

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

IBERRAKEN LYES

Thème

**Elaboration d'une méthode de calcul de la toxicité des produits de
combustion d'un moteur Diesel**

Soutenu le 26/ 09 /2021 devant le jury composé de:

Mr. HAMTACHE

Encadrant

Mr. HAMDI

Examineur

Mr. BENSLIMANE

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2021 - 2022

Remerciements

Avant tout je tiens à remercier ma mère qui ma soutenue pendant toute ma carrières estudiantine et professionnelle et mon petit frère, ainsi que toute ma famille et mes amis (Hocine , Saïd, Nadine, Micipsa...) sans oublier Ghiles à qui je souhaite bonne chance.

Je remercie vivement notre encadreur, Mr HAMACHE d'avoir cru en nous et pour tout son aide pendant notre thèse.

Comme je tiens à remercier les membres du jury pour nous avoir fait l'honneur d'examiner mon travail et tout le département de Génie mécanique pour leurs efforts.

Lyes

Sommaire

I. Emission, pollution et toxicité.....	1
I.1. Introduction.....	1
I.2. Moteur naval et automobile.....	1
I.3. Combustion.....	3
I.4. Emissions.....	4
I.4.1. Particules primaires.....	5
I.4.2. Particules secondaires.....	5
I.5. Etude de la particule Diesel.....	6
I.5.1. Composition.....	6
I.5.2. Structure et formation des particules de suie.....	7
I.6. Pollution.....	9
I.6.1. Pollution des gaz émis par les bateaux.....	10
I.7. Toxicité des gaz d'échappement.....	11
I.7.1. Toxicité globale des émissions Diesel.....	11
I.7.2. Toxicité des NOx.....	12
I.8. Conclusion.....	13
II. Elaboration d'une méthode de calcul des paramètres du travail d'un moteur Diesel naval suralimenté.....	14
II.1. Paramètres thermodynamiques.....	14
II.1.1. Paramètres de l'air et des gaz d'échappements.....	14
II.1.2. Paramètres de l'air ambiant et des gaz résiduels.....	14
II.1.3. Processus d'admission.....	15
II.1.4. Processus de compression.....	17
II.1.5. Processus de combustion.....	18
II.1.6. Processus de détente.....	19
II.2. Paramètres de performances du moteur.....	20
II.2.1. Paramètres indiqués.....	20
II.2.2. Paramètres effectifs.....	21
II.3. Dimensions principales du cylindre.....	21
III. Modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel.....	22
III.1. Paramètres thermodynamiques.....	22
III.1.1. Processus d'admission :.....	22
III.1.2. Le processus de compression.....	25
III.1.3. Etude du processus de combustion :.....	29
III.1.3.1. Calculé stœchiométrique :.....	29
III.1.4. Processus de détente :.....	39
III.2. Paramètres de performance du moteur.....	42

III.2.1. Paramètres indiqués :	42
III.2.2. Paramètres effectifs :	44
III.3. Dimension principale du cylindre :	45
III.4. Paramètre des gaz et le système de la turbocompression :	48
III.4.1. Débit d'air à travers le compresseur	48
III.4.2. Travail isentropique de compresseur	49
III.4.3. Puissance consommée par le compresseur	49
III.5. Paramètres des gaz dans le collecteur d'échappement	50
III.5.1. Pression des gaz dans le collecteur d'échappement avant la turbine	50
III.5.2. Température des gaz dans le collecteur avant la turbine	50
III.6. Paramètre de la turbine	50
III.7. Bilan énergétique	53
IV. Algorithme de calcul de la toxicité	56
IV.I. Présentation du problème mathématique	56
IV.II. Programmation des équations de pression	57
V.III. rapport du nombre d'atomes	58

Conclusion

Annexe

Liste des Figures

I. Emission, pollution et toxicité	1
Figure I.01 : Représentation schématique d'un système bielle-manivelle pour bateau.....	2
Figure I.02 : Structure élémentaire d'une particule de combustion automobile.	6
Figure L.03 : Sous-structure d'une particule de suie (diffraction des rayons X).....	7
Figure L04 : représentation schématique de la formation des suies	9
III. Modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel	22
Figure III.01 : Variation de la fraction du carburant brûlé m en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin à partir du processus de combustion ϕ	37
Figure III.02 : Variation de la pression de combustion en fonction de l'angle du vilebrequin ϕ	37
Figure III.03 : Variation de la température de combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ	38
Figure III.04 : proportion de l'indice du caractère de combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ	38
Figure III.05 : Variation de la pression de combustion en fonction de l'indice de caractère de combustion m	39
Figure III.06 : Variation de la température de combustion en fonction de l'indice de caractère de combustion m	39
FigureIV.2 : Concentrations de CO ₂ en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ	60
FigureIV.3 : Concentrations de CO en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ	60
FigureIV.4 : Concentrations de N ₂ en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ	61
FigureIV.5 : Concentrations de N ₂ en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ	61

Liste des Tableaux

I. Emission, pollution et toxicité	1
Tableau I.01 : Estimation des émissions de particules à l'échelle du globe.	4
Tableau II.02 : Composition des particules de suie Diesel (en % m/m)	7
III. Modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel	22
Tableau III.1 : Paramètres du fluide pendant le processus de compression.....	28
Tableau.III.2 : Paramètres du fluide dans le processus de combustion	35
Tableau III.3 : Paramètre du fluide pendant le processus de détente	42
Tableau III.4 : Comparaison des résultats donnés et résultats calculés.....	50

NOMENCLATURE

ΔT	Température de réchauffement de la charge fraîche	-
P_k	Pression de compresseur	P_k
P_e	Pression indiquée	P_i
f_k	Masse volumique de l'air dans le compresseur	kg/m^3
T_k	Température de compresseur	K
T_k'	Température de compresseur en tenant compte du refroidissement	K
$T_{(\text{ref})}$	Température de refroidissement du refroidisseur	K
n_k	Exposant polythropique	-
P_a	Pression d'admission	MPa
ΔP_a	Rapport de pression d'admission	-
Y_r	Coefficient des gaz résiduels	-
P_r	Pression des gaz résiduels	MPa
η_v	Taux de compression	-
T_a	Température d'admission	K
ε	Taux de remplissage	-
V_a	Volume opératoire à la fin de l'admission	L
P_c	Pression de compression	MPa
T_c	Température de compression	K
P_v	Variation de pression de compression	MPa
P	Température ponctuelle de compression	MPa
V_c	Volume de la chambre de combustion	L
n_1	Exposant polythropique de compression	-
D	Diamètre du cylindre	mm
S	Course du piston	mm
δ	Fonction cinématique de déplacement du piston	-
α	Coefficient d'excès d'air	-
λ	taux de croissance de pression	-
r	Rayon de la manivelle	mm
l_b	Longueur de la manivelle	mm
L_{a-v}	Travail polythropique de compression	MJ/kg
l_0	Quantité stœchiométrique massique de l'air	kmole
L_0	Quantité molaire nécessaire à la combustion de 1kg de carburant	$\text{kgair}/(\text{kgcarburant})$
M_1	Quantité réelle de la charge fraîche	kmole d'air/Kg comb
M_2	Quantité des gaz résiduels	kmole d'air/Kg comb
M_c	Quantité des gaz brûlés lors de la compression	kmole d'air/Kg comb
β	Coefficient de changement molaire	-
ϑ	Coefficient d'utilisation	-
C_{upz}	Capacité calorifique à la fin de la combustion	$\text{kJ}/\text{kmole.k}$
T_z	Température à la fin de la combustion	K
P_z	Pression à la fin de la combustion	MPa
C_{ucv}	Capacité calorifique molaire moyenne à la fin de la compression	$\text{KJ}/\text{kmole.k}$
L_{v-z}	Travail polythropique de combustion	MJ/kg
L_{z-b}	Travail polythropique de détente	MJ/kg
ρ	Taux de détente préalable	-
δ	Taux de détente postérieur	-
P_b	Pression de détente	MPa
T_b	Température de détente	K
n_2	Exposant polythropique de détente	-
L_i	Travail indiqué fourni par le moteur	MJ/Kg
η_i	Rendement indiqué du moteur	-
g_i	Consommation spécifique	$\text{Kg}/\text{kW.h}$
N_i	Puissance indiquée	kW
M_i	Couple moteur	N.m
P_m	Pression moyenne des pertes mécanique	MPa
P_e	Pression effective	MPa

η_M	Rendement mécanique	-
η_e	Rendement effectif	-
G_e	Consommation spécifique	Kg/kW.h
W'_{MP}	Vitesse moyenne du piston	m/s
i	Nombre de cylindre	-
M_e	Couple moteur	N.m
G_T	Consommation horaire du combustible	Kg/kW.h
k	Constante d'équilibre du produit	-
$\alpha_p \beta_p \gamma_p$	Rapport du nombre d'atomes des éléments	-

Chapitre I

Emission, pollution et toxicité

I. Emission, pollution et toxicité

I.1. Introduction

Cela fait longtemps que l'homme trouve que le développement économique et culturel, le transport de ressources et de nourriture est indispensable au bon fonctionnement d'un état. Maintenant, notre système ne peut être imaginé sans industrie et transport motorisé.

L'ubiquité de la motorisation thermique et des industries font parmi les enjeux centraux de la société, d'environnement et de santé publique. Les émissions que tous ces moteurs produisent ne s'arrêtent pas aux lignes de frontières, ces premières sont sans limites. De toutes les technologies actuellement disponible, la motorisation Diesel doit être la plus populaire parmi elles.

Le premier moteur Diesel a été inventé en 1897 (moteur à allumage par compression, doté d'une consommation réduite en combustible liquide). Vu son poids et la complexité de sa pompe d'injection pneumatique, ce moteur est d'abord réservé aux applications lourdes : engins maritimes lourds à partir de 1902 (sous-marins).

Prosper L'Orange, employé de Benz invente l'injection mécanique en 1909, ce qui permettra le développement de moteurs bien plus légers que plusieurs constructeurs expérimentent sur des automobiles dans l'entre-deux guerres. Cependant la majorité des applications reste alors stationnaires, maritimes, ferroviaires et militaires.

I.2. Moteur naval et automobile

On peut penser, dire, qu'il existe pas mal de facteurs qui différencient ces deux moteurs en question, un dédié pour se déplacer sur les eaux en général, l'autre est utilisé afin de se déplacer sur terre, mais il n'y a presque aucune différence entre eux. Tout les deux ont presque exactement les mêmes organes qu'ils nécessitent. Seulement, pour un bateau, ses organes sont bien plus grands en dimensions et bien sûr plus forts.

La seule différence qu'on doit mentionner c'est : l'un possède une boîte de vitesse (automobile) et l'autre un inverseur-réducteur, roue et hélice ayant le même rôle. Ces deux organes sont globalement très proches dans leur principe mécanique puisque composés d'engrenages. Les deux moteurs se diffèrent dans leur fonctionnement par contre, entre roues et hélices il doit bien y avoir une différence comme suit : le fonctionnement d'un moteur de

bateau, de manière générale, sont des moteurs à quatre temps (comme ceux des automobiles) actionnant un arbre d'entraînement qui traverse le fond de la coque. Cet arbre est relié à une hélice qui va propulser le bateau lorsqu'elle tourne.

Les quatre temps se résument à l'admission, compression, injection/combustion-détente et finalement l'échappement des gaz brûlés. Dont chaque demi-tour de rotation du vilebrequin correspond à un temps. (2 tours en tout.)

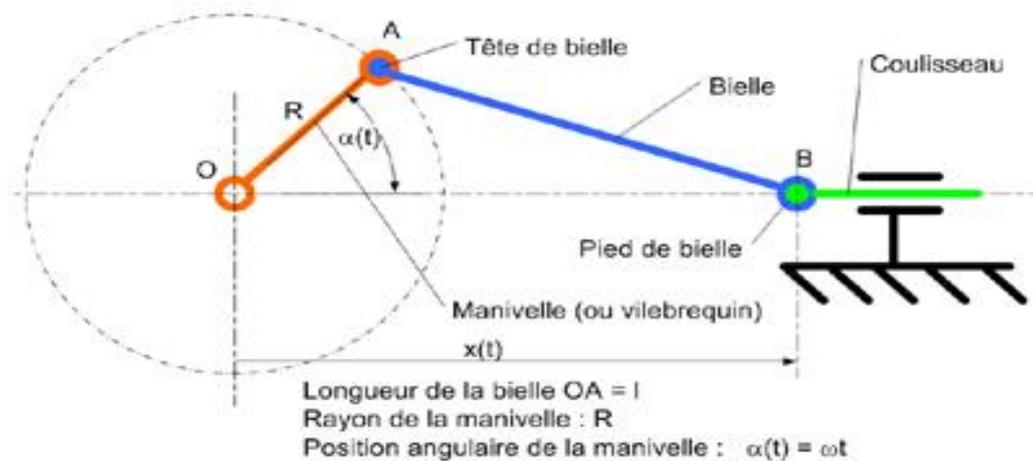


Figure 01 : Représentation schématique d'un système bielle-manivelle pour bateau.

Dans cette représentation d'un système bielle-manivelle d'un moteur bateau, on trouve qu'il est bien similaire à celui d'une automobile. A part le coulisseau qui est un organe indispensable quand il s'agit d'un bateau. Donc on peut aussi ajouter ça aux différences des deux moteurs.

