage d'un formalisme mathématique simple et adapté aux contraintes de temps de calcul. En effet, le modèle proposé prédit la valeur de la pression dans la chambre de combustion par itération d'une fonction polynômiale non-linéaire et affine en les coefficients. C'est pourquoi, le modèle NARMAX convient parfaitement aux applications en temps réel sur les calculateurs bon marché et peu puissants équipant les moteurs des véhicules de tourisme.

Ce travail constitue une étude préliminaire de faisabilité et, bien que les résultats obtenus ne correspondent pas à ceux escomptés, il nous a paru essentiel de les rapporter dans ce manuscrit. Le principal problème rencontré est dû à la dynamique de la pression cylindre lors de la phase de combustion que nous n'avons pas jusqu'ici réussi à reproduire malgré deux tentatives avec des variables d'entrées différentes. Les raisons n'en sont pas encore clairement identifiées, néanmoins, les premiers résultats nous encouragent à poursuivre nos travaux dans cette direction.

A condition de dépasser les difficultés évoquées ci-dessus, voici en quelques points les perspectives envisagées :

- La prise en compte des régimes transitoires de la vitesse.
- La modélisation des pressions dans le cadre plus général de moteurs multi-cylindres.
- A terme, un modèle "boîte-noire" de ce type pourrait remplacer le modèle du cylindre au sein du simulateur complet du moteur présenté dans le chapitre précédent.

Conclusion générale et perspectives

Contexte

Les contraintes environnementales de plus en plus sévères nous poussent à optimiser en permanence les machines utilisant des énergies fossiles : les moteurs de nos véhicules n'y échappent pas. Les voies d'amélioration de la combustion dans les moteurs sont nombreuses et, parmi celles existantes, le contrôle moteur est progressivement devenu une composante essentielle au cours des dix dernières années.

La thématique centrale de ce travail est la modélisation du moteur Diesel pour la commande et le diagnostic. Ce sujet est d'actualité puisque, aujourd'hui, les moteurs d'automobiles sont équipés de nombreux actionneurs mécatroniques. Ceux-ci permettent notamment d'optimiser le fonctionnement du moteur à condition que les lois de commande soient suffisamment performantes. D'autre part, ces nouveaux systèmes requièrent aussi un effort en terme de diagnostic, d'où la nécessité de disposer de modèles adaptés pour construire et tester les algorithmes de régulation et de diagnostic. Ce mémoire est le fruit de trois années de travail s'inscrivant dans un environnement pluridisciplinaire et impliquant, à l'origine, deux laboratoires de recherche : le CORIA et l'IRSEEM. Une collaboration avec l'Université de Sussex en Grande-Bretagne, dans le cadre d'un projet européen INTERREG III, nous a permis d'accéder à un support expérimental sur lequel nous avons eu à contribuer à l'adaptation de l'équipement de mesure à nos besoins.

Contributions

L'environnement pluridisciplinaire de ce travail nous a amené à rédiger de façon aussi simple et détaillée que possible afin que les automaticiens puissent accéder facilement aux parties relevant du domaine moteur et, à l'inverse, pour que les physiciens soient plus au fait des problématiques inhérentes au contrôle moteur. Les apports de ce travail se situent sur trois plans : une étude bibliographique relative au moteur à allumage par compression ainsi qu'aux techniques de modélisation, l'établissement d'un modèle de connaissance de ce moteur et, enfin, l'application d'une méthode d'identification non-linéaire pour la modélisation de l'évolution de la pression cylindre.

1. Le sujet abordé ici constitue le premier pas de l'équipe d'accueil dans ce domaine de la modélisation et du contrôle moteur, c'est pourquoi les trois premiers chapitres rassemblent des éléments bibliographiques essentiels pour introduire le sujet et faciliter la lecture du mémoire. Nous avons présenté dans le premier chapitre un échantillon des connaissances de base indispensables pour mieux comprendre le fonctionnement du moteur à allumage par compression. Le second chapitre révèle la problématique actuelle du contrôle moteur : réduction des émissions polluantes, mode de fonctionnement et avantages des nouveaux actionneurs mécatroniques. A l'issue de ce chapitre, la nécessité de réduire le niveau d'empirisme de la commande du moteur en remplaçant la calibration par des techniques de contrôle plus rigoureuses et basées sur des modèles du processus a été mise en avant. Dans le troisième chapitre, nous avons souhaité mettre en relief les techniques de modélisation communes intervenant dans la méthodologie de construction d'une loi de commande. Deux catégories de modèle ont été présentées : les modèles de connaissance et les modèles purement empiriques. A la suite des comparaisons, nous avons mis en évidence la tendance actuelle consistant à adapter des modèles à valeurs moyennes issus de l'analyse thermodynamique du système pour faire la synthèse des lois de commande. Les modèles reposant sur le concept "vidange-remplissage" et définis dans le

domaine angulaire sont un peu plus complexes mais ils sont parfaitement adaptés pour construire un simulateur complet du moteur. C'est par ailleurs ce type de modèle que nous avons choisi de détailler dans le chapitre suivant. Les modèles empiriques linéaires sont aujourd'hui pratiquement abandonnés au profit des modèles à base de réseaux de neurones ou des modèles non-linéaires de type NARMAX. Ceux-ci se popularisent peu à peu compte tenu de leur capacité à capturer des dynamiques souvent complexes : c'est pourquoi nous nous sommes aussi orientés vers ces techniques.

2. Une part conséquente de ce travail a été dédiée à l'élaboration d'un simulateur du moteur Diesel. Le modèle de connaissance décrit en détail au chapitre quatre repose sur la méthode dite "vidange-remplissage" consistant à appliquer les lois de conservation de la masse et de l'énergie aux différents sous-ensembles du moteur : cylindres, collecteurs, turbocompresseur. Nous avons exploité cette méthode populaire pour modéliser un moteur Diesel industriel à six cylindres. Le travail réalisé se répartit en plusieurs étapes : le choix des modèles de chaque composants, la mise en place et la réalisation des essais sur le banc moteur expérimental, la traduction des équations mathématiques du modèle en langage C, les simulations et validations ainsi que l'implémentation sur un calculateur rapide. Le modèle complet du moteur a été validé pour des points de fonctionnement stabilisés par comparaisons avec un code de calcul industriel (GT-Power) puis, avec les données récoltées lors des différentes campagnes de mesures. Les résultats s'avèrent satisfaisants au regard de la pression cylindre et de la vitesse de rotation instantanée du vilebrequin. L'avantage du modèle proposé réside dans un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de simulation. De plus, le modèle de connaissance est suffisamment simple pour pouvoir l'adapter à d'autres moteurs. D'ailleurs, l'adaptation du modèle actuel à un moteur Diesel rapide de plus petite cylindrée est d'ores et déjà en cours de validation. A ce stade notre modèle n'est pas encore capable de reproduire des comportements complexes parfois observés sur les moteurs réels tels que les variations cycliques ou la dispersion cylindre-à-cylindre. C'est pourtant ces phénomènes qui sont la cause du bruit des vibrations mais aussi de l'augmentation des émissions polluantes. Malgré tout, certains paramètres du modèle proposé peuvent facilement être modifiés afin de générer des phénomènes similaires ou bien des dysfonctionnement : déséquilibre de l'injection entre les cylindres, mauvais remplissage d'un cylindre, fuites (collecteur, soupapes). L'intérêt de reproduire ces phénomènes se résume au besoin de tester des algorithmes de régulation ou de détection de défaillances sans avoir recours à un banc moteur. On sait pertinemment que générer des variations cycliques ou des défauts de soupapes n'est pas anodin et l'utilisation du modèle restreint les risques associés.
3. La pression cylindre est un indicateur fondamental qu'il est encore aujourd'hui délicat et coûteux de mesurer directement sur les véhicules commerciaux. Dans le chapitre cinq, une technique différente et complémentaire à celle du chapitre précédent a été présentée. En effet, nous avons choisi de modéliser l'évolution de la pression cylindre à l'aide d'un modèle "boîte-noire" de type NARMAX. Le modèle NARMAX possède une structure simple et convient bien aux applications en temps réel. De plus, le choix de ce modèle se justifie aussi par l'absence de travaux dans ce domaine et ceci bien que la technique ait été introduite il y a une vingtaine d'années. A l'issue de deux tentatives, nous avons obtenu un résultat partiellement satisfaisant. Le modèle est capable de reproduire grossièrement l'allure caractéristique de la pression cylindre. En revanche, nous avons rencontré des difficultés pour établir un modèle capable de saisir la composante de la pression due à la combustion. Le problème associé n'est pas encore totalement identifié mais il pourrait s'agir d'une limite du modèle NARMAX à représenter un phénomène contenant deux échelles de temps différentes (l'une associée à la pression en régime entraîné et l'autre à la pression de combustion).

Perspectives

Le modèle de connaissance est une base évolutive et les voies d'amélioration suivantes sont prévues :

- Nous envisageons d'étendre la validation du modèle aux régimes transitoires. La programmation du dynamomètre pour effectuer des tests transitoires normalisés de type NEDC ou FTP 75 a déjà été réalisée.

- Notre support expérimental va évoluer dans les mois qui viennent. Nous envisageons l'adaptation sur le moteur Caterpillar d'une vanne de recirculation des gaz d'échappement ainsi que le remplacement du turbocompresseur actuel par un turbocompresseur à géométrie variable. De plus, le système d'acquisition de pression doit être modifié en changeant le codeur angulaire actuellement installé par un codeur plus précis nécessaire pour une analyse fine de la combustion. Rappelons que celui dont nous disposons actuellement ne fournit que 720 impulsions par révolution du vilebrequin. Nous envisageons aussi l'acquisition d'un débitmètre massique d'air à tube de Pitot pour la validation du modèle du système d'admission du moteur.
- Suite à l'installation des nouveaux actionneurs, notre modèle devra inclure des sous-modèles pour ces organes. En général, la vanne EGR est modélisée de manière similaire à une soupape. L'adaptation des modèles du turbocompresseur à géométrie variable proposés par Guzzella et Amstutz [87] et Jung *et al.* [116] est en cours. En ajoutant ces actionneurs au simulateur, nous envisageons de tester des lois de commande développées à partir du modèle de Jankovic *et al.* [107] par Ayadi *et al.* [16] dans le cadre du projet INTERREG CANDICE. Ces derniers ont mis au point à partir des travaux de thèse de Mounir Ayadi [15], un régulateur prédictif avec des propriétés de platitude. La pertinence des résultats obtenus en simulation doit être validée sur le modèle complet avant l'implémentation sur banc moteur.
- Le modèle de combustion est le noyau du simulateur, la précision des résultats dépend de la bonne identification des paramètres des fonctions de Wiebe. Ce type de modèle n'est évidemment pas prédictif et il demande un effort de paramétrage conséquent pour être adapté à des moteurs Diesel différents. Il est par conséquent souhaitable d'inclure un modèle de combustion moins empirique. A plus long terme, il semble inévitable d'intégrer un modèle réduit de cinétique chimique. Le problème se résume à trouver un schéma de cinétique chimique suffisamment représentatif de la combustion dans un moteur Diesel et affectant peu les temps de simulation. Une étude préliminaire a déjà débuté avec l'intégration au simulateur d'un modèle simple pour calculer les concentrations de onze espèces gazeuses à l'équilibre [164].
- A plus long terme, nous projetons de généraliser le modèle actuel à d'autres types de combustion. Nous nous intéressons en particulier à la combustion Diesel en mode homogène (HCCI) qui plus encore que la combustion Diesel classique nécessite un contrôle de l'injection très précis. Certains ont déjà proposé des modèles de cinétique réduits et le temps d'adaptation du modèle reste raisonnable, étant donné que seul le sous-modèle de combustion est concerné [178]. La combustion HCCI peut aussi être couplée avec les nouveaux systèmes à taux de compression variable (les moteurs VCR²) [92]. Ces nouvelles motorisations ont un fort potentiel de réduction de la consommation de carburant et des émissions polluantes, c'est pourquoi nous orienterons certainement nos futurs travaux dans ces directions.

Concernant le modèle NARMAX, bien que les premiers résultats soient encourageants, il est clair que la méthode proposée ne rivalise pas encore avec des techniques déjà exploitées. Néanmoins, nous tentons actuellement d'améliorer la précision du modèle en procédant à l'identification des paramètres avec de nouveaux jeux de variables d'entrée, en particulier en combinant les signaux statiques du calculateur (pression de suralimentation, paramètre d'injection) avec la vitesse de rotation instantanée du vilebrequin. Dans le cas le plus critique, où aucune combinaison ne permettrait d'améliorer les résultats, nous pourrions nous contenter d'identifier uniquement les indicateurs essentiels pour la commande, à savoir : la pression maximale atteinte durant la combustion, sa localisation angulaire, l'auto-inflammation du carburant, etc. Evidemment, dans cette configuration, le modèle ne reproduit pas tout le développement de la pression cylindre et nous contournerons (sans le résoudre) le problème associé aux deux échelles de temps. Au contraire, si nous sommes en mesure de dépasser l'obstacle auquel nous nous heurtons à l'heure actuelle, nous projetons de reconstruire la pression pour des régimes transitoires de la vitesse. A plus long terme nous pouvons aussi espérer reconstruire la pression dans chacun des cylindres. Nous avions à l'origine envisagé de remplacer le modèle de connaissance du cylindre par un modèle NARMAX. Bien que cet objectif ambitieux n'ait pas été atteint, il demeure parmi les extensions possibles de ce travail.

²Variable Compression Ratio.

Pour finir, rappelons que le travail réalisé au cours de ces trois années a contribué à lancer une nouvelle thématique au sein d'une équipe de recherche pluridisciplinaire. Les résultats présentés ici marquent la fin de la première phase d'un projet de plus grande ampleur qui s'étale jusqu'à la conception et à la validation sur banc d'essai de lois de commande et de diagnostic pour les moteurs Diesel en particulier et, à plus long terme, pour les moteurs thermiques en général. Cette étude constitue donc la fondation indispensable à la poursuite de ce projet. A ce titre, nous espérons que notre contribution sera utile au prolongement des travaux de recherche consacrés à l'optimisation des moteurs à combustion interne dont, après plus d'un siècle d'existence, nous avons tant de mal à nous séparer...

Annexe A

Thermodynamique

A.1 Loi des gaz parfaits

Les espèces gazeuses qui composent le fluide de travail dans le moteur (c'est-à-dire l'oxygène, l'hydrogène, l'azote, etc.) sont généralement considérées comme des gaz parfaits. Ils respectent donc l'équation d'état thermique :

$$pV = mrT \quad (\text{A.1})$$

où p représente la pression, V le volume, m la masse de gaz, T la température et r la constante des gaz. Cette dernière est différente pour chaque espèce ; elle est donnée par la relation :

$$r = \frac{R}{M} \quad (\text{A.2})$$

où R est la constante universelle des gaz et M est la masse molaire du gaz considéré exprimée en kg/mol. En fonction du nombre de moles $n = \frac{m}{M}$, l'équation (A.2) peut se réécrire :

$$pV = \frac{mRT}{M} = nRT \quad (\text{A.3})$$

A.2 Lois fondamentales de conservation de la masse et de l'énergie

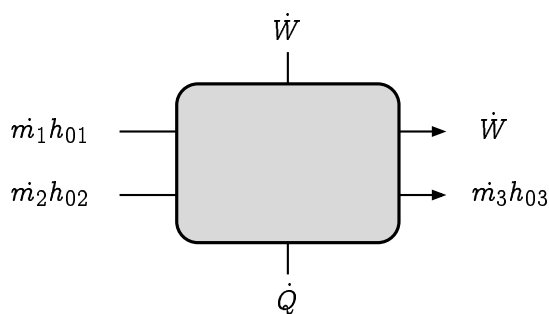


FIG. A.1 – *Système thermodynamique ouvert.*

Conservation de la masse

La vitesse de variation de la masse totale m dans un système thermodynamique ouvert est égale à la somme des débits entrant et sortant :

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \quad (\text{A.4})$$

Conservation de l'énergie

L'équation fondamentale pour la modélisation des machines thermiques est dérivée du premier principe de la thermodynamique et de la loi des gaz parfaits. En négligeant les variations de l'énergie potentielle, le premier principe de la thermodynamique appliqué au système ouvert de volume V (FIG. A.1) s'écrit :

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \frac{dH_{0j}}{dt} \quad (\text{A.5})$$

où Q est la chaleur échangée avec l'extérieur du système, W est le travail fourni par les gaz au sein du système et le troisième terme du membre de droite correspond à la somme des énergies reçues et cédées. L'équation (A.5) peut se réécrire sous la forme suivante :

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_i \frac{dQ_i}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_j h_{0j} \dot{m}_j \quad (\text{A.6})$$

où m est la masse totale de gaz contenue dans le système thermodynamique ouvert, u l'énergie interne des gaz, Les indices i et j font référence, respectivement, aux surfaces de transfert de chaleur et aux entrées (ou sorties) du volume de contrôle. Les enthalpies massiques à chaque entrée ou sortie du système thermodynamique ouvert (indices j) sont notées h_{0j} .

A.3 Constantes thermodynamiques usuelles

Notation	Description	Valeur	Unité (S.I.)
c_p	chaleur massique à pression constante (air)	1014.4	J/(kg.K)
c_v	chaleur massique à volume constant (air)	727.4	J/(kg.K)
γ	rapport des chaleurs massiques (air)	1.3945	\emptyset
r	constante massique des gaz (air)	287.0	J/(kg.K)
R	constante universelle des gaz	8.3143	J/(mol.K)
PCI	pouvoir calorifique inférieur (pour le Gazole [99])	43.2×10^6	J/kg
Φ_s	rapport stœchiométrique Diesel ($C_n H_{1.7n}$ [99])	14.5	\emptyset

TAB. A.1 – Liste des constantes thermodynamiques usuelles.

Annexe B

Moyens expérimentaux

Le laboratoire d'accueil de cette thèse ne possède pas à ce jour de banc d'essai moteur adapté à cette étude. En revanche, nous avons pu disposer d'un banc expérimental dans le cadre d'un projet européen en collaboration avec l'université de Sussex à Brighton (programme franco-britannique INTERREG IIIa, CANDICE¹). Nos collaborateurs possèdent d'un banc d'essai de marque Caterpillar (FIG. B.1). Ce type de moteur est principalement installé sur des engins de chantier légers et il peut être adapté pour des applications navales. Le moteur est un moteur six cylindres à allumage par compression de 7.2 litres de cylindrée disposant d'un système d'injection directe électronique HEUI, ces principales caractéristiques sont répertoriées dans le tableau B.1.

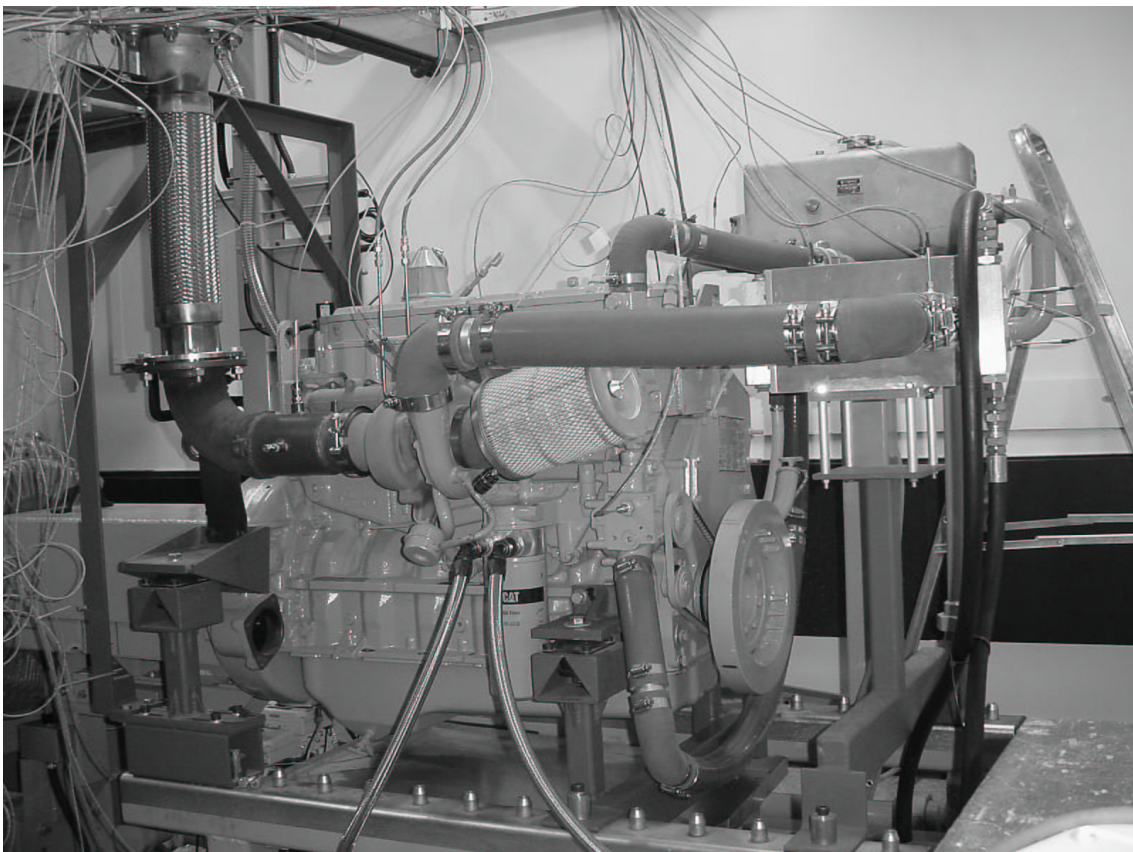


FIG. B.1 – Banc moteur expérimental Caterpillar 3126B de l'université de Sussex.

¹Control ANd Diagnosis of Internal Combustion Engines.

TAB. B.1 – Principales caractéristiques du moteur d'essai.

CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR		
*	type de cycle	quatre temps
n_{cyl}	nombre de cylindres	6 (en ligne)
*	nombre de soupapes par cylindre	3
*	ordre d'allumage	1-5-3-6-2-4
Γ_{max}	couple maximal	1166 Nm à 1400 tr/min
P_{max}	puissance maximale	223 kW à 2200 tr/min
N_{min}	régime de ralenti	700 tr/min
N_{max}	régime maximal	2400 tr/min
PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES		
D	diamètre de l'alésage	0.11 m
L	course	0.127 m
$r = \frac{L}{2}$	rayon du vilebrequin	0.0635 m
l	longueur de la bielle	0.2 m
m_{biel}	masse de la bielle	0.6 kg
l_1	distance entre le centre de gravité de la bielle et son axe du côté vilebrequin	0.06 m
m_{pist}	masse du piston	0.45 kg
$A_p = \frac{\pi D^2}{4}$	section du cylindre	0.0095 m ²
$\beta_{mb} = \frac{r}{l}$	rapport manivelle/bielle	0.3175
r_c	rapport de compression	16
$V_d = A_p L$	volume déplacé	1.2065e-4 m ³
$V_m = \frac{V_d}{C_r - 1}$	volume mort	8.0433e-6 m ³
$V_t = V_d + V_m$	volume total	1.2869e-4 m ³
$V_{cyl} = V_d n_c$	cylindrée	7.2390e-4 m ³
J_m	moment d'inertie du moteur	0.2593 kg.m ²
ADMISSION		
n_{sa}	nombre de soupapes	2
$D_{ref,a}$	diamètre de référence	0.04 m
θ_{AOA}	avance à l'ouverture d'admission	330 deg avant le PMH
θ_{RFA}	retard à la fermeture d'admission	140 deg après le PMH
ECHAPPEMENT		
n_{se}	nombre de soupapes	1
$D_{ref,e}$	diamètre de référence	0.043 m
θ_{AOE}	avance à l'ouverture d'échappement	100 deg après le PMH
θ_{RFE}	retard à la fermeture d'échappement	330 deg avant le PMH
SYSTÈME D'INJECTION		
*	type	HEUI
p_{inj}	gamme de pression d'injection	200-1450 bar
n_{inj}	nombre d'orifice par injecteur	6
d_{inj}	diamètre des orifices	3.0e-04
CD_{inj}	coefficient de décharge	0.8
TURBOCOMPRESSEUR		
<i>page suivante ...</i>		

*	type	Garrett
J_{tc}	moment d'inertie	5e-6 kg.m ²
COLLECTEURS ET CONDUITS		
V_a	volume du collecteur d'admission	18e-3 m ³
A_{adm}	section du conduit d'admission	4.4e-3 m ²
l_{adm}	longueur du conduit d'admission	0.95 m
V_{E1}	volume du collecteur d'échappement 1	4.7276e-4 m ³
V_{E2}	volume du collecteur d'échappement 2	4.7276e-4 m ³
V_E	volume entrée turbocompresseur	0.65e-4 m ³
V_c	volume entre le compresseur et le RAS	24e-3 m ³

Le moteur est monté sur un banc fixe et couplé avec une machine asynchrone SCHORN d'une puissance de 315kW. L'ensemble est implanté dans une cellule (FIG. B.2) assurant les fonctions de : ventilation, échappement des gaz brûlés, alimentation en eau et en combustible, sécurité,... L'utilisation d'un moteur électrique en guise de dynamomètre autorise le fonctionnement en mode frein ou génératrice. La plupart du temps le dynamomètre fonctionne en mode de freinage, il absorbe l'énergie du moteur thermique et la transforme en énergie électrique restituée au réseau. Le dynamomètre peut aussi entraîner le moteur pour des essais spécifiques (détermination de la PMF, mesure de la pression cylindre sans combustion) et permet entre autre la réalisation de cycles transitoires reproduisant le comportement réel du couple de charge sur un véhicule. Le moteur Caterpillar est muni de la métrologie standard pour ce type de système (TAB. B.2) :

- des sondes de type PT 100 pour les mesures de température,
- des jauges de pression,
- une balance à carburant. Le principe consiste à mesurer le temps de consommation d'une masse donnée de combustible,
- un couplemètre monté au niveau de l'accouplement mécanique entre le moteur et le dynamomètre délivrant une tension analogique proportionnelle à la valeur du couple,
- un capteur de pression piézoélectrique pour la mesure de la pression des gaz dans le cylindre.

Deux systèmes indépendants gèrent le pilotage et l'acquisition des signaux mesurés (FIG. B.2). Le premier est dédié au contrôle de l'ensemble moteur-dynamomètre et à l'acquisition des mesures moyennes (couple, régime moteur, pression et température dans les collecteurs par exemple) via des cartes d'acquisition. Un second dispositif est en charge de l'enregistrement du signal de pression cylindre.

Mesure de la pression dans la chambre de combustion

Le moteur Caterpillar est instrumenté pour l'acquisition de la pression dans la chambre de combustion. Pour des raisons de coût, un seul cylindre en est équipé. Un capteur piézoélectrique est monté sur la culasse du moteur dans un alésage spécial et débouche directement dans la chambre de combustion. La méthode piézoélectrique est la plus répandue pour la mesure de pression de combustion, le principe est assez simple. L'effort de pression appliqué sur le diaphragme du capteur est transmis à un quartz de cristal. La force appliquée modifie la charge électrique du quartz. La charge électrique, proportionnelle à la pression, est convertie en signal de tension analogique exploitable par amplificateur spécifique. La tension analogique en sortie de l'amplificateur de charge est échantillonnée en synchronisation avec la position angulaire du vilebrequin grâce à une carte d'acquisition rapide (période d'échantillonnage égale à un degré vilebrequin). Il est important de préciser que le capteur mesure la pression relative et elle doit être corrigée par rapport à une valeur de référence. Cette dernière est égale à la pression en début de compression, soit approximativement à la valeur de la pression dans le collecteur d'admission quand la soupape est ouverte et que le piston atteint le point mort bas. Les données sont enregistrées avec un logiciel d'analyse de la combustion (RedLine ACAP), puis elles sont ensuite exportées au format ASCII pour le traitement numérique sur MATLAB.

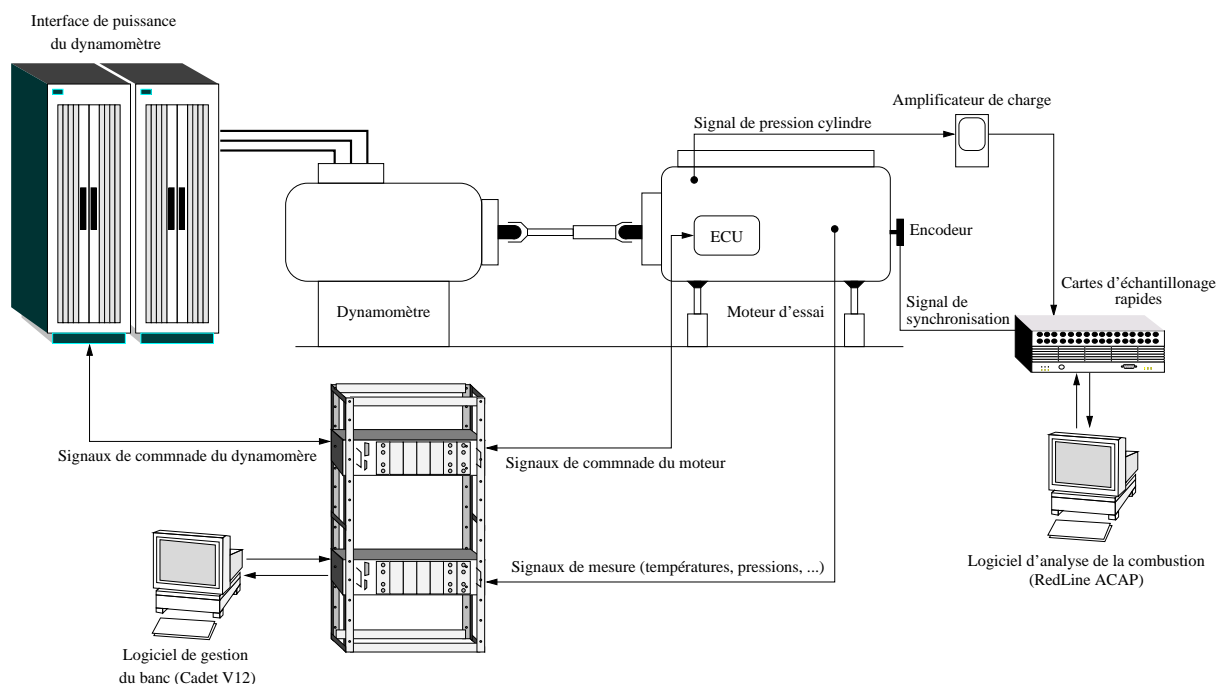


FIG. B.2 – Structure et équipements du banc d'essai de recherche.

Nom	Variable	Type de capteur et Spécifications
p_{E1}	pression collecteur d'échappement 1	jauge de pression (bar max.)
p_{E2}	pression collecteur d'échappement 2	jauge de pression (6 bar max.)
p_t	pression sortie turbine	jauge de pression (6 bar max.)
p_a	pression collecteur d'admission	jauge de pression (6 bar max.)
p_{oil}	pression huile	jauge de pression (10 bar max.)
p_{amb}	pression (absolue) dans la cellule	jauge de pression (800-1200 mbar)
p_{cyl_6}	pression cylindre	capteur piézoélectrique (sensibilité : -15,52 pC/bar)
θ	position du vilebrequin	encodeur optique (résolution : 1 degré vilebrequin)
N_{tc}	vitesse du turbocompresseur	capteur inductif (0.5-4.5 V ; 80000 tr/min/V)
T_*	température	thermocouple type PT100
\dot{m}_f	débit carburant	balance gravimétrique
Γ_e	couple effectif	couplemètre T10F HBM (300 N/V)
\dot{m}_c	débit compresseur	débitmètre laminaire (plage de mesure : 40-338 l/s)

TAB. B.2 – Description de l'instrumentation disponible.

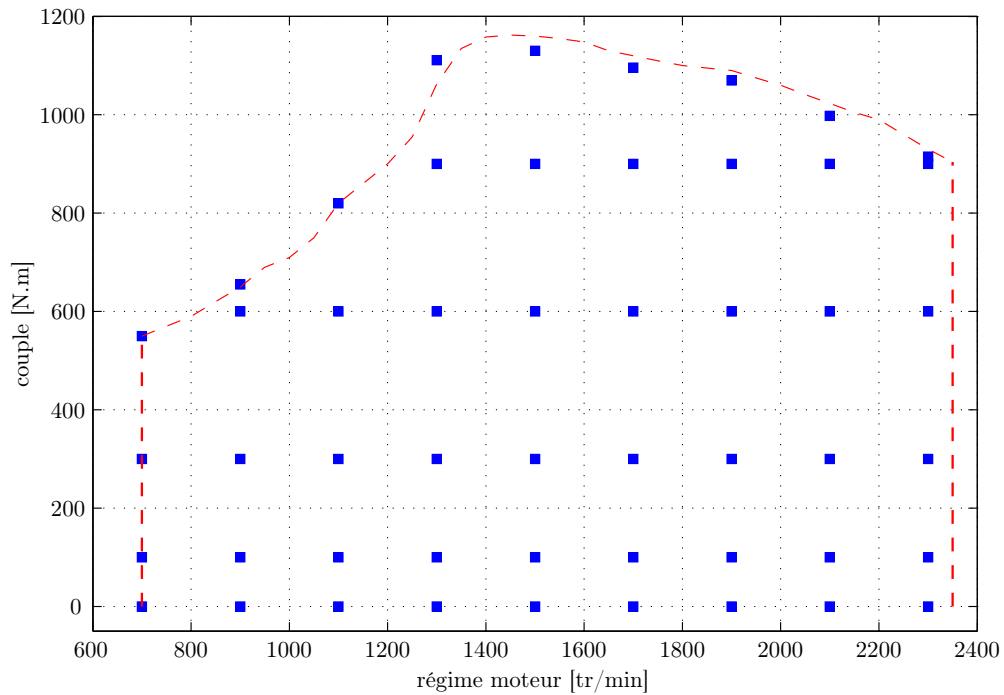


FIG. B.3 – Courbe de pleine charge et points stabilisés visités pour la cartographie du moteur.