La spécificité du Diesel tient à son auto-inflammation dans la chambre de combustion. Dans une motrice essence, on fait monter en pression un mélange gazeux air/carburant quasiment homogène (mélange stœchiométrique), puis on provoque son inflammation à l'aide d'une étincelle commandée : un front de flamme se répand à partir de ce point d'ignition, puis atteint progressivement tout le mélange. On évite précisément les situations d'auto-allumage, car elles provoquent un phénomène de cliquetis, et à terme des dégâts matériels qui peuvent être graves.

Tant dis que dans un moteur Diesel, on profite des propriétés du gazole en présence d'air pour rechercher cette auto-inflammation. On ajuste la proportion de carburant injecté à débit d'air entrant constant, et la compression elle-même qui fait monter le mélange en pression et en température. La combustion n'est en fait idéale qu'aux endroits de la chambre

qui sont en présence des bonnes conditions, à la fois de concentration, de pression et de température. Pour compenser ce problème, on augmente la compression du mélange, notamment par un excès d'air admis. Cette méthode permet de limiter l'émission de gaz imbrûlés, mais conduit à d'autres inconvénients, comme la formation d'oxydes d'azote (NO_x) et le besoin d'avoir recours à des pièces beaucoup plus résistantes.

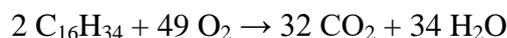
Afin de permettre l'auto-inflammation du mélange, l'air entrant est comprimé à hauteur de 20:1 (environ 35 bar), et sa température portée de 600 à 1500 °C environ. Sitôt le carburant injecté (pulvérisé sous la forme d'un brouillard de fines gouttelettes), il s'enflamme presque instantanément, sans qu'il soit nécessaire de recourir à un allumage commandé par bougie. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant le piston et entraînant, via la bielle, la rotation du vilebrequin.

I.3. Combustion

La combustion qui s'opère dans les cylindres d'un moteur Diesel consiste en l'oxydation vive du carburant par le dioxygène présent dans l'air. Les produits de cette réaction se résumeraient au dioxyde de carbone et à l'eau si le carburant ne contenait que des hydrocarbures et si la combustion était complète et non accompagnée de réactions secondaires. La combustion est exothermique, c'est-à-dire qu'elle dégage de la chaleur.

Si on suppose le carburant entièrement constitué d'hexadécane, la réaction de combustion interne du moteur Diesel peut être décrite, en première approximation, par l'équation de la combustion complète de l'hexadécane :

hexadécane + dioxygène \rightarrow dioxyde de carbone + eau soit :



La chaleur dégagée étant d'environ 9 951 kJ (PCI) par mole d'hexadécane brûlée.

Dans les conditions stœchiométriques de la combustion « neutre » (sans excès d'oxygène), il faut 3,46 g de dioxygène pour brûler 1 g d'hexadécane, soit, pour une combustion à l'air, 14,96 g d'air (supposé sec) par g d'hexadécane. Cette combustion neutre dégagera, pour chaque gramme d'hexadécane brûlé :

- 15,96g de gaz, contenant 11,30g de diazote, 0,19g d'argon, 3,12g de dioxyde de carbone (dont 3,11g provenant de la combustion de l'hexadécane) ;
- 1,35g de vapeur d'eau.

En pratique, le ratio utilisé dans les moteurs Diesel est plutôt de 30g d'air par gramme de gazole. Les gaz résiduaires de la combustion Diesel réelle comportent donc principalement du diazote, du dioxygène, du dioxyde de carbone, de la vapeur d'eau et de l'argon ; viennent s'y ajouter divers polluants résultant du caractère imparfait de la combustion principale et de l'existence de diverses réactions secondaires.

I.4. Emissions

On sait que chaque moteur existant, négligeant les moteurs électriques de la compagnie mondiale par exemple, produit des gaz d'émission (gaz d'échappement). Ces gaz représentent au moins un quart de la pollution mondiale.[1]

Il existe plusieurs types d'émissions, on peut les résumer dans le tableau suivant :

Tableau I.01 : Estimation des émissions de particules à l'échelle du globe.

Origine de la source	Sources	Flux (en Mt/an ou 10 ⁶ t/an)	
		Estimation moyenne	Estimation Min. et Max.
Naturelles	Primaires :		
	Poussières minérales	1500	1000-3000
	Sels de mer	1300	1000-10000
	Cendres volcaniques	33	4-10000
	Débris biogénique	50	26-80
	Secondaires :		
	Sulfates biogéniques	90	80-150
	Sulfates volcaniques	12	5-60
	Aérosols organiques secondaires	55	40-200
	Nitrates	22	15-50
Total	3060	2170-23540	
Anthropiques	Primaires :		
	Suies	200	5-20
	Poussières industrielles	100	40-130
	Secondaires :		
	Feux de végétations	80	60-160
	Sulfates anthropiques	140	170-250
	Nitrates anthropiques	36	25-65
Aérosols organiques	10	0.5-25	
Total	390	300-710	

N.B : Même si les particules naturelles sont plus abondantes, elles ne sont pas l'objet de ce travail voyons que nous travaillons sur la toxicité des gaz d'émissions d'un moteur Diesel.[2]

I.4.1. Particules primaires

Les émissions de particules primaires proviennent de la combustion de matières pétrolières (secteurs résidentiel, industriel), des rejets industriels (raffineries, mines, métallurgie... etc), de l'incinération des ordures ménagères, des activités agricoles et bien sûr des transports (terrestre, maritime et aérien). D'autres sources ponctuelles interviennent également : tas de minerais, tas d'ordures et incendies notamment. En ce qui concerne le transport routier, il faut noter qu'il est source de particules primaires non seulement par ses émissions de combustion mais aussi par l'usure des pneus, des freins ainsi que par la remise en suspension de poussières sédimentées aux alentours.

Le noir de carbone (Carbon Black) et les suies sont deux espèces carbonées différentes. Le noir de carbone est produit en conditions contrôlées pour des applications industrielles (caoutchouc, peintures et impression... etc). Il est presque uniquement composé de carbone élémentaire (> 97%), avec quelques liaisons hydrogène et oxygène. Il présente une structure hexagonale et en couches. Les suies sont des sous-produits non-désirés de la combustion de matériaux carbonés (production d'énergie, de chaleur ou incinération de déchets), elles sont composées de moins de 60% de carbone élémentaire et d'autres composés (espèces inorganiques non volatiles, fraction organique soluble, métaux... etc). Les combustions de produits fossiles et de la biomasse représentent la plus grande part des émissions de suies. En zone urbaine et industrielle, elles proviennent en grande majorité des émissions des moteurs diesel.[3]

I.4.2. Particules secondaires

En plus des particules primaires, beaucoup de composés gazeux sont émis en grande quantité dans l'atmosphère, ils donnent alors naissance aux particules secondaires par conversion gaz-particule.

- **Emission anthropique du soufre :** Les émissions de composés à base de soufre sont en totalité dues aux rejets de SO₂, émis principalement par la combustion de charbon et produits pétroliers (Chauffage, transport, industrie... etc), par les raffineries et par traitement des minerais non-ferreux Les émissions dues à la combustion du gazole sont en grande diminution (le soufre a quasiment été éradiqué des carburants automobiles).[4]

- **Émissions anthropiques d'Azote**

Autres gaz précurseurs de particules anthropiques, le NO et le NO₂ formés lors des processus de combustion (combustibles fossiles et biomasse) ainsi que le NH₃ (combustion de la biomasse, élevage animal et agriculture) conduisent respectivement à la formation de nitrates et de sels d'ammonium.[4]

- **Émissions anthropiques de composés organiques**

Les composés organiques sont issus de la combustion du bois, du charbon, des carburants fossiles (transports, industrie) et l'incinération des déchets. L'oxydation de ces espèces peut former des aérosols organiques secondaires (AOS) d'origine anthropique.[5.6]

I.5. Etude de la particule Diesel

I.5.1. Composition

Les particules diesel se composent d'un matériau carboné (noyau de carbone ou « sphérule ») engendré lors de la combustion, sur lequel sont adsorbées des espèces organiques diverses constituées de molécules condensées lors des étapes suivant la combustion (Figure 02). La partie adsorbée qui est extractible par divers solvants (lors d'une analyse) est appelée SOF (Soluble Organic Fraction). Elle renferme des hydrocarbures imbrûlés, des dérivés oxygénés (cétones, esters, aldéhydes, lactones, éthers, acides organiques) et des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) accompagnés de leurs dérivés nitrés et oxygénés. On y trouve également des dérivés minéraux (SO₂, sulfates...) et métalliques.[7]

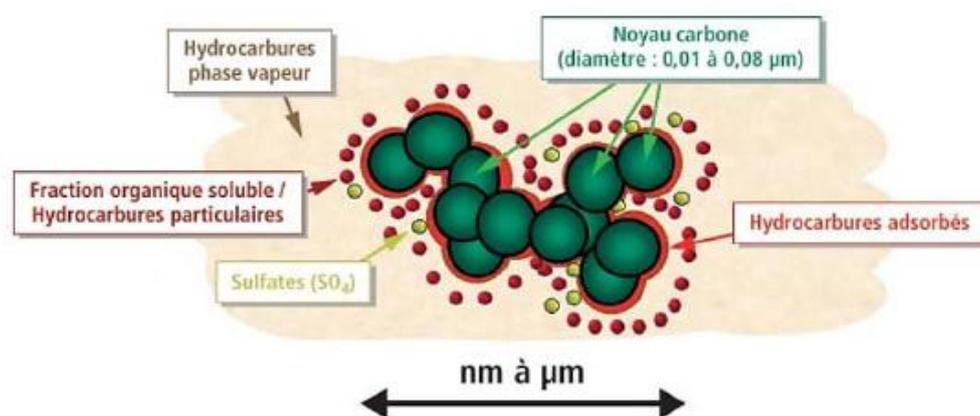


Figure 02 : Structure élémentaire d'une particule de combustion automobile.

Le tableau suivant montre la composition générale des particules Diesel, permet de voir que le carbone en est l'élément le plus important :

Tableau II.02 : Composition des particules de suie Diesel (en % m/m). [8]

Elément	C	H	O	N	S
Suie vierge	83.5	1.04	10.5	0.24	1.13
Suie dégazée	83.8	0.85	10.7	0.22	0.1

I.5.2. Structure et formation des particules de suie

Les particules de suie sont en fait constituées elles-mêmes d'agglomérats qui sont composés de particules plus petites nommé « sphérules ». Chacune des agglomérats peut contenir 4000 sphérules relativement sphériques.[9]

D'après une observation en microscopie électronique à transmission, des laminations avec des sauts de surface ont été révélés, produites par de nombreuses cristallites concentriques.[10] En diffraction aux rayons X, les atomes de carbone des particules primaires de suie sont insérés dans des structures hexagonales, dénommées « plaquettes ».[11] On peut avoir une meilleure idée par la figure suivante :

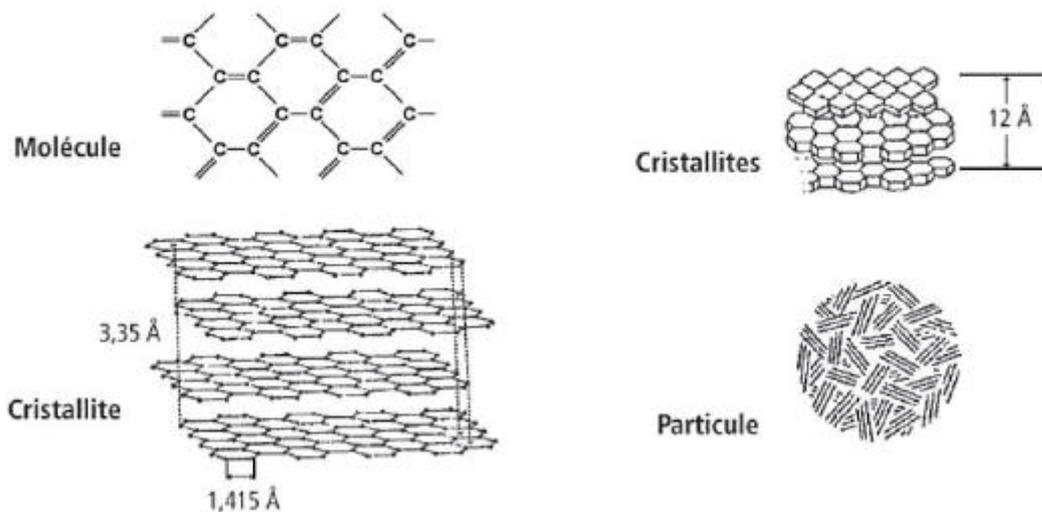


Figure 03 : sous-structure d'une particule de suie (diffraction des rayons X)

Le modèle de la plaquette décrit précédemment s'applique à la coque externe, néanmoins le noyau interne contient de fines particules avec des noyaux sphériques enveloppés par des réseaux carbonés avec une structure courbée. Ceci semble indiquer que la coque externe, composée de cristallites en graphite, est une structure rigide, alors que le noyau interne est chimiquement et structurellement moins stable à cause des instabilités thermodynamiques de la structure.[12]

La structure des particules de suie émises par les moteurs Diesel dépend de la charge du moteur. A faible charge, les particules engendrées sont de forme variable avec une forte concentration de carbone organique. À charge élevée, les émissions forment un matériau graphitique plus ordonné avec des particules de taille plus faible et moins de carbone organique. Une microstructure désordonnée peut engendrer plus de sites réactifs à la surface des particules.

- **Oxydation**

Le processus par lequel des molécules hydrocarbonées du carburant, constituées de quelques atomes de carbone aboutissent à des agglomérats (suies) en contenant plusieurs milliers est complexe et n'est pas entièrement élucidé.

La formation des suies résulte d'une transition de phase gaz-solide de HAP en particules primaires. Ces HAP sont produits par croissance de composés monoaromatiques : benzène et radical phényle. Plusieurs étapes se distinguent dans la phase solide :

- La coagulation des particules primaires augmente leur diamètre et diminue leur nombre ;
- La croissance des particules plus grosses par condensation de composés de la phase gaz augmente leur diamètre mais conserve leur nombre.

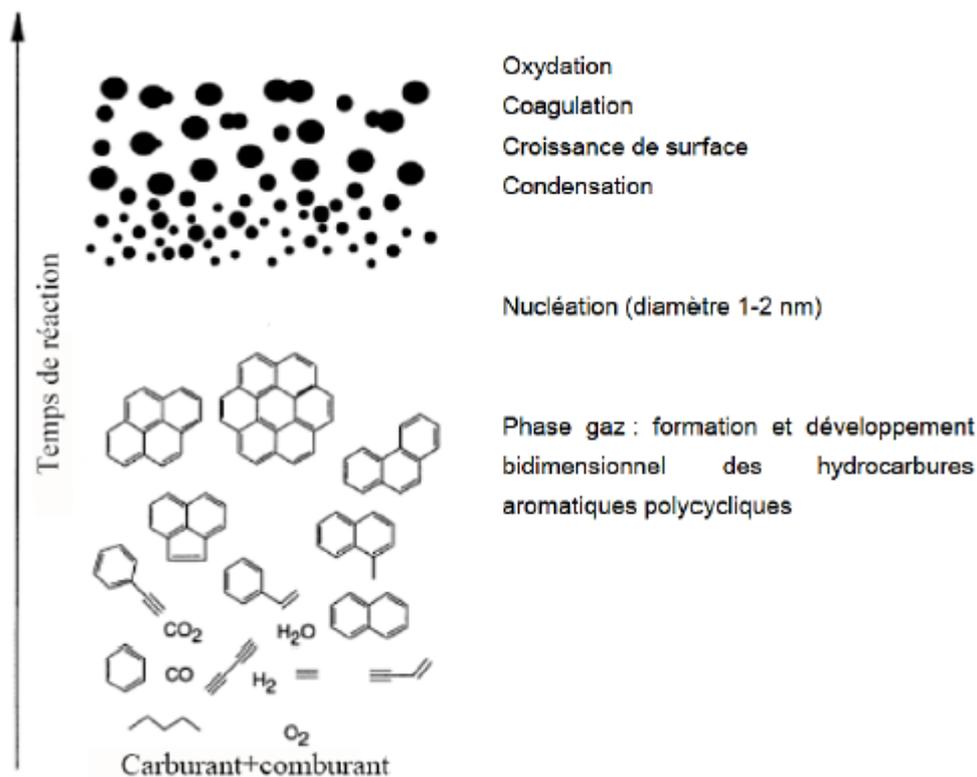


Figure 04 : représentation schématique de la formation des suies.[13]

D'après la d'au-dessus, le combustible hydrocarboné est dégradé pendant la phase d'oxydation en radicaux hydrocarbonés plus petits qui forment ensuite des cycles aromatiques. La formation des HAP s'effectue par addition d'acétylène et cyclisation. La nucléation des HAP conduit à la formation des particules primaires de géométrie sphérique. Ces particules primaires coagulent rapidement et fixent simultanément à leur surface des molécules de la phase gazeuse. La condensation et la croissance de surface contribuent de façon prépondérante à la détermination de la fraction volumique finale en suie dans les flammes riches en combustible, alors que la genèse des premières particules et la coagulation ont un effet direct sur le nombre de particules. La coagulation détermine aussi la taille finale des particules de suie et leur structure d'agrégats irréguliers.

I.6. Pollution

Un moteur est un élément mécanique qui permet de transformer une énergie créée à partir de la combustion du carburant qui, par la suite, suscite un mouvement mécanique perceptible. Cette combustion finie par dégager des gaz polluants et surtout très nocif pour la santé, car ils peuvent attirer plusieurs maladies telles que la leucémie et le cancer qui sont causés par les hydrocarbures en général, le monoxyde de carbone (CO) est l'un des gaz dégagé, qui diminue la capacité des globules rouges dans le corps humain à transporter l'oxygène (O₂) car le CO se lie à l'hémoglobine 300 fois plus efficacement que l'O₂. Des fois ça peut même attirer l'asthme dû au dioxyde du soufre et du nitrogène... Cette pollution due aux moteurs représente environs un quart (1/4) de la pollution mondiale.

Le diazote peut détériorer la condition respiratoire, une hyperréactivité des bronches chez les asthmatiques, et une augmentation de la sensibilité des bronches aux infections microbiennes chez les enfants. Les enfants, les personnes âgées et les asthmatiques sont particulièrement sensible à cette pollution. Tant dis que le dioxyde de carbone pousse l'homme à perdre conscience sans se rendre compte, avec sa particularité de pouvoir déplacer l'oxygène de l'air dans des concentrations élevées, privant ainsi le corps d'oxygène. Aussi, il agit comme un puissant dépresseur du système nerveux central. Ajoutons à cela, le fait que le dioxyde de carbone est l'une des raisons qui renforce le réchauffement climatique dans notre terre. Cependant, le CO₂ n'est pas considéré dans la loi française comme un polluant, par contre, si nous prenons la définition de ce qu'est une pollution dans l'article « L220-2 » du Code de l'Environnement, est de constater que le CO₂ possède exactement les caractéristiques qui font de lui un gaz polluant. Dernièrement vient l'argon, le plus fort et le plus nocif pour la santé. Ce gaz est inerte et classé comme agent asphyxiant simple.

L'inhalation de concentrations excessives peut avoir comme conséquence des vertiges, nausées, vomissements, perte de conscience, voir même ! La mort. Malgré cela, certains chimistes préfèrent dire que l'argon n'est pas toxique ! Au même temps, s'il se retrouve dans la circulation générale, celui-ci peut même être responsable d'embolies parfois fatales, ce qui les pousse à être dans une décision incertaine.

Malgré que les gaz d'échappements peuvent être très nocifs pour la santé, d'autres ne le sont pas mais au contraire. C'est le cas du dioxygène, étant un gaz incolore, inodore et sans goût. C'est un élément indispensable à la vie cellulaire. Il est produit par les plantes contenant de la chlorophylle et la décomposition de molécules d'eau dans l'atmosphère. L'air atmosphérique contient environs 20% de dioxygène. La respiration permet, en le faisant passer par les poumons, d'apporter du dioxygène par le système sanguin, aux cellules de l'organisme. L'air est constamment renouvelé afin de pourvoir aux besoins de l'organisme en dioxygène.[14]

I.6.1. Pollution des gaz émis par les bateaux

En 2015, l'ensemble des navires qui sillonnaient les océans ont contribué à environ 2,6 % des émissions planétaires de CO₂ (932 millions de tonnes de CO₂), d'après le rapport 2017 de l'ICCT. 87 % de ces émissions sont dues au trafic de marchandises qui représente lui-même 90 % du commerce mondial !

En France, le transport maritime et fluvial représente 1% des émissions de gaz à effet de serre du secteur des transports contre 53% pour les véhicules des particuliers.

Les principales émissions des polluants du transport maritime qui contribuent au réchauffement climatique sont le CO₂ et les suies (qui représentent 7 à 21% des émissions de gaz à effet de serre).

Si les améliorations technologiques permettront aux nouveaux navires d'augmenter leur efficacité énergétique et donc de polluer moins bien évidemment, les émissions totales devraient augmenter fortement d'ici 2050 (de 20% à 250% de plus selon les auteurs cités dans l'étude de l'IMO). En effet, il y a toujours plus de navires marchands dont d'imposants porte-conteneurs qui naviguent plus vite, plus loin et qui donc, polluent encore plus.

La consommation de carburant augmente. La consommation totale de carburant pour le transport maritime est passée de 291 à 298 millions de tonnes (+2,4%) de 2013 à 2015.

Les émissions de GES du transport maritime augmentent malgré l'amélioration de l'efficacité opérationnelle de nombreuses catégories de navires. L'augmentation des émissions est due à la demande croissante de transport maritime et à la consommation associée de combustibles fossiles.

Les augmentations d'efficacité n'ont pas réduit les émissions absolues de CO₂ des navires. Bien que l'intensité en CO₂ de nombreuses grandes catégories de navires ait diminué (c'est-à-dire qu'elles soient devenues plus efficaces) de 2013 à 2015, les émissions totales de CO₂ des navires ont augmenté. Ainsi, l'augmentation de la distance parcourue en raison d'une plus grande demande de transport maritime a plus que compensé les gains d'efficacité opérationnelle au cours de la période étudiée.

Alors que les vitesses moyennes de croisière des navires sont restés largement inchangées entre 2013 et 2015, les plus gros pétroliers et les plus grands porte-conteneurs ont accéléré et émis davantage en 2015 par rapport à 2013. En fait, les plus gros pétroliers ont augmenté leur vitesse de croisière au sol (SOG) de près de 4 %, et les plus grands porte-conteneurs ont augmenté leur SOG de croisière de plus de 11 %. Si davantage de navires emboîtent le pas et accélèrent, l'efficacité en CO₂ du secteur du transport maritime se dégradera.

I.7. Toxicité des gaz d'échappement

I.7.1. Toxicité globale des émissions Diesel

L'utilisation de la motorisation Diesel est ubiquiste, elle équipe des véhicules routiers (automobiles, camions... etc) et des engins non-routiers (navires, locomotives, engins agricoles ou de travaux, groupes électrogènes, chariots-élévateurs... etc). En conséquence, de multiples secteurs professionnels sont exposés aux émissions diesel (mécaniciens, mineurs, chauffeurs... etc), de même que la population générale, surtout en secteur urbain ou à proximité d'axes routiers très fréquentés.[15]

Actuellement, il n'y a toujours pas de marqueur spécifique de l'exposition aux émissions diesel. Pour l'exposition à la phase gazeuse, les NO_x sont généralement utilisés car présents en grande concentration dans l'échappement diesel. Le CO peut plus spécifiquement servir en cas d'évaluation de l'exposition dans des espaces confinés (mines par exemple). Même s'il n'en est pas non plus spécifique (car émis par d'autres sources), c'est le carbone élémentaire qui est utilisé pour mesurer l'exposition aux particules, considéré comme

relativement représentatif. Il faut préciser que le carbone élémentaire ne permet pas de suivre l'exposition aux HAP, en effet la proportion HAP/carbone élémentaire varie dans le temps et suivant l'origine de l'émission.[15]

- **Toxicité à court terme des émissions Diesel**

La technologie diesel a commencé à se répandre à la fin des années 1950, ce qui a entraîné de nombreux auteurs à se pencher sur la toxicité des émissions de ces moteurs. Les particules ont principalement été étudiées au regard de leur capacité à pénétrer profondément les poumons.[16]

On peut citer quelques symptômes dû aux émissions :[17.18]

- Gêne liée aux odeurs
- Irritation (dû au dioxyde d'azote).
- Troubles fonctionnels respiratoires.
- Intoxication (dû au monoxyde de carbone).
- Effets cardiovasculaires.

- **Toxicité à long terme des émissions Diesel**

La toxicité à long terme de ces émissions, souvent liée aux expositions répétées peuvent attirer des maladies plus graves, le cancer en premier lieu, infarctus cardiaque... etc.

- **Toxicité des HAP**

L'exposition aux HAP peut engendrer plusieurs effets nocifs : les stress oxydant, le diabète, l'inflammation, l'infertilité, les maladies cardiovasculaires allons jusqu'à des anomalies du développement fœtal. A court terme, les effets comportent une irritation cutanée et oculaire, des nausées, vomissements et une inflammation. Sur le long terme, ça peut engendrer des cancers, des lésions aux protéines et à l'ADN ainsi que des mutations.[19]

I.7.2. Toxicité des NOx

Le NO est absorbé par voie respiratoire, il est ensuite fixé dans le sang par l'hémoglobine (nitrosylhémoglobine). Sa transformation en ion nitrate est relativement rapide, il est ensuite éliminé par voie rénale (en majorité) et digestive.

Le NO₂ après son absorption est rapidement hydrolysé en acide nitrique puis transformé en ion nitrite avant d'atteindre la circulation sanguine, les nitrites se lient à

l'hémoglobine pour former là encore la nitrosylhémoglobine qui relargue des ions nitrates qui suivent la même voie de dégradation rénale et digestive.