Campagne de mesures

Le logiciel de gestion du banc permet de stabiliser le moteur sur des points de fonctionnement choisis. Deux boucles de régulation gèrent le moteur et le dynamomètre. La première régule le couple de charge sur l'arbre moteur, la seconde asservit le régime moteur autour de la valeur de consigne souhaitée. La phase de cartographie du moteur consiste à balayer un nombre de points de fonctionnement couple-régime suffisant pour caractériser le comportement moteur. La cartographie a été réalisée pour un régime de ralenti, soit 700 tr/min, au régime maximum, soit 2300 tr/min avec un incrément de 200 tr/min entre deux vitesses. Pour chaque point de régime moteur stabilisé, on procède au balayage du couple de charge nul jusqu'à la pleine charge avec l'enregistrement de trois ou quatre points intermédiaires. Ainsi, un total de 50 points de fonctionnement ont permis la caractérisation du moteur (FIG. B.3). Le début des essais est précédé par une mise en température du moteur. Un préchauffage d'environ 15 minutes suffit pour stabiliser la température de l'huile de lubrification et du bloc moteur. Pour chaque point de fonctionnement visité, la mesure débute lorsque les variables ont atteint le régime stationnaire. A chaque point de fonctionnement, on procède à un enregistrement de 30 secondes, la période d'échantillonnage est de 0.5 Hz. En plus de ces mesures, 100 cycles de pression cylindre sont enregistrés pour la validation du modèle thermodynamique du cylindre.

Annexe C

Exploitation du signal de pression cylindre

La mesure directe de la pression dans le cylindre du moteur permet d'obtenir des informations fondamentales pour l'interprétation des processus de combustion. Dans cet annexe, nous décrivons brièvement les méthodes de calcul des indicateurs de performances du moteur tels que la pression moyenne indiquée ou la vitesse de libération de l'énergie (ou vitesse de dégagement de chaleur). On procède au calcul de ces variables pour chaque point de fonctionnement visité lors de l'étape de cartographie du moteur (FIG. B.3). Les essais sont réalisés pour des régimes stabilisés de la vitesse et du couple moteur. Pour être le plus représentatif possible, les indicateurs sont calculés à partir d'un cycle de pression moyenné sur 100 cycles moteurs. Auparavant, on s'assure que la dispersion cyclique est minimale (FIG. C.1) au point de fonctionnement considéré. Cette procédure se justifie dans la mesure où, actuellement, le modèle n'est pas capable de prendre en compte la dispersion cyclique.

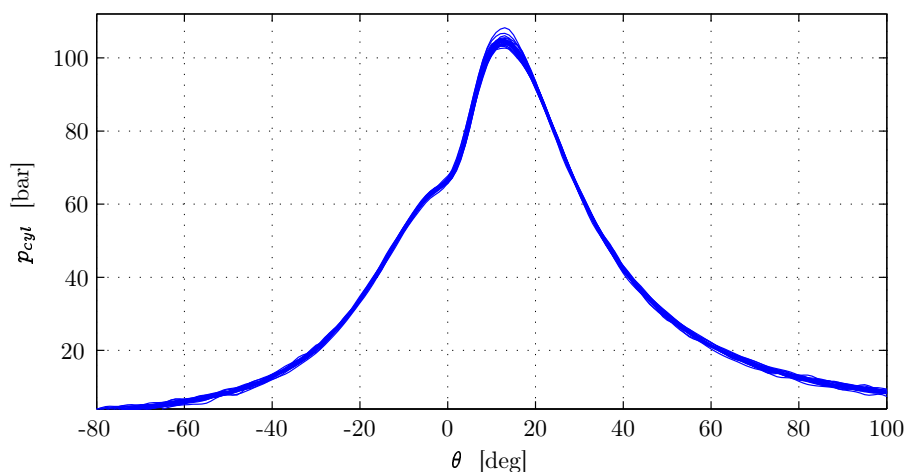


FIG. C.1 – *Superposition de 50 cycles de pression cylindre. Ici la dispersion cyclique de la pression maximale dans le cylindre est inférieure à 6%.*

C.1 Détermination de la PMI

La pression moyenne indiquée unitaire est donnée par la relation suivante :

$$PMI_u = \frac{1}{V_d} \int_{\theta=0^\circ}^{720^\circ} p_{cyl} dV_{cyl} \quad (C.1)$$

dans laquelle V_d est la cylindrée unitaire, dV_{cyl} la variation du volume du cylindre et p_{cyl} la pression cylindre mesurée suivant la méthode décrite en annexe B. La pression cylindre étant échantillonnée par rapport à la position angulaire du vilebrequin, on procède à une intégration numérique pour le calcul de la PMI unitaire :

$$PMI_u = \sum_{\theta=\delta\theta}^{\theta=720^\circ} p_{cyl}(\theta) \frac{V_{cyl}(\theta) - V_{cyl}(\theta - \delta\theta)}{V_d} \quad (C.2)$$

Dans l'équation (C.2), $\delta\theta$ représente la période d'échantillonnage angulaire, elle dépend de la précision de l'encodeur utilisé ; en règle générale $\delta\theta$ est comprise entre 0.1 et 1 degré vilebrequin. On détermine le volume du cylindre V_{cyl} à partir de son expression analytique (équation 4.32). La valeur de la PMI totale est donnée par la moyenne des PMI unitaires de chaque cylindre :

$$PMI = \frac{1}{n_{cyl}} \sum_{n=1}^{j=n_{cyl}} \left(\sum_{\theta=\delta\theta}^{\theta=720^\circ} p_{cyl_j}(\theta) \frac{V_{cyl_j}(\theta) - V_{cyl_j}(\theta - \delta\theta)}{V_d} \right) \quad (C.3)$$

Nous avons dû simplifier le calcul pour des raisons purement matérielles. Ne disposant que d'un capteur de pression, on suppose que la PMI unitaire est identique pour chacun des six cylindres, on a alors :

$$PMI = PMI_u \quad (C.4)$$

Cette relation est vérifiée uniquement en l'absence de dispersion cylindre-à-cylindre. Dans le cas contraire, on introduit un erreur qu'il est difficile de quantifier.

C.2 Calcul de la vitesse de dégagement de chaleur

La vitesse de dégagement de chaleur dans le cylindre est fondamentale puisqu'elle permet de retracer l'historique de la combustion. La méthode de calcul et d'analyse de la vitesse de dégagement de chaleur dans le moteur à allumage par compression a initialement été proposée par Krieger et Borman [123] et a été adaptée au moteur à allumage commandé par Gatowski *et al.* [72]. La méthode décrite dans cette section en est une version simplifiée. On se place dans l'hypothèse classique selon laquelle la chambre de combustion contient un mélange homogène de gaz parfaits ayant atteint l'équilibre thermodynamique. Pendant la période où les soupapes sont fermées (phase de compression et de détente), la vitesse de dégagement de chaleur nette est égale au flux d'énergie libéré par la combustion du carburant (ou vitesse de dégagement de chaleur brute) $dQ_{comb}/d\theta$ auquel on retranche les pertes thermiques :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (C.5)$$

Il est important d'isoler la contribution des transferts de chaleur aux parois du cylindre pour déterminer avec précision la loi de dégagement de chaleur. Le premier principe appliqué au cylindre associé à l'équation d'état thermique d'un gaz parfait permet d'écrire [99] :

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V_{cyl} \frac{dp_{cyl}}{d\theta} \quad (C.6)$$

La vitesse de libération de l'énergie brute est obtenue en combinant les équations (C.5) et (C.6) :

$$\frac{dQ_{comb}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V_{cyl} \frac{dp_{cyl}}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} = f(p_{cyl}, \theta) \quad (C.7)$$

On dispose seulement de la mesure de la pression p_{cyl} et de la position angulaire du vilebrequin θ pour le calcul du flux d'énergie brut apporté au système. Le problème consiste à déterminer à partir de ces deux entrées les variables intermédiaires intervenant dans l'équation (C.7) :

- la valeur des pertes thermiques instantanées,
- le rapport de chaleurs spécifiques γ ,
- la température dans le cylindre T_{cyl} ,
- le volume du cylindre et sa dérivée,
- la dérivée du signal de pression.

Modèle de transfert thermique

Les pertes thermiques aux parois du cylindre sont calculées conformément à la méthode décrite précédemment (§ 4.6) :

$$\frac{dQ_p}{dt} = S_{cyl} h_c (T_{cyl} - T_{parois}) \quad (C.8)$$

Le coefficient de transfert thermique h_c est déterminé suivant la loi corrélatrice de Woschni (équation 4.58). Le passage du domaine temporel au domaine angulaire résulte de la transformation suivante :

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{dQ_p}{dt} \frac{dt}{d\theta} = \frac{dQ_p}{dt} \frac{1}{\omega} \quad (C.9)$$

Modèle du rapport des chaleurs spécifiques γ

En première hypothèse, on peut considérer le rapport des chaleurs spécifiques constant pour le calcul de $dQ_{comb}/d\theta$. Sa valeur est généralement comprise sur l'intervalle [1.3 ; 1.35]. Cependant, γ n'est pas constant puisque la valeur de l'énergie interne du mélange évolue avec l'avancement de la réaction. Les études menées montrent que le rapport des chaleurs spécifiques décroît pratiquement linéairement à mesure que la température augmente jusqu'à environ 2500 Kelvin. Au delà de cette valeur, la variation de γ n'est pas strictement monotone [99] (ces températures sont rarement atteintes dans le cadre de notre étude). Il faut aussi noter que le rapport des chaleurs spécifiques d'un mélange air-carburant est inférieur à celui de l'air et que la valeur de γ diminue sensiblement lorsque la richesse du mélange augmente. Le calcul de la vitesse de dégagement de chaleur est plus rigoureux s'il inclut les variations de γ . Nous avons choisi un modèle linéaire qui ne dépend que de la température [72] :

$$\gamma = a_\gamma (T_{cyl} - 500) + b_\gamma \quad (C.10)$$

où le coefficient b_γ correspond à la valeur de γ pour une température de 500 Kelvin, et où le coefficient a_γ est la pente de la fonction. Ces paramètres ont été obtenus par approximation des résultats d'un code de calcul des produits de combustion à l'équilibre pour un mélange d'air avec un hydrocarbure de formule $C_n H_{2n}$ (Heywood [99], chapitre 4). Ces valeurs offrent une approximation satisfaisante sur la plage de températures T_{cyl} comprise entre 300 et 2500 Kelvin. Les valeurs numériques des coefficients a_γ et b_γ sont données en annexe D.

Estimation de la température

La température dans le cylindre est déduite de l'équation d'état $pV = mrT$. En supposant le produit mr constant pendant les phases de compression et de détente (ce qui revient à postuler que les masses molaires des réactifs et des produits sont identiques), on peut écrire :

$$mr = \frac{p_{cyl}(\theta)V_{cyl}(\theta)}{T_{cyl}(\theta)} = \frac{p_{cyl}(\theta_{RFA})V_{cyl}(\theta_{RFA})}{T_{cyl}(\theta_{RFA})} \quad \text{pour } \theta \in [-180 \ 180] \quad (C.11)$$

La température est alors donnée par :

$$T_{cyl}(\theta) = \frac{T_{cyl}(\theta_{RFA})}{p_{cyl}(\theta_{RFA})V_{cyl}(\theta_{RFA})} p_{cyl}(\theta)V_{cyl}(\theta) = k p_{cyl}(\theta)V_{cyl}(\theta) \quad (C.12)$$

où θ_{RFA} est l'angle de fermeture de la soupape d'admission (TAB. B.1), c'est le point de référence pour le calcul de la constante k . Le volume du cylindre à cet instant s'obtient directement à partir de la relation (4.32), la température est voisine de la température des gaz admis. La valeur de pression cylindre $p_{cyl}(\theta_{RFA})$ est pratiquement égale à la pression qui règne dans le collecteur d'admission au moment de la fermeture de la soupape si on néglige la perte de charge au niveau du port d'admission.

Calcul des dérivées

Le calcul de la dérivée du volume du cylindre par rapport à l'angle vilebrequin ne pose pas de problème puisque son expression analytique est connue :

$$\frac{dV_{cyl}}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \frac{1 + \cos \theta}{\sqrt{\beta_{bm}^2 - \sin^2 \theta}} \sin \theta \quad (C.13)$$

La principale source d'erreur provient du déphasage entre le signal de pression cylindre et le volume (ainsi que sa dérivée) déduit de la mesure de la position du vilebrequin θ avec un encodeur. Un déphasage équivalent au degré vilebrequin peut entraîner une erreur de l'ordre de 40% dans le calcul de la vitesse de dégagement de chaleur. Dans la pratique, un mauvais phasage peut être dû au décalage de la référence de l'encodeur par rapport au point mort haut ou à la torsion du vilebrequin lorsque le moteur fonctionne à forte charge. Il existe plusieurs méthodes pour déterminer la position exacte du point mort haut : par la mesure directe à l'aide d'un capteur de déplacement capacitif ou par l'estimation à partir de la courbe de compression.

Le bruit de mesure sur le signal de pression constitue la seconde cause d'erreurs possible dans le calcul du flux d'énergie. La dérivation du signal de pression peut être réalisée à partir d'un schéma aux différences finies classique :

$$\frac{dp_{cyl}(\theta)}{d\theta} = \frac{p_{cyl}(\theta + \delta\theta) + p_{cyl}(\theta - \delta\theta)}{2\delta\theta} \quad (C.14)$$

Dans le cas où le signal de pression est fortement bruité, ce type de schéma est à proscrire étant donné qu'il amplifie le bruit sur la dérivée. Afin de limiter l'effet du bruit de mesure, nous utilisons la dérivation numérique de la pression cylindre proposée par Goering [78]. La pente à l'angle θ_j de la portion du signal de pression définie sur une séquence de n points est égale à :

$$\frac{dp_{cyl}(\theta_j)}{d\theta} = \frac{n \sum_{i=p}^q \left(p_{cyl}(\theta_i) \theta_i \right) - \sum_{i=p}^q p_{cyl}(\theta_i) \sum_{i=p}^q \theta_i}{\sum_{i=p}^q \theta_i^2 - \left(\sum_{i=p}^q \theta_i \right)^2} \quad (C.15)$$

où $p = j - \frac{n-1}{2}$ et $q = j + \frac{n-1}{2}$. n est un nombre impair ajusté en fonction du pas angulaire d'échantillonnage $\delta\theta$ et du bruit. Le choix de la valeur adéquate de ce paramètre résulte d'un compromis. La fenêtre de lissage déterminée par la valeur de n doit être suffisamment large pour éliminer le bruit tout en évitant la perte d'informations significatives.

Annexe D

Paramètres du modèle

Paramètre	Valeur	Unité	Equation	Numéro
k_{11}	0.692	kJ/(kg.K)	K_1	(4.21)
k_{12}	39.17e-6	kJ/(kg.K ²)	K_1	(4.21)
k_{13}	52.9e-9	kJ/(kg.K ³)	K_1	(4.21)
k_{14}	228.62e-13	kJ/(kg.K ⁴)	K_1	(4.21)
k_{15}	277.58e-17	kJ/(kg.K ⁵)	K_1	(4.21)
k_{20}	3049.39	kJ/kg	K_2	(4.22)
k_{21}	5.7e-2	kJ/(kg.K)	K_2	(4.22)
k_{22}	9.5e-5	kJ/(kg.K ²)	K_2	(4.22)
k_{23}	21.53e-9	kJ/(kg.K ³)	K_2	(4.22)
k_{24}	200.26e-14	kJ/(kg.K ⁴)	K_2	(4.22)
$a_{\beta 1}$	0.8 - 0.95	\emptyset	β	(4.36)
$a_{\beta 2}$	0.25 - 0.45	\emptyset	β	(4.36)
$a_{\beta 3}$	0.25 - 0.55	\emptyset	β	(4.36)
$k_{\tau 1}$	0.0405	\emptyset	τ_{ai}	(4.37)
$k_{\tau 2}$	0.757	\emptyset	τ_{ai}	(4.37)
$k_{\tau 3}$	5473	K	τ_{ai}	(4.37)
ρ_c	830	kg/m ³	\dot{m}_f	(4.63)
a_{f0}	0.256	bar	PMF	(4.75)
a_{f1}	0.004	\emptyset	PMF	(4.75)
a_{f2}	0.231	bar.s/m	PMF	(4.75)
a_{f3}	0.028	bar.s ² /m ²	PMF	(4.75)
$k_{\epsilon 0}$	-1.5443	\emptyset	ϵ	(4.127)
$k_{\epsilon 1}$	0.0544	K ⁻¹	ϵ	(4.127)
$k_{\epsilon 2}$	1.0082	s ² /kg ²	ϵ	(4.127)
$k_{\epsilon 3}$	-3.1528e-4	K ⁻²	ϵ	(4.127)
a_γ	-8e-5	K ⁻¹	γ	(C.10)
b_γ	1.73	\emptyset	γ	(C.10)

Annexe E

Publications de l'auteur

1. **O. Grondin, R. K. Stobart, H. Chafouk & J. Maquet**, Modelling the compression ignition engine for control : review and future trends, *SAE Paper*, **2004-01-0423**, 2004.
2. **O. Grondin, J. Maquet, R. Stobart & H. Chafouk**, Compression ignition engine simulator for instantaneous pressure and torque generation, *Symposium IEEE - Vehicle Power and Propulsion*, Union Internationale des Chemins de Fer, Paris, October 6-8, 2004.
3. **O. Grondin, R. K. Stobart, H. Chafouk & J. Maquet**, Analytical model of a compression ignition engine for control analysis and real-time simulations , *International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety*, Genoa, Italy, October 29-31, 2004.
4. **O. Grondin, L. A. Aguirre, C. Letellier, J. Maquet & F. Dionnet**, Direct Injection Diesel Engine Cylinder Pressure Modelling via NARMA Identification Technique, *SAE Paper*, **2005-01-0029**, 2005.

E.1 SAE Paper n°2004-01-0423

2004-01-0423

Modelling the Compression Ignition Engine for Control : Review and Future Trends.

Olivier Grondin
CORIA, IRSEEM, France

Richard Stobart
University of Sussex, UK

Houcine Chafouk
IRSEEM, France

Jean Maquet
CORIA, France

Copyright © 2004 Society of Automotive Engineers, Inc.

ABSTRACT

Constraints change as pollutant standards or embedded diagnosis demands require improvements in model accuracy and their suitability for control algorithm synthesis. From thermodynamic mathematical modelling to non-parametric models, a wide range of techniques has been investigated for the last thirty years involving both physicists and control engineers. The purpose of this paper is to give an overview of current modelling techniques oriented control analysis and design for compression ignition engines. Short examples illustrate each techniques and existing applications are considered. Comparison of various engine models exhibit the trend to include more physical knowledge inside model-based control design.

INTRODUCTION

The compression ignition engine is the cleaner and the more efficient internal combustion engine for ground vehicle applications. However, fulfil growing demands on emission reduction, fuel economy and drivability for diesel engines require optimal control of modern actuators such as Common Rail injection system, variable geometry turbocharger and exhaust gas recirculation valve. These actuators gradually introduced during the last three decades allow accurate control of fuel, air and EGR charge into the cylinder and thus better control of combustion process. In order to make use of more and more accurate electronics hardware, control engineers need engines model based control analysis and design.

The paper is split up into two main parts, the first gives an insight of the potential of diesel engines. We describe the evolution of emission standards and on-board diagnosis requirement. In the same part we summarize contributions of current control technologies : variable geometry turbocharger, exhaust gas recirculation system and fuel injection systems. A large amount of work exists concerning engine modelling, in the second part

of the paper we give a description of models dedicated to simulation and control design. We will explain important features of each one and possible applications into an automotive control strategy. The paper closes with presentation of novel research path to model and improve control of internal combustion engine.

1. DIESEL ENGINE & MODERN ACTUATORS

1.1 POTENTIAL OF THE DIESEL ENGINE

More than one century after his invention by Dr. Rudolf Diesel the diesel engine remains the most efficient internal combustion engine. Today, the diesel engine is the only internal combustion engine able to cover a wide range of application from the low speed heavy-duty (HD) engine for industrial applications to the high speed diesel engine for passenger cars. This is a real trade success in Europe where almost 40 % of passenger cars are powered with diesel engine in 2003 (diesel engines accounted for 14 % of Europe sales in 1990, 22 % in 1995 and 32 % in 2000).

The main benefits with diesel engines are : Firstly, the compression ignition engine is the most fuel efficient for automotive applications. It gives superior fuel economy than spark ignition (SI) engine or indirect injection diesel (IDI) engine. Secondly, carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO₂) and hydrocarbons (HC) emissions are lower than with the gasoline engine.

Unfortunately compression ignition engine cannot bring better performance than spark ignition for every standpoint. The main disadvantages of diesel engines are their low power density and harmful emissions. The pollutant production with diesel engines is inherent to combustion principle. High compression ratio of diesel engine generate very high peak temperature leading to nitric oxides production. Mixture in diesel is always lean

and it is well known that very low air-fuel ratio causes formation of visible smoke. Finally, steep pressure gradient occurring in the premixed combustion period is responsible of noise and vibration harshness (NHV).

Compression ignition engines offer an alternative to SI engines. The improvements in diesel engine performance that promote the capability of the diesel engine are due to both engine technology and fuel improvements. Emerging control and actuation techniques will ensure that the diesel engine continues to be competitive.

1.2 EVOLUTION OF REGULATION

Emissions standards

Since the middle of the nineteenth century exhaust gas of internal combustion engine are recognized as a major contributor to atmospheric pollution. CO₂ causes retention of heat in the atmosphere (greenhouse effect) and NO_x are responsible of ozone formation and photochemical smog in big cities. Standards for air quality were initiated in United States in the state of California in 1959 after smoke problems in Los Angeles. This initiative was followed by federal government with the Clean Air Act in 1963. The first Clean Air Act was setting the emission norms for stationary sources such as power plant. Car tailpipe emissions have been defined few years later for car engines in the Clean Air Act Amendments (CAAA) of 1970 and 1990. Two federal standards ensue of the CAAA : The Tier 1 regulation fully implemented in 1997 and effective until 2004. Between 2004 and 2009 the Tier 2 will tight emissions relative to the Tier 1. LEV and LEV II standards adopted by the California's Air Resources Board (CARB) are phase in with the same schedule. In 1992, Europe introduce the EURO series of norms. From year 2000 European car must fulfil the EURO 3 setting waiting for the next challenging EURO 4 in 2005.

Today, the main regulated pollutants are : Diesel particulate matter (PM), Nitrogen oxides (NO_x), including nitric oxide (NO) and nitrogen dioxide (NO₂), hydrocarbons (HC) and carbon monoxide (CO). Tables 1 and 2 present the emission standards for Europe and Japan. The values exhibit the more and more stringent nature of emission standards. In European Union, PM emission standard decrease of fifty per cent between each tiers since 1996. In Japan, PM accepted level will be reduced of 73 % between 2002 and 2005.

Tier	Year	CO	HC+NO _x	NO _x	PM
EURO 1	1992	2.72	0.97	-	0.14
EURO 2	1996	1.00	0.90	-	0.10
EURO 3	2000	0.64	0.56	0.50	0.05
EURO 4	2005	0.50	0.50	0.25	0.025

Table 1: Emission standards for passenger cars in European Union (in g/km). Emissions are measured over the ECE15+EUDC test cycle.

On-board diagnosis

On-board diagnosis (OBD) regulation specifies requirement on the embedded diagnosis system. The need to diagnose

Year	CO	HC	NO _x	PM
1986	2.1 (2.7)	0.40 (0.62)	0.70 (0.98)	-
1990	2.1 (2.7)	0.40 (0.62)	0.50 (0.72)	-
1994	2.1 (2.7)	0.40 (0.62)	0.50 (0.72)	0.20 (0.34)
1997	2.1 (2.7)	0.40 (0.62)	0.40 (0.55)	0.08 (0.14)
2002	0.63	0.12	0.28	0.052
2005	0.63	0.024	0.14	0.013

Table 2: Japanese Emission Standards (in g/km) for diesel passenger vehicle (weight below 1250 kg). Mean values and maximum values (between brackets). The test method is the 10-15 mode cycle.

the engine comes from the increasing complexity introduced with electronic components. Basically the diagnosis system shall detect malfunction with engine actuator and auxiliaries or when tailpipe emissions exceed required limits. OBD system should also informs the driver when defect occurs. California's OBD-II regulation is in effect since 1994 in USA. For European Union, EURO 3 legislation impose for all new types of passenger cars with diesel engine to be equipped with an on-board diagnosis interface from 2003 (EOBD).

1.3 CURRENT CONTROL TECHNOLOGIES

In the mid 1980s, car manufactures began to introduce electronics to control the diesel engine. Until this date, diesel engines were controlled by simple mechanical governor (flyweight mechanism). During this period only injection timing and fuel quantity were controlled. Strong demands on driveability, emission reduction and efficiency lead to a progressive introduction of electronic actuators which bring new degree of freedom for engine control. Since the emergence of electronic control devices, the diesel engine became a more complex and sophisticated system. Modern actuators replacing mechanical devices have led the diesel engine to a more environment-friendly and efficient internal combustion engine.

The dependence between control technologies improvements and emission legislations pressure is clearly bring out on figure 1. Since the end of the 1980s, electronic control devices are always introduced with a few year gap before each standard grades. Today, modern control systems include three main actuators : (a) Turbochargers with variable geometry turbine, (b) exhaust gas recirculation valve and (c) advanced injection systems.

a. Exhaust gas recirculation system

The diesel engine always works with lean mixtures, for this reason production of oxides of nitrogen (NO_x) is stronger than in the Otto engine. Moreover, these operating conditions do not allow the use of three-way catalysts (TWC) for exhaust gas treatment because this one is efficient only if the engine operate with an air-fuel ratio (AFR) at or close to stoichiometric. Then, the exhaust gas recirculation (EGR), introduced in the 1970s, is presently the most useful way to low NO_x emissions. The NO_x formation inside the cylinder is strongly dependant on air-fuel ratio and flame temperature. The extended Zeldovich mechanism [1] exhibit the influence of in-cylinder temperature

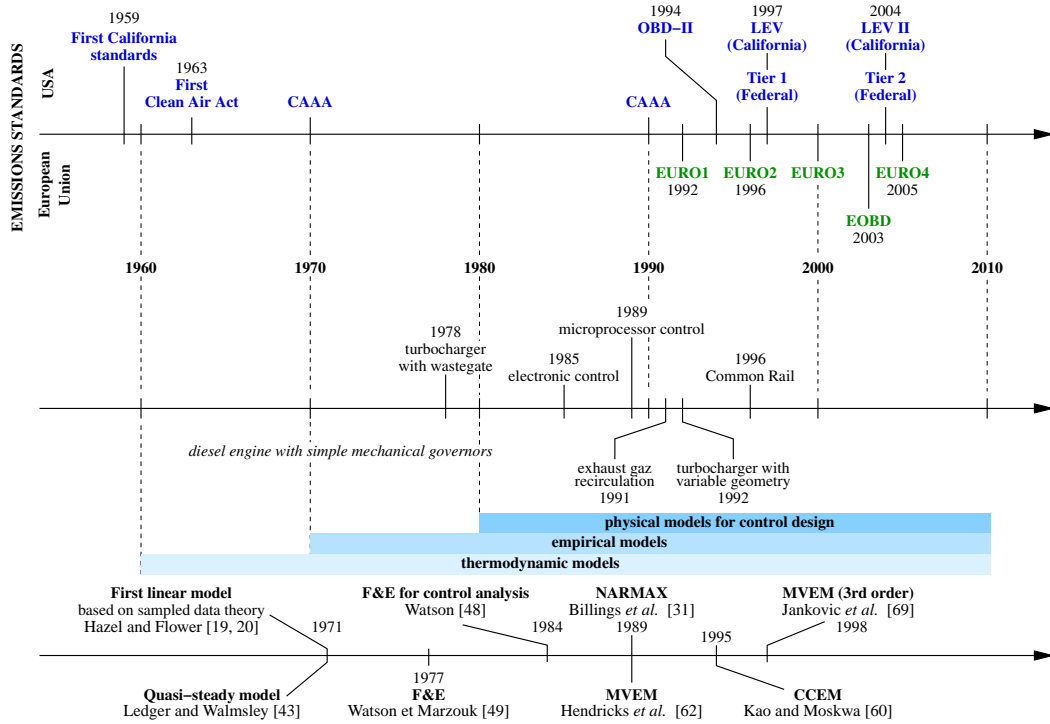


Figure 1: From top to bottom : Evolution of regulations, light diesel engine control technologies, modelling trends and significant evolutions of modelling techniques suitable for control tasks.

T_{cyl} on NO formation rate :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{\sqrt{T_{cyl}}} \exp\left(\frac{-69090}{T_{cyl}}\right) [O_2]^{\frac{1}{2}} [N_2] \quad (1)$$

The principle of EGR is to reintroduce a portion of exhaust gases into the cylinder via a valve located between exhaust and intake system of the engine (figure 2). Typically, the solenoid actuated EGR valve is controlled by a pulse-width modulation. To obtain high EGR flow rate for all engine operating conditions, an intake throttle can be added to increase the pressure difference between inlet and outlet receivers. An EGR cooler ensure a good difference between combustion and EGR temperatures. Firstly, the EGR fraction inside the cylinder acts as inert gas and decrease the oxygen available during combustion process, secondly, the burned gases increase the heat capacity of the cylinder charge (due to the presence of CO_2). As a result, EGR fraction reduces the flame temperature and, thus level of NOx. Besides, EGR slightly improves the brake specific fuel consumption (BSFC), except when EGR is used at high loads. However, using EGR can cause detrimental effects on engine performances [1, 2] : (1) In the case of turbocharged diesel engine, EGR affects the breathing performance. The fraction of exhaust gases diverted through the EGR valve cannot be used by the turbine lowering the turbine power and thus the turbocharger speed. Moreover, EGR fraction tends to heat the incoming charge. (2) High level of EGR can lead to a very low AFR. Inside these AFR region, production of particulate matter (PM) and hydrocarbons (HCs) becomes unacceptable. (3) Some

investigation on optical engine have been shown that EGR affect the overall combustion process (spray formation, ignition delay and duration) and is responsible of cyclic pressure variations during transients [3].

EGR is an effective method for reducing NOx, but improvements may be made using accurate control to reduce the impact on engine efficiency.

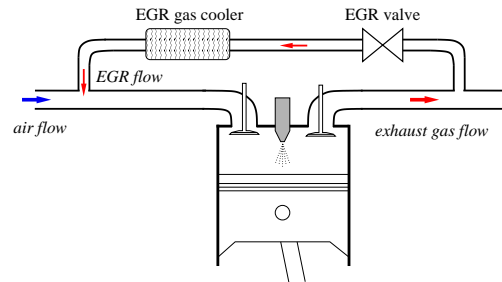


Figure 2: Schematic representation of an EGR System.

b. Turbocharger

Turbocharging the internal combustion engine is an efficient way to increase the power and torque output. The first attempts to use a turbocharger were proposed by Büchi around 1909, but turbocharger was implemented for commercial vehicles only few years after the oil crisis of 1973.

The turbocharger consists of an axial compressor linked with a turbine by a shaft. The compressor is powered by the turbine which is driven by exhaust gas. In this way, energy of the exhaust gas is used to increase the pressure in the intake manifold via the turbocharger. As a result more air can be added into the cylinders allowing to increase the amount of fuel to be burned compared to a naturally aspirated engine. For a comprehensive review about supercharging refer to [4, 5].

The control objectives for a turbocharger is to provide a fast air flow response and to achieve good charge-air pressure over a wide range of engine speed. Two kind of technologies are fitted to the diesel engine : (1) waste-gated and (2) variable geometry turbocharger. The waste-gated turbocharger is the standard approach to avoid overboosting. If the turbocharger is sized for low engine speed it may cause very high pressure inside the intake manifold for high speed. To preclude damages, a bypass valve diverts exhaust gas directly to the tailpipe. This valve can be actuated pneumatically using the intake manifold pressure signal or can use an electric actuator (solenoid). The conventional turbocharger with a waste gate cannot take advantage of all exhaust gas energy for all regime. For this reason, the variable geometry turbocharger was developed during the 1980s and introduced in 1992 on commercial car engines to solve this problem. In variable geometry turbochargers, guide vanes located on the turbine stator may be set with an electric actuator. Exhaust flow through the turbine is controlled by setting the angle of guide vanes which change the angle of exhaust gas on the turbine blades. The power transfer to the compressor can be modified, and thus, the airflow of the compressor. As a result, VGT permits a wider engine speed range of high boost pressure without effect on turbocharger efficiency. VGT gives better boost pressure control as conventional turbocharger.

Supercharging the diesel engine substantially improve its low power density and optimal control of VGT enhance fuel economy, torque response and engine safety. From the emissions point of view, the coordinated control of EGR and VGT shows good potential to fight against pollutants [6, 7]. Furthermore, an appropriate intake boost pressure reduces NOx and unburned hydrocarbon emissions under high EGR ratio [8].

c. Injection system

Before introduction of fully controlled injection devices, speed and torque control were achieved by setting injection timing and amount of fuel injected. For these tasks injection system was composed by in-line piston pump and simple flyweight mechanical governor. The first electronic devices appeared around 1985, the need of modernizing fuel injection system of diesel engines was mainly motivated by the emission standard's pressure imposed in the 1990's. Three categories of injection system are fitted to the high speed diesel engines : (1) pump-line-nozzle, (2) unit injector and (3) Common Rail system (CR). A short state of the art of current injection technologies for passenger cars can be found in [9]. The CR system, which was introduced on the market at the end of 1997 offers the best performances. This system allows a free mapping of fuel quantity, injection timing, injection pressure and rate of injection [10]. The Caterpillar HEUI system designated for heavy duty engines application [11] provides the

same degree of freedom. Consistent contributions have been carried out by CR or HEUI injection systems :

- sharp actuation of fuel quantity decreases fuel consumption.
- pilot injections are efficient both for NOx levels [12], noise and vibrations reduction [13].
- multiple injection strategies also reduce the soot emission even with high EGR rate. Yet, coordinate use of EGR and multiple injections improves NOx/PM tradeoff.
- cycle to cycle variability lowering and cylinder balancing may be achieved.