Chez l'homme, l'inhalation de fortes concentrations peut provoquer une grave irritation des voies aériennes et entraîner des lésions broncho-pulmonaires parfois mortelles ou laissant des séquelles. Les expositions répétées à de faibles concentrations peuvent engendrer un emphysème et une sensibilité accrue aux infections respiratoires. Les données concernant les effets sur la reproduction chez l'animal montrent une possible tératogénicité. Toujours chez l'animal, le monoxyde d'azote ne semble pas élever le risque de développement de cancer, contrairement à l'exposition au peroxyde d'azote.[20]

On y trouve différents types d'intoxication dû aux NOx :

- **Aigüe** : cette intoxication évolue le plus souvent en trois phases :
 - Irritation plus ou moins intense des voies aériennes supérieures avec bronchospasme, toux, dyspnée et nausées. Une irritation oculaire avec larmoiement est généralement associée et cède souvent dès l'arrêt de l'exposition.
 - Phase de récupération, plus ou moins asymptomatique durant quelques heures à quelques jours.
 - Entrée en détresse respiratoire avec toux, dyspnée et fièvre qui sont les conséquences d'un OAP. Sans évolution fatale, l'épisode aigu peut évoluer vers une guérison totale ou une bronchopneumopathie de pronostic généralement favorable. Cependant il peut être suivi par une bronchiolite oblitérante et fibrosante pouvant être létale en quelques semaines (en cas de lésions importantes), ou engendrer des séquelles fonctionnelles importantes (fibrose ou emphysème).
- **Subchronique, chronique** : L'intoxication chronique est discutée du point de vue des troubles irritatifs respiratoires et oculaires. En revanche, l'exposition prolongée à une concentration insuffisante pour induire un oedème pulmonaire favoriserait le développement d'un emphysème. Par ailleurs l'exposition prolongée à de faibles concentrations pourrait faciliter le développement d'infections pulmonaires mettant possiblement en jeu une réduction des IgG (effet observé chez les travailleurs exposés au NO₂).

I.8. Conclusion

Dans ce premier chapitre, on a parlé globalement sur tout ce qui concerne les différences des moteurs naval et automobile, les gaz d'émissions, les types des gaz dégagés, leurs effets sur la santé humaine, la pollution qu'ils causent avec les gaz dégagés qui sont bien

évidemment tous considérés comme polluants, les maladies qu'ils peuvent provoquer sur la santé des êtres vivants en général vu qu'il ne se trouve pas une grande différence entre l'homme et l'animal.

Chapitre II

Élaboration d'une méthode de calcul de travail

II. Elaboration d'une méthode de calcul des paramètres du travail d'un moteur Diesel naval suralimenté

Ce chapitre consiste à présenter les méthodes analytiques décrivant tout les paramètres de travail du cycle d'un moteur Diesel lors des deux tours du vilebrequin, adéquat à un seul régime de vitesse car les navires n'ont jamais besoin d'une grande vitesse.

II.1. Paramètres thermodynamiques

II.1.1. Paramètres de l'air et des gaz d'échappements

La quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion se présente sous cette forme :

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$$

Ou

$$l_0 = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right)$$

Sachant que les paramètres C (carbone), H (Hydrogène) et O (Oxygène) sont plus au moins constants, ce qui rends cette quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion (1kg) néanmoins constante.

La quantité de la charge fraiche M_1 :

$$M_1 = L_0 \cdot \alpha$$

α : Coefficient d'excès d'air.

Tant dis que la quantité des gaz brulés lors de la combustion M_2 :

$$M_2 = M_1 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}$$

II.1.2. Paramètres de l'air ambiant et des gaz résiduels

Ce sont des paramètres presque constants, ceux utilisé mondialement sont :

$$P_0 = 0.101325 \text{ [MPa]}$$

$$T_0 = 298.15 \text{ [K]}$$

Concernant les températures et pressions résiduels, ils varient dans des intervalles différents pour des moteurs différents. Selon les données expérimentales, la température des gaz résiduels est :

Diesels à quatre temps :

Tr : (600 – 800), Moteurs Diesel à aspiration naturelle.

Tr : (700 – 1000), Moteurs Diesel suralimentés.

Tr : (500 – 700), Moteurs Diesel à deux temps.

Tant dis la pression :

Pr : (0.105 – 0.113), Moteurs atmosphériques à quatre temps.

Pr : (1.05 – 1.25) P_0 , Moteurs à aspiration naturelle à quatre temps.

Pr : (0.85 – 0.95). P_k , Moteurs Diesel suralimentés à quatre temps.

Pr : (0.109 – 0.117), Moteurs à quatre temps à allumage commandé.

II.1.3. Processus d'admission

La température de réchauffement de la charge fraiche réside dans l'intervalle suivant :

$\Delta T = 10 - 20$ [K], moteurs Diesel à aspiration naturelle.

$\Delta T = 0 - 10$ [K], moteurs Diesel suralimenté.

La masse volumique de l'air à l'admission :

$$\rho_0 = \frac{P_0 * 10^6}{r_a * T_0}$$

P_0 : Pression atmosphérique.

T_0 : Température atmosphérique.

r_a : Constante universelle des gaz parfaits.

Utile pour les moteurs Diesel à aspiration naturelle. Les paramètres de pression et température deviennent différent quand il s'agit d'un moteur suralimenté, devient comme suit :

$$\rho_K = \frac{P_K * 10^6}{r_a * T_K}$$

Les pertes de charges dans le processus d'admission :

$$\Delta P_a = (\beta^2 + S_a) \cdot \frac{W_a^2}{2} \cdot \rho_K \cdot 10^{-6} [MPa]$$

$(\beta^2 + S_a)$: Coefficient des pertes de charge dans l'admission, résidant dans l'intervalle suivante (2.5 – 4).

W_a : Vitesse, son intervalle est comme tel (50 – 130) [m/s].

Pression à la fin d'admission est connue par l'équation suivante :

$$P_a = P_0 - \Delta P_a [MPa]$$

Coefficient des gaz résiduels :

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}$$

Concernant ce coefficient, des relations quantitatives strictes entre et les facteurs notés n'ont pas encore été établies. Par conséquent, la valeur du coefficient des gaz résiduels lors d'un calcul thermique est souvent directement sélectionnée à partir de données expérimentales. Ses intervalles pouvant être, pour :

Quatre temps à aspiration naturelle : 0.03 – 0.05.

Quatre temps suralimenté : 0.01 – 0.02.

Avec :

ε : Taux de compression.

Le taux de compression peut-être différent d'un moteur à un autre, il est choisi en fonction du type de la chambre de combustion. Plus la surface relative de la chambre est grande, plus il y a de perte dans les parois, plus le taux de compression doit être élevé. Ainsi, ils acceptent :

$\varepsilon = 14 \dots 16$. Pour les chambres de combustion non divisées ayant la plus petite surface relative.

$\varepsilon = 15 \dots 18$. Pour les chambres de combustion semi-séparées.

$\varepsilon = 16 \dots 19$. Pour les chambres de combustion séparées.

Température à la fin d'admission :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + (\gamma_r * T_r)}{1 + \gamma_r} [K]$$

Le taux de remplissage des cylindres :

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{P_0} (\varepsilon P_a - P_r) [\%]$$

Volume du fluide opérationnel à la fin d'admission :

$$V_a = \frac{0.008314 \cdot T_a}{\mu_a \cdot P_a} [m^3]$$

On prend $\mu_a = 28.97$ [Kg/Kmole].[21]

I.1.4. Processus de compression

L'exposant polytropique :

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{N}$$

N : vitesse de rotation du vilebrequin [tr/min]

Cet exposant est différent quand il s'agit d'un moteur Diesel suralimenté. Il devient n_k avec un intervalle de (1.4 – 1.8).

L'équation fondamentale du processus de compression polytropique pour un système fermé est :

$$PV^n = cst$$

Pour les pressions, et ;

$$TV^{n-1} = cst$$

Pour les températures.

Pression à la fin de la compression :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n1}$$

Température à la fin de la compression :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n1-1}$$

La quantité molaire des gaz résiduels :

$$M_r = \gamma r \cdot M_1$$

La quantité molaire des gaz à la fin de la compression :

$$M_c = M_1 + M_r$$

Capacité calorifique de la charge fraîche :

$$C_{uvc} = (20.16 + 1.74 \cdot 10^{-3})T_c$$

II.1.5. Processus de combustion

Quantité molaire des gaz brûlés après la combustion :

$$M_z = M_2 + M_r$$

Coefficient du changement moléculaire des gaz après combustion :

$$\beta_0 = \frac{M_z}{M_1}$$

Plus le coefficient est plus grand, plus on peut dire que c'est un meilleur moteur.

Coefficient du changement moléculaire réel du mélange après la combustion :

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}$$

Quantité de chaleur cédée aux gaz :

$$Q = \vartheta \cdot Q_{Hi}$$

\varnothing : Coefficient d'utilisation (0.7 ... 0.6).

Q_{Hi} : Pouvoir calorifique inférieur.

Température et pression à la fin de la combustion :

$$T_z = \beta \cdot C_{uvc} [K]$$

Pression à la fin de combustion :

$$P_z = \lambda \cdot P_c [MPa]$$

λ : Variante (1.2 ... 1.5).

Capacité calorifique à la fin de combustion :

$$C_{upz} = 29.171 + 0.0025 \cdot T_z$$

Prolongement du processus de combustion :

Il existe un angle de prolongement dans la partie de combustion due à l'excès d'air, tel que :

$$\varphi_z = 1,25(132\alpha^{-1,36} + 20)$$

Indice du caractère de combustion :

$$\varphi_z^m = [1,09(1 + m)]^{5,12}$$

Angle optimal de l'avance à l'inflammation :

$$\theta = k_\theta \times \theta'$$

θ' : Angle optimal de l'avance à l'allumage déterminé par l'expression qui suit.

k_θ : Coefficient empirique, constant pour un moteur donné.

$$\theta' = [0,25(0,35 + m)]^{0,527} \cdot \varphi_z$$

II.1.6. Processus de détente

Taux de détente préalable :

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

Taux de détente postérieure :

$$\sigma = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Pression à la fin de détente :

$$P_b = \frac{P_z}{\sigma^{n_2}} \text{ [MPa]}$$

Avec n_2 étant l'exposant polytropique de détente :

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{N}$$

Son intervalle doit être comprise entre (1.18 ... 1.28).

Température à la fin de détente :

$$T_b = \frac{T_z}{\sigma^{n_2-1}} \text{ [K]}$$

Vérification de la température des gaz résiduels :

$$T'_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \text{ [K]}$$

Pour effectuer la vérification :

$$\Delta T_r = \frac{T'_r - T_r}{T'_r} < 5\%$$

Le résultat doit être inférieur à 5%.

II.2. Paramètres de performances du moteur

II.2.1. Paramètres indiqués

Pression moyenne théorique indiquée :

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\sigma^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \text{ [MPa]}$$

Pression réelle indiquée :

$$P_i = V \cdot P'_i \text{ [MPa]}$$

Avec $V = 0.92 \dots 0.95$ étant le coefficient d'arrondi du diagramme.

Rendement indiqué du moteur :

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot L_0 \cdot \alpha}{\eta_v \cdot \rho_k \cdot Q_{Hi}} \text{ [%]}$$

Consommation spécifique indiquée du combustible :

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{Hi}}$$

II.2.2. Paramètres effectifs

Pression moyenne des pertes mécaniques :

$$P_M = 0.105 + 0.012V_p \text{ [MPa]}$$

Avec $V_p = 7 \dots 13$ [m/s]

Pression moyenne effective :

$$P_e = P_i \cdot P_M \text{ [MPa]}$$

Rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \text{ [%]}$$

Rendement effectif :

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i \text{ [%]}$$

Consommation spécifique effective du combustible :

$$g_e = \frac{3600}{Q_{Hi} \cdot \eta_e}$$

II.3. Dimensions principales du cylindre

Cylindrée unitaire du moteur :

$$V_h = \frac{i \cdot V_h}{4}$$

Cylindrée totale du moteur :

$$i \cdot V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot N}$$

Alésage du cylindre :

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot K}}$$

Avec :

$$K = \frac{S}{D}$$

Puissance effective du moteur :

$$N'_e = \frac{i \cdot V_h \cdot P_e \cdot N}{30 \cdot \tau}$$

Nous pouvons donc aussi calculer la précision de cette puissance effective comme suit :

$$\Delta N_e = \frac{N'_e - N_e}{N'_e}$$

La vitesse moyenne du piston :

$$V'_p = \frac{S \cdot N}{30}$$

La précision de la vitesse du piston :

$$\Delta V_p = \frac{V'_p - V_p}{V'_p}$$

Le couple moteur :

$$M_e = \frac{N_e \cdot 60 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot N} = 9550 \cdot \frac{N_e}{N}$$

Consommation horaire du combustible :

$$G_T = Ne \cdot g_e$$

Course du piston :

La course du piston est la distance parcourue par le piston dans la chemise toute en déplaçant du PMB vers le PMH ou bien le contraire, tel que S c'est la course et r c'est le rayon de la manivelle.

$$S = 2r \text{ [m]}$$

Cylindrée total :

La cylindrée total est le volume de la cylindrée unitaire V_h et le volume de la chambre de combustion V_C tel que ce dernier inclut également le logement de l'injecteur, 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 indirect.

$$V_T = V_h + V_C \text{ [m}^3\text{]}$$

A partir des relations précédentes, on définit le rapport de compression τ :

$$\tau = \frac{V_T}{V_C} = \frac{V_h + V_C}{V_C}$$

Angle vilebrequin :

Il est très préférable et 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 et la vitesse de rotation.

$$\theta = \omega t = 2\pi Nt$$

Equation du déplacement du piston :

$$S(\alpha) = R + l - [r \cos(\alpha) + l \cos(\beta)]$$

Si on divise par r on trouve :

$$S(\alpha) = R \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{1}{2}(1 - \cos(\alpha)) \right]$$

Et comme on peut écrire :

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \sin^2(\beta)} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}$$

En remplaçant dans l'équation (5) on aura l'équation finale comme suit :

$$S(\alpha) = R \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos(\alpha) + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)} \right) \right]$$

Avec :

$$\lambda = \frac{r}{l_b}$$

l_b : Longueur de la bielle.

r : Rayon de la course.