2. MODELLING THE DIESEL ENGINE

The aim with internal combustion engine modelling is to predict engine performance and variables that are difficult to measure. Simulation of diesel engine avoids high cost experimental tests. Initially, engine models were mostly used to improve engine design. Since introduction of electronics hardware, new type of models are required, they have to satisfy control needs :

- *Model-based control design*. The qualifier "model-based" is used when control law or diagnosis technique need a model of engine system (or sub-system) to be computed. Model-based control and diagnosis design should reproduce time evolution of engine output according to inputs variables change (injected fuel, EGR valve opening, etc.). Complexity of these models must comply with control techniques, thus a compact form is often preferred.
- *Software-in-the-loop simulation (SiL)*. Control system implementation needs a software simulator for off-line testing of control algorithms. Engine simulator allows to investigate engine behaviour with regulator and to refine tuning of control parameters before experimental validation.
- *Real-time model*. Real-time engine models are necessary for hardware-in-the-loop (HiL) simulations. The goal of HiL simulation is to test real hardware on simulated components in order to avoid high-cost experiments on test cell. As an example, HiL may consist on coupled simulation of electronic control unit (ECU) and engine model implemented on real-time computer. For mode details about HiL simulations see [14, 15].

Mathematical modelling of internal combustion engine is a far-reaching subject. In the development of engine model we may distinguish three main steps [16] (figure 1) : (1) thermodynamic models based on first and second law analysis, they are used since 1950 to help engine design or turbocharger matching and to enhance engine processes understanding. (2) Empirical models based on input-output relations introduced in early 1970s for primary control investigation. (3) Nonlinear models physically-based for both engine simulation and control design.

Engine modelling for control tasks involves researchers from different fields, basically, control and physics. As a consequence, several specific nominations may designate same class of model in accordance with the framework. To avoid any misunderstanding, we classify models within three categories with terminology adapted to each field (physics in bold and control in italic) :

1. **thermodynamic-based models** or *knowledge models* (so-called "white box") for nonlinear model physically-based suitable for control.
2. **non-thermodynamic models** or "*black-box*" models for experimental input-output models.
3. **semiphysical approximate models** or *parametric models* (so-called "grey-box"). It is an intermediate category, here, model are built with equations derived from physical laws of which parameters (masses, volume, inertia, etc.) are measured or estimated using identification techniques.

This classification is helpful but may be an oversimplification because a complete engine model may be a mixture of physical and experimental (black-box) sub-models. Next section focuses on category 1 and 2 with greater interest on thermodynamic models. For the third class of models see [17].

2.1 NON-THERMODYNAMIC MODELS

In the early 1970s, complex thermodynamic models were unsuitable for analytical controller design, hence simple non-thermodynamic models were the first kind of engine models used for control purpose. Such a "black-box" models are built with the minimum level of knowledge about the system, no fundamental principles are involved, however they can include a priori information (time delay or engine nonlinearities). These models have to reproduce the input-output behaviour of the system and their structure (usually a transfer function or state-space representation) comply with control requirement. The modelling procedure consist on four important steps : (1) Experimental data recording, (2) choosing the adequate model structure and the identification algorithm, (3) calculation of the model parameters and (4) validation. There is a wide range of model structures and identification techniques as well. For complete theoretical description on system identification see [18]. In this section, we split the "black-box" models of diesel engine in two classes : linear and nonlinear models.

Linear "black-box" models

First linear engine models result of pioneering works by Hazell and Flower [19, 20, 21]. They obtain a linear discrete engine model based on analogy with sampled-data process (figure 3). For constant speed, the fuel is injected at constant time interval, thus the injector is considered as a pure sampler. The engine converts this fuel mass impulse e to a torque pulse at the crankshaft (figure 4). The inertial load acts as a low pass

system, thus, the torque development can be modelled by a zero-order hold circuit (figure 4) for a four-cylinder engine. Model output is a square signal with the same area than the experimental torque pulse. For six or eight-cylinder engines there is an overlap because two cylinders produce torque in the same period. As a consequence, the authors use a partial first-order hold and a first-order hold models for six and eight-cylinder engines respectively. After analysis of the speed control loop, Hazell and Flower demonstrate that eight-cylinder engine is less stable than the four or six-cylinder engine [20].

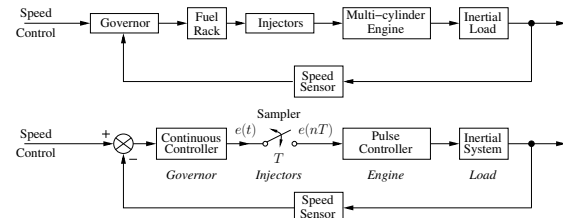


Figure 3: Conventional speed control loop (top), equivalent sampled-data model (bottom) [21].

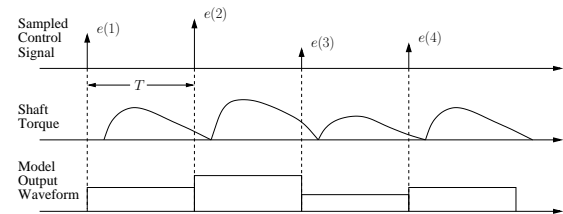


Figure 4: Sampled control signal (top), engine torque pulse (middle) and model output waveform (bottom) for a four-cylinder engine [21].

Few years later, Flower and Windett adapt pseudo-random binary sequence (PRBS) method to identify diesel engine dynamics [22, 23]. PRBS signal is added to the control signal $u(t)$ (fuel rack position), this signal and the output $y(t)$ (engine speed) are recorded. Samples of input and output are employed to estimate the engine frequency response [24] and to obtain discrete transfer functions [25].

Others identification techniques have been used such as simple step response fitting. For instance, Winterbone *et al.* [26] propose an intuitive open-loop second order transfer function G with a delay term :

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = K \exp(-Ts) \frac{(s+c)}{(s+a)(s+b)} \frac{ab}{c} \quad (2)$$

where s is the Laplace variable, K , T , a , b and c are the model parameters which are set to track observed step response.

Closed loop engine speed control is the standard application of low order linear model. This problem is addressed in many papers involving several control techniques. Universal PID controller has been extensively used with linear model. But wide range of modern model-based control techniques have been progressively introduced to enhance control. It is not the purpose

of this paper to give theoretical aspect of control strategies, but few of them are mentioned below :

- *Optimal control* has been formulated by Flower and Gupta [27] from a state-space model originally proposed by Hazell and Flower. The objective of optimal controller is to generate a control signal which minimize a quadratic cost function. Here, the cost function takes account of air-fuel ratio, speed error and cost of the control (i.e. required energy to reach speed demand).
- *Gain scheduling* controller is a good solution to control the engine over whole operating conditions (different speed and load). Linear controller works well only near the operating region for which it was designed. Thus, to control the system for all operating conditions, the parameters of the controller are scheduled for each operating regions. An example of optimal gain scheduling controller is given in [25].
- *Adaptive and self-tuning controllers* provide more versatility than fixed gain PID controller. Adaptive controller use on-line estimation of plant parameters to adapt control parameters according to operating conditions. Application to diesel engines can be found in [28, 29].

Linear "black-box" models (continuous or discrete) have the advantages of short run time and simplicity. They fit well with analytical design of controller. However, linear "black-box" models validity is restricted to a narrow operating range, moreover, they are not accurate enough to predict vehicle emissions. "Black-box" models need to proceed test on engine cell to fit parameters, the inherent difficulties is to choose the ideal measurements, the best model structure and the good identification method.

Nonlinear "black-box" models

Since linear model can only reproduce engine dynamics around definite operating points, nonlinear models are required. For diesel engine modelling two important paths have been explored : (a) NARMAX models and (b) neural networks.

a. NARMAX modelling of diesel engine

The NARMAX model is an extension of the following linear ARMAX model :

$$y(t) = - \sum_{i=1}^{n_y} a_i y(t-i) + \sum_{j=1}^{n_u} b_j u(t-j) \quad (3)$$

$y(t)$ and $u(t)$ are the system output and input respectively, n_y and n_u are the order of the output and input. The general NARMAX model structure is a nonlinear difference equation :

$$y(t) = F[y(t-1), \dots, y(t-n_y), u(t-1), \dots, u(t-n_u)] \quad (4)$$

where F is a non linear function of u and y , the choice of this function represent the main difficulty of the NARMAX approach. Moreover, a complex structure may lead to difficult parameter identification. A polynomial expansion of F is a convenient solution to ease identification (due to linear-in-coefficient

structure) but the order of the polynomial is still difficult to choose. The first attempt to model the diesel engine with NARMAX is carried out by Billings *et al.* [30, 31]. They obtain the following nonlinear difference equation which relate the fuel rack position u to the engine speed y :

$$\begin{aligned} y(t) = & -a_0 + a_1 y(t-1) + a_2 u(t) \\ & + a_3 u(t-1) + a_4 y^2(t-1) \\ & + a_5 y(t-1)u(t) - a_6 y(t-1)u(t-1) \\ & - a_7 u^2(t) - a_8 u^2(t-1) \end{aligned} \quad (5)$$

Later, Rachid *et al.* [32, 33] following the same path transpose the polynomial NARMAX method to model a turbocharged diesel engine. Their model include load torque TQ_l and the accelerator pedal position X_p (figure 5) as inputs and gives satisfactory prediction of fuel consumption and tailpipe emissions (HC, C and PM). NARMAX technique has also been used for identification of exhaust gas oxygen sensor (EGO) in [34]. NARMAX modelling methodology is effective in capturing

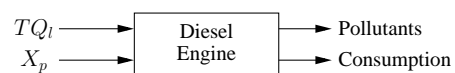


Figure 5: Block diagram of the diesel engine model proposed by Rachid *et al.* [32].

engine dynamics even when there are complex processes such as pollutant formation. On the other hand, nonlinear model makes the control design quite hard. Nonlinear model predictive control or nonlinear adaptive control using NARMAX model can be considered but these problems are still open for diesel engine application.

b. Neural networks models

In the last decade neural networks have become more and more popular for industrial processes identification. Artificial neural networks are inspired by biological neural networks. Basic feedforward neural networks is composed of one input and one output layer with intermediate hidden layers between them (figure 6). The input-layers neurons distribute the inputs to the neurons of the hidden layer. In the neurons of the second layer, weighted sum of the inputs are passed through an activation function (usually a sigmoidal or threshold function). The neurons of the output layer only compute the weighted sum of their inputs. To adapt the weights, input-output data measured on the system are applied to the input layer, this phase is called the learning or training phase. Best parameters are obtained by minimization of a quadratic cost function (i.e. the mean square error between network output and desired output). This nonlinear optimization problem can be solved by Newton method, genetic algorithm or other techniques.

Neural network models of compression ignition engines appeared by the end of the 1990s. Multilayer perceptron (MLP) models have been used to predict crankshaft speed and opacity of diesel engine in [35, 36]. Ayoubi demonstrates the potential of dynamic MLP to model the charging process of a turbocharged diesel engine [37]. The neural model gives good

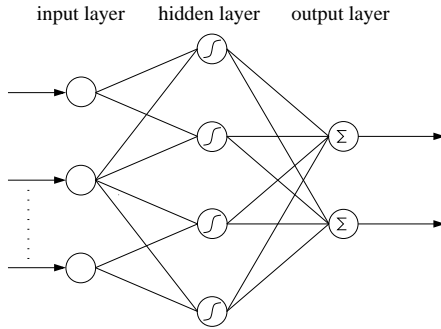


Figure 6: Typical feedforward network with one hidden layer.

prediction of the boost pressure taking the fuel mass and engine speed as inputs. Hafner *et al.* [38, 39] develop exhaust model of turbocharged diesel engine based on an extended radial basis function network. Their models predict opacity and NOx emissions using a fast neural network that accelerates the training phase. The model takes EGR, injected fuel mass, start of injection angle, VGT position and oxygen concentration as inputs.

Experimental nonlinear identification techniques are a good option to avoid complex and time consuming physical models. Indeed, they are very useful when engine processes are not known. Then, NARMAX or neural networks models are good candidates for emissions modelling.

2.2 THERMODYNAMIC-BASED ENGINE MODEL

Thermodynamic modelling techniques can be split, in order of complexity, into the following groups [1, 40] : (i) quasi-steady, (ii) filling and emptying and (iii) method of characteristics (gas dynamic models). Among the numerous textbooks dealing with thermodynamic modelling of internal combustion engine those of Heywood [1], Watson [4], Ramos [41] and Challen [5] are very useful. Overview of thermodynamic models is given in the paper of Chow *et al.* [42].

Models that can be adapted to meet one or several requirement for control systems development are : quasi-steady, filling and emptying, cylinder-by-cylinder (CCEM) and mean value models (MVEM). On the other hand, complexity of gas dynamic models restricts applications for control. However, some commercial modelling codes including one-dimensional unsteady flow equations may be adapted to develop control prototypes. A short description of such software concludes this section. Basic classification of thermodynamic models and emergence of models suitable for control are displayed in figures 7 and 1 respectively.

Quasi-steady method

First diesel engine simulations using quasi-steady method were carried out in early 1970s by Ledger *et al.* [43, 44] and Benson *et al.* [45, 46]. At this time, the aim of researchers was to build engine model as tool to study and improve

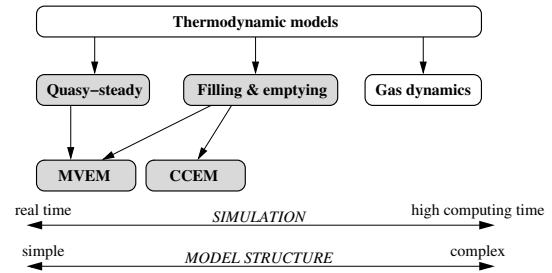


Figure 7: Basic classification for thermodynamic-based models of internal combustion engines.

transient performance of turbocharged diesel engine. The basis of such technique is to model engine components in term of "steady state", so that, a transient is assumed equal to a sequence of steady points. Quasi-steady model include crankshaft and turbocharger dynamics and empirical relations representing engine thermodynamics. In [44] the authors link brake torque, exhaust temperature rise and airflow rate on boost pressure, fuel rate, trapped AFR, engine speed and heat losses. Input-output Relations are obtained using steady speed experimental measurements (see table 3 and figure 8). For

Speed (RPM)	Mass of fuel (mg/cycle)					
	0	20	40	60	80	100
600	-104.6	110.7	297.3	458.7	622.1	755.2
800	-109.2	111.1	301.5	481.8	645.4	789.9
1000	-114.7	103.7	302.2	468.0	661.6	836.5
1200	-122.2	106.2	303.7	489.7	669.6	846.1
1400	-129.7	102.9	301.7	486.4	669.1	848.7
1600	-137.6	97.2	293.5	483.7	663.9	840.9
1800	-146.1	88.2	283.5	472.1	655.2	830.0
2000	-155.8	74.0	271.8	458.9	639.0	805.9
2200	-165.3	69.5	264.1	447.3	618.6	776.9
2400	-174.6	57.4	250.0	428.8	591.7	739.5

Table 3: Example of experimental torque data in Nm (from [47]).

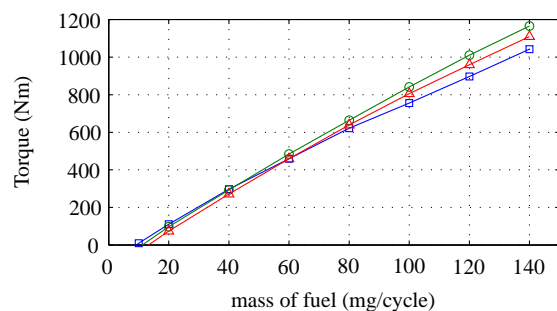


Figure 8: Engine torque according to injected mass per cycle for different engine speeds.

instance, Ledger *et al.* [43] consider the brake mean effective

pressure $b MEP$ as a function of the fuel injected by cycle m_f and engine speed N , using the following linear relationship :

$$b MEP = k_1 m_f - k_2 N \quad (6)$$

where k_1 and k_2 are empirical constants set to fit with experimental data.

Quasi-steady models are simple and have the advantage of short run times, for this reason they are suitable for real-time simulation. On the other hand, among the disadvantages of quasi-steady models we could mention their heavy reliance on experimental data and low accuracy. A quasi-steady model needs a large amount of data to obtain empirical relations or maps for each engine component, furthermore, it cannot be transposed to other engines. Complex phenomena such as combustion or gas flow are oversimplified and thus reduce the simulation accuracy. These models do not provide a sufficient level of detail to reflect design change or to predict parameters that influence exhaust emissions [48].

Engine control algorithms testing is possible with quasi-steady model but they are not suitable for controller design. Elsewhere, Tsai and Goyal show the possibility of using quasi-steady engine model to obtain a linear model for analytical design of controller [47]. After design, initial quasi-steady model allow testing of the control law over whole operating conditions.

The quasi-steady method is used in the combustion subsystem with mean value engine models to reduce computing time.

Filling and Emptying method

In the late 1970s, many researchers start to investigate a more fundamental approach to overcome weaknesses drawn by quasi-steady models. In 1977, Winterbone *et al.* [26] and Watson *et al.* [49, 50] were among the first to develop diesel engine model based on filling and emptying technique (also known as zero dimensional). Until the mid 1980s, this class of model was restricted to investigation of turbocharger influence on the engine response, particularly the tradeoff between rapid response and exhaust smoke [50]. Even if the models of Winterbone and Watson show good accuracy in engine response prediction, they are not suitable for control design. Mostly because of their prohibitive computing time and the state of control system theory which was limited to linear controller at this time. In 1984, Watson established the first turbocharged diesel engine simulator designed to help electronic control development [48]. Watson showed that it is possible to reduce the computing time by using several time steps depending on the period of engine cycle.

Basics

In accordance with the filling and emptying concept, engine is treated as a series of interconnected control volume (open thermodynamic volume). Basically, control volumes are defined for each manifold and each cylinder. Energy and mass conservation equations are applied to every open system with the assumption of uniform state of gas.

Example : filling and emptying method applied to cylinder.

The cylinder is the most complex control volume to describe

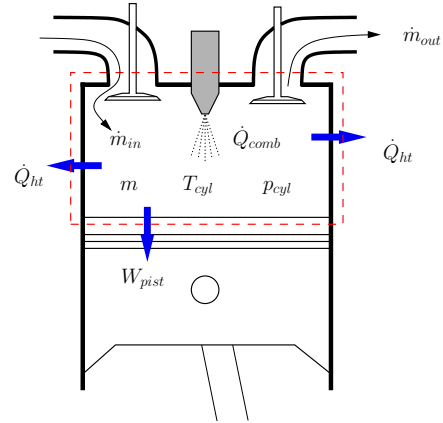


Figure 9: Filling and emptying method, example of control volume defined for one cylinder.

analytically. This control volume (figure 9) involves heat transfer Q_{ht} , mass flow through intake and exhaust valve \dot{m}_{in} and \dot{m}_{out} , work transfer to the piston W_{pist} and heat release by combustion Q_{comb} . Application of the first Law of thermodynamics for the cylinder gives [4] :

$$\begin{aligned} \frac{dT_{cyl}}{dt} = & \left[\left(\sum \left[\frac{dQ}{dt} \right]_{ht} + \sum \left(h_0 \frac{dm}{dt} \right)_{in} \right. \right. \\ & \left. \left. - \sum \left(h_0 \frac{dm}{dt} \right)_{out} + \frac{dQ_{comb}}{dt} - u \frac{dm}{dt} \right) \frac{1}{m} \right. \\ & \left. - \frac{RT_{cyl}}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right] / \left(\frac{\partial u}{\partial T_{cyl}} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

where u is the internal energy per unit mass of gas, h_0 the specific stagnation enthalpy. Details on gas property and heat transfer models can be found in [4, 1, 51]. Using mass conservation equation, the rate of change of mass inside the control volume can be written as :

$$\frac{dm}{dt} = \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} - \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_f}{dt} \quad (8)$$

Flow through intake and exhaust valves are computed using a one-dimensional compressible flow orifice equation [4, 1]. Derivative of equivalence ratio in equation (7) is defined as :

$$\frac{d\phi}{dt} = \left[\frac{1 + \Phi_s \phi}{m} \right] \left[\frac{1 + \Phi_s \phi}{\Phi_s} \frac{dm_{fb}}{dt} - \phi \frac{dm}{dt} \right] \quad (9)$$

where Φ_s is the stoichiometric fuel-air ratio and dm_{fb}/dt the burned fuel mass rate. During combustion, the rate of heat release is assumed to be proportional to the fuel burning rate :

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = \frac{dm_{fb}}{dt} h_{for} \quad (10)$$

where h_{for} is the enthalpy of formation of the fuel. Most of the time, the in-cylinder combustion process is described using an empirical model. The single zone model proposed by Watson *et al.* [52] is common. Watson uses two algebraic functions to reproduce the two distinct phases of diesel combustion,

namely pre-mixed and diffusion phase (figure 10). If β is the fuel fraction that burn in premixed phase, then :

$$\left[\frac{dm_{fb}}{dt} \right] = \beta \left[\frac{dm_{fb}}{dt} \right]_{pre} + (1 - \beta) \left[\frac{dm_{fb}}{dt} \right]_{dif} \quad (11)$$

where factor β depends on equivalence ratio and ignition delay (usually modelled using Arrhenius equation [1]). Temperature,

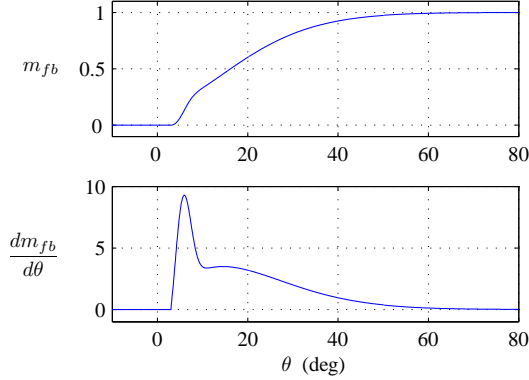


Figure 10: Normalized mass fuel burn (top) and fuel burning rate (bottom) according to crank angle (curves given by Watson's correlation).

mass and equivalence ratio inside the cylinder are obtained by integration of equations (7), (8) and (9). These equations can be integrated using common integration schemes (Euler, Runge-Kutta). For the closed cycle period Watson recommended steps by 10 degrees crank angle ($^{\circ}$ CA) before ignition, 1° CA at fuel injection timing, 2° CA between ignition and end of combustion, finally 10° CA for expansion. At the end of each time step in-cylinder pressure is deduced assuming perfect gas law :

$$p_{cyl} = \frac{mRT_{cyl}}{V_{cyl}} \quad (12)$$

Equations (7), (8) and (9) can be applied to manifold by putting terms dQ_{comb}/dt and dV_{cyl}/dt to zero. The indicated torque TQ_i produced during combustion is according to :

$$TQ_i = p_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{dt} \quad (13)$$

Rate of change of the engine speed N_e is deduced using a simple rotational dynamic model :

$$\frac{dN_e}{dt} = \frac{TQ_i - TQ_l}{J_e} \quad (14)$$

where TQ_l is the load torque applied to the crankshaft and J_e is the engine moment of inertia.

Such kind of thermodynamic, zero-dimensional model can be used as a nonlinear cylinder module inside a complete vehicle computer simulation. Illustration of truck model implemented under MATLAB/Simulink can be found in [53]. On the other hand, calculation of complete thermodynamic cycle is currently too time consuming for real time applications.

The main motivation for filling and emptying method is to give general engine models with minimum empirical data requirement (turbine and compressor maps provided by manufacturer). In that way, the model may be adapted to other types of engines with minimum effort. Filling and emptying model exhibits good prediction of engine performance under steady and transient conditions and gives information on parameters known to influence pollutant emissions or noise (peak temperature and pressure). However, assumption of uniform state of gas cover up complex acoustic phenomena (resonance). Wave effects inside manifold can affect engine performance, and thus, error introduced by filling and emptying method must be considered.

Cylinder-by-cylinder engine models

Watson's model is a useful predictive tool for controller testing but it is still too complex for control design. An evolution of Watson's model is proposed in 1995 by Kao and Moskwa [40]. The aim was to improve model's accuracy with a formulation adapted to control design. Two main changes in the previous model were introduced to provide the cylinder-by-cylinder engine model (CCEM). Since Watson's model was not able to reproduce engine speed oscillations because of simple dynamic model (see equation 14), Kao and Moskwa included a time varying inertia model derived from the Lagrangian principles :

$$J(\theta)\ddot{\theta} + \frac{1}{2} \frac{\partial J(\theta)}{\partial \theta} \dot{\theta}^2 = TQ_i - TQ_{fr} - TQ_l \quad (15)$$

where TQ_{fr} is the friction torque and $J(\theta)$ is the varying inertia of crankshaft. This model predict crankshaft angular speed variation. Accuracy can be improved with same engine dynamic model in the crank angle domain with an instantaneous friction component [54]. On the other hand, cylinder-by-cylinder simulation with a detailed combustion model is too slow for real time application. In order to decrease computing times and to make their model compliant with control formulation, Kao and Moskwa replaced the cylinder model (equations (7), (8) and (12)) with a simpler in-cylinder pressure equation :

$$\dot{p}_{cyl} = \frac{\gamma - 1}{V_{cyl}} (\dot{m}_{fb} Q_{LHV} + \dot{Q}_{ht}) - \frac{p_{cyl} \gamma}{V_{cyl}} \dot{V}_{cyl} \quad (16)$$

where Q_{LHV} is the lower heating value of fuel.

Example of applications can be found in [55, 56], where a simplified version of cylinder-by-cylinder model is used to study effect of compression braking on heavy vehicles. This model allows both low order linear models formulation for controller synthesis and engine simulation to help controller design. A cylinder-by-cylinder model may be used as a simulator for studying transient fuel control. Dupraz *et al.* [57, 58] proposed a cylinder-by-cylinder model of diesel engine with "Common Rail" injection system. This model involves a combustion model able to predict influence of multiple injection strategies on in-cylinder pressure.

Accurate prediction of in-cycle engine states evolution makes CCEM well suited for fault diagnostics application. In-cylinder pressure and fuel burning rate observers based on sliding observer theories have been designed from the simplified cylinder-by-cylinder engine model (equation (16))

in [59, 60, 61]. In-cylinder pressure is a good indicator of combustion quality and its estimate can be included in a fault diagnostics schemes instead of high cost pressure transducer.

Mean value engine models

During the early 1990s, the research team of University of Denmark investigated an alternative path by introducing non-linear models of reciprocating engines using a concept halfway between quasi-steady and filling and emptying methods. This team named this new class of model mean value engine model (MVEM). The motivation was to reduce computing time compared to more complex phenomenological filling and emptying models. Early publications of Hendricks *et al.* deal with modelling of large two stroke turbocharged diesel engine [62, 63]. Four stroke diesel engine modelling is explained in [64, 65]. Later in the 1990s, significant contributions on diesel engine modelling using mean value approach have been published [40, 66, 67]. Discussion on theoretical background is proposed by Guzzella and Amstutz [17].

To ease simulations, a mean value engine model is built with a minimum set of differential equations. This compact model describes evolution of most representative engine variables (manifold pressure, crankshaft speed, etc.). The time scale of MVEM is often up to one engine revolution (between 3 to 5 revolutions [64]). MVEM are usually time based but these models may use stroke as independent variable [68]. Both time-based or even-based MVEM predict only mean value variations of engine states and obviously cannot reflect sub-cycle events. A MVEM is derived from thermodynamic principles. Mass and energy balance lead to first order differential equations for air flow and temperature dynamics in manifolds. Pressure is deduced from an ideal gas law. However, according to the time scale of MVEM, fast engine processes (taking place in period below one engine stroke) such as combustion or flow through valve are simplified using empirical relationships.

Engine air mass flow

Instead of one dimensional compressible flow equation used for CCEM, air mass flow into the cylinder is modelled in a simpler manner :

$$\dot{m}_{cyl} = \eta_{vol}(N_e, p_{im}) \frac{V_d}{120} N_e \rho_{im} \quad (17)$$

where V_d , ρ_{im} and $\eta_{vol}(N_e, p_{im})$ are the displaced volume, the density inside intake manifold and the volumetric efficiency, respectively. The latter is mapped according to engine speed N_e and intake manifold pressure. Volumetric efficiency map is carried out from steady state measurements.

Combustion and torque model

There is no detailed description for combustion and torque production. Mean indicated torque is assumed to be equal to product of fuel mass, lower heating value and the indicated thermal efficiency :

$$TQ_i = m_f Q_{LHV} \eta_i \quad (18)$$

Indicated efficiency is usually given by a polynomial relation depending on engine speed and equivalence ratio ϕ :

$$\eta_i = (a_1 + a_2 N_e + a_3 N_e^2)(1 - a_4 \phi^{a_5}) \quad (19)$$

where a_i parameters are identified to fit with experimental results. Because of simple combustion model, indicated torque is delayed to compute engine speed (equation (14)). The model takes into account the delay between fuel injection and time at which torque is available on engine shaft. Then, an input to power stroke delay Δ_{IPS} is introduced with the common engine dynamic model :

$$\frac{dN_e}{dt} = \frac{TQ_i(t - \Delta_{IPS}) - TQ_l}{J_e} \quad (20)$$

Since IPS delay takes place approximately over 120 degrees crank angle, then :

$$\Delta_{IPS}(s) \approx k_{\Delta} \frac{120}{n_{cyl} N_e} \quad \text{with } k_{\Delta} \in [1.00 \ 1.25] \quad (21)$$

Complete mean value engine models are quite simple for simulations but not enough for controller synthesis purpose. Numerous engine states and hard nonlinearity of MVEM make model-based controls design difficult, then, model reduction is desirable. For instance, subsystems of the mean torque production model proposed in [40] are used for non linear fuel control, a sliding mode control law can be found in [60].

Example of reduced order model

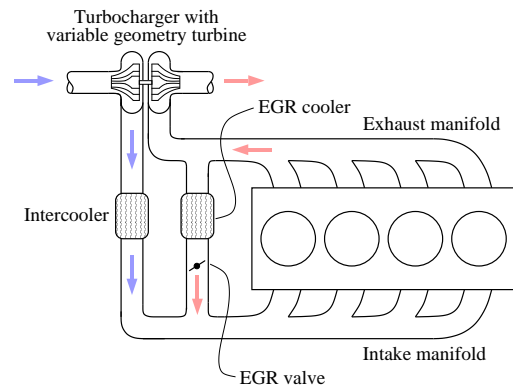


Figure 11: Diesel engine with EGR valve and variable geometry turbocharger.

A seventh-order model of diesel engine with exhaust gas recirculation and variable geometry turbine (figure 11) was developed and validated by Kolmanovsky *et al.* [67]. The initial model consists of two sets of three equations that govern the change of mass, pressure and fraction of burned gas inside intake and exhaust manifolds. The seventh state equation gives the turbocharger speed. Jankovic *et al.* propose a simpler third-order model derived from the seventh-order model [69]. They first removed four states keeping only pressure inside manifolds and turbocharger equations, thus engine model

becomes :

$$\begin{cases} \dot{p}_{im} = k_{im}(W_c + W_{egr} - k_e p_{im}) + \frac{\dot{T}_{im}}{T_{im}} p_{im} \\ \dot{p}_{em} = k_{em}(k_e p_{im} - W_{egr} - W_t + W_f) + \frac{\dot{T}_{em}}{T_{em}} p_{em} \\ \dot{P}_c = \frac{1}{\tau}(\eta_m P_t - P_c) \end{cases} \quad (22)$$

where $k_{im} = \frac{RT_{im}}{p_{im}}$, $k_{em} = \frac{RT_{em}}{p_{em}}$, η_m is the turbocharger mechanical efficiency, τ is the turbocharger power transfer time constant and $k_e p_{im}$ is the engine pumping rate. The engine pumping coefficient, $k_e = k_e(N_e, T_{im})$, depends on engine speed and intake manifold temperature. To facilitate control design, influence of terms \dot{T}_{im} and \dot{T}_{em} is neglected (isothermal assumption). Moreover, for sake of simplicity, EGR and turbine flow rate are used as control inputs. Hence, if $v_1 = W_{egr}$ and $v_2 = W_t$, we obtain the following model :

$$\begin{cases} \dot{p}_{im} = k_{im}(W_c + v_1 - k_e p_{im}) \\ \dot{p}_{em} = k_{em}(k_e p_{im} - v_1 - v_2 + W_f) \\ \dot{P}_c = \frac{1}{\tau}(\eta_m P_t - P_c) \end{cases} \quad (23)$$

Compressor mass flow and turbine power produce the nonlinearities of the model, namely

$$W_c = \frac{\eta_c}{T_a c_p} \frac{P_c}{p_{im}^\mu - 1} \quad (24)$$

and

$$P_t = \eta_t c_p T_{em} \left(1 - \frac{1}{p_{em}^\mu}\right) v_2 \quad (25)$$

with $\mu = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$.

From then on, third-order MVEM (23) is suitable for control design. Control design objectives for this specific model are to regulate EGR flow fraction and air-fuel ratio to their optimal setpoints for whole operating conditions to satisfy emissions requirement. This problem is addressed in recent publications, and involve the following robust control techniques to deal with nonlinear behaviour of the system : sliding mode controller [70], control Lyapunov function based design controller [69, 71] and adaptive controller structure [72].