Equation de vitesse du piston :

$$\frac{d(S)}{dt} = \dot{S}(t)$$

Donc

$$\dot{S}(t) = R\omega \left(\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\omega t) \right)$$

Equation de l'accélération du piston :

$$\frac{d(\dot{S})}{dt} = \ddot{S}(t)$$

Alors on peut écrire :

$$\ddot{S}(t) = R\omega^2 (\cos(\omega t) + \lambda \cos^2(\omega t))$$

Avec:

$$\omega t = \frac{2\pi n}{60}$$

Fonction cinématique du déplacement du piston :

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos(\alpha) + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 + \lambda^2 \sin^2 \alpha}\right)$$

Si on désigne par S la course du piston tout en remplaçant r par : $\frac{S}{2}$, on obtient :

$$V = V_c + \frac{\pi}{4} D^2 \frac{S}{2} \sigma$$

En tenant compte du fait que :

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon}$$

Et

$$V_h = V_a - V_c = V_c (\varepsilon - 1)$$

La formule précédent devient :

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma\right]$$

Ou bien :

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \Psi(\alpha)$$

D'où sort la fonction cinématique de la variation de volume du cylindre :

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma$$

Chapitre III

Modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

III. Modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

III.1. Paramètres thermodynamiques

Choix de pression et température :

$$P_0 = 0,101325 \text{ [MPa]}$$

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ [K]}$$

Choix de pression et température résiduelle :

$$P_r = 0,85.P_k$$

$$P_r = 0,27514$$

$$T_r = 900 \text{ K}$$

III.1.1. Processus d'admission :

- Choix de température la température de réchauffement de la charge fraîche dans le cas d'un moteur diesel suralimenté :

$$\Delta T = (0 \dots 10)^\circ\text{C}$$

Prenons $\Delta T = 8^\circ\text{C}$

- Pression à la fin du compresseur :

Pour un moteur Diesel suralimenté, on a :

$$P_k = (0,12 \dots 0,13).P_e$$

Prenons :

$$P_k = 0,13 \times P_e$$

On a $P_e = 2,49 \text{ MPa}$

Donc :

$$P_k = 0,16 \times 2,49 = 0,3237 \text{ [MPa]}$$

- Température à la fin du compresseur :

$$T_k = T_{K'} - \Delta T_{\text{ref}}$$

$$T_k = 460,8871 - 94,2541$$

$$T_k = 366,6331 \text{ [K]}$$

Avec :

$$T_{k'} = T_0 \left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}$$
$$= 460,8871 \text{ [K]}$$

Prenons $n_k = 1,6$

$$\Delta T_{\text{(ref)}} = (T_{k'} - T_w) \eta_{\text{(ref)}} = 94,2541 \text{ [K]}$$

Et :

$$T_w = 350 \text{ [K]}$$

$$\eta_{\text{(ref)}} = 0,8$$

Telle que :

$T_{k'}$: température du compresseur

$\Delta T_{\text{(ref)}}$ = différence de température du refroidisseur

T_w = température de refroidissement du refroidisseur

n_k = exposant polytropique de compression

Puisque notre refroidisseur est un refroidisseur du type air-eau, nous prenons :

$$T_w = 350 \text{ [m/s]} - \text{Donné dans l'intervalle suivant (350 ... 360) [m/s]}$$

$$\eta_{\text{ref}} = 0.85 - \text{Donné dans l'intervalle (0.85 ... 0.9)}$$

- Pression à la fin de l'admission :

On appliquant l'équation de Bernoulli sur la ligne de courant entre l'entrée du cylindre et la fin de l'admission, on trouve :

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

$$P_a = P_k - (\beta^2 + \xi) \frac{1}{2} W_s^2 f_k \cdot 10^{-6} [\text{MPa}]$$

Avec : $(\beta^2 + \xi) = 3,25$

$$W_s = 100$$

On a $\Delta P_a = 0,0499$ [MPa]

Donc :

La Pression à la fin de l'admission :

$$P_a = P_k - \Delta P_a$$

$$P_a = 0,3237 - 0,0499$$

$$P_a = 0,2737 \text{ [MPa]}$$

- Coefficient des gaz résiduels :

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}$$

Avec : $\varepsilon = 16$

Notre moteur est un moteur naval Diesel suralimenté et d'après des études effectuées, le coefficient des gaz résiduels est toujours pris dans cet intervalle :

$$\gamma_r = (0,01 \dots 0,02)$$

Prenons :

$$\gamma_r = 0,01$$

ε : taux de compression

- Température à la fin de l'admission :

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + (\gamma_r \times T_r)}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{366,6331 + 8 + (0,001 \times 900)}{1 + 0,01}$$

$$T_a = 379,8347 \text{ [K]}$$

- Taux de remplissage

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{P_k} (\varepsilon P_a - P_r)$$

$$\eta_V = \frac{1}{16 - 1} \frac{397,6}{366,6331 + 8} \frac{1}{0,3237} (16 \times 0,2737 - 0,2751)$$

$$\eta_V = 0,8722$$

- volumes du fluide opératoire à la fin de l'admission

$$V_a = \frac{0,008314 \times T_a}{\mu_a \times P_a}$$

Avec : $\mu_a = 28,97 \text{ [kg /kmol]}$

μ_a : masse molaire de l'air

$$V_a = \frac{0,008314 \times 379,8347}{28,7 \times 0,2737}$$

$$V_a = 0,3983 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

III.1.2.Le processus de compression

- Pression de compression :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 0,2737 \times 16^{1,35}$$

$$P_c = 11,5568 \text{ [MPa]}$$

- Température de compression :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 379,8347 \times 16^{0,35}$$

$$T_c = 1002,3899 \text{ [K]}$$

n_1 : exposant polytropique de compression

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

- Variation de pression au cours de la compression :

$$P_{\gamma} = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_{\gamma}}\right)^{n_1}$$

$$P_{\gamma} = 0,1834 \text{ [MPa]}$$

Telle que :

$$V_{\gamma} = \frac{V_a}{\varepsilon} \left[1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \right] \sigma_{\gamma}$$

$$V_{\gamma} = 1,25 \text{ [m}^2/\text{kg]}$$

Car :

$$\sigma_{\gamma} = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - (\cos(\alpha\gamma) + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha\gamma}) \right]$$

$$\sigma_{\gamma} = 5.9$$

$$\alpha\gamma = 360 - \theta$$

$$\alpha\gamma = 360 - 24 = 336^{\circ}$$

$$V_c = \frac{V_a}{4} = 0,099575 \text{ [m}^2/\text{kg]}$$

$$V = V_c + \frac{\pi}{4} D^2 \frac{S}{2} = 0,3239 \text{ [m}^2/\text{kg]}$$

$$V_h = V_a - V_c = 0,2987 \text{ [m}^2/\text{kg]}$$

- Variation de la température au cours de la compression :

$$T_{\gamma} = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_{\gamma}}\right)^{n_1-1}$$

$$T_{\gamma} = 798,21 \text{ [MPa]}$$

- la fonction cinématique du déplacement du piston :

$$S_x = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]$$

Telle que :

$$\alpha = 1,85$$

$$\lambda = \frac{r}{l_b} = 0,208$$

α : coefficient d'excès d'air

r : rayon de la manivelle.

l_b : longueur de la manivelle.

Avec : $r = \frac{S}{2} = 290$ [mm] et $L = 1389$ [mm]

- Valeur du déplacement du piston à partir du PMH vers le PMB :

$$S = r \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]$$

- Fonction cinématique de la variation du volume du cylindre :

$$\Psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma$$

- En conclusion, on peut proposer un modèle mathématique du processus de compression :

$$P_x = P_a \left[\frac{\Psi(\alpha_a)}{\Psi(\alpha_x)} \right]^{n_1}$$

$$T_x = T_a \left[\frac{\Psi(\alpha_a)}{\Psi(\alpha_x)} \right]^{n_1 - 1}$$

$$\Psi(\alpha) = 1 + \left[\frac{\varepsilon - 1}{2} \right]^{n_1 - 1}$$

$$S_x = r \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]$$

$$v_y = \frac{V_a}{\varepsilon} \Psi(\alpha_y) = \frac{V_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \right) S_y$$

- Travail polytropique de compression :

$$L_{a-y} = \frac{P_a V_a - P_y V_y}{n_1 - 1}$$

$$L_{a-y} = -0,4754 \left[\frac{Mj}{kg} \right]$$

Tableau III.1 : Paramètres du fluide pendant le processus de compression

θ	S	$\bar{\alpha}$	V(m ³ /Kg)	$\psi(\alpha)$	T (K)	P (MPa)
180	0,58	2	0,39807631	16	406,428238	0,29300772
190	0,57487029	1,98231136	0,39477564	15,8673352	407,139493	0,29597458
200	0,55970403	1,93001389	0,38501702	15,4751042	409,28518	0,3050757
210	0,53515417	1,84535921	0,36922061	14,8401941	412,901783	0,32093889
220	0,50225891	1,73192728	0,3480544	13,9894546	418,05258	0,34470319
230	0,46237277	1,59438887	0,32238997	12,9579165	424,831475	0,37817837
240	0,41708132	1,43821144	0,29324754	11,7865858	433,368744	0,42411607
250	0,36810796	1,2693378	0,26173601	10,5200335	443,839014	0,48665761
260	0,31722111	1,09386588	0,22899325	9,20399413	456,471893	0,5720789
270	0,26614862	0,91775385	0,19613105	7,88315385	471,56555	0,69001295
280	0,21650516	0,74656953	0,16418835	6,59927146	489,502499	0,85560655
290	0,16973628	0,58529751	0,13409527	5,38973134	510,763646	1,09312051
300	0,12708132	0,43821144	0,10664927	4,28658578	535,927014	1,44214619
310	0,08955596	0,30881365	0,08250386	3,31610239	565,610168	1,96745345
320	0,05795314	0,1998384	0,06216927	2,49878798	600,241327	2,77084129
330	0,03285944	0,11330841	0,04602292	1,84981304	639,369962	3,98693894
340	0,01468231	0,05062865	0,03432699	1,37971487	679,975559	5,68485123
350	0,0036818	0,01269585	0,02724879	1,09521888	713,762765	7,5174092
360	0	0	0,02487977	1	727,526922	8,39197599

Commentaire :

En conclusion, les paramètres suivants ont une influence significative sur le processus de compression dans le cylindre d'un véhicule diesel suralimenté, donc ils doivent être soigneusement contrôlés et ajustés pour garantir un fonctionnement efficace et sans problème du moteur diesel suralimenté :

Le diamètre du cylindre : Un plus grand diamètre de cylindre permet une plus grande quantité de mélange air-carburant, ce qui augmente la puissance de sortie. Cependant, cela peut également entraîner une combustion incomplète et une diminution de l'efficacité globale.

L'angle de l'inflammation : L'angle d'inflammation joue un rôle important dans le fonctionnement du moteur diesel suralimenté. Un angle de déclenchement incorrect peut entraîner une combustion incomplète, une augmentation des émissions nocives et une diminution de l'efficacité.

Le volume de gasoil : Un volume de gasoil adéquat est essentiel pour assurer une combustion complète et efficace. Un volume insuffisant peut entraîner une perte de puissance, tandis qu'un volume excessif peut entraîner une combustion incomplète et une pollution accrue.

La température du gasoil : Une température élevée du gasoil peut faciliter la combustion, mais peut également entraîner une surchauffe et une usure prématurée du moteur. Une température trop basse peut entraîner des problèmes de démarrage et une combustion incomplète.

La pression du gasoil : La pression du gasoil doit être suffisante pour permettre une injection de carburant efficace et complète. Une pression insuffisante peut entraîner une combustion incomplète, une perte de puissance et une pollution accrue.

III.1.3. Etude du processus de combustion :

III.1.3.1. Calcule stœchiométrique :

- La quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion :

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right)$$

$$L_0 = 0,5023 \text{ [kmole]}$$

Ou

$$l_0 = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3} 0,86 + 8(0,13) - 0,01 \right)$$

$$l_0 = 14,3247 \text{ [kgair / kgcarburant]}$$

- La quantité réelle de la charge fraîche :

$$M_1 = \alpha L_0$$

$$M_1 = 0,9293 \text{ [kmole]}$$

- La quantité des gaz brûlés lors de la combustion :

$$M_2 = M_1 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}$$

$$M_2 = 0,9621 \text{ [kmole]}$$

- Quantité des gaz résiduels :

$$M_r = \sum_r M_1$$

$$M_r = 0,0929 \text{ [kmole]}$$

Donc, on aura :

- La quantité des gaz brûlés lors de la compression :

$$M_c = M_1 + M_r$$

$$M_c = 1,0222 \text{ [kmole]}$$

III.1.3.2. Calcul de paramètre de combustion :

- Capacité calorifique molaire moyenne à la fin de la compression :

$$C_{uvc} = (20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3})T_c$$

$$C_{uvc} = 20209,9266 \text{ [kJ/kmole.k]}$$

- La quantité molaire des gaz brûlés après la combustion :

$$M_z = M_2 + M_r$$

$$M_z = 1,147 \text{ [kmole]}$$

- Coefficient de changement molaire :

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}$$

$$\beta = 1,0321$$

- Coefficient de changement molaire théorique :

$$\beta_{0max} = 1 + \left[\frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha \times L_0} \right]$$

$$\beta_{0max} = 1.0353$$

- Coefficient de changement molaire réel :

$$\beta_{max} = \frac{\beta_{0max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta_{max} = 1.035$$

- Quantité de chaleur cédée au gaz :

$$\Phi = \vartheta \cdot Q_{Hi}$$

$$\Phi = 0,88 \cdot 42500$$

$$\Phi = 37400 \text{ [kJ/kg]}$$

ϑ : Coefficient d'utilisation : $\vartheta = (0,7 \dots 0,9)$

- Capacité calorifique molaire moyenne à la fin de la combustion

$$C_{upz} = 8,914 + \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) 10^{-4} \cdot T_z$$

Avec $\alpha = 1.85$; on aura :

$$C_{upz} = 29,61 + 22,9595 \cdot 10^{-4} T_z$$

D'autre part ; on a :

$$\beta \cdot C_{upz} \cdot T_z = \frac{\Phi}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + T_c (C_{uvc} + 8,314 \lambda)$$

Donc :

$$\beta [29,61 + 22,9595 \times 10^{-4} T_z] \times T_z = \frac{\Phi}{\alpha L_0(1+\gamma_r)} + T_c (C_{uvc} + 8,314 \lambda)$$

$$1,0321 [29,61 + 22,9595 \times 10^{-4} T_z] \cdot T_z = \frac{37400}{1,85 \times 0,5023(1+0,01)} + 1002 \cdot (20209,926 + 8,314 \lambda)$$

$$23,6965 \times 10^{-4} T_z^2 + 30,560481 T_z - 20299,789$$

- La température à la fin de la combustion :

$$\Delta = b^2 - 4ac = 1972$$

$$\sqrt{\Delta} = 37.5$$

$$T_z = 1\,464,0335 \text{ [K]}$$

Finalelement :

$$C_{upz} = 29,61 + 22,9595 \times 10^{-4} T_z$$

$$C_{upz} = 29,61 + 22,9595 \times 10^{-4} (1545,5)$$

$$C_{upz} = 33,15 \text{ [kJ/kmole.k]}$$

- La pression à la fin de la combustion :

$$P_z = \lambda P_c$$

$$P_z = 0,208 \times 11,2235$$

$$P_z = 2,3345 \text{ [MPa]}$$

III.1.3.3. Prolongement du processus de combustion :

Il existe un angle de prolongement dans la partie de combustion due à l'excès d'air, tel que :

$$\varphi_z = 1,25(132\alpha^{-1,36} + 20)$$

$$\varphi_z = 96^\circ$$

- Indice de caractère de combustion :

$$\varphi_z^m = [1,09(1 + m)]^{5,12}$$

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

On obtient :

$$m = 1,2395$$

- Angle optimale de l'avance à l'inflammation :

$$\theta = k_{\theta} \times \theta'$$

$$\theta = 24^{\circ}$$

θ' : Angle optimal de l'avance à l'allumage déterminé par l'expression qui suit.

k_{θ} : Coefficient empirique, constant pour un moteur donné.

Avec :

$$k_{\theta} = \frac{1}{0,047(\varphi_z - 45)} = 0,417$$

$$\theta' = [0,25(0,35 + m)]^{0,527} \times \varphi_z = 59^{\circ}$$

- L'angle optimal peut être déterminé aussi par l'expression :

$$\theta_{\text{opt}} = \Phi_z \left[\frac{X_{\text{opt}}}{6,908} \right]^{1/m+1}$$

$X_{\text{opt}} = (0,3 \dots 0,4)$ valeur optimale de la portion du carburant brûlé au moment d'arrivé du piston au PMh

- Quantité de chaleur massique totale du combustible :

$$\Phi_z = \frac{\bar{\gamma} \times H_u}{[(1 + \gamma_r)\alpha \times l_0] + 1}$$

$$\Phi_z = \frac{0,88 \times 42500}{[(1 + 0,01)1,85 \times 14,327] + 1}$$

$$\Phi_z = 1,347 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Telle que :

$$\bar{\gamma} = \psi \times \delta$$

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

$$\bar{\gamma} = 0,88$$

$$\alpha = 1.85$$

H_u : pouvoir calorifique inférieur $H_u = 42500 [kj/kg]$

- Coefficient de changement moléculaire chimique :

$$\beta_{0\max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0}$$

$$\beta_{0\max} = 1,035$$

- Coefficient de changement moléculaire réel :

$$\beta_{\max} = \frac{\beta_{0\max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta_{\max} = 1,26$$

- Coefficient de changement moléculaire ponctuel :

$$\beta_x = 1 + (\beta_{\max} - 1)x$$

- Facteur de la capacité calorifique :

$$K_{1 \rightarrow 2} = \frac{k_{1 \rightarrow 2} + 1}{k_{1 \rightarrow 2} - 1}$$

Telle que :

$$k_{1 \rightarrow 2} = \frac{cp_{1 \rightarrow 2} + 1}{cp_{1 \rightarrow 2} - 1}$$

On a aussi la relation :

$$k_{1 \rightarrow 2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1 \rightarrow 2}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha} \right) x_{1 \rightarrow 2}$$

Avec :

$$T_{1 \rightarrow 2} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$X_{1 \rightarrow 2} = \frac{x_1 + x_2}{2}$$

$T_{1 \rightarrow 2}$: Température moyenne sur le segment [1,2]

$X_{1 \rightarrow 2}$: Portion moyenne de carburant brûlé sur le segment [1,2]

La pression ponctuelle :

$$p_2 = \frac{2Q_z(x_2 - x_1) + p_1[k_{1 \rightarrow 2}\Psi(\alpha_1) - \Psi(\alpha_2)]}{k_{1 \rightarrow 2}\Psi(\alpha_2) - \Psi(\alpha_1)}$$

Sachant que :

$$v_1 = \frac{v_a}{\varepsilon} \Psi(\alpha_1)$$

$$v_2 = \frac{v_a}{\varepsilon} \Psi(\alpha_2)$$

On obtient :

$$p_2 = \frac{2 \frac{\varepsilon}{v_a} Q_z(x_2 - x_1) + p_1[k_{1 \rightarrow 2}\Psi(\alpha_1) - \Psi(\alpha_2)]}{k_{1 \rightarrow 2}\Psi(\alpha_2) - \Psi(\alpha_1)}$$

Telle que :

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}$$

$$\Delta x_{1 \rightarrow 2} = x_1 - x_2 = e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z}\right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right)^{m+1}}$$

φ : Angle de rotation du vilebrequin calculé à partir du début de la combustion (α_y)

- La température élémentaire :

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \times v_y} \times \frac{p_2 \times v_2}{\beta_{1 \rightarrow 2}} = \frac{T_y}{P_y \Psi(\alpha_y)} \times \frac{p_2 \Psi(\alpha_2)}{\beta_1 - 2}$$

Telle que :

$$\beta_{1 \rightarrow 2} = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

Tableau.III. 2 : Paramètres du fluide dans le processus de combustion

θ	ϕ	X_2	ΔX	V_2	β_2	$X_{1 \rightarrow 2}$	$\beta_{1 \rightarrow 2}$	$K_{1 \rightarrow 2}$	$(k+1)/(k-1)$	P	T
336	0	0		0,0281	1					9,7682	959,6227
341	5	0,086	0,086	0,026	1,001	0,052	1,001	1,411	5,8590864	11,557	1002,389
346	10	0,274	0,188	0,025	1,002	0,212	1,001	1,390	6,1255766	13,993	1223,465
351	15	0,435	0,160	0,024	1,003	0,418	1,002	1,379	6,2673163	16,685	1475,632
356	20	0,569	0,134	0,024	1,004	0,574	1,004	1,355	6,6258790	18,596	1640,196
361	25	0,670	0,100	0,025	1,006	0,701	1,005	1,334	6,7371565	20,470	1755,542
366	30	0,760	0,089	0,028	1,009	0,784	1,008	1,319	7,2558648	21,956	1827,231
371	35	0,837	0,076	0,034	1,014	0,822	1,012	1,310	7,4474532	21,181	1890,423
376	40	0,899	0,062	0,040	1,020	0,858	1,018	1,300	7,6622251	20,507	1928,185
381	45	0,944	0,045	0,049	1,025	0,886	1,024	1,298	7,709158	19,852	1928,185
386	50	0,966	0,022	0,061	1,028	0,916	1,027	1,299	7,6822586	17,476	1885,009
391	55	0,976	0,010	0,073	1,031	0,947	1,03	1,302	7,6050198	15,200	1827,579
396	60	0,984	0,007	0,089	1,033	0,960	1,032	1,310	7,4432989	13,423	1768,379
401	65	0,989	0,005	0,109	1,034	0,975	1,033	1,331	7,0331825	11,852	1690,1858
406	70	0,9933	0,0038	0,1346	1,0344	0,9867	1,0343	1,3598	6,55864369	9,0852	1602,1111
411	75	0,9951	0,0018	0,1698	1,0346	0,9911	1,0345	1,3799	6,2645433	6,4238	1543,9978
416	80	0,9963	0,0012	0,2019	1,0347	0,9953	1,0347	1,3945	6,06970849	4,0372	1509,1479
421	85	0,997	0,0007	0,2318	1,0349	0,9976	1,0348	1,3984	6,02008032	3,3339	1486,9522
426	90	0,9979	0,0009	0,2553	1,0349	0,9987	1,0349	1,4009	5,98877526	2,6911	1475,0857
431-432	95-96	0,9989	0,001	0,2745	1,035	0,9991	1,034	1,402	5,9664762	2,3345	1464,0335

Conclusion :

Les paramètres qui influencent le processus de combustion dans le cylindre d'un véhicule diesel sont étroitement liés et doivent être soigneusement équilibrés pour assurer un fonctionnement efficace et sans problème du moteur diesel sur-aliment comprennent :

La pression de suralimentation : La pression de suralimentation fournit une quantité supplémentaire d'air pour la combustion, ce qui augmente la puissance de sortie.

La température de l'air d'admission : Une température plus élevée de l'air d'admission peut faciliter la combustion, mais il est important de ne pas dépasser les limites de température de sécurité du moteur.

Le volume de carburant : Le volume de carburant doit être adéquat pour une combustion complète et efficace.

Le calage de l'injection : Le calage de l'injection doit être correct pour garantir une combustion efficace et réduire les émissions nocives.

- Vitesse du vilebrequin adimensionnelle ponctuelle :

$$W_0 = \frac{d_x}{d\left(\frac{\varphi}{Q_z}\right)} = 6,908(m+1)\left(\frac{\varphi}{Q_z}\right)^m \times e^{-6,908\left(\frac{\varphi}{Q_z}\right)^m} \times e^{-6,908\left(\frac{\varphi}{Q_z}\right)^{m+1}}$$

$$W_0 = 6,908(m+1)\left(\frac{\varphi}{Q_z}\right)^m (1+x)$$

Telle que :

φ : angle de point d'allumage au point considéré.[22]

On conclusion, on remarque que la température et la pression maximale sont comme suite :

$$T_{\max} = 1928,1852 \text{ [K]}$$

$$P_{\max} = 21,9569 \text{ [MPa]}$$

- Vitesse maximale de l'augmentation de pression :

$$W_{P_{\max}} = \frac{P_2 - P_1}{\Delta\varphi_z}$$

- Travail polytropique au cours du processus de combustion :

$$L_{y-z} = \sum_1^n \left[\frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1) \right]$$

$$L_{y-z} = 0,3444 \text{ [MJ/kg]}$$

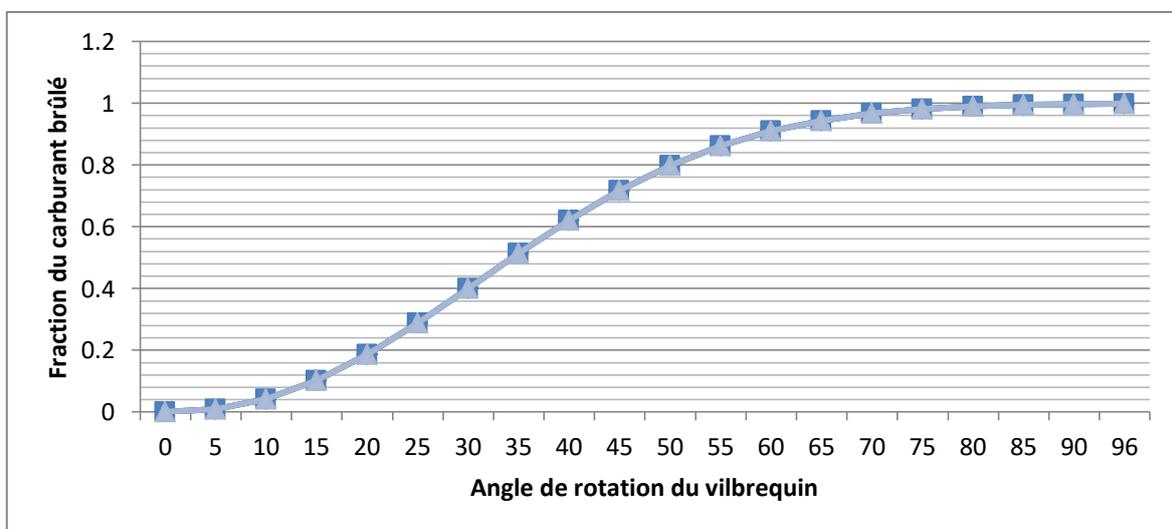


Figure III.01 : Variation de la fraction du carburant brûlé m en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin à partir du processus de combustion φ .