Low order MVEM for control law synthesis becomes widespread since few year such as the diesel engine model proposed by Outbib *et al.* [73]. This latter includes three states : engine speed, intake manifold pressure and opacity. Using a nonlinear control scheme relying on Lyapunov theory, the authors demonstrate the possibility to control both engine speed and opacity with mass fuel rate as control input. Mean value modelling technique is an easy way to model diesel engine. MVEM is simple, but accurate enough to reproduce behaviour of engine variables in term of mean values. The level of simplicity allows nonreal-time as well as real-time simulations. For an example based on MATLAB/Simulink

simulation environment see [74]. MVEM is an ideal candidate as an engine sub-model inside a vehicle or powertrain model, see for instance [75]. MVEM shows a good potential for model based-diagnosis. Model-based diagnosis approach consists of on-line comparison between model output and sensor signals from engine. In [76] Nyberg *et al.* proposed a model-based diagnosis of leakage inside intake manifold in which a MVEM acts as a reference model for the intake system. Drawbacks with MVEM come from the reduced number of states that can be controlled and low precision compared to CCEM. As a consequence only low bandwidth control is possible.

Commercial engine simulation code

Since recent years, few commercial engine simulation codes such as WAVE from Ricardo or GT-Power from Gamma technologies allow co-simulations with softwares dedicated to control and modelling (MATLAB/Simulink). Optimized codes and present computer power make possible detailed engine simulation within time scales adapted to control system development. These codes give full phenomenological representation of the engine system with one dimensional compressible flow formulation. In addition the code contains several models for heat transfer or combustion. Diesel engine combustion can be modelled with simple combustion rate calculation (three functions Wiebe model) or with a more sophisticated diesel jet model [77]. GT-Power is an object-based code including object libraries for engine components (pipes, cylinder, cranktrain, compressor, valve, etc.). Building an engine model with GT-Power consist on parametrization and connection of these objects (figure 12). GT-Power allows

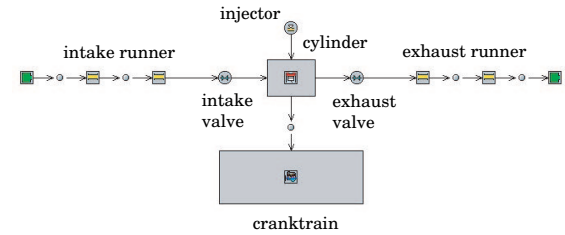


Figure 12: GT-Power model of basic single cylinder diesel engine.

simulation of the powertrain with regulator and models for actuators and sensors using CPower system. CPower is a mutual use of the GT-Power engine modelling code and MATLAB/Simulink. Bidirectional data exchange between software codes is completed via a "wiring harness". Under GT-Power environment, sensors blocs may sample engine variables (pressure, temperature, speed, etc.) in each part of the model (cylinder, manifolds, etc.) depending on the controller needs. These informations are transferred to Simulink which generates control signals (injection timing, VGT opening position, etc.).

Use and benefits provided by the CPower environment are highlighted in [78] through the development of a model predictive controller. Stobart *et al.* [79] discussed simulations relating to EGR control, common-rail fuel injection and testing of new types of sensors. Commercial codes such as GT-

power offer an easy way for diesel (or other type) engine modelling. They involve most of the engine nonlinearities and reproduce transient behaviour that are impossible to describe with MVEM or CCEM (wave action for instance). Combination with MATLAB/simulink package accelerates the control development process with the possibility to start analysis and control design without physical test bed.

2.3 NEW PATH FOR ENGINE MODELLING

Current engine control technology for fuel injection equipment based on calibration are quite rudimentary. Transient fuel control is still achieved by feedforward control structure. Modern diesel engine control may use an internal torque model but numerous look-up tables have to be calibrated (about 80-120) [39]. Such kind of map-based controller is effective but need hours of calibration with dynamometer tests.

The next challenge is to develop less empirical control system for injection system using cylinder pressure trace as feedback variable. In-cylinder pressure signal is recognized to be a good indicator of combustion quality and a valuable information both for control and diagnosis [80, 81]. The cylinder pressure entails a lot of information about combustion process such as equivalence ratio, heat release, mass fuel burn, peak pressure, etc. The main issue with an engine management system based on cylinder pressure signal is the high cost and low reliability of pressure transducers. Some works deal with cylinder pressure observer to replace physical sensors [60, 82]. An alternative solution is to develop model-based control system from a predictive cylinder pressure model. Nowadays, existing models are not compliant with this purpose, MVEM or linear input-output model cannot reflect in-cycle event. CCEM or filling and emptying models give accurate prediction but complex formulation does not agree with controller synthesis. Anyway, complete thermodynamic cycle calculations are too time restrictive.

Diesel engines involve complex nonlinear phenomena and may be viewed as a dynamical system. Then, a model able to give prediction of in-cylinder pressure can be obtained using nonlinear dynamical system theory. Non linear dynamical systems theory has been used in automotive context since the 1980s to study cycle-to-cycle variation in spark ignition engines [83]. It has been shown that cyclic variation is a combination of nonlinear deterministic dynamic and stochastic noise [84]. Daw *et al.* linked nonlinear dynamics to engine control and applied a feedback to decrease cyclic combustion variations [85]. Tool based on chaos theory have already been used for combustion diagnosis [86]. Recent paper shows the potential of Lyapunov exponents as diagnosis parameters [87].

For engine modelling purpose, techniques borrowed to nonlinear dynamical systems theory may be applied. With these techniques we can build phenomenological models from numerical scalar time series. Resulting models are made of ordinary differential equations which make possible application of modern control tools. Such models can be used as embedded reference model in adaptive control scheme. Nowadays, very few papers deal with modelling from recorded time series of in-cylinder

pressure [88]. Such a way is to be investigated further.

We are starting a project about combustion modelling using tools adapted from nonlinear systems theory. We hope to report results at a future conference.

CONCLUSIONS & OUTLOOK

Stringent emissions standards have led to introduction of new actuators which bring the potential of flexible control for the diesel engine. Emergence of electronic devices gradually increase the need of dynamic engine models for simulation and control development purpose. In this paper, we have proposed an overview of the most significant engine modelling approaches applied to the compression ignition engine during the past thirty years. The following points have been highlighted :

- Basic linear representations are compliant with control synthesis but they give a poor representation of highly nonlinear behaviour of the diesel engine.
- Nonlinear "black-box" models are able to capture complex engine processes. NARMAX or neural networks techniques exhibit a good ability for emission modelling.
- Cylinder-by-cylinder models are accurate and describe cyclic fluctuation of instantaneous crankshaft speed. But nonlinear crank angle-based models are still too complex for control algorithm development. However models with detailed combustion model are good candidate for diagnosis purpose or may be used as an engine simulator to study injection strategies.
- In recent years, there has been an obvious trend to include physical equations inside model-based control synthesis. For instance, MVEM are easy to generalize for different engines and gives better representation of engine nonlinearities. On the other hand, control synthesis may be difficult, but successful control design based on reduced order MVEM prove the importance of nonlinear models.
- Thermodynamics models including one-dimensional gas dynamics provide an accurate off-line simulation tool to help controller design.

Current engine control systems rely mostly on feedforward or simple feedback controllers. However, accurate models for control will be necessary if hardware improvement (i.e. microprocessor speed) gives the opportunity to implement more sophisticated controllers into engine control units.

Acknowledgements

The authors wish to thank C. Letellier and N. Langlois for their support and helpful discussions. This work is supported by the CANDICE¹ project (INTERREG III).

¹Control ANd Diagnosis of Internal Combustion Engines

REFERENCES

- [1] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [2] T. K. Garrett, K. Newton, and W. Steeds. *The Motor Vehicle*. Butterworth Heinemann, thirteenth edition, 2001.
- [3] C. Arcoumanis, C. Bae, A. Nagwaney, and J. H. Whitelaw. Effect of EGR on combustion development in a 1.9L DI diesel optical engine. *SAE Technical Paper*, (950850), 1995.
- [4] N. Watson and M. S. Janota. *Turbocharging the internal combustion engine*. The Macmillan Press, New York, 1982.
- [5] B. Challen and R. Baranescu. *Diesel engine reference book*. Butterworth Heinemann, second edition, 1999.
- [6] A. G. Stefanopoulou, I. Kolmanovsky, and J. S. Freudenberg. Control of variable geometry turbocharged diesel engine for reduced emissions. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 8(4):733–745, July 2000.
- [7] L. Bai and M. Yang. Coordinated control of EGR and VNT in turbocharged diesel engine based on intake air mass observer. *SAE Technical Paper*, (2002-01-1292), 2002.
- [8] N. Uchida, Y. Daisho, T. Saito, and H. Sugano. Combined effects of EGR and supercharging on diesel combustion and emissions. *SAE Technical Paper*, (930601), 1993.
- [9] J. Schommers, F. Duvinage, M. Stotz, A. Peters, S. Ellwanger, K. Koyanagi, and H. Gildein. Potential of common-rail injection system for passenger car DI diesel engines. *SAE Technical Paper*, (2000-01-0944), 2000.
- [10] G. Stumpp and M. Ricco. Common Rail - an attractive fuel injection system for passenger car DI diesel engines. *SAE Technical Paper*, (960870), 1996.
- [11] P. Schihl. Control strategies for heavy-duty diesel engine emissions. *IEEE Instrumentation & Measurement Magazine*, pages 11–15, June 2001.
- [12] T. Minami, K. Takeuchi, and N. Shimazaki. Reduction of diesel engine NO_x using pilot injection. *SAE Technical Paper*, (950611), 1995.
- [13] T. Tanaka, A. Ando, and K. Ishizaka. Study on pilot injection of DI diesel engine using common-rail injection system. *JSAE Review*, (23):297–302, 2002.
- [14] R. Isermann, J. Schaffnit, and S. Sinsel. Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems. *Control Engineering Practice*, (7):643–653, 1999.
- [15] G. R. Babbitt and J. J. Moskwa. Implementation details and test results for a transient engine dynamometer and hardware in the loop vehicle model. In *IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design*, pages 569–574, Kohala Coast-Island, Hawai'i, USA, August 1999.
- [16] A. Stefanopoulou. *Modeling and control of advanced technology engines*. PhD thesis, University of Michigan, 1996.
- [17] L. Guzzella and A. Amstutz. Control of diesel engines. *IEEE Transaction on Control Systems*, 18(5):53–71, October 1998.
- [18] L. Ljung. *System Identification. Theory for the User*. Prentice Hall, second edition, 1999.
- [19] P. A. Hazell and J. O. Flower. Sampled-data theory applied to the modeling and control analysis of compression ignition engines - Part 1. *International Journal of Control*, 13(3):549–562, 1971.
- [20] P. A. Hazell and J. O. Flower. Sampled data theory applied to the modeling and control analysis of compression ignition engines - Part 2. *International Journal of Control*, 13(4):609–623, 1971.
- [21] P. A. Hazell and J. O. Flower. Discrete modelling of spark ignition engine for control purposes. *International Journal of Control*, 13(4), 1971.
- [22] J. O. Flower and G. P. Windett. Dynamic measurements of a large diesel engine using p.r.b.s. technique - Part 1. Development of theory for closed loop sampled systems. *International Journal of Control*, 24(3):379–392, 1976.
- [23] J. O. Flower and G. P. Windett. Dynamic measurements of a large diesel engine using p.r.b.s. technique - Part 2. Instrumentation, experimental techniques and results. *International Journal of Control*, 24(3):393–404, 1976.
- [24] P. E. Wellstead, C. Thiruarooran, and D. E. Winterborne. Identification of a turbo-charged diesel engine. In *Proceedings of the IFAC World Congress*, pages 361–367, Helsinki, June 1978.
- [25] J. Jiang. Optimal gain scheduling controller for a diesel engine. *IEEE Control System Magazine*, 14(4):42–48, 1994.
- [26] D. E. Winterborne, C. Thiruarooran, and P. E. Wellstead. A wholly dynamical model of a turbocharged diesel engine for transfer function evaluation. *SAE Technical Paper*, (770124), 1977.
- [27] J. O. Flower and R. K. Gupta. Optimal control consideration of diesel engine discrete models. *International Journal of Control*, 19(6):1057–1068, 1974.
- [28] R. R. Fullmer, T. Tuken, and J. H. van Gerpen. Adaptive torque control of a diesel engine for transient test cycles. *SAE Technical Paper*, (920238), 1992.
- [29] D. W. Augustine and K. S. P. Kumar. A method for self-tuning a PID controller for control of small to medium sized diesel engines. In *IEEE International Conference on systems Engineering*, pages 85–88, August 1991.

- [30] S. A. Billings, M. B. Fadzil, J. L. Sulley, and P. M. Johnson. Identification of non-linear difference equation model of an industrial diesel generator. *Mechanical Systems and Processing*, 2(1):59–76, 1988.
- [31] S. A. Billings, S. Chen, and R. J. Backhouse. The identification of linear and non-linear models of turbocharged automotive diesel engine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 3(2):123–142, 1989.
- [32] A. Rachid, A. Liazid, and J. C. Champoussin. Nonlinear modelling of a turbocharged diesel engine. In *IEEE Conference on Control Applications*, volume 1, pages 133–136, Piscataway, 1994.
- [33] A. Liazid. *Identification du diesel à turbocompresseur à géométrie variable*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 1993.
- [34] V. Krihnnaswami, Y. W. Kim, and G. Rizzoni. A new model order identification algorithm with application to automobile oxygen sensor modeling. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 2113–2117, Seattle, Washington, June 1995.
- [35] X. Dovifaaz, M. Ouladsine, A. Rachid, and G. Bloch. Neural modeling and control of a diesel engine with pollution constraints. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 2008–2013, Anchorage, May 2002.
- [36] S. Ouenou-Gamo, M. Ouladsine, and A. Rachid. Diesel engine exhaust emissions modelling using artificial neural networks. *SAE Technical Paper*, (1999-01-1163), 1999.
- [37] M. Ayoubi. Comparison between the dynamic multi-layered perceptron and the generalized Hammerstein model for experimental identification of the loading process in diesel engines. *Control Engineering Practice*, (6):271–279, 1998.
- [38] M. Hafner, M. Schüler, and O. Nelles. Dynamical identification and control of combustion engine exhaust. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 222–226, San Diego, California, June 1999.
- [39] R. Iserman and M. Hafner. Mechatronics combustion engine - from modeling to optimal control. *European Journal of Control*, 7(2-3):220–247, 2001.
- [40] M. Kao and J. J. Moskwa. Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 117(1):20–30, 1995.
- [41] J. J. Ramos. *Internal Combustion Engine Modelling*. Hemisphere, 1989.
- [42] A. Chow and M. L. Wyszynski. Thermodynamic modelling of complete engine systems - a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*, 213:403–415, 1999.
- [43] J. D. Ledger and S. Walmsley. Computer simulation of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions. *SAE Technical Paper*, (710177), 1971.
- [44] J. D. Ledger, R.S. Benson, and H. Furukawa. Improvement in transient performance of a turbocharged diesel engine by air injection into the compressor. *SAE Technical Paper*, (730665), 1973.
- [45] R. S. Benson, J. D. Ledger, N. D. Whitehouse, and N. D. Walmsley. Comparison of experimental and simulated transient responses of turbocharged diesel engine. *SAE Technical Paper*, (730666), 1973.
- [46] R. S. Benson and P. C. Baruah. Some further tests on a computer program to simulate internal combustion engine. *SAE Technical Paper*, (730667), 1973.
- [47] S-C. Tsai and M. R. Goyal. Dynamic turbocharged diesel engine model for control analysis and design. *SAE Technical Paper*, (860455), 1986.
- [48] N. Watson. Dynamic turbocharged diesel engine simulator for electronic control system development. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 106, March 1984.
- [49] N. Watson and M. Marzouk. A non-linear digital simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions. *SAE Technical Paper*, (770123), 1977.
- [50] N. Watson. Transient performance simulation and analysis of turbocharged diesel engines. *SAE Technical Paper*, (810338), 1981.
- [51] R. Stone. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Society of Automotive Engineers, Warrendale, second edition, 1995.
- [52] N. Watson, A. D. Pilley, and M. Marzouk. A combustion correlation for diesel engine simulation. *SAE Technical Paper*, (800029), 1980.
- [53] D. Assanis, Z. Filipi, S. Gravante, D. Grohnke, X. Gui, L. Louca, G. Rideout, J. Stein, and Y. Wang. Validation and use of simulink integrated high fidelity, engine-in-vehicle simulation of the international class VI truck. *SAE Technical Paper*, (2000-01-0288), 2000.
- [54] Y. H. Zweiri, J. F. Winterborne, and L. D. Seneviratne. Detailed analytical model of a single-cylinder diesel engine in the crank-angle domain. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of automobile Engineering*, 215(D11):1197–1216, 2001.
- [55] L. Moklegaard, A. G. Stefanopoulou, and J. Schmidt. Transition from combustion to variable compression braking. *SAE Technical Paper*, (2000-01-1228), 2000.
- [56] L. Moklegaard. *Modeling and longitudinal control of commercial heavy vehicle equipped with variable compression braking*. PhD thesis, University of California, Santa Barbara, March 2002.
- [57] P. Dupraz, N. Guerrassi, O. Sename, and L. Dugard. A control-oriented model for high speed DI diesel engine. In *Advances in Vehicle control and Safety*, pages 93–98, Amiens, July 1998. CNRS, IFAC, IEEE, INRIA.

- [58] P. Dupraz. *Modélisation et commande avancées d’un moteur diesel à injection directe*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, 1998.
- [59] M. Kao and J. J. Moskwa. Nonlinear cylinder and intake manifold pressure observer for engine control and diagnostics. *SAE Technical Paper*, (940375), 1994.
- [60] M. Kao and J. J. Moskwa. Nonlinear diesel engine control and cylinder pressure observation. *ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 117(1):183–192, June 1995.
- [61] M. Kao and J. J. Moskwa. Model-based engine fault detection using cylinder pressure estimates from nonlinear observers. In *33rd Conference on Decision and Control*, pages 2742–2747, Lake Buena Vista, December 1994.
- [62] E. Hendricks. Mean value modeling of large turbocharged two-stroke diesel engine. *SAE Technical Paper*, (890564), 1989.
- [63] E. Hendricks. The analysis of mean value engine models. *SAE Technical Paper*, (890563), 1989.
- [64] J. P. Jensen, A. F. Kristensen, S. C. Sorenson, N. Houback, and E. Hendricks. Transient simulation of a small turbocharged diesel engine. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Seminar on Engine Transient Performances*, pages 31–43, London, UK, 1990.
- [65] J. P. Jensen, A. F. Kristensen, S. C. Sorenson, N. Houback, and E. Hendricks. Mean value modeling of a small turbocharged diesel engine. *SAE Technical Paper*, (910074), 1991.
- [66] A. Amstutz and W. L. Sturm. EGO sensor based robust output control of EGR in diesel engines. *IEEE Transaction on Automatic Control*, 3(1):39–48, 1995.
- [67] I. Kolmanovsky, P. E. Moraal, M. van Nieuwstadt, and A. Stefanopoulou. Issue in modelling and control of intake flow in variable geometry turbocharged engines. In *18th IFIP Conference on System Modelling and Optimisation*, 1997.
- [68] K. J. Vantine, U. Christen, K. Glover, and N. Collings. Analysis of an even-based diesel engine model for control purposes. In *IFAC Workshop: Advance in Automotive Control*, Karlsruhe, Germany, March 2001.
- [69] M. Jankovic, M. Jankovic, and I. Kolmanovsky. Robust nonlinear controller for turbocharged diesel engine. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 1389–1394, Philadelphia, Pennsylvania, June 1998.
- [70] V. I. Utkin, H-C. Chang, I. Kolmanovsky, and J. A. Cook. Sliding mode control for variable geometry turbocharged diesel engines. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 584–588, Chicago, Illinois, June 2000.
- [71] M. Jankovic, M. Jankovic, and I. Kolmanovsky. Constructive Lyapunov control design for turbocharged diesel engines. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 8(2):288–299, March 2000.
- [72] M. Ammann, N. P. Fekete, L. Guzzella, and A. H. Glatfelder. Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail diesel engine: theory and passenger car implementation. *SAE Technical Paper*, (2003-01-0357), 2003.
- [73] R. Outbib, X. Dovifaaz, A. Rachid, and M. Ouladsine. Speed control of a diesel engine: a nonlinear approach. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 3293–3294, Anchorage, May 2002.
- [74] R. W. Weeks and J. J. Moskwa. Automotive engine modeling for real-time control using MATLAB/SIMULINK. *SAE Technical Paper*, (950417), 1995.
- [75] D. Yanakiev and I. Kanellakopoulos. Speed tracking and vehicle follower control design for heavy-duty vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 25:251–276, 1996.
- [76] M. Nyberg, T. Stutte, and V. Wilhelmi. Model based diagnosis of the air path of an automotive diesel engine. In *IFAC Workshop: Advances in Automotive Control*, Karlsruhe, Germany, March 2001.
- [77] *GT-POWER. User’s Manual and Tutorial (GT-Suite Version 5.2)*, December 2001.
- [78] P. Bromnick. Development of a model predictive controller for engine idle speed using CPower. *SAE Technical Paper*, (1999-01-1171), 1999.
- [79] R. K. Stobart, A. May, B. J. Challen, and T. Morel. Modeling for diesel engine control : the CPower environment. *SAE Technical Paper*, (980794), 1998.
- [80] J. D. Powell. Engine control using cylinder pressure : past, present, and future. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 115:343–350, 1993.
- [81] D. Schiefer, R. Maennel, and W. Nardoni. Advantages of diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control. *SAE Technical Paper*, (2003-01-0364), 2003.
- [82] I. Haskara and L. Mianzo. Real-time cylinder pressure and indicated torque estimation via second order sliding modes. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 3324–3328, Arlington, VA, June 2001.
- [83] J. W. Daily. Cycle-to-cycle variations : a chaotic process ? *Combustion Sciences and Technology*, (57):149–162, 1988.
- [84] C. S. Daw, M. B. Kennel, C. E. A. Finney, and F. T. Connolly. Observing and modeling nonlinear dynamics in an internal combustion engine. *Phys. Rev. E*, 57(3):2811–2819, 1998.
- [85] C. S. Daw, J. B. Green, R. M. Wagner, C. E. A. Finney, L. I. Davis, L. A. J. Feldkamp, J. W. Hoard, F. Yuan, and F. T. Connolly. Controlling cyclic combustion variations in lean-fueled spark-ignition engines. In *Experimental Chaos : 6th Experimental Chaos Conference*, pages 265–277, 2002.

[86] C. Letellier, S. Meunier-Guttin-Cluzel, G. Gouesbet, F. Neveu, T. Duverger, and B. Cousyn. Use of the nonlinear dynamical system theory to study cycle-to-cycle variations from spark ignition engine pressure data. *SAE Technical Paper*, (971640), 1997.

[87] P. Bogus, J. Merksiz, R. Grzeszczyk, and S. Mazurek. Nonlinear analysis of combustion engine vibroacoustic signals for misfire detection. *SAE Technical Paper*, (2002-01-0199), 2002.

[88] T. Iokibe and Y. Fujimoto. Predicting combustion pressure of automobile engine employing chaos theory. In *Proceeding of the 2001 IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and automation*, pages 1339–1340, Banff, Alberta, Canada, July 29 - August 1 2001.

LIST OF ABBREVIATIONS

AFR	Air-Fuel Ratio
ARMAX	...	AutoRegressive Moving Average with eXogenous input
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
CAA	Clean Air Act
CARB	California’s Air Resources Board
CCEM	Cylinder-by-Cylinder Engine Model
CO	Carbon Oxide
CO ₂	Carbon diOxide
CI	Compression Ignition
DI	Direct Injection
ECU	Electronic Control Unit
EGO	Exhaust Gas Oxygen (sensor)
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EOBD	European On Board Diagnosis
F&E	Filling and Emptying
HC	Hydrocarbon
HD	Heavy-Duty (engine)
HEUI	Hydraulically-actuated Electronically-controlled Unit Injector
HiL	Hardware-in-the-Loop
IDI	InDirect Injection
LEV	Low Emission Vehicle
MVEM	Mean Value Engine Model
NARMAX	..	Nonlinear AutoRegressive Moving Average with eXogenous input
NHV	Noise and Vibration Harshness
NO	Nitric Oxide
NO ₂	Nitrogen dioxide
NOx	Nitrogen Oxides
OBD	On-Board Diagnosis
PID	Proportional Integral Derivative (controller)
PM	Particulate Matter
PRBS	Pseudo-Random Binary Sequence
RPM	Revolutions Per Minute

SiL	Software-in-the-Loop
TWC	Three-Way Catalyst
VGT	Variable Geometry Turbocharger

NOTATION

<i>Variables</i>	
η efficiency -
ϕ equivalence ratio -
ρ density kg/m ²
θ crank angle deg
$b MEP$... brake mean effective pressure kPa
J moment of inertia kg m ²
m mass kg
N speed RPM
p pressure kPa
P power kW
T temperature K
TQ torque Nm
u internal energy (specific) kJ/kg
V volume m ³
W work, mass flow kJ, kg/s

<i>Subscripts</i>	
a air
am ambient
c compressor
cyl cylinder
e engine
egr exhaust gas recirculation
em exhaust manifold
f fuel
fr friction
fb fuel burn
ht heat transfer
i indicated
im intake manifold
l load
$pist$ piston
t turbine
tc turbocharger

<i>Constants</i>	
γ ratio of specific heat (c_p/c_v) -
Φ_s stoichiometric fuel-air ratio -
c_p specific heat at constant pressure . kJ/kg.K
c_v specific heat at constant volume .. kJ/kg.K
n_{cyl} number of cylinder -
Q_{LHV}	.. fuel lower heating value kJ/kg
R gas constant kJ/kg.K
V_d displaced volume m ³

E.2 Symposium IEEE - Vehicle Power and Propulsion

Compression ignition engine simulator for instantaneous pressure and torque generation.

Olivier Grondin^{†§}, Jean Maquet[†], Richard Stobart[‡] & Houcine Chafouk[§]

[†]CORIA - UMR 6614, Université & INSA de Rouen, Avenue de l'Université - BP 12, 76801 Saint-Etienne du Rouvray - France, Email: jean.maquet@coria.fr, Telephone: +33 (0)2 32 95 37 01, Fax: +33 (0)2 32 95 97 21

[§]IRSEEM, Avenue Galilée, 76800 Saint Etienne du Rouvray - France, Emails: olivier.grondin@esigelec.fr, houcine.chafouk@esigelec.fr, Telephone: +33 (0)2 32 91 58 58, Fax: +33 (0)2 32 91 58 59

[‡]School of Engineering & Information Technology, University of Sussex, Falmer, Brighton BN1 9QT, United Kingdom, Email: r.k.stobart@sussex.ac.uk, Telephone: +44 (0)1237 606755, Fax: +44 (0)1273 678399

Abstract—The increasing demands for fuel-efficient and low emissions internal combustion engines require simulators in order to improve control algorithm and to test torque estimation or pressure reconstruction methods. The purpose of this work is to provide a flexible single cylinder compression ignition engine model in order to calculate the cylinder pressure, the instantaneous crankshaft speed and torque. Results obtained from an experimental diesel engine are included.

Keywords— Diesel engine modelling, injection control, torque estimation, pressure reconstruction.

I. INTRODUCTION

More than one century after Dr. Rudolf Diesel's invention, the compression ignition engine remains one of the most efficient internal combustion engines for ground vehicle applications. Increasing demands on driveability, emission reduction and efficiency lead to a progressive introduction of electronic actuators. A topical concern with diesel engines is to exploit potential benefits provided by advanced electronics hardware. In order to understand engine behavior with electronic actuators and to test control algorithms, engine models for off-line or real-time simulations are required. During the last few years, the control of combustion in engine relying on cylinder pressure signal have become a particular interest [1], [2], [3]. Instead of using high cost sensors, several works deal with the reconstruction of cylinder pressure trace. Some illustrating examples of the literature can be found in [4], [5], [6], [7]. In this work we want to provide an engine simulator that can help the development of cylinder pressure estimation techniques.

Modeling of internal combustion engines involves researchers from many fields. In the development of diesel engine models we may distinguish three main steps : (i) thermodynamic models based on first and second law analysis used since 1950, (ii) empirical models introduced in early 1970s [8] and (iii) physically-based non linear models for both engine simulation and control design introduced during the past twenty years. For more details about diesel engine modeling see [9], [?]. In this paper we describe an analytical compression ignition engine model based on the *filling and emptying* method initially proposed by Watson [10], [11] with some simplifying assumptions in order to reduce com-

puting time. Such a model gives an accurate prediction of in-cycle engine state evolution (in-cylinder pressure, instantaneous crankshaft speed,...). That is the reason why it is well suited for studying transient fuelling control and for fault diagnostics applications [12].

The paper is organized as follow : the next section gives the reader a set of equations describing a single cylinder direct injection compression ignition engine model. This section is divided in four parts : (i) model description, (ii) intake and exhaust gas flow, (iii) thermodynamic modelling of the cylinder and combustion process and (iv) dynamical crankshaft model. Section III describes the setup for real-time simulation and results are compared with experimental data recorded on a test cell. As a conclusion we consider future model improvements and the possible issues which can be investigated with the proposed engine model.

II. THE DIESEL ENGINE MODEL

A. Model structure and hypothesis

In this paper we study a single cylinder direct injection diesel engine. The proposed model only focuses on the engine cylinder and the crank-slider mechanism. The cylinder is modelled as an open system. The cylinder content is treated as a uniform ideal gas mixture with constant specific heat. At each instant of time, pressure and temperature are spatially uniform. With respect to the *filling and emptying* method [10], the mass, temperature and gas pressure are calculated using first law and mass conservation. Model inputs are the intake and exhaust manifold pressure and temperature, the mass of fuel injected into the cylinder and injection timing. The schematic diagram of the engine is shown in figure 1, $\dot{m}_{a/b}$ denotes the flow from plenum *a* to plenum *b*. For example, the flow from inlet manifold to cylinder *j* is denoted by $\dot{m}_{1/cylj}$. Most of the parameters and variables used are defined in the Nomenclature at the end of the paper.

B. Mass flow into and out of the cylinder

Quasi-steady model is used to describe gas flow across the intake and exhaust valve. Such a model is based on the assumption of one dimensional steady flow for a compressible

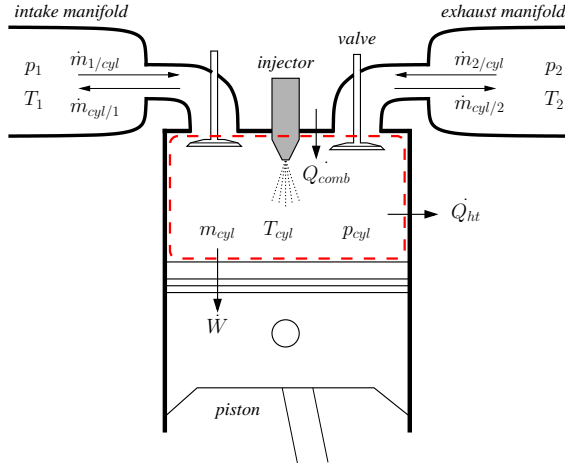


Fig. 1. Sketch of a direct injection diesel engine with open system boundary (dashed line) for thermodynamic analysis

ideal gas [13] :

$$\begin{cases} \dot{m}_{iv} = A_{iv} [l_{iv}(\theta)] \varphi(p_{cyl}, p_1, T_{cyl}, T_1) \\ \dot{m}_{ev} = A_{ev} [l_{ev}(\theta)] \varphi(p_2, p_{cyl}, T_2, T_{cyl}) \end{cases} \quad (1)$$

The effective orifice areas A_{iv} and A_{ev} (including the discharge coefficient) depend on intake and exhaust valve lift maps l_{iv} and l_{ev} provided by the manufacturer. Since subscripts u and d refer to upstream and downstream variables, thus, function φ may be written as follows [13] :

$$\varphi(p_d, p_u, T_d, T_u) = \begin{cases} \frac{p_u}{\sqrt{RT_u}} \varphi^+ \left(\frac{p_d}{p_u} \right) & \text{if } p_d \leq p_u \\ \frac{p_d}{\sqrt{RT_d}} \varphi^+ \left(\frac{p_u}{p_d} \right) & \text{if } p_d > p_u \end{cases} \quad (2)$$

where the flow can be in the forward or reverse direction (backflow). Moreover, we must distinguish sub and supersonic flows. The flow is assumed to be subsonic when the pressure ratio is lower than the critical ratio c_r and supersonic otherwise. Thus, function $\varphi^+(x)$ takes two different forms :

$$\varphi^+(x) = \begin{cases} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} & \text{if } x \leq c_r \\ x^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - x^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} & \text{if } x > c_r \end{cases} \quad (3)$$

with the critical ratio : $c_r = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

For the proposed engine model, we assume that backflow may occur through intakes and exhaust valve. As a result, the valve flows are separated in two distinct terms, one representing the direct flow and the other the backflow, thus, equation (1) can be rewritten as :

$$\begin{cases} \dot{m}_{iv} = \dot{m}_{1/cyl} - \dot{m}_{cyl/1} \\ \dot{m}_{ev} = \dot{m}_{cyl/2} - \dot{m}_{2/cyl} \end{cases} \quad (4)$$

C. Combustion model

Zero dimensional model for a single cylinder. The cylinder is the fundamental part of the system. In the basic modeling approach developed by Borman [14], energy balance gives the rate of change of cylinder gas temperature \dot{T}_{cyl} . In order to simplify the mathematical formulation and to reduce the computing time, the pressure inside the cylinder is obtained by differentiating the first law of thermodynamics. If we consider an ideal gas with constant specific heat, the first law in differential form applied to the open system defined by the cylinder (Fig. 1) is :

$$m_{cyl} c_v \frac{dT_{cyl}}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{dt} \quad (5)$$

The equation of state for an ideal gas is :

$$p_{cyl} V_{cyl} = m_{cyl} R T_{cyl} \quad (6)$$

where R is the gas constant. Combining equations (5) and (6) gives the cylinder pressure state equation :

$$\frac{dp_{cyl}}{dt} = \frac{\gamma}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} p_{cyl} + \frac{\gamma-1}{V_{cyl}} \frac{dQ}{dt} \quad (7)$$

with γ the specific heat ratio. The net heat release \dot{Q} is divided in four main terms :

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_{in}}{dt} + \frac{dQ_{comb}}{dt} - \frac{dQ_{out}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \quad (8)$$

where Q_{comb} is the fuel energy released during the combustion, Q_{th} is the rate of heat transfer through the cylinder walls, Q_{in} and Q_{out} stand for the energy of gas flowing into and out of the open system.

$$\begin{cases} \frac{dQ_{in}}{dt} = c_p \dot{m}_{1/cyl} T_1 + c_p \dot{m}_{2/cyl} T_2 \\ \frac{dQ_{out}}{dt} = c_p (\dot{m}_{cyl/1} + \dot{m}_{cyl/2}) T_{cyl} \\ \frac{dQ_{comb}}{dt} = \dot{m}_{fb} Q_{LHV} \end{cases} \quad (9)$$

Rearranging equations (7), (8) and (9), the state equation for cylinder pressure finally becomes :

$$\frac{dp_{cyl}}{dt} = \frac{\gamma}{V_{cyl}} \left[RT_1 \dot{m}_{1/cyl} - RT_{cyl} (\dot{m}_{cyl/1} + \dot{m}_{cyl/2}) + RT_2 \dot{m}_{2/cyl} - p_{cyl} \dot{V}_{cyl} \right] + \frac{\gamma-1}{V_{cyl}} \left[\dot{m}_{fb} Q_{LHV} - \dot{Q}_{ht} \right] \quad (10)$$

The rate of change of mass inside the cylinder is equal to the sum of mass flowing into and out of the open system :

$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = \dot{m}_f + \dot{m}_{1/cyl} + \dot{m}_{2/cyl} - \dot{m}_{cyl/1} - \dot{m}_{cyl/2} \quad (11)$$

After each integration step, cylinder gas temperature T_{cyl} is deduced from ideal gas law (equation (6)).

Fuel mass burning rate. The combustion process in direct injection diesel engine involves two distinct stages. The first stage is a quick combustion process named *premixed* which occurs in few crank angle degrees. The second stage called *diffusion* ends the combustion. Diesel combustion is modelled by three superposed Wiebe's functions. Two of these are describing the premixed and diffusion period, the third one insures a better fitting with heat release rate calculated from cylinder pressure [13]. The normalized fuel burning rate according to injected mass per cycle may be written as :

$$\frac{dm_{fb}^*}{d\theta} = \sum_{i=1}^3 F_i \frac{dx_i}{d\theta} \quad (12)$$

where F_i is the fraction relative to i th Wiebe's function x_i . Since m_f denote the injected fuel mass per cycle and ω_e the engine speed, the fuel burning rate is given by :

$$\frac{dm_{fb}}{dt} = \frac{dm_{fb}^*}{d\theta} m_f \omega_e \quad (13)$$

The basic Wiebe function is :

$$x_i = 1 - \exp \left[-a_i \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta_i} \right)^{m_i+1} \right] \quad (14)$$

and its derivative :

$$\frac{dx_i}{d\theta} = \frac{a_i(m_i+1)}{\Delta_i} \alpha(\theta)^{m_i} \exp(-a_i \alpha(\theta)^{m_i+1}) \quad (15)$$

with $\alpha(\theta) = \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta_i} \right)$ where a_i and m_i are adjustable parameters and Δ_i is the combustion duration. The angle at which ignition occurs θ_{ign} and injection angle θ_{inj} are related by :

$$\theta_{ign} = \theta_{inj} + \tau_{ID} \quad (16)$$

where the ignition delay τ_{ID} equal to the period between injection and ignition is usually expressed in the form of a correlative law depending on cylinder gas pressure and temperature [13]. Here, the ignition delay τ_{ID} , the Wiebe's function parameters (a_i , m_i and Δ_i) and the fractions F_i relative to each are mapped according to the engine speed ω_e and the injected fuel mass per cycle m_f . Parameter identification has been performed for 30 operating points. For each point the fuel burning rate is calculated based on the basic heat release analysis [13] with assumption of zero heat losses and constant value for the specific heat ratio ($\gamma = 1.33$) :

$$\frac{dm_{fb}}{d\theta} = \frac{1}{Q_{LHV}(\gamma-1)} \left(\gamma p_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\theta} - V_{cyl} \frac{dp_{cyl}}{d\theta} \right) \quad (17)$$

An example of fitting is given in figure 2. The proposed model is valid only for the engine on which the cylinder pressure was recorded.

Heat transfer. The heat transfer model takes into account forced convection between the gas trapped into the cylinder and the cylinder wall. Natural convection and radiative transfer are ignored. The instantaneous convective heat transfer rate from in-cylinder gas to cylinder wall is :

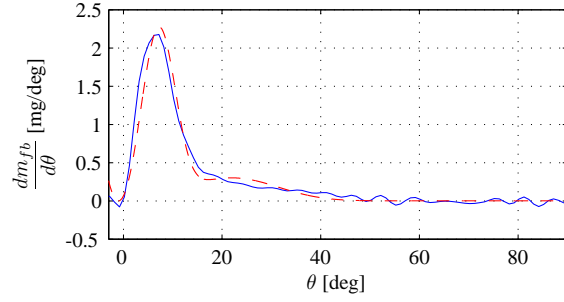


Fig. 2. Example of predicted (dashed line) and experimental (solid line) fuel mass burning rate as a function of crank angle.

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = A_{cyl} C_{ht} (T_{cyl} - T_{wall}) \quad (18)$$

For the sake of simplicity, the cylinder wall temperature T_{wall} is supposed to be steady and homogeneous. For a flat top piston, the heat transfer area A_{cyl} is given by :

$$A_{cyl} = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D \frac{L}{2} \left[\beta + 1 - \cos \theta - \sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (19)$$

The heat transfer coefficient C_{ht} is given by the Woschni correlation [15] :

$$C_{ht} = 3.26 p_{cyl}^{0.8} D^{-0.2} T_{cyl}^{-0.53} m^{0.8} \quad (20)$$

where m is the average cylinder gas velocity such as :

$$m = k_1 \bar{v}_p + k_2 \left(\frac{V_d T_{ref}}{p_{ref} V_{ref}} \right) \left[p_{cyl} - p_{ref} \left(\frac{V_{ref}}{V_{cyl}} \right)^\kappa \right] \quad (21)$$

Coefficients k_1 and k_2 vary depending on the period of the engine stroke. Coefficient k_1 is equal to 6.18 for scavenging periods and 2.28 for compression, combustion and expansion. The coefficient k_2 is equal to 3.24×10^{-3} for combustion and expansion periods and is equal to zero for the rest of engine cycle.

Cylinder volume & crank angle. Instantaneous cylinder volume and its derivative according to the crank angle and slider-crank mechanism (Fig. 3) geometrical parameters are needed in equation (10) :

$$\begin{cases} V_{cyl} = V_{cl} - \frac{r_c V_d}{2} \left(\beta + 1 - \cos \theta - \sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta} \right) \\ \dot{V}_{cyl} = V_{cl} \frac{r_c - 1}{2} \sin \theta \left(1 - \frac{\cos \theta}{\sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta}} \right) \omega_e \end{cases} \quad (22)$$

The term ω_e accounts for the engine speed and The crank angle θ is deduced from the fundamental relationship :

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega_e \quad (23)$$

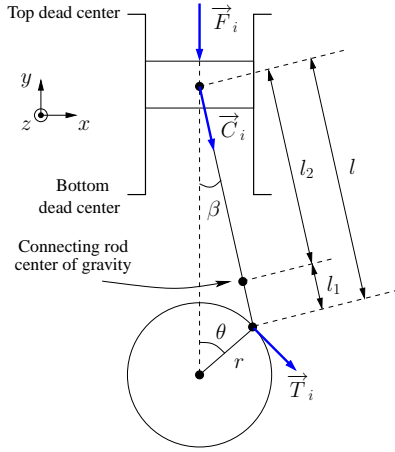


Fig. 3. Schematic representation of a slider-crank mechanism. For sake of simplicity the influence of crank pin offset is neglected.

D. Crank-slider model

Assuming rigid transmission between engine and load, the Newtonian principle applied to the engine/load system (Fig. 3) gives :

$$\dot{\omega}_e = (J_e + J_l)^{-1} (\Gamma_e - \Gamma_l) \quad (24)$$

where J_e and J_l are the engine and load moments of inertia, Γ_l is the load torque imposed on the engine shaft. The net engine torque Γ_e is given knowing the three fundamental torques as follows :

$$\Gamma_e = \Gamma_i - \Gamma_{fr} - \Gamma_r \quad (25)$$

The force acting on the crankshaft and producing the net engine torque Γ_e can be classified into three classes : (i) the gas pressure forces, (ii) the reciprocating forces and (iii) the friction forces [16].

Gas pressure forces. The indicated torque, Γ_i , is generated by the gas pressure forces acting on the piston during the combustion process. This force \vec{F}_i is defined as follows :

$$\vec{F}_i = -(p_{cyl} - p_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} \cdot \vec{y} \quad (26)$$

The relationship between the indicated torque and the indicated pressure is a deterministic function of engine geometry and dynamics of the reciprocating assembly [17] :

$$\Gamma_i = |\vec{T}_i| \times r = (p_{cyl} - p_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} g_1(\theta) \quad (27)$$

$$\text{with } g_1(\theta) = r \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (28)$$

Reciprocating torque. The reciprocating torque is a consequence of the motion of the engine reciprocating components (piston and connecting rod) and is given by :

$$\Gamma_r = (m_p + m_{cr}) g_1(\theta) [g_1(\theta) \dot{\omega}_e + g_2(\theta) \omega_e^2] \quad (29)$$

where m_p and m_{cr} are piston and connecting rod mass, function g_2 is the derivative of function g_1 according to the crank angle.

Friction torque. The friction torque Γ_f is a resultant torque of engine internal resistance such as piston/liner or valve train frictions and power required to drive engine auxiliaries (oil pump, alternator,...). Instead of modeling instantaneous friction for each component [17], the correlation proposed by Chen and Flynn [18] is chosen :

$$\Gamma_{fr} = \frac{V_d f_{mep}}{4\pi} \quad (30)$$

This formula gives the cycle-averaged value of the friction torque with the friction mean effective pressure f_{mep} as a function of in-cylinder peak pressure \hat{p}_{cyl} and mean piston speed \bar{v}_p such as :

$$f_{mep} = f_0 + f_1 \hat{p}_{cyl} + f_2 \bar{v}_p + f_3 \bar{v}_p^2 \quad (31)$$

where parameters f_i are set to fit with experimental data.

Load torque. The load torque results of forces acting on the vehicle such as : force due to road slope, rolling resistance at the tire/pavement interface, frictions and aerodynamic drag. It is not the purpose of this paper to provide a model for load torque, for more detail see [19]. Here, the load torque is supposed to be an external perturbation.

III. SIMULATION AND EXPERIMENTAL RESULTS

A single cylinder compression ignition engine model with 4 states has been implemented in the MATLAB/Simulink environment. Equations (10), (11), (23) and (24) are integrated with the *ode4* fixed-step solver based on the Runge-Kutta algorithm. Required data for the model are : engine parameters (see list of constants in the Nomenclature) and the inlet and exhaust valve maps. Parameter identification for equations (12) and (31) needs brake mean effective pressure and cylinder pressure measurements. In order to accelerate simulations, model state equations are generated and compiled in a Simulink C-MEX function. The proposed model is suitable for off-line simulations but it can not be used as an embedded model inside the commercial car ECU. However, this model has been embedded on a dSPACE DS1005 DSP board. The processor running at 480 MHz provides enough computing performance to implement the engine model in real-time.

Model validation is based on comparison with experimental pressure trace (Fig. 4) and with GT-Power engine simulation code [20] for variables that are impossible to measure (Fig. 5). GT-Power is based on one-dimensional gas dynamics for flow. All experiments were performed on a six cylinders light-duty diesel engine in a test cell. The engine is a standard production Caterpillar 7.2l (110 mm bore, 127 mm stroke, compression ratio $r_c = 16$). This engine provides 1166 Nm maximum torque at 1400 rpm and 223 kW maximum power at 2100 rpm. The engine is connected to a dynamometer and is fitted with pressure and temperature sensors for intake and exhaust plenums (standard strain gauges

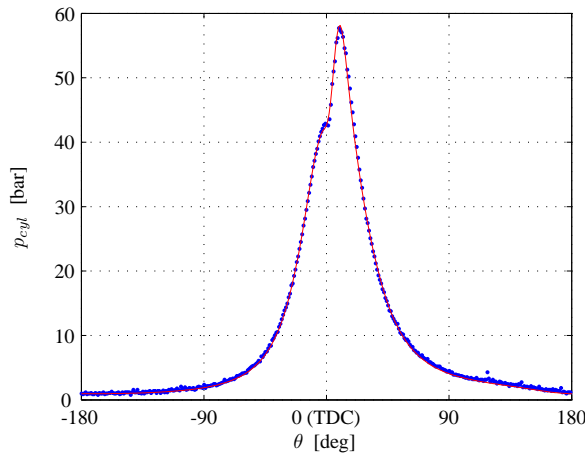


Fig. 4. Comparison between measured (dot) and simulated (solid line) cylinder pressure p_{cyl} . Engine is running at 1000 rpm, load torque is equal to 200 N.m and injection timing is set to 3 degrees before top dead center (TDC). Relative error during compression and combustion periods is lower than 2%.

and PT100 probes). In-cylinder pressure was recorded using a Kistler 6125B piezoelectric sensor flush mounted on the cylinder head and connected to a Kistler 5015A charge amplifier. The charge yielded by the piezoelectric sensor is converted into a proportional voltage signal by the charge amplifier. This signal is sampled at one degree crank angle intervals and is recorded using the RedLine Advanced Combustion Analysis Program (ACAP) provided by MTS. An encoder mounted on the engine shaft providing 720 pulses per revolution synchronizes the pressure recording. Figures 4

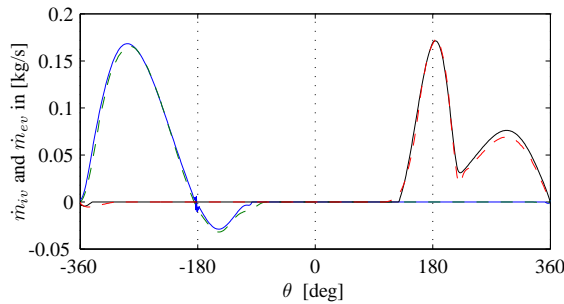


Fig. 5. Comparison between model valve flows (solid lines) and GT-Power results (dashed lines). Relative error over one engine cycle is lower than 5%.

and 5 show a comparison of simulated and experimental instantaneous cylinder pressure and valve flows as a function of crank angle for one engine cycle. Values predicted by the model are in good agreement with experimental data. Most of the prediction errors come from the simplifying assumptions. In spite of this, the engine model is accurate enough for control analysis purposes. Instantaneous engine speed and torque (Fig. 7 & 6) are not yet validated because there is no adequate sensors available on the test engine.

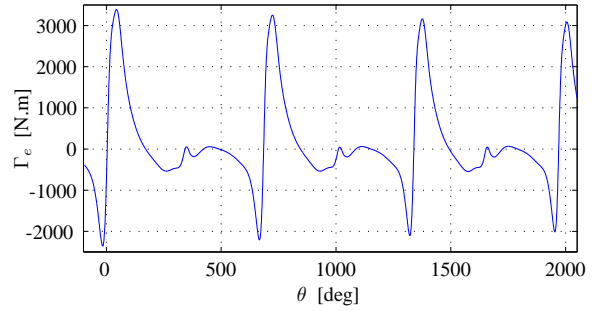


Fig. 6. Estimated engine torque versus crank angle.

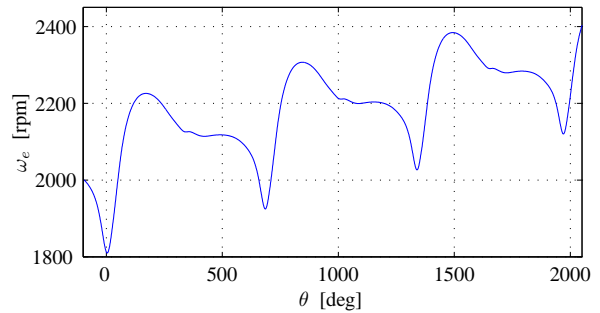


Fig. 7. Estimated engine speed versus crank angle.

IV. CONCLUSION & FUTURE WORK

This paper describes a compression ignition engine simulator. Effort has been put into building a physical model based on the *filling and emptying* method. The resulting model can predict engine performance and variables of interest for control purpose, it is easy to generalize for various diesel engine configurations. The model is also suitable for real time simulations, this will be particularly helpful for control design calibration and for hardware-in-the-loop simulations. The engine simulator described in this work is valid for steady engine speed, validation for transients is ongoing. If needed, the model can easily be modified to take in account gas characteristics and specific heat fluctuation. In future work we aim to replace the simple model for fraction of mass fuel burned by a predictive dynamic model.

ACKNOWLEDGMENT

This work is supported by the CANDICE¹ project (INTERREG III). Data have been carried out from the experimental test cell of the automotive laboratory of University of Sussex. The authors wish to thank A. Devallet and C. Letellier for useful comments, B. Jackson and I. Wallis for their support during engine tests.

NOMENCLATURE

Variables

Γ torque

¹Control ANd Diagnosis of Internal Combustion Engines

θ	crank angle
A	area
η	efficiency
f_{mep}	friction mean effective pressure
J	moment of inertia
m	mass
\dot{m}	mass flow
p	pressure
P	power
T	temperature
v	longitudinal speed
V	volume
ω	rotational speed

Subscripts

1	intake manifold
2	exhaust manifold
bf	burned fuel
cr	connecting rod
cyl	cylinder
e	engine
f	fuel
fr	friction
ht	heat transfer
i	indicated
ign	ignition
inj	injection
l	load
p	piston
r	reciprocating
ref	reference

Constants

β	(l/r)
γ	ratio of specific heat (c_p/c_v)
κ	polytropic coefficient
c_p	specific heat at constant pressure
c_v	specific heat at constant volume
D	cylinder bore
l	connecting rod length
L	cylinder stroke
p_{amb}	ambient pressure
Q_{LHV}	fuel lower heating value
r	crank radius
R	gas constant
r_c	compression ratio
T_{wall}	engine block temperature
V_{cl}	clearance volume
V_d	displaced volume

REFERENCES

- [1] D. Schiefer, R. Maennel, and W. Nardoni. Advantages of diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control. *SAE Paper*, (2003-01-0364), 2003.
- [2] S. Leonhardt, N. Müller, and R. Isermann. Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 4(3):235–245, September 1999.
- [3] J. D. Powell. Engine control using cylinder pressure : past, present, and future. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 115:343–350, 1993.
- [4] S. J. Citron, J. E. O'Higgins, and L. Y. Chen. Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuations. *SAE Paper*, (890486), 1989.
- [5] T. S. Brown and W. S. Neil. Determination of engine cylinder pressure from crankshaft speed fluctuations. *SAE Paper*, (920463), 1992.
- [6] S. X. Chen and J. J. Moskwa. Application of nonlinear sliding mode observers for cylinder pressure reconstruction. *Control Engineering Practice*, 5(8):1115–1121, 1997.
- [7] I. Haskara and L. Mianzo. Real-time cylinder pressure and indicated torque estimation via second order sliding modes. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 3324–3328, Arlington, VA, June 2001.
- [8] P. A. Hazell and J. O. Flower. Sampled-data theory applied to the modeling and control analysis of compression ignition engines - Part 1. *International Journal of Control*, 13(3):549–562, 1971.
- [9] L. Guzzella and A. Amstutz. Control of diesel engines. *IEEE Transaction on Control Systems*, 18(5):53–71, October 1998.
- [10] N. Watson and M. Marzouk. A non-linear digital simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions. *SAE Paper*, (770123), 1977.
- [11] N. Watson and M. S. Janota. *Turbocharging the internal combustion engine*. The Macmillan Press, New York, 1982.
- [12] M. Kao and J. J. Moskwa. Model-based engine fault detection using cylinder pressure estimates from nonlinear observers. In *33rd Conference on Decision and Control*, pages 2742–2747, Lake Buena Vista, December 1994.
- [13] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [14] G. L. Borman. *Mathematical simulation of internal combustion engine processes and performance including comparison with experiment*. PhD thesis, Mechanical Engineering Dept., University of Wisconsin, 1964.
- [15] G. Woschni. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Paper*, (670931), 1967.
- [16] G. Rizzoni. Estimate of indicated torque from crankshaft speed fluctuation : a model for the dynamics of the IC engine. *IEEE Transaction on Vehicular Technology*, 38(3):168–179, 1989.
- [17] Y. H. Zweiri, J. F. Whidborne, and L. D. Seneviratne. A mathematical transient model for the dynamics of a single-cylinder diesel engine. In *Proceedings of the International Conference on Simulation*, pages 145–151. IEE, 30 September-2 October 1998.
- [18] S. K. Chen and P. F. Flynn. Development of a single cylinder compression ignition research engine. *SAE Transaction*, (650733), 1965.
- [19] D. Yanakiev and I. Kanellakopoulos. Speed tracking and vehicle follow control design for heavy-duty vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 25:251–276, 1996.
- [20] *GT-POWER. User's Manual and Tutorial (GT-Suite Version 6.0)*, March 2003.

E.3 International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety

Analytical Model of a Compression Ignition Engine for Control Analysis & Real-Time Simulations

Olivier Grondin^{†‡}, Jean Maquet[†], Christophe Letellier[†], Houcine Chafouk[‡]

[†]CORIA - UMR 6614, Université & INSA de Rouen, Avenue de l’Université - BP 12, 76801 Saint-Etienne du Rouvray - France, Emails: name@coria.fr, Telephone: +33 (0)2 32 95 37 04, Fax: +33 (0)2 32 95 97 21

[‡]IRSEEM, Avenue Galilée, 76800 Saint Etienne du Rouvray - France, Emails: olivier.grondin@esigelec.fr, houcine.chafouk@esigelec.fr, Telephone: +33 (0)2 32 91 58 58, Fax: +33 (0)2 32 91 58 59

Abstract—This paper presents a direct injection (DI) diesel engine model based on the filling and emptying approach with a crank angle resolution. The model includes a variable geometry turbocharger (VGT), an exhaust gas recirculation valve (EGR) and a modern injection system. A detailed crankshaft inertial model is used to reproduce engine speed variations. Model inputs are EGR valve position, VGT position and injection system settings (injection timing, fuel mass). Pressure and temperature inside plenums (manifolds and cylinders), engine speed, indicated torque may be taken as model outputs. The purpose of this work is to provide a flexible compression ignition engine model in order to help engineers in control system development. The model is designed to fulfill demands on electronic control, it can be used as an engine simulator : off-line control algorithms testing as well as real-time simulations are possible.

Keywords—Diesel engines, modeling, filling and emptying method, control analysis, real-time simulations.

I. INTRODUCTION

More than one century after Dr. Rudolf Diesel’s invention, the compression ignition engine remains one of the most efficient internal combustion engine for ground vehicle applications. Increasing demands on driveability, emission reduction and efficiency lead to a progressive introduction of electronic actuators. Variable geometry turbocharger, EGR valve and modern injection systems (common-rail, HEUI,...) allow a better control of air, EGR and fuel masses fed to the cylinder. A topical concern with diesel engines is to exploit potential benefits provided by advanced electronics hardware. In order to understand engine behavior with electronic actuators and to test control algorithms, engine models for off-line or real-time simulations are required. Modeling of internal combustion engines involves researchers from many fields. In the development of diesel engine models we may distinguish three main steps : (i) thermodynamic models based on first and second law analysis used since 1950, (ii) empirical models introduced in early 1970s [1] and (iii) physically-based non linear models for both engine simulation and control design introduced during the past twenty years. For comprehensive reviews on Diesel engine modeling see [2], [3]. In this paper we focus on cylinder-by-cylinder engine models (CCEM) [4]. This model, based on the filling and emptying concept [5] gives an accurate prediction of in-cycle engine state evolution (in-cylinder pressure, instantaneous crankshaft speed,...). That is the reason why

CCEM are well suited for studying transient fuelling control and for fault diagnostic applications [6].

The next section gives the reader a set of equations to form an overall multi-cylinder compression ignition engine fitted with modern actuators. This section is divided in three parts : (i) the air and EGR path, (ii) the cylinder model (including heat transfer and heat release) and (iii) the engine dynamic model. Section III describes the setup for real-time simulation and results are compared with experimental data recorded on a test cell. As a conclusion we consider future model improvements and the possible issues that can be investigated with the proposed engine model.

II. THE DIESEL ENGINE MODEL

A. Engine structure & model hypothesis

We study a multi-cylinder direct injection diesel engine. A turbocharger is fitted to the engine to improve its low power density. The turbocharger consists of a compressor powered by a variable geometry turbine. This system allows a good boost pressure for all range of turbocharger speed. The engine is also equipped with an EGR valve. Note that exhaust gas recirculation is the most useful way to reduce NOx emissions. The valve is located between the exhaust and intake manifolds and is controlled to reintroduce the adequate fraction of burned fuel (EGR fraction setpoints are usually mapped according to engine speed and mass of fuel injected per cycle [7]).

Engine plenums (cylinders, intake and exhaust manifolds) are modelled as separate thermodynamic systems containing gases at uniform state. With respect to the filling and emptying method, mass, temperature and pressure of gas are calculated using first law and mass conservation. The main simplifying assumptions for this model are :

- ideal gases with constant specific heats;
- effects of heat transfer through intake and exhaust manifolds are neglected;
- the engine cylinder wall temperature T_{wall} is supposed to be steady and homogenous;
- compressor inlet and turbocharger outlet temperatures and pressures are assumed to be equal to ambient pressure p_a and temperature T_a .

The schematic diagram of the engine is shown in Fig. 1. Note that parameters u_* refer to model control inputs. Pa-

parameters u_{vgt} and u_{egr} allow to modify the turbine's open area and the EGR valve area, respectively. Regarding the injection system, control input u_{inj} drives the injection timing θ_{inj} and the mass of fuel injected per cycle m_f . The arrows represent the flow directions, $\dot{m}_{a/b}$ denotes the flow from plenum a to plenum b . For example, the flow from inlet manifold to cylinder j is denoted by \dot{m}_{1/cyl_j} . Most of the parameters and variables used in this paper are reported into the appendix II.

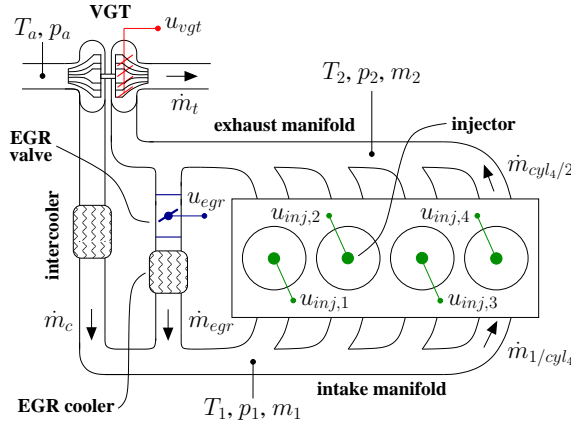


Fig. 1. Schematic diagram of a four cylinder diesel engine with exhaust gas recirculation valve and variable geometry turbocharger.

B. Air & EGR paths

Turbocharger dynamics. The rotational speed of the turbocharger assembly ω_{tc} can be derived from Newton's law,

$$\frac{d\omega_{tc}}{dt} = \frac{P_t - P_c}{J_{tc}\omega_{tc}} \quad (1)$$

where J_{tc} is the turbocharger moment of inertia, P_t and P_c are the turbine and compressor power. Here, the bearing frictions are neglected.

Compressor. Assuming the heat losses are neglected, the compressor power P_c is derived from first law of thermodynamics :

$$P_c = \dot{m}_c c_p \frac{1}{\eta_c} T_a \left[\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad \text{with } \pi_c = \left(\frac{p_1}{p_a} \right) \quad (2)$$

$$\dot{m}_c = f_{c,\dot{m}}(\omega_{tc}, \pi_c) \quad (3)$$

$$\eta_c = f_{c,\eta}(\omega_{tc}, \pi_c) \quad (4)$$

The compressor power is related to the mass flow rate through the compressor \dot{m}_c , the isentropic efficiency η_c and the inlet and outlet temperatures and pressures. Efficiency and mass flow are usually mapped according to pressure ratio π_c and turbocharger speed ω_{tc} (for more details see [8]). Temperature of the air downstream to the compressor is given by :

$$T_c = T_a \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (5)$$

Intercooler & EGR-cooler. The temperature downstream both intercooler and EGR-cooler can be approximated by the following expressions :

$$T_{cc} = (1 - \epsilon_c) T_c + \epsilon_c T_{cool} \quad (6)$$

$$T_{egr} = (1 - \epsilon_{egr}) T_2 + \epsilon_{egr} T_{cool} \quad (7)$$

where T_{cool} is the liquid coolant temperature, ϵ_c and ϵ_{egr} are the intercooler's effectiveness. Under the assumption of no pressure drop across the coolers, there is no change for mass flows \dot{m}_c and \dot{m}_{egr} .

Variable geometry turbine. Turbine power is derived in the similar way as equation (2) for the compressor :

$$P_t = \dot{m}_t c_p \eta_t T_2 \left[1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] \quad \text{with } \pi_t = \left(\frac{p_2}{p_a} \right) \quad (8)$$

However, mass flow \dot{m}_t and efficiency η_t are not mapped. First, the turbine mass flow is modeled in the same way as a flow across valve or throttle :

$$\dot{m}_t = A_{vgt}(u_{vgt}) c_t \varphi(p_a, p_2, T_a, T_2) \quad (9)$$

where A_{vgt} is the turbine area and u_{vgt} the control input. Second, the convective approach to parameterize the turbine efficiency η_t is based on the blade speed ratio c_u instead of turbocharger speed [2] :

$$\eta_t(c_u) = \eta_{t,max} \left[2 \frac{c_u}{c_{u,opt}} - \left(\frac{c_u}{c_{u,opt}} \right)^2 \right] \quad (10)$$

$$\text{with } c_u = r_t \omega_{tc} \left(2 c_p T_2 \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Parameters $c_{u,opt}$ and $\eta_{t,max}$ may be taken as constant values [2] or regressed as polynomials in the VGT position [9].

EGR valve. The EGR system is modelled as a quasi-steady component. Thus, the flow through EGR valve is calculated from the standard equation for one dimensional isentropic steady flow (see appendix I) :

$$\dot{m}_{egr} = A_{egr}(u_{egr}) C_{egr} \varphi(p_2, p_1, T_2, T_1) \quad (12)$$

where A_{egr} is the controllable EGR orifice area and u_{egr} the control input. The valve area is usually identified as a polynomial of the control input or valve lift.

Inlet and exhaust manifolds. Since heat transfer on manifold wall is neglected the equations for mass and pressure inside the intake manifold are written as follows :

$$\begin{cases} \frac{dm_1}{dt} = \dot{m}_c + \dot{m}_{egr} + \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_j/1} - \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{1/cyl_j} \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{\gamma R}{V_1} \left[T_c \dot{m}_c + T_{egr} \dot{m}_{egr} + \sum_{j=1}^{n_{cyl}} T_{cyl_j} \dot{m}_{cyl_j/1} - T_1 \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{1/cyl_j} \right] \end{cases} \quad (13)$$

State equations for the exhaust manifold are derived in the same way and give :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_2}{dt} = \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_j/2} - \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{2/cyl_j} - \dot{m}_t - \dot{m}_{egr} \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{\gamma R}{V_2} \left[\sum_{j=1}^{n_{cyl}} T_{cyl_j} \dot{m}_{cyl_j/2} - T_2 \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{2/cyl_j} \right. \\ \left. - T_t \dot{m}_t - T_{egr} \dot{m}_{egr} \right] \end{array} \right. \quad (14)$$

The manifold temperatures T_1 and T_2 are calculated from the ideal gas law, $T_x = V_x p_x / (R m_x)$.

Intake and exhaust valves. Flows across intake and exhaust valves are modelled by the standard orifice flow equation (see appendix I) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{iv_j} = A_{iv} [l_{iv}(\theta_j)] \varphi(p_{cyl_j}, p_1, T_{cyl_j}, T_1) \\ \dot{m}_{ev_j} = A_{ev} [l_{ev}(\theta_j)] \varphi(p_2, p_{cyl_j}, T_2, T_{cyl_j}) \end{array} \right. \quad (15)$$

The effective orifice area $A_{*}[\cdot]$ (including the discharge coefficient) is a function of valve lift map $l_{*}(\theta_j)$ provided by the manufacturer. Flows through valves may be separated in two distinct terms, one represents the direct flow and the other the backflow :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{iv_j} = \dot{m}_{1/cyl_j} - \dot{m}_{cyl_j/1} \\ \dot{m}_{ev_j} = \dot{m}_{cyl_j/2} - \dot{m}_{2/cyl_j} \end{array} \right. \quad (16)$$

C. Cylinder model

Zero dimensional model for a single cylinder. The cylinder is the fundamental part of the system. In the basic modeling approach developed by Borman [10], energy balance gives the rate of change of cylinder gas temperature \dot{T}_{cyl} . This approach leads to an ordinary differential equation for T_{cyl} including some partial derivative terms evaluated from the gas property relationship [8]. In order to simplify the mathematical formulation and to reduce the computing time, the number of derivative operations is limited. Thus, pressure inside the cylinder j , p_{cyl_j} , is obtained by differentiating the first law of thermodynamics for an ideal gas with constant specific heat and the mass m_{cyl_j} is derived from the mass continuity equation :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_{cyl_j}}{dt} = \dot{m}_f + \dot{m}_{1/cyl_j} + \dot{m}_{2/cyl_j} - \dot{m}_{cyl_j/1} - \dot{m}_{cyl_j/2} \\ \frac{dp_{cyl_j}}{dt} = \frac{\gamma}{V_{cyl_j}} \left[RT_1 \dot{m}_{1/cyl_j} - RT_{cyl_j} (\dot{m}_{cyl_j/1} + \dot{m}_{cyl_j/2}) \right. \\ \left. + RT_2 \dot{m}_{2/cyl_j} - p_{cyl_j} \dot{V}_{cyl_j} \right] + \frac{\gamma-1}{V_{cyl_j}} \left[\dot{m}_{bf_j} Q_{LHV} - \dot{Q}_{ht_j} \right] \end{array} \right. \quad (17)$$

where the term $\dot{m}_{bf_j} Q_{LHV}$ is the rate of heat release and \dot{Q}_{ht_j} is the rate of heat transfer to the engine block. After each integration step, cylinder gas temperature is deduced from ideal gas law.