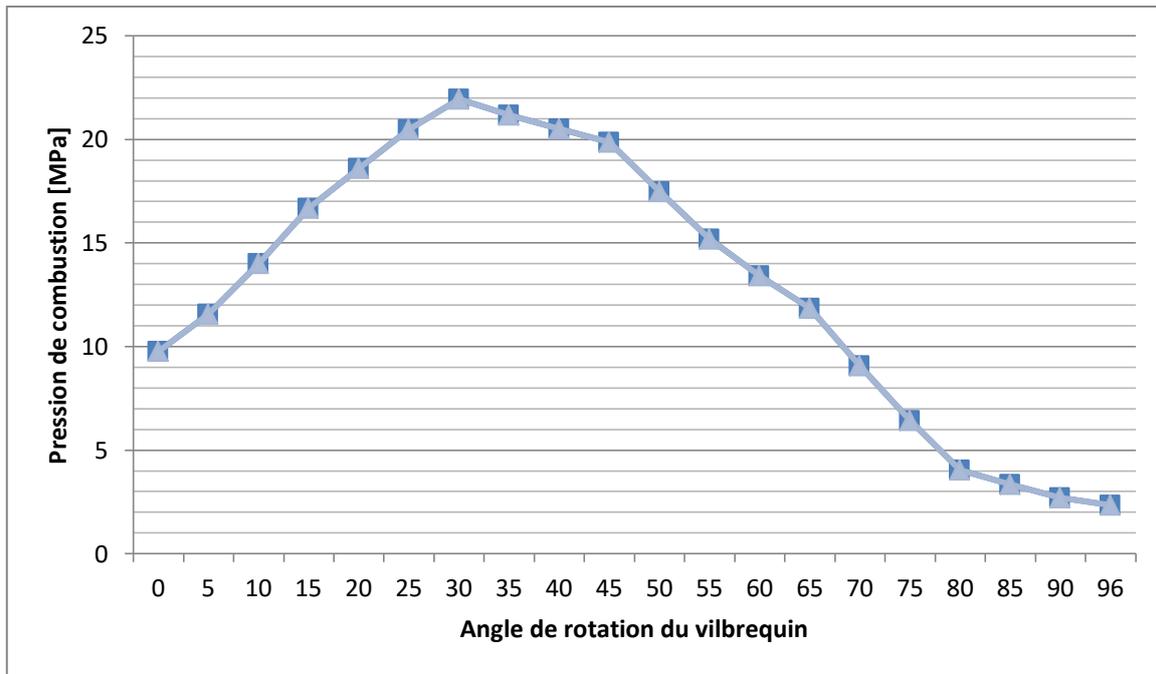


Figure III.02 : Variation de la pression de combustion en fonction de l'angle du vilebrequin φ .

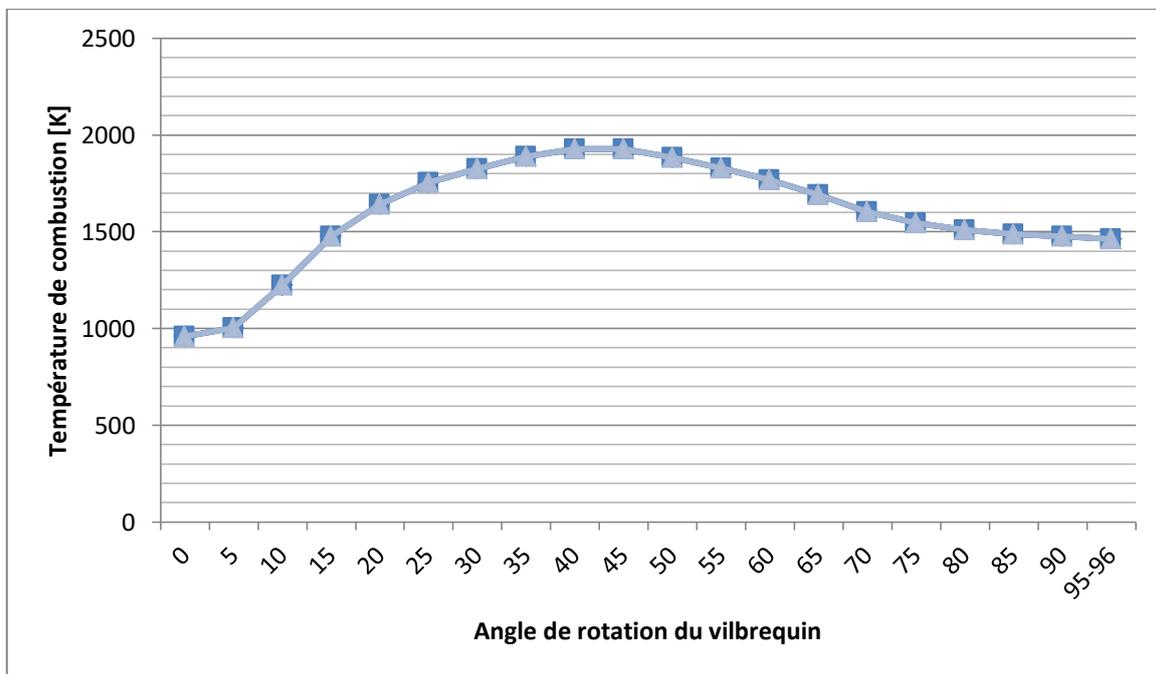


Figure III.03 : Variation de la température de combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin φ .

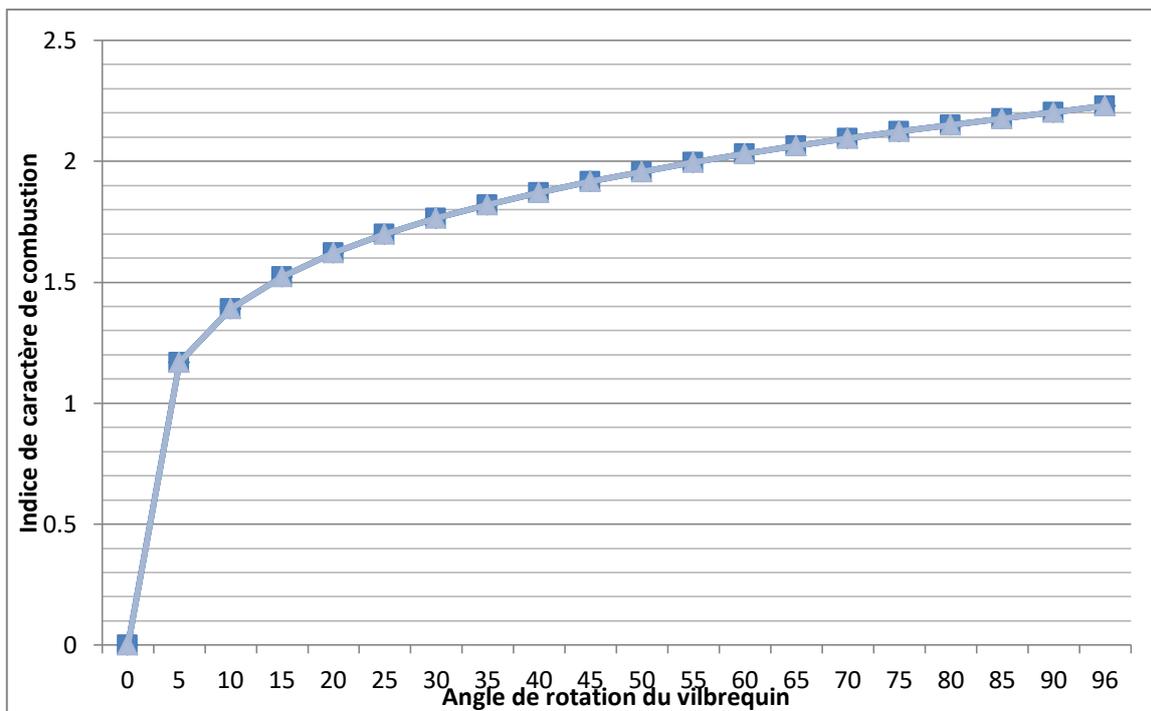


Figure III.04 : proportion de l'indice du caractère de combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ .

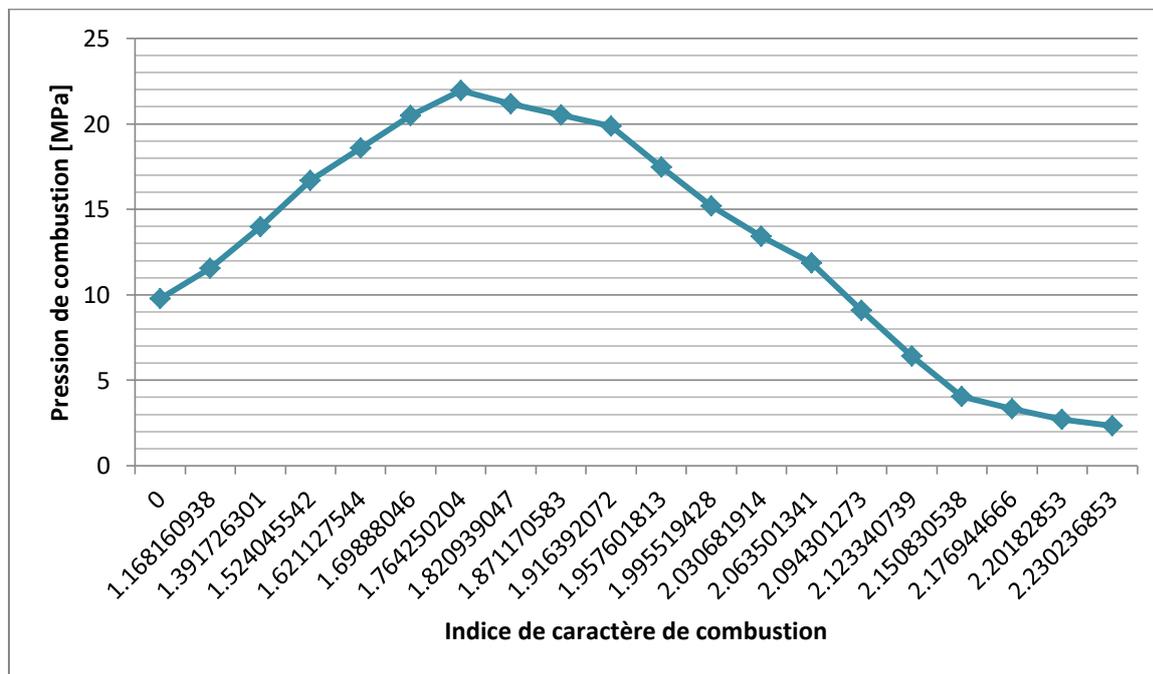


Figure III.05 : Variation de la pression de combustion en fonction de l'indice de caractère de combustion m .

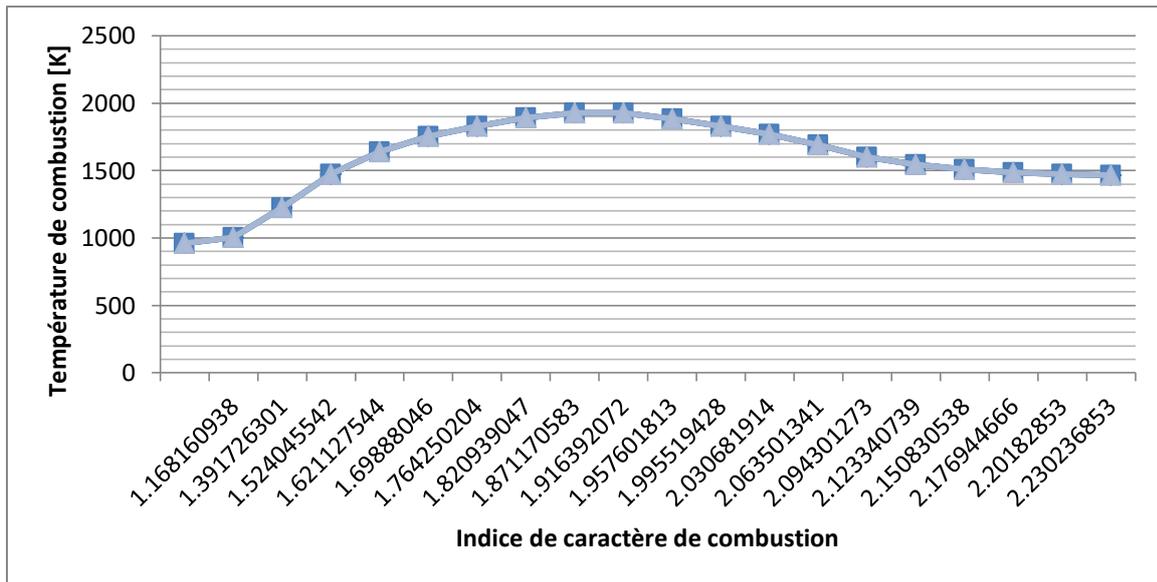


Figure III.06 : Variation de la température de combustion en fonction de l'indice de caractère de combustion m.