Fuel mass burning rate. The combustion process in direct injection diesel engine involves two distinct stages. The

first stage is a quick combustion process named *premixed* which occurs in few crank angle degrees. The second stage called *diffusion* ends the combustion. Diesel combustion is modelled by three superposed Wiebe's functions. Two of these are describing the premixed and diffusion period, the third one insures a better fitting with heat release rate calculated from cylinder pressure [11]. The normalized fuel burning rate according to injected mass per cycle may be written as :

$$\frac{dm_{fb}^*}{d\theta} = \sum_{i=1}^3 F_i \frac{dx_i}{d\theta} \quad (18)$$

where F_i is the fractions relative to i th Wiebe's function x_i . The basic Wiebe function is :

$$x_i = 1 - \exp \left[-a_i \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta_i} \right)^{m_i+1} \right] \quad (19)$$

where a_i and m_i are adjustable parameters, θ_{ign} is the angle at which ignition occurs and Δ_i is the combustion duration. Since m_f denote the injected fuel mass per cycle and ω_e the engine speed, the fuel burning rate is given by :

$$\frac{dm_{fb}}{dt} = \frac{dm_{fb}^*}{d\theta} m_f \omega_e \quad (20)$$

The ignition delay D_I is the period between injection and ignition usually expressed in the form of a correlative law depending on cylinder gas pressure and temperature [11]. The injection angle θ_{inj} and ignition angle θ_{ign} are related by :

$$\int_{\theta_{inj}}^{\theta_{ign}} \frac{d\theta}{D_I} = 1 \quad (21)$$

Heat transfer. The heat transfer model takes into account forced convection between the gas trapped into the cylinder and the cylinder wall. Natural convection and radiative transfer are ignored. The instantaneous convective heat transfer rate from in-cylinder gas to cylinder wall is :

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = A_{cyl_j} C_{ht} (T_{cyl_j} - T_{wall}) \quad (22)$$

where A_{cyl} is the heat transfer area. For a flat top piston this parameter is given by :

$$A_{cyl_j} = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D \frac{L}{2} \left[\beta + 1 - \cos \theta_j - \sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta_j} \right] \quad (23)$$

The heat transfer coefficient C_{ht} is given by Woschni correlation [12] :

$$C_{ht} = 3.26 p_{cyl_j}^{0.8} D^{-0.2} T_{cyl_j}^{-0.53} m^{0.8} \quad (24)$$

where m is the average cylinder gas velocity such as :

$$m = k_1 \bar{v}_p + k_2 \left(\frac{V_d T_{ref}}{p_{ref} V_{ref}} \right) \left[p_{cyl_j} - p_{ref} \left(\frac{V_{ref}}{V_{cyl_j}} \right)^{\kappa} \right] \quad (25)$$

Coefficients k_1 and k_2 vary depending on the period of the engine stroke. Coefficient k_1 is equal to 6.18 for scavenging periods and 2.28 for compression, combustion and expansion. The coefficient k_2 is equal to 3.24×10^{-3} for combustion and expansion periods and is equal to zero for the rest of engine cycle.

Cylinder volume & crank angle. Instantaneous cylinder volume is a deterministic function of crank angle and slider-crank mechanism (Fig. 2) geometrical parameters :

$$V_{cyl_j} = V_{cl} - \frac{r_c V_d}{2} \left(\beta + 1 - \cos \theta_j - \sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta_j} \right) \quad (26)$$

The crank angle for each cylinder θ_j is expressed as follows :

$$\theta_j = (\omega_e t + \Delta_\theta j) \pmod{4\pi} \quad (27)$$

Index j is the cylinder number and the crank angle offset Δ_θ depends on the separation between each cylinder. In the case of four cylinder engine Δ_θ is equal to π and usually $2\pi/3$ for a six cylinder engine.

D. Engine & load dynamics

Inputs of dynamic model are the instantaneous indicated torque Γ_i calculated from the cylinder pressure and the load torque applied on the engine shaft Γ_l . Assuming rigid transmission between engine and load the Newtonian principle applied to the engine/load system (Fig. 2) gives :

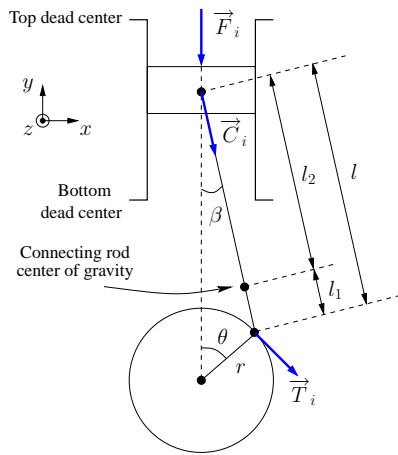


Fig. 2. Schematic representation of a slider-crank mechanism. For sake of simplicity the influence of crank pin offset is neglected.

$$\dot{\omega}_e = (J_e + J_l)^{-1} \left[\sum_{j=1}^{n_{cyl}} (\Gamma_{i_j} - \Gamma_{fr_j} - \Gamma_{r_j}) - \Gamma_l \right] \quad (28)$$

where J_e and J_l are the engine and load moments of inertia. The friction torque Γ_{fr} and the reciprocating torque Γ_r are subtracted from the indicated torque Γ_i in order to obtain the brake torque. Afterwards, the load torque Γ_l imposed on the engine shaft by the dynamometer is subtracted from the sum of brake torques for each cylinder.

Indicated torque. The indicated torque, Γ_i , is generated by the pressure forces acting on the piston during the

combustion process and is a function of engine geometry and cylinder pressure [13] :

$$\Gamma_i = |\vec{T}_i| \times r = (p_{cyl} - p_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} g_1(\theta) \quad (29)$$

$$\text{with } g_1(\theta) = r \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (30)$$

Reciprocating torque. The reciprocating torque is a consequence of the motion of the engine reciprocating components (piston and connecting rod) and is given by :

$$\Gamma_r = (m_p + m_{cr}) g_1(\theta) [g_1(\theta)\dot{\omega}_e + g_2(\theta)\omega_e^2] \quad (31)$$

where m_p and m_{cr} are piston and connecting rod mass, function g_2 is the derivative of function g_1 according to the crank angle.

Friction torque. The friction torque Γ_f is a resultant torque of engine internal resistance such as piston/liner or valve train frictions and power required to drive engine auxiliaries (oil pump, alternator,...). Instead of modeling instantaneous friction for each component [13], the correlation proposed by Chen and Flynn [14] is chosen as :

$$\Gamma_{fr} = \frac{V_d f_{mep}}{4\pi} \quad (32)$$

This formula gives the cycle-averaged value of the friction torque with the friction mean effective pressure f_{mep} as a function of in-cylinder peak pressure \hat{p}_{cyl} and mean piston speed \bar{v}_p such as :

$$f_{mep} = a_0 + a_1 \hat{p}_{cyl} + a_2 \bar{v}_p + a_3 \bar{v}_p^2 \quad (33)$$

where parameters a_i are set to fit with experimental data.

Load torque. The load torque results of forces acting on the vehicle such as : force due to road grade, rolling resistance at the tire/pavement interface, frictions and aerodynamic drag. This is not the purpose of this paper to provide a model for load torque, for more detail see [15]. Here, the load torque is supposed to be an external perturbation.

III. SIMULATIONS & VALIDATION

A six cylinder compression ignition engine model with 18 states has been implemented in the MATLAB/Simulink environment. Required data for the model are : engine parameters (see list of constant in appendix II), maps for inlet and exhaust valves, EGR valve maps, efficiency and mass flow rate maps for turbine and compressor. In order to fast simulations, model state equations are generated and compiled in a Simulink C-MEX function. At this stage the model is suitable for off-line simulations. Then, the engine model has been embedded on multiprocessor system based on dSPACE processor boards (two DS1005 boards). Each processor running at 480 MHz provides enough computing performance to implement the cylinder-by-cylinder model in real-time.

Model validation is based on comparison with experimental pressure trace (Fig. 3) and with GT-Power engine simulation code [16] for variables that are impossible to measure (Fig. 4). GT-Power is based on one-dimensional gas dynamics for flow. All experiments were performed on a

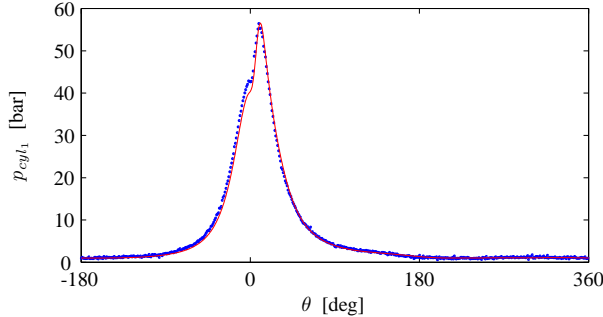


Fig. 3. Comparison between measured (dot) and simulated (solid line) in-cylinder pressure p_{cyl1} . Engine is running at 1000 rpm, load torque is equal to 200 N.m and injection timing is set to 3 degree before top dead center.

six cylinder production light-duty diesel engine in a test cell. The engine is instrumented with pressure and temperature sensors for intake and exhaust plenums. In-cylinder pressure was recorded using a Kistler piezoelectric sensor with a charge amplifier. The charge yielded by the piezoelectric sensor is converted into a proportional voltage signal by the charge amplifier. The cylinder pressure was sampled at one degree crank angle interval and recorded with a combustion analysis system. The crank angle is sampled using an encoder on the engine shaft. Figures 3 and 4 show a com-

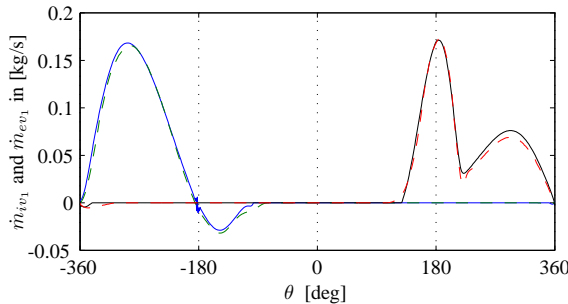


Fig. 4. Comparison between model valve flows (solid lines) and GT-Power results (dashed lines).

parison of simulated and experimental instantaneous cylinder pressure and valve flows as a function of crank angle for one engine cycle. Values predicted by the model are in good agreement with experimental data. Most of the prediction errors come from the simplifying assumptions. In addition, the motored cylinder pressure has not been properly estimated leading to a slight offset between measured and predicted cylinder pressure just before the top dead center (Fig. 3). In spite of this, the engine model is accurate enough for control analysis purpose.

IV. CONCLUSIONS & OUTLOOK

This paper describes an analytical diesel engine model for control analysis. Significant effort has been put into building a physical model using the filling and emptying method. Thus, a minimum number of empirical parameters are required and the model is easy to generalize for various diesel engine configuration. Resulting model predicts engine performance and variables of interest for control purpose. One further advantage of the model presented here is that it is suitable for real-time simulations. This will be particularly helpful for control design calibration and for hardware-in-the-loop simulations. The model has been tested numerically and compared with experimental data. Simulated cylinder pressure agree with data recorded for steady engine speed, transient tests are ongoing. The cylinder-by-cylinder model can replace the engine for testing control algorithms giving a substantial reduction in controller prototyping cost and time. Transient fuelling strategy can be investigated as well as low bandwidth control such as robust control of EGR and VGT. This kind of model is a good candidate to test diagnostic techniques or torque estimation. If needed, the model can easily be modified to take into account of gas characteristics and specific heat variations with temperature. In future works we achieve to replace the correlation for fraction of mass fuel burned by a predictive model.

ACKNOWLEDGMENT

This work is supported by the CANDICE¹ project (INTERREG III). Data have been carried out from the experimental test cell of the automotive laboratory of University of Sussex. The authors wish to thank R. Stobart for providing technical data, B. Jackson and I. Wallis for their support during engine tests.

APPENDICES

I. EQUATION FOR ONE DIMENSIONAL STEADY FLOW ACROSS A RESTRICTION

Quasi-steady model of flow through all valves (EGR and cylinder) is used for the proposed engine model. It is based on the assumption of one dimensional steady flow for a compressible ideal gas [11] :

$$\dot{m}_x = C_x A_x \varphi(p_d, p_u, T_d, T_u) \quad (34)$$

where C_x is the discharge coefficient and A_x the orifice area. Since subscripts u and d refer to upstream and downstream variables, thus, function φ may be written as follows [11] :

$$\varphi(p_d, p_u, T_d, T_u) = \begin{cases} \frac{p_u}{\sqrt{RT_u}} \varphi^+ \left(\frac{p_d}{p_u} \right) & \text{if } p_d \leq p_u \\ \frac{p_d}{\sqrt{RT_d}} \varphi^+ \left(\frac{p_u}{p_d} \right) & \text{if } p_d > p_u \end{cases} \quad (35)$$

¹Control ANd Diagnosis of Internal Combustion Engines

where the flow can be in the forward or reverse direction (backflow). For the proposed engine model, we assume that backflow may occur only through intakes and exhaust valve (not for EGR or VGT). Moreover, we must distinguish sub and supersonic flows. The flow is assumed to be subsonic when the pressure ratio is lower than the critical ratio c_r and supersonic otherwise. Thus, function $\varphi^+(x)$ takes two different forms :

$$\varphi^+(x) = \begin{cases} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} & \text{if } x \leq c_r \\ x^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - x^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} & \text{if } x > c_r \end{cases} \quad (36)$$

with the critical ratio : $c_r = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

II. NOMENCLATURE

Variables

Γ	torque
θ	crank angle
A	area
η	efficiency
f_{mep}	friction mean effective pressure
J	moment of inertia
m	mass
\dot{m}	mass flow
p	pressure
P	power
T	temperature
v	longitudinal speed
V	volume
ω	rotational speed

Subscripts

1	intake manifold
2	exhaust manifold
bf	burned fuel
c	compressor
cr	connecting rod
cyl_j	cylinder number j
e	engine
f	fuel
fr	friction
ht	heat transfer
i	indicated
ign	ignition
inj	injection
l	load
p	piston
r	reciprocating
ref	reference
t	turbine
tc	turbocharger

Constants

β	(l/r)
---------------	---------

$\Delta\theta$	angular cylinders separation
γ	ratio of specific heat (c_p/c_v)
κ	polytropic coefficient
c_p	specific heat at constant pressure
c_v	specific heat at constant volume
D	cylinder bore
l	connecting rod length
L	cylinder stroke
n_{cyl}	number of cylinder
p_a	ambient pressure
Q_{LHV}	fuel lower heating value
r	crank radius
R	gas constant
r_c	compression ratio
r_t	effective turbine radius
T_a	ambient temperature
T_{wall}	engine block temperature
V_{cl}	clearance volume
V_d	displaced volume

REFERENCES

- [1] P. A. Hazell and J. O. Flower. Sampled-data theory applied to the modeling and control analysis of compression ignition engines - Part 1. *International Journal of Control*, 13(3):549–562, 1971.
- [2] L. Guzzella and A. Amstutz. Control of diesel engines. *IEEE Transaction on Control Systems*, 18(5):53–71, October 1998.
- [3] O. Grondin, R. K. Stobart, H. Chafouk, and J. Maquet. Modelling the compression ignition engine for control : Review and future trends. *SAE Technical Paper*, (2004-01-0423), 2004.
- [4] M. Kao and J. J. Moskwa. Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 117(1):20–30, 1995.
- [5] N. Watson and M. Marzouk. A non-linear digital simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions. *SAE Technical Paper*, (770123), 1977.
- [6] M. Kao and J. J. Moskwa. Model-based engine fault detection using cylinder pressure estimates from nonlinear observers. In *33rd Conference on Decision and Control*, pages 2742–2747, Lake Buena Vista, December 1994.
- [7] A. G. Stefanopoulou, I. Kolmanovsky, and J. S. Freudenberg. Control of variable geometry turbocharged diesel engine for reduced emissions. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 8(4):733–745, July 2000.
- [8] N. Watson and M. S. Janota. *Turbocharging the internal combustion engine*. The Macmillan Press, New York, 1982.
- [9] M. Jung, R. G. Ford, K. Glover, N. Collings, U. Christen, and M. J. Watts. Parameterization and transient validation of a variable geometry turbocharger for mean-value modeling at low and medium speed-load points. *SAE Technical Paper*, (2002-01-2729), 2002.
- [10] G. L. Borman. *Mathematical simulation of internal combustion engine processes and performance including comparison with experiment*. PhD thesis, Mechanical Engineering Dept., University of Wisconsin, 1964.
- [11] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New york, 1988.
- [12] G. Woschni. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Technical Paper*, (670931), 1967.
- [13] Y. H. Zweiri, J. F. Whidborne, and L. D. Seneviratne. A mathematical transient model for the dynamics of a single-cylinder diesel engine. In *Proceedings of the International Conference on Simulation*, pages 145–151. IEE, 30 September-2 October 1998.
- [14] S. K. Chen and P. F. Flynn. Development of a single cylinder compression ignition reseach engine. *SAE Transaction*, (650733), 1965.
- [15] D. Yanakiev and I. Kanellakopoulos. Speed tracking and vehicle follower control design for heavy-duty vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 25:251–276, 1996.
- [16] *GT-POWER. User's Manual and Tutorial (GT-Suite Version 6.0)*, March 2003.

E.4 SAE Paper n°2005-01-0029

2005-01-0029

Direct Injection Diesel Engine Cylinder Pressure Modelling via NARMA Identification Technique.

Olivier Grondin, Christophe Letellier, Jean Maquet
CORIA, Université de Rouen, France

Luis Antonio Aguirre
Universidade Federal de Minas Gerais, Brazil

Frédéric Dionnet
CERTAM, France

Copyright © 2005 Society of Automotive Engineers, Inc.

ABSTRACT

Future engine control systems need suitable and accurate models for combustion. For this purpose, this paper presents a practical application of nonlinear autoregressive moving average polynomial models with exogenous inputs (NARMAX) technique to model pressure dynamics inside the cylinder of a direct injection compression ignition engine. Two models have been investigated taking two different sets of input variables. The first model only includes basic injection settings available from the electronic control unit. The second model uses the instantaneous crankshaft revolution speed as a main model input. Model parameter identification and validation are performed with experimental data obtained from a test engine equipped with a piezoelectric pressure sensor and with data computed from a thermodynamic-based engine cycle simulation code.

INTRODUCTION

During the last few years, internal combustion engine management systems relying on cylinder pressure signal became of a particular interest [1, 2, 3]. The cylinder pressure signal provides detailed informations on the combustion process : start of combustion (SOC), rate of heat release, maximum cylinder pressure, indicated mean effective pressure (imep), equivalence ratio, etc. All of these variables can be very helpful for closed loop control of modern injection systems (common-rail, HEUI) or exhaust gas recirculation vane. Direct monitoring of pressure within the cylinder allows an accurate diagnosis of the combustion process. However, direct measurements of this variable are too expensive and thus limit commercial car implementations. Therefore, improvements in combustion efficiency require cylinder pressure model control oriented which must be suitable for embedding

in commercial electronic control units (ECU). The classical approach to model the cylinder pressure evolution is based on the first law, that is, the whole thermodynamic cycle is computed [4, 5]. Such models are accurate but usually time consuming and too complicated for control design methods. Instead of using physical models or direct sensing, the pressure can be estimated from measurements of other variables (crankshaft speed, engine block vibration,...). In this paper we choose to investigate the potential of nonlinear system identification techniques (black-box models) to describe the cylinder pressure evolution.

The subsequent part of this paper is divided into four main sections. It starts with a description of several approaches to reconstruct the cylinder pressure trace in combustion engine. In section 2 we briefly describe the nonlinear identification and structure selection techniques. To end this section we give an overview of the NARMAX technique which was applied to internal combustion engine during the past few years. Section 3 is devoted to the first attempt to model the cylinder pressure evolution using static injection parameter settings. In section 4, we use the same method by replacing previous input variables by the instantaneous engine speed.

1. SOME POSSIBLE WAYS TO OBTAIN CYLINDER PRESSURE

Since many years, the problem of cylinder pressure modelling and estimation has been addressed in order to avoid expensive direct measurements. Several research paths can be considered to obtain the cylinder pressure signal :

1. **State estimation.** Basic principles consist in reconstructing the pressure based on other measured engine variables. For this task, sliding mode observers

have shown good performance to estimate the rate of heat release or the cylinder pressure [6, 7, 8, 9].

2. **Inverted piston-crank model.** Engine speed fluctuations versus crank angle contain informations to reconstruct the engine torque as well as the cylinder pressure. The total engine torque and pressure engine torque can be determined by direct measurements of engine waveform passed through a nonlinear crank-slider dynamic model [10, 11, 12]. This method can be used for diagnosis since any misfire of abnormal combustion implies a modification of the waveform of crankshaft speed. However an accurate cylinder estimation needs a complex dynamic model which takes into account all inertia and crankshaft torsion sources.
3. **Reconstruction of the engine cylinder pressure from the engine vibration signal.** Another approach relies on the analysis of the engine vibration signal. This signal is very conveniently measured with an accelerometer mounted on the cylinder head or on the engine block. Accelerometer signal contains a lot of useful informations but pressure reconstruction from this signal has been recognized as a difficult issue due to highly nonlinear relation between cylinder pressure evolution and vibration response. For this purpose, signal deconvolution or inverse filtering provides quite good results [13]. Antoni *et al.* showed that better pressure reconstruction is possible by taking into account the non-stationary nature of the vibration signals [14]. For the same purpose radial basis functions neural network have the ability to approximate the nonlinear transfer function between pressure and accelerometer trace [15]. The structural vibration signal simultaneously collects informations on several cylinders. In this framework, Böhme *et al.* proposed an algorithm to estimate pressures in each cylinder from the structure-borne sound recorded on the surface of the engine block [16, 17].
4. **Artificial neural network models.** Neural network models are used since the middle of the eighties. They are efficient to capture the behavior of nonlinear systems. Several attempts proved their efficiency in modelling the cylinder pressure dynamic of internal combustion engine. Gu *et al.* demonstrated the ability of the radial basis function model to predict the evolution of cylinder pressure [18]. Murpy *et al.* used a feedforward neural network to reconstruct the pressure curve for diagnostic and fault detection purposes [19]. These two models fairly match the recorded cylinder pressure signal with the instantaneous speed signature which is the only required input. Instead of the engine speed Winsel *et al.* presented a time-delay neural network model based only on conventional input-output data (mean engine speed, intake manifold pressure, air-fuel ratio and ignition timing) for a spark-ignition engine [20]. The proposed model can be integrated as a real-time model in an HiL simulator or implemented within an

ECU for torque estimation. Heister and Fröhlich [21] were concerned with the identification of the most relevant input-output data pairs for neural networks, using the concept of mutual information. In this context, mutual information is employed to determine the 50% energy conversion point from the combustion chamber pressure within one combustion cycle.

5. **Ionization current interpretation.** In SI engine, the spark plug can act as actuator as well as sensor. The spark plug ionization current gives a picture of the combustion processes. Eriksson and Nielsen showed that the cylinder peak pressure location can be estimated using a pattern recognition in the ionization current [22]. Moreover, this variable can be involved in a spark advance control scheme instead of expensive direct measurement of pressure [23]. For the diesel engine, an ionization sensor can be combined with the glow plug to extract combustion indicators (such as the start of combustion) for closed loop-control of injection systems [24].

2. THE NARMAX TECHNIQUE

2.1 BACKGROUND

It has been shown that under weak assumptions a discrete-time MIMO nonlinear system with m outputs and r inputs can be described locally by the general NARMAX model [25]

$$y(k) = F^l \begin{bmatrix} y(k-1), \dots, y(k-n_y), \\ u(k-1), \dots, u(k-n_u), \\ e(k-1), \dots, e(k-n_e) \end{bmatrix} \quad (1)$$

where y , u and e account for output, input and noise vectors respectively. These variable are defined as follows :

$$y(k) = \begin{bmatrix} y_1(k) \\ \vdots \\ y_m(k) \end{bmatrix}, \quad u(k) = \begin{bmatrix} u_1(k) \\ \vdots \\ u_r(k) \end{bmatrix}, \quad e(k) = \begin{bmatrix} e_1(k) \\ \vdots \\ e_m(k) \end{bmatrix} \quad (2)$$

where n_y , n_u and n_e are the maximum lags applied to the output, input and noise signals. $F^l[\cdot]$ is a nonlinear polynomial function in y , u and e with nonlinearity degree l . Equation (1) can be expressed in prediction error form as

$$y(k) = \psi^T(k-1)\theta + \xi(k) \quad (3)$$

where $\xi(k)$ is a white noise, $\psi(k-1)$ is a matrix containing linear and nonlinear combination of input, output and noise signals up to degree l . Model parameters corresponding to each terms of $\psi(k-1)$ are contained in the vector of parameters θ . If the model is estimated over a data set of length N , equation (4) can be written in a matrix form

$$y = \Psi^T \theta + \xi \quad (4)$$

with

$$y = \begin{bmatrix} y(n_y + 1) \\ y(n_y + 2) \\ \vdots \\ y(N) \end{bmatrix}, \quad \Psi = [\Psi_1 \quad \dots \quad \Psi_{n_\theta}] \quad (5)$$

and

$$\theta = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_{n_\theta} \end{bmatrix}, \xi = \begin{bmatrix} \xi(n_y + 1) \\ \xi(n_y + 2) \\ \vdots \\ \xi(N) \end{bmatrix} \quad (6)$$

where n_θ is the number of model parameters including deterministic terms and noise terms. The vector of residual, ξ , is defined as the difference between data $y(k)$ and the predicted output $\Psi^T(k-1)\theta$. The problem is to find parameter estimate $\hat{\theta}$ minimizing $\|y - \Psi^T \hat{\theta}\|$. Solution to this problem satisfies the well-known equation

$$\hat{\theta} = [\Psi^T \Psi]^{-1} \Psi^T y \quad (7)$$

The model parameter estimation is performed by an orthogonal least-squares method [26, 27]. From this method, the error reduction ratio (ERR) can be computed easily. This criterium measures the significance of each regressor and it allows to select the most relevant terms in order to avoid an excessive number of terms in the model (due to the large number of possible combinations between input, output and noise). The determination of the model order is an important problem in the identification of any input-output models, more details about the model structure selection can be found in [28].

2.2 BRIEF STATE OF THE ART ON NARMAX TECHNIQUE APPLIED TO INTERNAL COMBUSTION ENGINE MODELLING

Theoretical background on NARMAX identification techniques has been introduced in the mid-eighties and practical applications for engine modelling started few years later. A summary of main papers dealing with this topic is given in table 1. The first attempt to model a compression ignition engine was proposed at the end of the eighties by Billings *et al.* [29, 30] who were among the lead founder of theoretical basis of NARMAX technique. They obtained a model which relates the fuel rack position to the mean engine speed. In a similar way, Rachid *et al.* [31, 32] applied the polynomial NARMAX technique to model a turbocharged diesel engine. Their model includes load torque and accelerator pedal position as inputs and gives satisfactory prediction of fuel consumption and tailpipe emissions (HC, CO and PM). NARMAX technique has been also applied to exhaust gas oxygen sensor (EGO) model identification in [33] and to identify engine model required for residual generation in a fault detection and isolation (FDI) scheme [34]. From the end of the nineties a lot papers were devoted to NARMAX modelling as a first step for the design of an SI engine idle speed controller [35, 36]. In a recent paper, Caroll *et al.* proposed a NARMA model suitable for spark advance control. Their model relates the spark advance to the crank angle at which the peak cylinder pressure occurs [37].

NARMAX technique proved a good ability to describe the evolution of slow-dynamic variables in engine (one engine

cycle resolution) such as the mean engine speed, tailpipe emission or intake manifold pressure. However, to the best of our knowledge there is no attempt to apply such a technique for modelling the cylinder pressure which is a fast process (crank angle-based).

3. ECU PARAMETERS AS INPUT

We first attempted to model the cylinder pressure by using only input variables which do not require specific sensors. Most of the informations collected for modelling were available from the engine electronic control unit. According to formulation (1), the output y_1 is the cylinder pressure (in bar) and the model inputs are :

- The motored pressure, u_1 (in bar), which represents the pressure inside the cylinder when no combustion occurs. This variable is computed from a simple law for isentropic compression and expansion.
- u_2 is the intake manifold pressure (in bar), that give the initial pressure condition at the beginning of the compression stroke.
- u_3 is the injection timing corresponding to the time at which the fuel is injected inside the cylinder. This value is expressed in crank angle degree with respect to top dead center (TDC).
- u_4 is the injection duration given in ms.

The model does not include noise signal. The data were collected on a four cylinders, 2.0 l, direct injection diesel engine loaded with a dynamometer and instrumented to record the operating parameters. The pressure was measured in one of the cylinders by an intrusive AVL piezoelectric sensor mounted in the cylinder head. The output y_1 has been recorded as a function of the crankshaft angular position with a high resolution encoder fitted on the engine shaft. The raw data sampling interval is 0.1 crank angle degree. This sampling time is too small to allow an adequate parameter estimation (7) and the best results were obtained with data points separated by 3 degrees. During tests, the engine speed was kept constant at 2000 rpm and only input parameter values were modified. The set of training data is made of 22 cycles of cylinder pressure with different values for u_2 , u_3 and u_4 . Input u_1 is identical for all sets of training data. Three pressure cycles are used for each set of values of (u_1, u_2, u_3) in order to improve the identification procedure. Best modelling results have been obtained when the number of model terms was fixed to $n_\theta = 9$, the maximum lags were equal to 3 for the output and all the inputs ($n_y = n_u = 3$) and for a degree of nonlinearity $l = 2$. Thus, the best

Number	Authors	Reference	Year	Subject
1	Billings <i>et al.</i>	[29]	1988	identification of a nonlinear model of an industrial diesel generator.
2	Billings <i>et al.</i>	[30]	1989	nonlinear model identification of a turbocharged diesel engine
3	Liazid	[32]	1993	identification of diesel engine fitted with a variable geometry turbine
4	Rachid <i>et al.</i>	[31]	1994	nonlinear CI engine model including consumption and emissions
5	Krishnaswami <i>et al.</i>	[33]	1995	NARMAX model order determination algorithm applied to EGO sensor
6	Krishnaswami <i>et al.</i>	[34]	1995	nonlinear model oriented diagnosis of engine faults
7	De Nicolao <i>et al.</i>	[38]	1996	polynomial black-box modelling of the volumetric efficiency
8	Scattolini <i>et al.</i>	[39]	1997	NARX identification technique applied to spark ignition engine
9	Glass and Franchek	[35]	1998	idle speed controller designed from a SISO NARMAX SI engine model
10	Glass and Franchek	[40]	1999	identification and control based on NARMAX model
11	De Nicolao <i>et al.</i>	[36]	1999	identification and idle-speed control
12	Pedritis and Shenton	[41]	2002	SI engine idle-speed regulation using inverse-NARMA model
13	Carroll <i>et al.</i>	[37]	2004	peak pressure position modelling

Table 1: Use of NARMAX modelling in internal combustion engines.

nonlinear model reads as

$$\begin{aligned}
 y_1(k) = & +0.41269 \times 10^{+0} y_1(k-1) \\
 & -0.14847 \times 10^{-2} u_2(k-3)u_1(k-1) \\
 & -0.81902 \times 10^{-4} u_1(k-1)y_1(k-2) \\
 & +0.12569 \times 10^{+0} u_3(k-1)u_1(k-2) \\
 & +0.245 \times 10^{+1} u_1(k-1) \\
 & -0.89939 \times 10^{-6} u_2(k-1)u_2(k-1) \\
 & +0.14039 \times 10^{-2} u_2(k-3)u_1(k-3) \\
 & -0.27844 \times 10^{-1} u_1(k-2)y_1(k-3) \\
 & -0.73141 \times 10^{-1} u_3(k-1)u_1(k-1)
 \end{aligned} \quad (8)$$

First trials for obtaining a model show that the injection duration (input u_4) has not been captured by the model. This is not so surprising since u_4 presents very small variations. Figure 1 illustrates the comparison between experimental data and model output. For early start of injection (few degrees before top dead center), the model reproduces the average envelope as well as the maximum cylinder pressure value. Nevertheless, the model is not accurate enough to reproduce the high pressure gradient when the fuel ignition occurs and consequently, the start of combustion location can not be properly recovered. In the case of late start of injection, predicted output follows the first pressure rise due to gas compression but the model is not able to reproduce the second pressure peak after auto-ignition. Errors between measured and predicted values are large, particularly for late injection timing (from one degree after top dead center). This first approach does not provide satisfactorily results. This could result from the choice of the input data set which mainly involves constant values through the whole engine cycle. Other possible reason involved could come from

the shape of the cylinder pressure waveform. This latter can be viewed as a superimposition of two signals having different time scales : the motored pressure is a smooth periodic signal (at constant speed only) and the combustion pressure has a quite stiff dynamics. Our model failed to capture these two dynamics into a unique nonlinear mapping F . Such a feature is unfortunately common when global modelling techniques are used.

4. CRANKSHAFT SPEED AS MODEL INPUT

In order to remove the failure of the previous attempts, we choose to replace previous input variables by the crankshaft revolution speed which is much more meaningful for modelling purpose. In that case we cannot use the previous experimental data because the speed waveform of a four-cylinder diesel engine contains the contribution of combustion processes from each cylinder. For a first attempt we preferred to deal with a MISO system identification problem (more than one input are related to a single output). Consequently, we choose to generate training data for model parameter identification from a single-cylinder diesel engine model. This approach allows to avoid data corrupted by noise and, consequently, any related problems for modelling.

4.1 SINGLE CYLINDER ENGINE MODEL

The data used as input for the NARMAX model are produced by a zero-dimensional one-zone thermodynamic model of a single cylinder direct injection diesel

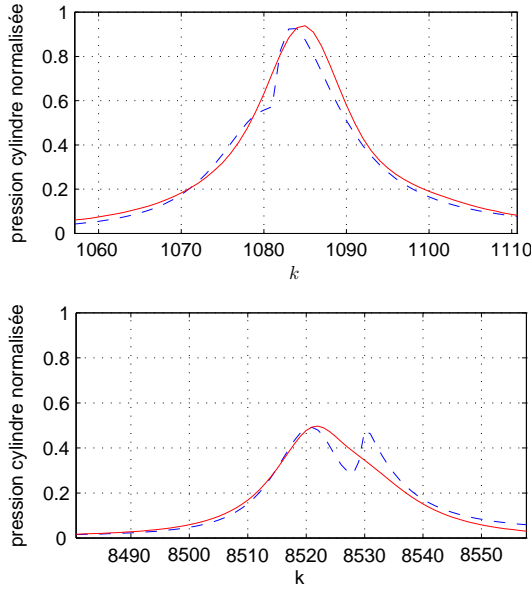


Figure 1: Comparison between data (dotted line) and model (solid line) for early (top) and late start of injection (bottom).

engine. Full set of model equations is given in [42]. This analytical model is based on the first law of thermodynamics applied to the cylinder (FIG. 2) following the *filling and emptying* method described by Watson [43, 4]. Assuming that the cylinder contains an homogeneous

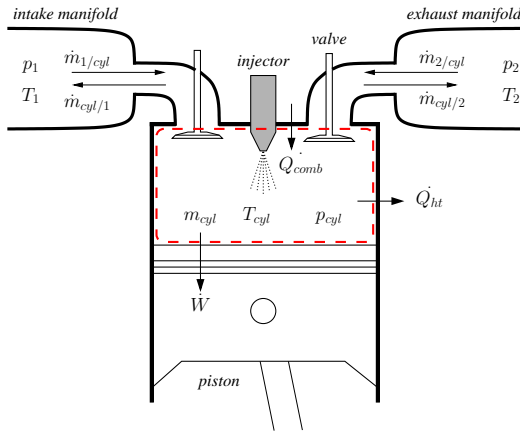


Figure 2: Sketch of a direct injection diesel engine with open system boundary (dashed line) for thermodynamic analysis. Model variables and subscripts are summarized in appendix at the end of the paper.

mixture of ideal gases, the rate of change of mass inside the cylinder is equal to the sum of mass flowing into and out of the open system

$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = \dot{m}_f + \dot{m}_{1/cyl} + \dot{m}_{2/cyl} - \dot{m}_{cyl/1} - \dot{m}_{cyl/2} \quad (9)$$

Energy conservation applied to the open system bounded by the cylinder volume leads to the state equation for cylinder pressure

$$\frac{dp_{cyl}}{dt} = \frac{\gamma}{V_{cyl}} \left[RT_1 \dot{m}_{1/cyl} - RT_{cyl} (\dot{m}_{cyl/1} + \dot{m}_{cyl/2}) + RT_2 \dot{m}_{2/cyl} - p_{cyl} \dot{V}_{cyl} \right] + \frac{\gamma - 1}{V_{cyl}} \left[\dot{m}_{bf} Q_{LHV} - \dot{Q}_{ht} \right] \quad (10)$$

Temperature is deduced from the perfect gas law ($pV = mRT$). The fuel mass burning rate \dot{m}_{bf} is given by two Wiebe functions. Cylinder inflow ($\dot{m}_{cyl/1}$, $\dot{m}_{2/cyl}$) and outflow ($\dot{m}_{cyl/1}$, $\dot{m}_{cyl/2}$) are based on the one dimensional steady flow equation for a compressible ideal gas [5]. The heat transfer model \dot{Q}_{ht} includes effect of forced convection between gas and cylinder walls and the empirical Woschni correlation allows to compute the heat transfer coefficient [44]. In order to reproduce the instantaneous engine speed waveform, a nonlinear dynamic model is required. Assuming rigid transmission between engine and load, the Newtonian principle applied to the engine/load system leads to

$$\dot{\omega}_e = \frac{\Gamma_i - \Gamma_{fr} - \Gamma_r - \Gamma_l}{J_e + J_l} \quad (11)$$

where J_e and J_l are the engine and load inertia respectively. The numerator terms correspond to :

- The indicated torque which is generated by the pressure forces acting on the piston head

$$\Gamma_i = (p_{cyl} - p_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} g_1(\theta) \quad (12)$$

with

$$g_1(\theta) = r \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\beta^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (13)$$

- The reciprocating torque which is due to the motion of the engine reciprocating components (piston and connecting rod) obeys to :

$$\Gamma_r = (m_p + m_{cr}) g_1(\theta) [g_1(\theta) \dot{\omega}_e + g_2(\theta) \omega_e^2] \quad (14)$$

where m_p and m_{cr} are piston and connecting rod mass, function g_2 is the derivative of function g_1 according to the crank angle.

- The friction torque Γ_f is given by the standard correlation proposed by Chen and Flynn [45].
- The load torque Γ_l applied on the engine shaft.

The model is coded in C language and is implemented under the Matlab-Simulink environment. This model has for inputs the engine geometrical parameters, the ambient conditions (pressure and temperature), the operating conditions (engine speed and load torque), the injection settings (injection timing and mass of fuel injected per cycle) and the inlet and exhaust valve lift profiles.

4.2 MODEL IDENTIFICATION RESULTS

Data for cylinder pressure model identification have been generated from the previous analytical engine model. Inputs and output are shown in figure 3. The model output, y_1 , is the combustion pressure (equal to total pressure minus the motored pressure). We kept the motored pressure as the first input, u_1 , and we replaced injection setting with the instantaneous crankshaft angular speed as the input, u_2 . Sampling time is set to one degree crank angle. The mass of fuel injected to the cylinder is equal to 3 mg per cycle for all simulations. The mean engine speed is maintained constant around 2000 rpm by adjusting the load torque Γ_L . Speed and pressure waveforms are modified by varying

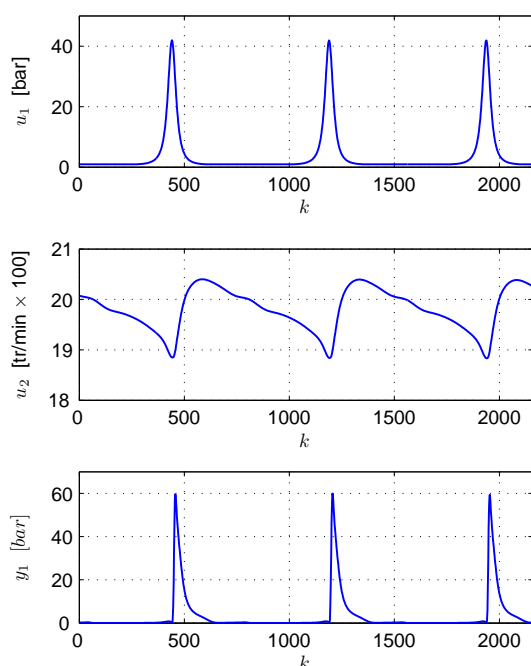


Figure 3: Example of input-output data for model identification over one engine cycle : motored pressure u_1 (top), engine speed u_2 (middle) and cylinder pressure due to combustion y_1 (bottom).

the injection timing from 5 degrees before top dead center up to 5 degrees after this point. No attempt to modify the shape of the mass burning rate function has been done. Best modelling results have been obtained when the number of model terms was fixed to $n_\theta = 10$, the maximum lags were equal to 5 for the output and 10 for all the inputs ($n_y = 5$, $n_u = 10$) and for a degree of nonlinearity $l = 2$. The best nonlinear model obtained

reads as

$$\begin{aligned}
 y_1(k) = & +0.29193 \times 10^{+1} y_1(k-1) \\
 & -0.36906 \times 10^{+1} y_1(k-2) \\
 & +0.23213 \times 10^{+1} y_1(k-3) \\
 & -0.60854 \times 10^{+0} y_1(k-4) \\
 & +0.10208 \times 10^{+0} u_1(k-6)u_1(k-5) \\
 & -0.10551 \times 10^{+0} u_1(k-7)u_1(k-4) \\
 & +0.52036 \times 10^{-3} u_2(k-1)u_1(k-9) \\
 & -0.19798 \times 10^{+1} \\
 & +0.6934 \times 10^{+0} u_2(k-1) \\
 & -0.68413 \times 10^{+0} u_2(k-2)
 \end{aligned} \quad (15)$$

Model validation consists in superimposing the model output and the pressure trace obtained by increasing mass fuel (5 mg). Data and estimated output shown in figure 4 correspond to a better model fitting than for the previous attempts. The model seems to follow the pressure rise at time of ignition. But it is still not accurate enough to detect the start of combustion location.

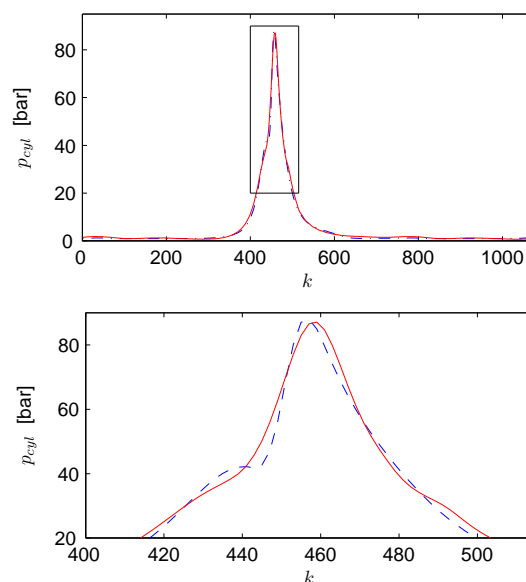


Figure 4: Comparison between physical model (dotted line) and NARMAX model data (solid line). Full cycle (top) and zoom around the TDC when auto-ignition occurs (bottom).

CONCLUSIONS & OUTLOOK

Cylinder pressure is a very valuable indicator for engine control and diagnosis but is impossible to be measured directly in commercial cars. Among numerous techniques applied to estimate this variable we have tried to model the cylinder pressure using NARMAX model. First results are promising and demonstrate that nonlinear black-box models can be employed to model the combustion process in automotive engine. Conclusions and perspective can be drawn as follows :

- The multi-input single-output (MISO) NARMAX model is relatively simple and is therefore adequate for computer handling and suitable for control or diagnosis purposes.
- The model can easily replace the thermodynamic model of the cylinder within a complete engine simulator in order to perform fast simulations.
- The identification of cylinder pressure dynamics is only valid for one engine condition. More training data should be applied to the NARMAX model in order to better understand the influence of engine operating conditions on its structure (lags and numbers of terms).
- As a perspective we aim to investigate the potential of the proposed method to model pressure in each cylinders of a multi-cylinder diesel engine. This put the identification problem into the general MIMO framework.

Acknowledgements

This work is supported by the European Council through the Control AND Diagnosis of Internal Combustion Engines (CANDICE) project (Interreg III). The authors wish to acknowledge the technical assistance by engineers Mathias Leflamand and Olivier Troel at the CERTAM during engine test. Encouraging discussions with Richard Stobart and Houcine Chafouk are also thanked.

CONTACTS

Olivier Grondin, Christophe Letellier, Jean Maquet

CORIA - Université de Rouen
Site Universitaire du Madrillet, B.P. 12
76801 Saint Etienne du Rouvray, France
Phone: +33 (0)2 32 95 37 00
Fax: +33 (0)2 32 91 04 85
Emails: {grondin,letellier,maquet}@coria.fr
Website: http://www.koakidi.com/rubrique.php3?id_rubrique=81

Luis Antonio Aguirre

Universidade Federal de Minas Gerais
Av. Antonio Carlos, 6627
31270-901, Belo Horizonte, MG, Brazil
Phone: +55 (31) 3499-4866
Fax: +55 (31) 3499-4850
Email: aguirre@cpdee.ufmg.br
Website: <http://www.cpdee.ufmg.br/MACSIN/>

Frédéric Dionnet

CERTAM
1, rue Joseph Fourier
Technopôle du Madrillet
76800 Saint Etienne du Rouvray, France
Phone: +33 (0)2 32 95 40 00

Fax: +33 (0)2 32 95 40 09
Email: frederic.dionnet@certam-rouen.com
Website: <http://www.certam-rouen.com>

REFERENCES

- [1] D. Schiefer, R. Maennel, and W. Nardoni. Advantages of diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control. *SAE Paper*, (2003-01-0364), 2003.
- [2] S. Leonhardt, N. Müller, and R. Isermann. Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 4(3):235–245, September 1999.
- [3] J. D. Powell. Engine control using cylinder pressure : past, present, and future. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 115:343–350, 1993.
- [4] N. Watson and M. S. Janota. *Turbocharging the internal combustion engine*. The Macmillan Press, New York, 1982.
- [5] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [6] M. Kao and J. J. Moskwa. Nonlinear diesel engine control and cylinder pressure observation. *ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 117(1):183–192, June 1995.
- [7] I. Haskara and L. Mianzo. Real-time cylinder pressure and indicated torque estimation via second order sliding modes. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 3324–3328, Arlington, VA, June 2001.
- [8] Y. Shiao and J. J. Moskwa. Cylinder pressure and combustion heat release estimation for SI engine diagnostics using nonlinear sliding observers and intake manifold pressure observers. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3(1), March 1995.
- [9] S. X. Chen and J. J. Moskwa. Application of nonlinear sliding mode observers for cylinder pressure reconstruction. *Control Engineering Practice*, 5(8):1115–1121, 1997.
- [10] S. J. Citron, J. E. O'Higgins, and L. Y. Chen. Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuations. *SAE Paper*, (890486), 1989.
- [11] T. S. Brown and W. S. Neil. Determination of engine cylinder pressure from crankshaft speed fluctuations. *SAE Paper*, (920463), 1992.
- [12] S. Schagerberg and T. McKelvey. Instantaneous crankshaft torque measurements - modeling and validation. *SAE Paper*, (2003-01-0713), 2003.

- [13] Y. Gao and R. B. Randall. Reconstruction of diesel engine cylinder pressure using a time domain smoothing technique. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 13(5):709–722, 1999.
- [14] J. Antoni, J. Danière, and F. Guillet. Effective vibration analysis of IC engines using cyclostationarity. Part I : A methodology for condition monitoring. *Journal of Sound and Vibration*, 257(5):815–837, 2002.
- [15] H. Du, L. zhang, and X. Shi. Reconstructing cylinder pressure from vibration signals based on radial basis function networks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*, 215:761–767, 2001.
- [16] M. Urlaub and J. F. Böhme. Reconstruction of pressure signals on structure-borne sound for knock investigation. *SAE Paper*, (2004-01-0522), 2004.
- [17] R. Villarino and J. F. Böhme. Fast in-cylinder pressure reconstruction from structure-borne sound using the em algorithm. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, pages 597–600, Hong Kong, April 6-10 2003.
- [18] F. Gu, P. J. Jacob, and A. D. Ball. Non-parametric models in the monitoring of engine performance and condition. Part 2: non-intrusive estimation of diesel engine cylinder pressure and its use in fault detection. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*, 213:135–143, 1999.
- [19] B. J. Murphy, M. S. Lebold, K. Reichard, T. Galie, and C. Byington. Diagnostic fault detection for internal combustion engines via pressure curve reconstruction. In *Proceedings of the IEEE Aerospace Conference*, volume 7, pages 3239– 3246, March 8-15 2003.
- [20] T. Winsel, M. Ayeb, D. Lichtenthäler, and H. J. Theuerkauf. A neural estimator for cylinder pressure and engine torque. *SAE Paper*, (1999-01-1165), 1999.
- [21] F. Heister and M. Fröhlich. Non-linear time series analysis of combustion pressure data for neural network training with the concept of mutual information. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*, 215(D2):299–304, 2001.
- [22] L. Eriksson and L. Nielsen. Ionization current interpretation for ignition control in internal combustion engines. *IFAC Control Engineering Practice*, 2(8):1107–1113, August 1997.
- [23] L. Eriksson, L. Nielsen, and M. Glavenius. Closed loop ignition control by ionization current interpretation. *SAE Paper*, (970854), 1997.
- [24] M. Glavmo, P. Spadafora, and R. Bosch. Closed loop ignition control by ionization current interpretation. *SAE Paper*, (1999-01-0549), 1999.
- [25] I. J. Leontaritis and S. A. Billings. Input-output parametric models for non-linear systems. Part I: deterministic systems. *International Journal of Control*, 41(2):303–328, 1985.
- [26] S. Chen, S. A. Billings, and W. Luo. Orthogonal least squares methods and their application to non-linear system identification. *International Journal of Control*, 50(5):1873–1896, 1986.
- [27] M. J. Korenberg, S. A. Billings, Y. P. Liu, and P. J. Mcilroy. Orthogonal parameter estimation algorithm for nonlinear stochastic systems. *International Journal of Control*, 48(1):193–210, 1988.
- [28] L. A. Aguirre and C. R. F. Jácome. Cluster analysis of NARMAX models for signal-dependent systems. *IEE Proceedings Part D – Control Theory and Applications*, 145(4):409–414, 1998.
- [29] S. A. Billings, M. B. Fadzil, J. L. Sulley, and P. M. Johnson. Identification of non-linear difference equation model of an industrial diesel generator. *Mechanical Systems and Processing*, 2(1):59–76, 1988.
- [30] S. A. Billings, S. Chen, and R. J. Backhouse. The identification of linear and non-linear models of turbocharged automotive diesel engine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 3(2):123–142, 1989.
- [31] A. Rachid, A. Liazid, and J. C. Champoussin. Non-linear modelling of a turbocharged diesel engine. In *IEEE Conference on Control Applications*, volume 1, pages 133–136, Piscataway, 1994.
- [32] A. Liazid. *Identification du diesel à turbocompresseur à géométrie variable*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 1993.
- [33] V. Krishnaswami, Y. W. Kim, and G. Rizzoni. A new model order identification algorithm with application to automobile oxygen sensor modeling. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 2113–2117, Seattle, Washington, June 1995.
- [34] V. Krishnaswami, G. C. Luh, and G. Rizzoni. Non linear parity equation based residual generation for diagnosis of automotive engine faults. *Control Engineering Practice*, 3(10):1385–1392, 1995.
- [35] J. W. Glass and M. A. Franchek. NARMAX modeling and robust controller design of internal combustion engines. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 955–961, Philadelphia, Pennsylvania, June 1998.
- [36] G. De Nicolao, C. Rossi, R. Scattolini, and M. Sufritti. Identification and idle speed control of internal combustion engines. *Control Engineering Practice*, 7(9):1061–1069, 1999.
- [37] S. D. Carroll, A. T. Shenton, and G. Triantos. In *IFAC Symposium on "Advances in Automotive Control"*, pages 995–1021, University of Salerno, Italy, 2004.

- [38] G. De Nicolao, R. Scattolini, and C. Silviro. Modelling the volumetric efficiency of IC engines: parametric, non parametric and neural techniques. *Control Engineering Practice*, 4(10):1405–1415, 1996.
- [39] R. Scattolini, G. De Nicolao, M. Cittadini, C. Rossi, and C. Silviro. Modelling internal combustion engine via NARX identification techniques. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 955–961, Philadelphia, Pennsylvania, June 1998.
- [40] J. W. Glass and M. A. Francheck. NARMAX modelling and robust control of internal combustion engines. *International Journal of Control*, 72(4):289–304, 1999.
- [41] A. P. Petridis and A. T. Shenton. Inverse-NARMA: a robust control method applied to SI engine idle-speed regulation. *Control Engineering Practice*, 43(1-4):279–290, 2002.
- [42] O. Grondin, J. Maquet, R. K. Stobart, and H. Chafouk. Compression ignition engine simulator for instantaneous pressure and torque generation. In *International Symposium on Vehicular Power and Propulsion*, Paris, France, 6-8 October 2004. IEEE.
- [43] N. Watson and M. Marzouk. A non-linear digital simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions. *SAE Paper*, (770123), 1977.
- [44] G. Woschni. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Paper*, (670931), 1967.
- [45] S. K. Chen and P. F. Flynn. Development of a single cylinder compression ignition research engine. *SAE Transaction*, (650733), 1965.

LIST OF ABBREVIATIONS

CO	Carbon monoxide
CI	Compression Ignition
ECU	Electronic Control Unit
EGO	Exhaust Gas Oxygen (sensor)
HC	Hydrocarbon
HEUI	Hydraulic Electronic Unit Injector
HiL	Hardware-in-the-Loop
imep	Indicated Mean Effective Pressure
MIMO	Multiple Input Multiple Output
MISO	Multiple Input Single Output
NARMAX	Nonlinear AutoRegressive Moving Average with exogenous input
PM	Particulate Matter
SI	Spark Ignition
SISO	Single Input Single Output
SOC	Start Of Combustion
TDC	Top Dead Center
VGT	Variable Geometry Turbocharger

NOTATION (ANALYTICAL ENGINE MODEL)

Variables

θ	crank angle
J	moment of inertia
m	mass
N	speed
p	pressure
T	temperature
Γ	torque
V	volume

Subscripts

1	intake manifold
2	exhaust manifold
<i>amb</i>	ambient
<i>bf</i>	burned fuel
<i>cr</i>	connecting rod
<i>cyl</i>	cylinder
<i>e</i>	engine
<i>f</i>	fuel
<i>fr</i>	friction
<i>ht</i>	heat transfer
<i>i</i>	indicated
<i>l</i>	load
<i>p</i>	piston
<i>r</i>	reciprocating

Constants

β	(l/r)
γ	ratio of specific heats (c_p/c_v)
c_p	specific heat at constant pressure
c_v	specific heat at constant volume
D	bore
l	connecting rod length
Q_{LHV}	fuel lower heating value
r	crank radius
R	gas constant

Bibliographie

- [1] *Mémento de technologie automobile*, deuxième ed., BOSCH, 2000.
- [2] *GT-POWER. User's Manual and Tutorial (GT-Suite Version 6.0)*, March 2003.
- [3] L. A. Aguirre, C. Letellier, and J. Maquet, *Induced one-parameter bifurcations in the validation of nonlinear dynamical models*, International Journal of Bifurcations and Chaos **1** (2002), no. 12, 135–145.
- [4] H. Akaike, *A new look at the statistical model identification*, IEEE Transactions on Automatic Control **19** (1974), no. 6, 716–723.
- [5] G. H. Abd Alla, *Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines : a review*, Energy Conversion & Management **43** (2002), no. 8, 1027–1042.
- [6] M. Ammann, N. P. Fekete, L. Guzzella, and A. H. Glattfelder, *Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail Diesel engine : theory and passenger car implementation*, SAE Paper (2003), no. **2003-01-0357**.
- [7] A. Amstutz and W. L. Sturm, *EGO sensor based robust output control of EGR in Diesel engines*, IEEE Transaction on Automatic Control **3** (1995), no. 1, 39–48.
- [8] C. Antoni and N. Peters, *Investigation on DI Diesel engine combustion characteristic by means of an OH chemiluminescence measuring technique*, Advances in Vehicle Control and Safety (Amiens), CNRS, IFAC, IEEE, INRIA, July 1998, pp. 514–521.
- [9] J. Antoni, *Apport de l'échantillonnage angulaire et de la cyclostationnarité au diagnostic par analyse vibratoire des moteurs thermiques*, Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, France, 2000.
- [10] J. Antoni, J. Danière, and F. Guillet, *Effective vibration analysis of IC engines using cyclostationarity. Part I : A methodology for condition monitoring*, Journal of Sound and Vibration **257** (2002), no. 5, 815–837.
- [11] E. Arcaklioglu and I. Celikten, *A Diesel engine's performance and exhaust emissions*, Applied Energy **80** (2005), no. 20, 11–22.
- [12] C. Arcoumanis, C. Bae, A. Nagwaney, and J. H. Whitelaw, *Effect of EGR on combustion development in a 1.9L DI Diesel optical engine*, SAE Paper (1995), no. **950850**.
- [13] R. Ashino, M. Nagase, and R. Vaillancourt, *Behind and beyond the MATLAB ODE suite*, Computers & Mathematics with Applications **40** (2000), no. 4, 491–512.
- [14] D. N. Assanis and J. B. Heywood, *Development and use of a computer simulation of turbocompounded Diesel system for engine performance and component heat transfer studies*, SAE Paper (1986), no. **860329**.
- [15] M. Ayadi, *Contributions à la commande des systèmes linéaires plats de dimension finie*, Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, France, 2002.
- [16] M. Ayadi, N. Langlois, and H. Chafouk, *Commande prédictive généralisée basée sur la platitude : application à un modèle de moteur Diesel*, Journée Automatique et Automobile (Bordeaux), Novembre 2003.
- [17] M. Ayoubi, *Comparison between the dynamic multi-layered perceptron and the generalized Hammerstein model for experimental identification of the loading process in Diesel engines*, Control Engineering Practice (1998), no. 6, 271–279.

- [18] G. R. Babbitt and J. J. Moskwa, *Implementation details and test results for a transient engine dynamometer and hardware in the loop vehicle model*, IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design (Kohala Coast-Island, Hawai'i, USA), August 1999, pp. 569–574.
- [19] R. S. Benson and P. C. Baruah, *Some further tests on a computer program to simulate internal combustion engine*, SAE Paper (1973), no. **730667**.
- [20] R. S. Benson, J. D. Ledger, N. D. Whitehouse, and N. D. Walmsley, *Comparison of experimental and simulated transient responses of turbocharged Diesel engine*, SAE Paper (1973), no. **730666**.
- [21] S. A. Billings and L. A. Aguirre, *Effect of the sampling time on the dynamics and identification of nonlinear models*, International Journal of Bifurcation and Chaos **5** (1995), no. 6, 1541–1556.
- [22] S. A. Billings, S. Chen, and R. J. Backhouse, *The identification of linear and non-linear models of turbocharged automotive Diesel engine*, Mechanical Systems and Signal Processing **3** (1989), no. 2, 123–142.
- [23] S. A. Billings, S. Chen, and M. J. Korenberg, *Identification of mimo non-linear systems using a forward-regression orthogonal estimator*, International Journal of Control **49** (1989), no. 6, 2157–2189.
- [24] S. A. Billings, M. B. Fadzil, J. L. Sulley, and P. M. Johnson, *Identification of non-linear difference equation model of an industrial Diesel generator*, Mechanical Systems and Processing **2** (1988), no. 1, 59–76.
- [25] S. A. Billings and W. S. F. Voon, *Correlation based model validity test for nonlinear models*, International Journal of Control **44** (1986), no. 1, 235–244.
- [26] A. Bion, *Evaluation de l'impact toxicologique d'effluents moteur sur des cultures organotypiques de tranches de poumon de rat*, Thèse de Doctorat, Université de Rouen, 2003.
- [27] G. P. Blair, D. O. Mackey, M. C. Ashe, and G. F. Chatfield, *Exhaust tuning on a four-stroke engine ; experimentation and simulation*, SAE Paper (2001), no. **2001-01-1797**.
- [28] M. Blanke and J. S. Andersen, *On modelling large two stroke Diesel engines. New results from identification*, Proceeding of the 9th Triennial World Congress, IFAC, 1984.
- [29] G. Bloch and C. Beltrami, *Un réseau de neurones pour le contrôle du rapport air-carburant dans les moteurs à essence*, (2002).
- [30] G. Borman and K. Nishiwaki, *A review of internal combustion engine heat transfer*, Progress in Energy and Combustion Science (1987), no. 13, 1–46.
- [31] G. L. Borman, *Mathematical simulation of internal combustion engine processes and performance including comparison with experiment*, Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Dept., University of Wisconsin, 1964.
- [32] D. E. Bowns, P. R. Cave, M. R. O. Hargreaves, and F. J. Wallace, *Transient characteristics of turbocharged Diesel engines*, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, CP15, 1973.
- [33] T. S. Brown and W. S. Neil, *Determination of engine cylinder pressure from crankshaft speed fluctuations*, SAE Paper (1992), no. **920463**.
- [34] R. Brun, *Sciences et technique du moteur Diesel industriel et de transport*, quatrième ed., vol. 1, Technip, 1986.
- [35] S. Carnot, *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*, Jacques Gabay, 1990, réimpression de l'édition de 1824 chez Bachelier Librairie.
- [36] S. D. Carroll, A. T. Shenton, and G. Triantos, *In-cylinder peak pressure position modelling*, IFAC Symposium on "Advances in Automotive Control" (University of Salerno, Italy), 2004, pp. 995–1021.
- [37] V. Celik and E. Arcaklioglu, *A Diesel engine's performance and exhaust emissions*, Applied Energy (2005).
- [38] Z. Chalak, *Modélisation du délai d'auto-inflammation dans un moteur Diesel, validation expérimentale*, Thèse de Doctorat, Université de Rouen, 1990.
- [39] B. Challen and R. Baranescu, *Diesel engine reference book*, second ed., Butterworth Heinemann, 1999.

- [40] S. Chen, S. A. Billings, and W. Luo, *Orthogonal least squares methods and their application to non-linear system identification*, International Journal of Control **50** (1986), no. 5, 1873–1896.
- [41] S. K. Chen and P. F. Flynn, *Development of a single cylinder compression ignition research engine*, SAE Transaction (1965), no. **650733**.
- [42] S. X. Chen and J. J. Moskwa, *Application of nonlinear sliding mode observers for cylinder pressure reconstruction*, Control Engineering Practice **5** (1997), no. 8, 1115–1121.
- [43] A. Chevalier, M. Müller, and E. Hendricks, *On the validity of mean value engine models during transient operation*, SAE Paper (2000), no. **2000-01-1261**.
- [44] S. J. Citron, J. E. O'Higgins, and L. Y. Chen, *Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuations*, SAE Paper (1989), no. **890486**.
- [45] E. Cortona, *Engine thermomanagement for fuel consumption reduction*, Ph.D. thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zürich, 2000.
- [46] E. Cortona and C. H. Onder, *Engine thermal management with electric cooling pump*, SAE Paper (2000), no. **2000-01-0965**.
- [47] M. Daumas, J. Guédon, A. Herléa, R. Moïse, and J. Payen, *Les Techniques de la Civilisation Industrielle, Energie et Matériaux*, Histoire générale des techniques, vol. 4, Presses Universitaires de France, 1978.
- [48] G. G. de Soete, *Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse*, édition Technip, 1976.
- [49] ———, *Kinetics of combustion and combustion related nitrogen chemistry*, cour de DEA aérothermochimie, Université de Rouen, 2001.
- [50] Paul Degobert, *Pollution atmosphérique - réduction des émissions dues au moteur*, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, B 2710, 1994.
- [51] G. J. Delagrammatikas and D. N. Assanis, *Development of a neural network model of an advanced, turbocharged Diesel engine for use in vehicle-level optimization studies*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D **218** (2004), no. 5, 521–533.
- [52] J. R. Dormand and P. J. Price, *A family of embedded Runge-Kutta formulae*, Journal of Computational and Applied Mathematics **6** (1980), no. 1, 19–26.
- [53] X. Dovifaaz, *Modélisation et commande d'un moteur Diesel en vue de la réduction de ses émissions*, Thèse de Doctorat, Université de Picardie Jules Verne, Amiens, 2001.
- [54] X. Dovifaaz, M. Ouladsine, A. Rachid, and G. Bloch, *Modélisation et commande neuronales d'un moteur Diesel*, Journées d'étude "Automatique et Automobile" (Bordeaux), Club EEA, Ministère de la Recherche, SEE, Octobre 2001.
- [55] ———, *Neural modeling and control of a Diesel engine with pollution constraints*, Proceedings of the American Control Conference (Anchorage), May 2002, pp. 2008–2013.
- [56] H. Du, L. Zhang, and X. Shi, *Reconstructing cylinder pressure from vibration signals based on radial basis function networks*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D **215** (2001), 761–767.
- [57] B. Dupont and J.-P. Trotignon, *Unités et Grandeurs*, Nathan, 1995.
- [58] P. Dupraz, *Modélisation et commande avancées d'un moteur Diesel à injection directe*, Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 1998.
- [59] P. Dupraz, N. Guerrassi, O. Sename, and L. Dugard, *A control-oriented model for high speed DI Diesel engine*, Advances in Vehicle Control and Safety (Amiens), CNRS, IFAC, IEEE, INRIA, July 1998, pp. 93–98.
- [60] K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold, and J. Dec, *The potential of HCCI combustion for high efficiency and low emissions*, SAE Paper (2002), no. **2002-01-1923**.
- [61] L. Eriksson, *Spark advance modeling and control*, Ph.D. thesis, Linköping University, Sweden, 1999.
- [62] L. Eriksson and L. Nielsen, *Ionization current interpretation for ignition control in internal combustion engines*, IFAC Control Engineering Practice **2** (1997), no. 8, 1107–1113.
- [63] L. Eriksson, L. Nielsen, J. Brugard, and J. Bergstrom, *Modeling of a turbocharged SI engine*, IFAC Workshop : Advance in Automotive Control (Karlsruhe, Germany), March 2001.

- [64] L. Eriksson, L. Nielsen, and M. Glavenius, *Closed loop ignition control by ionization current interpretation*, SAE Paper (1997), no. **970854**.
- [65] Z. Filipi, Y. Wang, and D. Assanis, *Effect of variable geometry turbine (VGT) on Diesel engine and vehicle system transient response*, SAE Paper (2001), no. **2001-01-1247**.
- [66] ———, *Variable geometry turbine (VGT) strategies for improving Diesel engine in-vehicle response : a simulation study*, International Journal of Heavy Vehicle Systems **11** (2004), no. 3/4, 303–326.
- [67] Z. S. Filipi and D. N. Assanis, *A nonlinear, transient, single-cylinder Diesel engine simulation for predictions of instantaneous engine speed and torque*, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power **123** (2001), 951–959.
- [68] J. O. Flower and G. P. Windett, *Dynamic measurements of a large Diesel engine using p.r.b.s. technique - Part 1. Development of theory for closed loop sampled systems*, International Journal of Control **24** (1976), no. 3, 379–392.
- [69] Y. Gao and R. B. Randall, *Reconstruction of Diesel engine cylinder pressure using a time domain smoothing technique*, Mechanical Systems and Signal Processing **13** (1999), no. 5, 709–722.
- [70] T. P. Gardner and N. A. Henein, *Diesel starting : a mathematical model*, SAE Paper (1988), no. **880426**.
- [71] T. K. Garrett, K. Newton, and W. Steeds, *The Motor Vehicle*, thirteenth ed., Butterworth Heinemann, 2001.
- [72] J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekhian, and J. B. Heywood, *Heat release analysis of engine pressure data*, SAE Paper (1984), no. **841359**.
- [73] R. R. Gaur, K. Kumar, M. K. Badu, and R. D. Garg, *A thermodynamic simulation model for a 4 stroke medium Diesel engine*, SAE Paper (1984), no. **840568**.
- [74] G. Gissinger and N. Le Fort-Piat, *Contrôle-commande de la voiture*, Traité IC2, Hermès Science Publication, Paris, 2002.
- [75] J. W. Glass and M. A. Franchek, *NARMAX modeling and robust controller design of internal combustion engines*, Proceedings of the American Control Conference (Philadelphia, Pennsylvania), June 1998, pp. 955–961.
- [76] ———, *NARMAX modelling and robust control of internal combustion engines*, International Journal of Control **72** (1999), no. 4, 289–304.
- [77] M. Glavmo, P. Spadafora, and R. Bosch, *Closed loop ignition control by ionization current interpretation*, SAE Paper (1999), no. **1999-01-0549**.
- [78] C. E. Goering, *Engine heat release via spread sheet*, Transactions of the ASAE **41** (1998), no. 5, 1249 – 1253.
- [79] G. Gouesbet and J. Maquet, *Construction of phenomenological models from numerical scalar time series*, Physica D **58** (1992), 205–215.
- [80] M. Gratadour, *Application de la suralimentation aux moteurs*, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, BM 2630, 1991.
- [81] O. Grondin, J. Maquet, C. Letellier, and H. Chafouk, *Analytical model of a compression ignition engine for control analysis and real time simulation*, International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety (Genoa, Italie), IFAC, 28-31 October 2004.
- [82] O. Grondin, J. Maquet, R. K. Stobart, and H. Chafouk, *Compression ignition engine simulator for instantaneous pressure and torque generation*, International Symposium on Vehicular Power and Propulsion (Paris, France), IEEE, 6-8 October 2004.
- [83] F. Gu, P. J. Jacob, and A. D. Ball, *Non-parametric models in the monitoring of engine performance and condition. Part 2 : non-intrusive estimation of Diesel engine cylinder pressure and its use in fault detection*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D **213** (1999), 135–143.
- [84] N. Guerrassi, *Etude expérimentale et modélisation des phénomènes internes en moteur Diesel à injection directe*, Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 1993.
- [85] J. C. Guibet, *Carburants et Moteurs*, technip ed., vol. 1, Publication de l'Institut Français du Pétrole, 1997.

- [86] L. Guzzella, *Optimisation and control of supercharged SI-engines*, Advances in Vehicle Control and Safety (Amiens), CNRS, IFAC, IEEE, INRIA, July 1998, pp. 99–104.
- [87] L. Guzzella and A. Amstutz, *Control of Diesel engines*, IEEE Transaction on Control Systems **18** (1998), no. 5, 53–71.
- [88] A. J. Haagen-Smit, *Chemistry and physiology of Los Angeles smog*, Industrial and Engineering Chemistry **44** (1952), no. 6, 1342–1346.
- [89] D. Haan, P. Martinerie, and D. Raynaud, *Ice core data of atmospheric carbon monoxide over antarctica and greenland during the last 200 years*, Geophysical Research Letters (1996), no. 23, 2235–2238.
- [90] M. Hafner, M. Schüler, and O. Nelles, *Dynamical identification and control of combustion engine exhaust*, Proceedings of the American Control Conference (San Diego, California), June 1999, pp. 222–226.
- [91] M. Hafner, M. Schüler, O. Nelles, and R. Isermann, *Fast neural networks for Diesel engine control design*, Control Engineering Practice (2000), no. 8, 1211–1221.
- [92] G. Haraldsson, P. Tunestal, and B. Johnansson and J. Hyvonen, *HCCI combustion phasing with closed-loop combustion control using variable compression ratio in a multi cylinder engine*, SAE Paper (2003), no. **2003-01-1830**.
- [93] I. Haskara and L. Mianzo, *Real-time cylinder pressure and indicated torque estimation via second order sliding modes*, Proceedings of the American Control Conference (Arlington, VA), June 2001, pp. 3324–3328.
- [94] P. A. Hazell and J. O. Flower, *Discrete modelling of spark ignition engine for control purposes*, International Journal of Control **13** (1971), no. 4.
- [95] ———, *Sampled-data theory applied to the modeling and control analysis of compression ignition engines - Part 1*, International Journal of Control **13** (1971), no. 3, 549–562.
- [96] ———, *Sampled data theory applied to the modeling and control analysis of compression ignition engines - Part 2*, International Journal of Control **13** (1971), no. 4, 609–623.
- [97] E. Hendricks, *The analysis of mean value engine models*, SAE Paper (1989), no. **890563**.
- [98] ———, *Mean value modeling of large turbocharged two-stroke Diesel engines*, SAE Paper (1989), no. **890564**.
- [99] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [100] N. Hochard, N. Jeuland, X. Mortagne, S. Raux, G. Belot, B. Cahill, R. Faucon, A. Petit, and S. Michon, *Present day engines pollutant emissions : proposed model for refinery bases impact*, Oil & Gas Science and Technology **58** (2003), no. 1, 7–32.
- [101] G. F. Hohenberg, *Advanced approaches for heat transfer calculations*, SAE Paper (1979), no. **790825**.
- [102] H.-J. Hwang, H.-S. Jeong, D.-W. Kim, C.-T. Kim, and J. H. Park, *A design on robust control system for optimal fuel-injection*, TENCON 99. Proceedings of the IEEE Region 10 Conference, vol. 1, 1999, pp. 403–406.
- [103] R. Iserman and M. Hafner, *Mechatronics combustion engine - from modeling to optimal control*, European Journal of Control **7** (2001), no. 2-3, 220–247.
- [104] R. Isermann and N. Müller, *Design of computer controlled combustion engines*, Mechatronics **13** (2003), no. 10, 1067–1089.
- [105] R. Isermann, J. Schaffnit, and S. Sinsel, *Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems*, Control Engineering Practice (1999), no. 7, 643–653.
- [106] M. Jankovic, F. Frischmuth, A. Stefanopoulou, and J. A. Cook, *Torque management of engines with variable cam timing*, IEEE Transaction on Control Systems **18** (1998), no. 5, 34–42.
- [107] M. Jankovic, M. Jankovic, and I. Kolmanovsky, *Robust nonlinear controller for turbocharged Diesel engine*, Proceedings of the American Control Conference (Philadelphia, Pennsylvania), June 1998, pp. 1389–1394.
- [108] ———, *Constructive Lyapunov control design for turbocharged Diesel engines*, IEEE Transactions on Control Systems Technology **8** (2000), no. 2, 288–299.

- [109] M. S. Janota, A. F. Hallam, E. K. Brock, and S. G. Dexter, *The prediction of Diesel engine performance and combustion chamber component temperature using digital computers*, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers **182** (1967), no. 21.
- [110] J. P. Jensen, A. F. Kristensen, S. C. Sorenson, N. Houback, and E. Hendricks, *Transient simulation of a small turbocharged Diesel engine*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Seminar on Engine Transient Performances (London,UK), 1990, pp. 31–43.
- [111] ———, *Mean value modeling of a small turbocharged Diesel engine*, SAE Paper (1991), no. **910074**.
- [112] J. Jiang, *Optimal gain scheduling controller for a Diesel engine*, IEEE Control System Magazine **14** (1994), no. 4, 42–48.
- [113] T. V. Johnson, *Diesel emission control in review*, SAE Paper (2001), no. **2001-01-0184**.
- [114] M. W. Chase Jr., C. A. Davies, J. R. Davies Jr., D. J. Fulrip, R. A. McDonald, and A. N. Syverud, *JANAF Thermochemical Tables (Third Edition)*, Journal of Physical and Chemical Reference Data (1985), no. 14.
- [115] M. Jung, *Mean-value modelling and robust control of the airpath of a turbocharged Diesel engine*, Ph.D. thesis, University of Cambridge, Cambridge, February 2003.
- [116] M. Jung, R. G. Ford, K. Glover, N. Collings, U. Christen, and M. J. Watts, *Parameterization and transient validation of a variable geometry turbocharger for mean-value modeling at low and medium speed-load points*, SAE Paper (2002), no. **2002-01-2729**.
- [117] M. Kao and J. J. Moskwa, *Nonlinear Diesel engine control and cylinder pressure observation*, ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control **117** (1995), no. 1, 183–192.
- [118] ———, *Turbocharged Diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control **117** (1995), no. 1, 20–30.
- [119] Y. Kawamura, M. Shinshi, H. Sato, N. Takahashi, and M. Iriyama, *MTB control through individual cylinder pressure detection*, SAE Paper (1988), no. **881779**.
- [120] F. Kimmich, A. Schwarte, and R. Isermann, *Fault detection for modern Diesel engines using signal and process model-based methods*, Control Engineering Practice **13** (2005), no. 2, 189–203.
- [121] I. Kolmanovsky, P. E. Moraal, M. van Nieuwstadt, and A. Stefanopoulou, *Issue in modelling and control of intake flow in variable geometry turbocharged engines*, 18th IFIP Conference on System Modelling and Optimisation, 1997.
- [122] M. J. Korenberg, S. A. Billings, Y. P. Liu, and P. J. Mcilroy, *Orthogonal parameter estimation algorithm for nonlinear stochastic systems*, International Journal of Control **48** (1988), no. 1, 193–210.
- [123] R. B. Krieger and G. L. Borman, *The computation of apparent heat release for internal combustion engines*, Proceedings of Diesel Gaz Power, ASME (1966), no. 66-WA/DGP-4.
- [124] V. Krishnaswami, Y. W. Kim, and G. Rizzoni, *A new model order identification algorithm with application to automobile oxygen sensor modeling*, Proceedings of the American Control Conference (Seattle, Washington), June 1995, pp. 2113–2117.
- [125] V. Krishnaswami, G. C. Luh, and G. Rizzoni, *Fault detection in ic engines using nonlinear parity equations*, Proceedings of the American Control Conference (Baltimore, Maryland), 1994, pp. 2001–2005.
- [126] ———, *Non linear parity equation based residual generation for diagnosis of automotive engine faults*, Control Engineering Practice **3** (1995), no. 10, 1385–1392.
- [127] J. D. Ledger, R.S. Benson, and H. Furukawa, *Improvement in transient performance of a turbocharged Diesel engine by air injection into the compressor*, SAE Paper (1973), no. **730665**.
- [128] J. D. Ledger and S. Walmsley, *Computer simulation of a turbocharged Diesel engine operating under transient load conditions*, SAE Paper (1971), no. **710177**.
- [129] S. Leonhardt, N. Müller, and R. Isermann, *Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information*, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics **4** (1999), no. 3, 235–245.
- [130] I. J. Leontaritis and S. A. Billings, *Input-output parametric models for non-linear systems. Part I : deterministic systems*, International Journal of Control **41** (1985), no. 2, 303–328.

- [131] ———, *Input-output parametric models for non-linear systems. Part II : stochastic non-linear systems*, International Journal of Control **41** (1985), no. 2, 329–344.
- [132] C. Letellier, E. Roulin, S. Lorient, J.-P. Morin, and F. Dionnet, *Symbolic dynamics for arrhythmia identification from heart variability of rats with cardiac failures*, 8th Experimental Chaos Conference (Florence), 14-17 Juin 2004.
- [133] A. Liazid, *Identification du Diesel à turbocompresseur à géométrie variable*, Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 1993.
- [134] L. Ljung, *System identification. theory for the user*, second ed., Prentice Hall, 1999.
- [135] C. Ludwig and M. Ayoubi, *Fault detection schemes for a Diesel engine turbocharger*, Proceedings of the American Control Conference (Seattle, Washington), June 1995, pp. 2118–2122.
- [136] M. Marzouk, *Simulation of turbocharged Diesel engines under transient conditions*, Ph.D. thesis, University of London (Imperial College), 1976.
- [137] C. D. McCartan, P. T. McEntee, R. Fleck, G. P. Blair, and D. O. Mackey, *Computer simulation of the performance of a 1.9-liter direct injection Diesel engine*, SAE Paper (2002), no. **2002-01-0070**.
- [138] W. S. McCulloch and W. H. Pitts, *A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity*, Bulletin of Mathematics and Biophysics **5** (1943), 115–133.
- [139] N. Midoux, *Mécanique et rhéologie des fluides en génie chimique*, Technique et Documentation (Lavoisier), 1988.
- [140] B. W. Millington and E. R. Hartles, *Frictionnal losses in Diesel engines*, SAE Paper (1968), no. **680590**.
- [141] T. Minami, K. Takeuchi, and N. Shimazaki, *Reduction of Diesel engine NOx using pilot injection*, SAE Paper (1995), no. **950611**.
- [142] L. Moklegaard, A. G. Stefanopoulou, and J. Schmidt, *Transition from combustion to variable compression braking*, SAE Paper (2000), no. **2000-01-1228**.
- [143] P. Moraal and I. Kolmanovsky, *Turbocharger modeling for automotive control applications*, SAE Paper (1999), no. **1999-01-0908**.
- [144] J.-P. Morin, S. Lorient, E. Roulin, and C. Letellier, *Identification de troubles du rythme cardiaque par dynamique symbolique sur intervalles RR chez le rat sain et insuffisant cardiaque*, 7^{ème} Rencontre du Nonlinéaire (Paris) (Paris Onze, ed.), Y. Pomeau & R. Ribotta, 10-12 Mars 2004.
- [145] M. Muller, E. Hendricks, and S. C. Sorenson, *Mean value modelling of turbocharged spark ignition engine*, SAE Paper (1998), no. **980784**.
- [146] B. J. Murphy, M. S. Lebold, K. Reichard, T. Galie, and C. Byington, *Diagnostic fault detection for internal combustion engines via pressure curve reconstruction*, Proceedings of the IEEE Aerospace Conference, vol. 7, March 8-15 2003, pp. 3239–3246.
- [147] P. A. J. Neeft, M. Makkee, and J. A. Moulijn, *Diesel particulate emission control*, Fuel Processing Technology (1996), no. 47, 1–69.
- [148] S. A. Nelson, Z. S. Filipi, and D. N. Assanis, *A neural network for matching the turbocharger to IC engine*, Proc. Spring Technical Conf. ASME Internal Combustion Engine Div. (Youngstown, OH), vol. 26, July 1996, pp. 35–42.
- [149] G. De Nicolao, C. Rossi, R. Scattolini, and M. Suffritti, *Identification and idle speed control of internal combustion engines*, Control Engineering Practice **7** (1999), no. 9, 1061–1069.
- [150] G. De Nicolao, R. Scattolini, and C. Silveiro, *Modelling the volumetric efficiency of IC engines : parametric, non parametric and neural techniques*, Control Engineering Practice **4** (1996), no. 10, 1405–1415.
- [151] M. Nyberg, *Model based fault diagnosis, methods, theory, and automotive engines applications*, Ph.D. thesis, Department of Electric Engineering Linköping University, 1999.
- [152] M. Nyberg and L. Nielsen, *Model based diagnosis for the air intake system of the SI-engine*, SAE Paper (1997), no. **970209**.
- [153] M. Nyberg and T. Stutte, *Model based diagnosis of the air path of an automotive Diesel engine*, Control Engineering Practice **12** (2004), no. 5, 513–525.

- [154] M. Nyberg, T. Stutte, and V. Wilhelmi, *Model based diagnosis of the air path of an automotive Diesel engine*, IFAC Workshop : Advances in Automotive Control (Karlsruhe, Germany), March 2001.
- [155] S. Ouenou-Gamo, M. Ouladsine, and A. Rachid, *Diesel engine exhaust emissions modelling using artificial neural networks*, SAE Paper (1999), no. **1999-01-1163**.
- [156] R. Outbib, X. Dovifaaz, A. Rachid, and M. Ouladsine, *Speed control of a Diesel engine : a nonlinear approach*, Proceedings of the American Control Conference (Anchorage), May 2002, pp. 3293–3294.
- [157] T. Park, R. J. Atkinson, N. N. Clark, M. L. Traver, and C. M. Atkinson, *Operation of a compression ignition engine with a hevi injection system on natural gas with Diesel pilot injection*, SAE Paper (1999), no. **1999-01-3522**.
- [158] F. Payri, J. Benajes, X. Margot, and A. Gil, *CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines*, Computers & Fluids **33** (2004), no. 8, 995–1021.
- [159] A. P. Petridis and A. T. Shenton, *Inverse-NARMA : a robust control metod applied to SI engine idle-speed regulation*, Control Engineering Practice **11** (2003), no. 3, 279–290.
- [160] M. Plint and A. Martyr, *Engine testing, theory and practice*, second ed., Butterworth Heinemann, 2001.
- [161] J. D. Powell, *Engine control using cylinder pressure : past, present, and future*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control **115** (1993), 343–350.
- [162] A. Rachid, A. Liazid, and J. C. Champoussin, *Nonlinear modelling of a turbocharged Diesel engine*, IEEE Conference on Control Applications (Piscataway), vol. 1, 1994, pp. 133–136.
- [163] C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, *Availability analysis of a turbocharged Diesel engine operating under transient load conditions*, Energy Conversion and Management **29** (2004), no. 8, 1085–1104.
- [164] C. D. Rakopoulos, T. D. Hountalas, E. I. Tzanos, and G. N. Taklis, *A fast algorithm fo calculating the composition of Diesel combustion product using 11 species chemical equilibrium scheme*, Advances in Engineering Software **19** (1994), no. 109-119, 1471–1495.
- [165] C. D. Rakopoulos, D. C. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, and D. C. Kyritsis, *Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction*, Energy Conversion & Management **45** (2004), no. 9-10, 1471–1495.
- [166] R. D. Reitz and C. J. Rutland, *Development and testing of Diesel engine CFD models*, Progress in Energy and Combustion Science **21** (1995), no. 2, 173–196.
- [167] G. Rizzoni, *Diagnosis of individual cylinder misfires by signature analysis of crankshaft speed fluctuations*, SAE Paper (1989), no. **890884**.
- [168] D. E. Rumelhart and J. L. McClelland, *Parallel distributed processing*, the MIT Press **1** (1986).
- [169] E. M. Sazhina, S. S. Sazhin, M. R. Heikal, V. I. Babushok, and R. J. R. Johns, *A detailed modelling of the spray ignition process in Diesel engines*, Combust. Sci. and Tech. **160** (2000), 317–344.
- [170] R. Scattolini, G. De Nicolao, M. Cittadini, C. Rossi, and C. Silviero, *Modelling internal combustion engine via NARX identification techniques*, IEEE Mediterranean Control conference (Cyprus), 1997.
- [171] J. Schaffnit, S. Sinsel, and R. Isermann, *Hardware-in-the-loop simulation for the investigation of truck Diesel injection systems*, Proceedings of the American Control Conference (philadelphia, Pennsylvania), June 1998, pp. 498–502.
- [172] D. Schiefer, R. Maennel, and W. Nardoni, *Advantages of Diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control*, SAE Paper (2003), no. **2003-01-0364**.
- [173] P. Schihl, *Control strategies for heavy-duty Diesel engine emissions*, IEEE Instrumentation & Measurement Magazine (2001), 11–15.
- [174] J. Schommers, F. Duvinage, M. Stotz, A. Peters, S. Ellwanger, K. Koyanagi, and H. Gildein, *Potential of common-rail injection system for passenger car DI Diesel engines*, SAE Paper (2000), no. **2000-01-0944**.
- [175] A. J. C. Sharkey, G. O. Chandroth, and N. E. Sharkey, *Acoustic emission, cylinder pressure and vibration : A multisensor approach to robust fault diagnosis*, Proceedings of IJCNN2000 (2000).

- [176] ———, *A multi-net system for the fault diagnosis of a Diesel engine*, Neural Computing & Applications **9** (2000), no. 2, 152–160.
- [177] A. J. C. Sharkey, N. E. Sharkey, and G. O. Chandroth, *Diverse neural net solutions to a fault diagnosis problem*, Neural Computing & Applications, vol. 4, 1996.
- [178] G. M. Shaver, J. C. Gerdes, P. Jain, P. A. Caton, and C. F. Edwards, *Modeling for control of HCCI engines*, Proceedings of the American Control Conference (Denver), March 2003.
- [179] Y. Shiao and J. J. Moskwa, *Cylinder pressure and combustion heat release estimation for SI engine diagnostics using nonlinear sliding observers and intake manifold pressure observers*, IEEE Transactions on Control Systems Technology **3** (1995), no. 1.
- [180] A. S. Soofi and L. Cao, *Modelling and forecasting financial data*, Studies in computational finance, Kluwer, 2002.
- [181] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*, second ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
- [182] G. Stumpp and M. Ricco, *Common Rail - an attractive fuel injection system for passenger car DI Diesel engines*, SAE Paper (1996), no. **960870**.
- [183] T. Tanaka, A. Ando, and K. Ishizaka, *Study on pilot injection of DI Diesel engine using common-rail injection system*, JSAE Review (2002), no. 23, 297–302.
- [184] C. Thiruarooran, N. E. Hoff-Clausen, D. E. Winterbone, and P. E. Wellstead, *The assessment and construction of models for transfer function evaluation of turbocharged Diesel engines*, Israel Journal of Technology **15** (1977), 222–230.
- [185] S.-C. Tsai and M. R. Goyal, *Dynamic turbocharged Diesel engine model for control analysis and design*, SAE Paper (1986), no. **860455**.
- [186] M. Urlaub and J. F. Böhme, *Reconstruction of pressure signals on structure-borne sound for knock investigation*, SAE Paper (2004), no. **2004-01-0522**.
- [187] V. I. Utkin, H.-C. Chang, I. Kolmanovskiy, and J. A. Cook, *Sliding mode control for variable geometry turbocharged Diesel engines*, Proceedings of the American Control Conference (Chicago, Illinois), June 2000, pp. 584–588.
- [188] K. J. Vantine, U. Christen, K. Glover, and N. Collings, *Analysis of an even-based Diesel engine model for control purposes*, IFAC Workshop : Advance in Automotive Control (Karlsruhe, Germany), March 2001.
- [189] R. Villarino and J. F. Böhme, *Fast in-cylinder pressure reconstruction from structure-borne sound using the em algorithm*, Proceedings of the IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing (Hong Kong), April 6–10 2003, pp. 597–600.
- [190] J. A. F. Vinsonneau, D. N. Shields, P. J. King, and K. J. Burnham, *Improved SI engine modelling techniques with application to fault detection*, International Conference on Control Applications (Glasgow, Scotland), 2002, pp. 719–724.
- [191] N. Watson, *Transient performance simulation and analysis of turbocharged Diesel engines*, SAE Paper (1981), no. **810338**.
- [192] ———, *Dynamic turbocharged Diesel engine simulator for electronic control system development*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control **106** (1984).
- [193] N. Watson and K. Banisoleiman, *A variable geometry turbocharger control system for high output Diesel engines*, SAE Paper (1988), no. **880118**.
- [194] N. Watson and M. S. Janota, *Turbocharging the internal combustion engine*, The Macmillan Press, New York, 1982.
- [195] N. Watson and M. Marzouk, *A non-linear digital simulation of turbocharged Diesel engines under transient conditions*, SAE Paper (1977), no. **770123**.
- [196] N. Watson, A. D. Pilley, and M. Marzouk, *A combustion correlation for Diesel engine simulation*, SAE Paper (1980), no. **800029**.
- [197] R. W. Weeks and J. J. Moskwa, *Automotive engine modeling for real-time control using MATLAB/SIMULINK*, SAE Paper (1995), no. **950417**.

- [198] P. E. Wellstead, C. Thiruarooran, and D. E. Winterborne, *Identification of a turbo-charged Diesel engine*, Proceedings of the IFAC World Congress (Helsinki), June 1978, pp. 361–367.
- [199] T. Winsel, M. Ayeb, D. Lichtenthäler, and H. J. Theuerkauf, *A neural estimator for cylinder pressure and engine torque*, SAE Paper (1999), no. **1999-01-1165**.
- [200] D. E. Winterborne, C. Thiruarooran, and P. E. Wellstead, *A wholly dynamical model of a turbo-charged Diesel engine for transfer function evaluation*, SAE Paper (1977), no. **770124**.
- [201] G. Woschni, *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*, SAE Paper (1967), no. **670931**.
- [202] R. Younes, *Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur Diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses performances*, Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 1993.
- [203] M. Zheng, G. T. Reader, and J. G. Hawley, *Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts*, Energy Conversion & Management **45** (2004), no. 6, 883–900.
- [204] Y. H. Zweiri, J. F. Whidborne, and L. D. Seneviratne, *A mathematical transient model for the dynamics of a single-cylinder Diesel engine*, Proceedings of the International Conference on Simulation, IEE, 30 September-2 October 1998, pp. 145–151.
- [205] ———, *Dynamic simulation of a single-cylinder Diesel engine including dynamometer modelling and friction*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering **213** (1999), no. D4, 391–402.
- [206] ———, *Instantaneous friction components model for transient engine operation*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering **214** (2000), no. D7, 809–824.
- [207] ———, *Detailed analytical model of a single-cylinder Diesel engine in the crank-angle domain*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of automobile Engineering **215** (2001), no. D11, 1197–1216.

Index

❖ A ❖

actionneurs	57
alésage	24
angle vilebrequin	25
auto-inflammation	
définition	38
délai	40
modèle	40, 100

❖ B ❖

Büchi, Alfred	61
banc moteur	151
Beau de Rochas, Alphonse-Eugène	21, 27
bielle	23
bruit	43, 56

❖ C ❖

calculateur	65
calibration	65
Carnot, Sadi	27, 28
chambre de combustion	94
Clapeyron	
diagramme de	21, 27, 61
Emile	27, 31
collecteur	75
collecteurs	112
combustion	
cinétique chimique	38
phenomenologie de la réaction	40
compresseur	115, 119
conception du moteur Diesel	21
consommation spécifique	33
couple	
alternatif	111
de frottements	109
effectif	32
indiqué	108
courant d'ionisation	133
cycles thermodynamiques	
Diesel	29
Carnot	28
mixte	30
cylindrée unitaire	24

❖ D ❖

débit au travers d'une contraction	92
dépollution	57

Daimler, Gottlieb	61
Diesel, Rudolf	29, 34, 47, 61

❖ E ❖

EGR	60
-----------	----

❖ F ❖

filtre à particules	57
---------------------------	----

❖ H ❖

hydrocarbures imbrûlés	50
------------------------------	----

❖ I ❖

indice de cétane	43, 102
injection	23, 58
Common Rail	59
modèle	106

❖ L ❖

limites d'inflammabilité	36
--------------------------------	----

❖ M ❖

Matlab	122
modèles	
méthode vidange-remplissage	75
modèle à valeurs moyennes	76
modèle de représentation	80
modèle quasi-stationnaire	73
monoxyde de carbone	50

❖ N ❖

NARMAX	82, 134
normes anti-pollution	
cycles de conduite	54
réglementation américaine	53
réglementation européenne	53

❖ O ❖

Otto, Nicolaus August	27
oxydes d'azote	50

❖ P ❖

particules	51
PME	33
PMF	
définition	33
modèle	109
PMI	

calcul	157	modèle de Wiebe	102
définition	32	vitesse de dégagement de chaleur	
point mort bas	24	analyse	40
point mort haut	24	calcul	158
pouvoir calorifique inférieur		volume du cylindre	26, 99
définition	43	volume mort	24
valeur pour le gazole	150		
pression cylindre			
estimation	132		
mesure	153		
puissance			
effective	32		
indiquée	32		
❖ R ❖			
régime moteur	107		
réseaux de neurones	84, 132		
rapport air-carburant	36		
rapport de compression volumétrique	25		
rapport stœchiométrique			
définition	35		
valeur pour le gazole	150		
refroidisseur d'air de suralimentation	122		
rejets polluants	49		
rendement	33		
richesse			
définition	36		
influence sur les émissions	49		
modèle	97		
❖ S ❖			
simulations	122		
soupape			
débit	94		
lois de levée	94		
suralimentation	61		
❖ T ❖			
transferts thermiques			
modèle d'Eichelberg	106		
modèle de Hohenberg	106		
modèle de Woschni	105		
travail			
effectif	32		
indiqué	32		
turbine	116, 120		
turbocompresseur	62		
géométrie variable	63		
modélisation	113		
❖ V ❖			
vibrations	56, 133		
vilebrequin	132		
fonction	23		
modèle	78, 107		
vitesse de combustion du carburant			
modèle de Watson	100		

Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic

Le travail de cette thèse a pour objet la modélisation du moteur à allumage par compression pour le contrôle et le diagnostic. Le moteur Diesel est le moteur à combustion interne le plus performant et l'un des plus propres grâce aux actionneurs modernes. Cependant, les normes anti-pollutions sont de plus en plus strictes et, aujourd'hui, la réduction des émissions nocives dépend en partie des stratégies de commande des actionneurs. C'est pourquoi, les modèles sont devenus indispensables à chaque étape du développement du contrôle moteur : synthèse des algorithmes de commande, simulation et validation. Le système considéré est un moteur Diesel six cylindres à injection directe équipé d'un turbocompresseur. Le modèle développé repose sur des lois physiques pour les cylindres, les collecteurs, le turbocompresseur et le vilebrequin. Des lois empiriques ont été choisies pour la modélisation de la combustion et des transferts thermiques afin de réduire le temps de simulation. Le modèle, programmé en langage C dans l'environnement MATLAB-Simulink, est capable de prédire l'évolution des variables utiles au contrôle moteur au degré vilebrequin. Les résultats sont conformes à ceux obtenus à l'aide d'un code de calcul industriel et ils sont représentatifs des mesures réalisées sur le banc moteur expérimental. Le modèle a ensuite été implanté sur un ordinateur puissant nous permettant de disposer d'un simulateur adapté aux applications temps réel. Une partie de cette étude a aussi été consacrée à la modélisation du processus de combustion à l'aide d'un modèle de représentation non linéaire : le modèle NARMAX. L'objectif est de construire un modèle capable de prédire l'évolution de la pression cylindre en exploitant d'autres mesures disponibles sur un moteur. Les coefficients du modèle NARMAX ont été identifiés directement à partir des mesures des entrées et des sorties du système. Ce type de modèle présente l'avantage d'être moins coûteux en terme de temps de calcul par rapport aux modèles physiques. Les résultats sont encourageants et montrent que l'utilisation du régime instantané comme variable d'entrée principale du modèle permet de reproduire l'allure de la pression cylindre dans le cas d'une combustion précoce.

Mots-clés : moteur Diesel, modélisation, contrôle moteur, pression cylindre, modèle NARMAX.

Control and diagnosis oriented modelling of the compression ignition engine

This thesis has described an investigation into the modelling of compression ignition engine for control and diagnosis purpose. The Diesel engine is the most efficient and clean internal combustion engine due to modern electromechanical actuators. However, pollutant emission regulations are much more stricter, thus, these complex systems need sophisticated and efficient control algorithms to reach very low emission levels. For this task, engine models are required at each step of the control system development : control laws synthesis, simulation and validation. The system under study is a six cylinder direct injection Diesel engine fitted with a turbocharger. The model of this system is based on physical laws for some parts of the engine such as cylinders, manifolds, turbocharger and crank-slider system. In order to reduce computing time we choose to model heat transfer and heat release during combustion using simple empirical correlations. Resulting model has been implemented in the Matlab-Simulink environment and it can predict variables of interest for control purpose with one degree crank angle resolution. The model has been tested numerically and compared with an industrial engine simulation code with good results. Moreover, model output variables are in good agreement with experimental data recorded on a heavy-duty research engine. The engine model has been embedded on a board providing enough computing performances to perform real-time simulations, this will be helpful for "hardware-in-the-loop" simulations. Another part of this study is dedicated to the combustion process modelling using a non linear phenomenological model : the NARMAX model. The goal is to predict the in-cylinder pressure evolution using other measurements available on the engine. The NARMAX model parameters have been identified using input-output data carried out from the experimental engine. Such model is well suited for real-time applications compare to numerically cost effective physical models. First results are promising and demonstrate that non linear "black-box" models can be employed to model the combustion process with the crankshaft speed as main model input.

Keywords : Diesel engine, modelling, engine control, cylinder pressure, NARMAX model.