En conclusion, l'optimisation de l'angle du vilebrequin influence plusieurs aspects pour assurer la puissance, la durabilité et un bon fonctionnement.

La pression : l'angle du vilebrequin peut affecter la pression maximale atteinte lors de la combustion.

La température : l'angle du vilebrequin peut influencer la température maximale atteinte dans le cylindre.

La fraction de gasoil brûlé : l'angle du vilebrequin peut influencer la quantité de gasoil brûlé pendant la combustion.

L'indice de caractère de combustion : l'angle du vilebrequin peut influencer la vitesse et l'efficacité de la combustion.

III.1.4. Processus de détente :

- Taux de détente préalable :

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = \frac{1,0321}{0,208} \frac{1464,033}{1002,39}$$

$$\rho = 7,247$$

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

Taux de détente postérieure :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 2,207$$

- Pression à la fin de la détente :

$$P_b = \frac{Pz}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{2,3345}{2,207^{1,43}}$$

$$P_b = 0,7525 \text{ [MPa]}$$

Telle que :

n_2 : exposant polytropique de détente

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}$$

n = vitesse de rotation minimale du vilebrequin

$$n = 510 \text{ [tr/min]}$$

- Température à la fin de la détente :

$$T_b = \frac{Tz}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 1041,6456 \text{ [k]}$$

- Vérification de la température des gaz résiduels calculé auparavant :

$$T_r' = \frac{Tz}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}$$

$$T_r' = \frac{1464,0335}{\sqrt[3]{\frac{1,1407}{0,27514}}}$$

$$T_r' = 911.6 \text{ [K]}$$

$$\Delta T_r = \frac{T_r' - T_r}{T_r'}$$

$$\Delta T_r = 0,012$$

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

- Pression ponctuelle à la fin de la détente :

$$P = p_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_z}$$

- Température ponctuelle à la fin de la détente :

$$T = T_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_z-1}$$

- Variation de la pression lors du processus de la détente :

$$P_b = P_z \left(\frac{\Psi(\alpha_x)}{\psi(\alpha_b)} \right)^{n_2}$$

- Variation de la température lors du processus de la détente :

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1}$$

Tableau III.3 : Paramètre du fluide pendant le processus de détente.

θ	δ	V	P	T
432	0,8484654	0,1833049	2,3345	1464,0331
438	0,9363917	0,199721	2,3113823	1459,6584
444	1,0248022	0,2162275	2,2732241	1452,3702
450	1,1130239	0,2326988	2,2239734	1442,8357
456	1,2003854	0,2490095	2,1642274	1431,0691
462	1,2862218	0,2650354	2,0947067	1417,0879
468	1,36988	0,2806546	2,0162447	1400,9131
474	1,4507231	0,2957483	1,9297747	1382,5692
480	1,528136	0,3102015	1,8363156	1362,0844
486	1,6015294	0,3239043	1,7369568	1339,4905
492	1,6703448	0,3367523	1,6328411	1314,8232
498	1,7340585	0,3486479	1,5251478	1288,1221
504	1,7921856	0,3595004	1,4150748	1259,4314
510	1,8442836	0,3692273	1,3038201	1228,7998
516	1,8899561	0,3777545	1,1925642	1196,2812
522	1,9288556	0,3850171	1,0824522	1161,9353
528	1,9606859	0,3909599	0,9745762	1125,8283
534	1,9852048	0,3955377	0,8699597	1088,0345
540	2	0,3983	0,7695415	1048,6373

- Travail polytropique au cours du processus de détente 0.18.33

$$l_{z-b} = \frac{P_z \times V_z - P_b \times V_b}{n_2 - 1}$$
$$l_{z-b} = \frac{2,3345 \times 0,2934 - 0,7695 \times 0,3983}{0,43}$$
$$l_{z-b} = 0,88 \text{ [MJ/Kg]}$$

Avec :

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{N}$$
$$n_2 = 1,43$$

Conclusion :

Plusieurs paramètres influencent le processus de détente dans le cylindre d'un véhicule diesel suralimenté, notamment :

La géométrie de la chambre de combustion : la forme de la chambre de combustion peut affecter la vitesse et l'efficacité de la détente.

La température des gaz d'échappement : une température élevée des gaz d'échappement peut faciliter la détente, mais il est important de ne pas dépasser les limites de température de sécurité du moteur.

La pression des gaz d'échappement : une pression élevée des gaz d'échappement peut fournir une puissance supplémentaire lors de la détente.

La qualité du carburant : un carburant de qualité inférieure peut entraîner une combustion incomplète, une augmentation des émissions nocives et une diminution de l'efficacité.

La conception et l'état du système de soupapes : les soupapes doivent être correctement conçues et maintenues pour garantir un fonctionnement efficace et une détente complète des gaz d'échappement.

En résumé, ces paramètres sont essentiels pour assurer une détente efficace et sans problème dans le cylindre d'un moteur diesel sur-alimenté

III.2.Paramètres de performance du moteur

III.2.1.Paramètres indiqués :

- Travail indiqué fourni par le moteur :

$$L_i = L_{a-y} + L_{y-z} + L_{z-b}$$

$$L_i = 0,749 \text{ [MJ/kg]}$$

Telle que :

$$L_{a-y} = -0,4754 \text{ [MJ/kg]}$$

$$L_{y-z} = 0,5449 \text{ [MJ/kg]}$$

$$L_{z-b} = 0,88 \text{ [MJ/Kg]}$$

- Pression moyenne indiquée :

$$P_i = \frac{\varepsilon \times L_i}{(\varepsilon - 1) \times V_a}$$

$$P_i = 2,005$$

- Rendement indiqué du moteur :

$$\eta_i = \frac{\delta \times L_i}{Q_z}$$

$$\eta_i = 0,489$$

- Consommation spécifique :

$$g_i = \frac{3600}{H_u \times \eta_i}$$

$$g_i = \frac{3600}{42,5 \times 0,489}$$

$$g_i = 173,2226 \text{ [kg/kW.h]}$$

- Puissance indiquée :

$$N_i = \frac{i \times V_h \times P_i \times n}{30\pi}$$

$$N_i = \frac{4 \times 1,493 \times 2,005 \times 510}{30 \times \pi}$$

$$N_i = 52,055 \text{ [kW]}$$

- Couple moteur indiqué :

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} = \frac{N_i \cdot 60}{2 \pi n}$$

$$M_i = \frac{96,0057 \times 60}{2 \times 3,14 \times 4200}$$

$$M_i = 281,3933 [N.m]$$

III.2.2. Paramètres effectifs :

- Pression moyenne des pertes mécaniques :

$$P_M = a + bW_{MP}$$

Telle que :

$$a = 0,105$$

$$b = 0,012$$

$$W_{MP} = \frac{S \times n}{30}$$

$$W_{MP} = 9,86 [m/s]$$

$$P_M = 0,105 + 0,012(9,86)$$

$$P_M = 0,22332 [MPa]$$

- Pression effective :

$$P_e = P_i - P_M$$

$$P_e = 2,005 - 0,22332$$

$$P_e = 1,7816 [MPa]$$

- Rendement mécanique :

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_M = 0,888$$

- Rendement effectif :

$$\eta_e = \eta_M \times \eta_i$$

$$\eta_e = 0,434$$

- Consommation spécifique :

$$g_e = \frac{3600}{H_u \times \eta_e}$$

$$g_e = 195,17[\text{Kg/KW.h}]$$

III.3.Dimension principale du cylindre :

Puissance nominale

$$N_e = \frac{P_e \times i \times 96.39 \times 510}{30 \times 4}$$

$$N_e = 5899 [\text{Kw}]$$

Cylindrée unitaire du moteur :

On a :

$$iV_h = \frac{30 \times \tau \times N_e}{n \times P_e}$$

$$iV_h = \frac{30 \times 4 \times 5899}{510 \times 2,4}$$

$$iV_h = 578,34 [\text{L}]$$

Telle que :

$$\tau = 4$$

$$n = 510 [\text{tour/min}]$$

$$i = 6$$

Donc :

$$V_h = \frac{iV_h}{i}$$

$$V_h = \frac{578,34}{6}$$

$$iV_h = 96,39 [L]$$

- Alésage du cylindre :

On a :

$$V_h = \frac{\pi \times D^2 \times S}{4}$$

Telle que :

$$S = 0,58 [m]$$

$$D = 0,46 [m]$$

$$K = \frac{S}{D} = 1,2608$$

Donc :

$$D' = \sqrt[3]{\frac{4 \times V_h}{\pi \times k}}$$

$$D' = \sqrt[3]{\frac{4 \times 96,34}{\pi \times 1,2608}} \times 100$$

$$D' = 459,928 [mm]$$

- Course du piston :

$$S' = k \times D'$$

$$S' = 1.2608 \times 459,928$$

$$S' = 579,877 [mm]$$

- Volume unitaire :

$$V'_h = \frac{\pi \times D'^2 \times S'}{4 \times 10^6}$$

$$V'_h = \frac{\pi \times (459,928)^2 \times 579,877}{4 \times 10^6}$$

$$V'_h = 96,339 \text{ [L]}$$

- Calcul de ΔV_h :

$$\Delta V_h = \frac{V_{h'} - V_h}{V_{h'}}$$

$$\Delta V_h = \frac{96,339 - 96,39}{96,339}$$

$$\Delta V_h = 0,000529\%$$

- Vitesse moyenne du piston :

$$W'_{MP} = \frac{S' \times n}{30}$$

$$W'_{MP} = \frac{579,877 \times 510}{30}$$

$$W'_{MP} = 9857,909 \text{ [m/s]}$$

- Calcul de $\Delta W'_{MP}$:

$$\Delta W'_{MP} = \frac{W'_{MP} - W_{MP}}{W'_{MP}}$$

$$\Delta W'_{MP} = 0,0042\%$$

- Puissance effective :

$$N'_e = \frac{V'_h \times i \times P_e \times n}{30 \times \tau}$$

$$N'_e = \frac{96,39 \times 6 \times 2,4 \times 510}{30 \times 4}$$

$$N'_e = 5899,068 \text{ [KW]}$$

Tel que :

$$i = 6$$

$$\tau = 4$$

- Calcul de $\Delta N'_e$:

$$\Delta N_e = \frac{N'_e - N_e}{N'_e}$$

$$\Delta N_e = \frac{5899,068 - 5850}{5899,68}$$

$$\Delta N_e = 0,0083\%$$

- Couple moteur :

$$M_e = 9550 \frac{N'_e}{n}$$

$$M_e = 9550 \times \frac{5899,068}{510}$$

$$M_e = 110462,94 \text{ [N.m]}$$

- Consommation horaire du combustible :

$$G_T = N'_e \times g_e \times 10^{-3}$$

$$G_T = 5899,068 \times 195,17 \times 10^{-3}$$

$$G_T = 1151,32 \text{ [kg/kw.h]}$$

III.4. Paramètre des gaz et le système de la turbocompression :

III.4.1. Débit d'air à travers le compresseur

$$\varphi_a = (1,05 \rightarrow 1,1)$$

On prend $\varphi_a = 1,05$

$$G_K = \alpha \times l_0 \times G_T \times \varphi_a$$

$$G_K = 1,85 \times 14,3247 \times 1141,73 \times 1,05$$

$$G_K = 31769,69 \text{ [Kg/h]}$$

III.4.2. Travail isentropique de compresseur

$$L_{adk} = \frac{\gamma \times r}{\gamma - 1} T_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$l_{adk} = \frac{1,4 \times 0,287}{1,4 - 1} \times 298,15 \left[\left(\frac{0,3237}{0,1013} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$l_{adk} = 117,886 [\text{KJ/Kg}]$$

Avec :

$\gamma = 1,4$: exposant adiabatique de l'air

$r = 0,287$ [kj /kg.h] : constante spécifique de l'air

III.4.3. Puissance consommée par le compresseur

Elle exprime de rapport de travail du compresseur et la masse de l'air aspiré par le compresseur sur le rendement isentropique du compresseur :

$$N_k = \frac{G_k \times l_{adk}}{\eta_{adk}}$$

Tel que le rendement isentropique du compresseur centrifuge varie entre $\eta_{adk} = 0,7 \rightarrow 0,84$

On prend $\eta_{adk} = 0,7$

Donc :

$$N_k = \frac{31769,69 \times 117,886}{0,7}$$

$$N_k = 5350,289 [\text{MJ/s}]$$

III.5. Paramètres des gaz dans le collecteur d'échappement

III.5.1. Pression des gaz dans le collecteur d'échappement avant la turbine

Il est nécessaire de garantir le rapport $\frac{P_k}{p_T} > 1$; il dépend de la perfection du système de suralimentation, et caractérise l'intensité de la suralimentation dans la chambre de combustion au cours de l'ouverture de la soupape pour réaliser la suralimentation.

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

Vu les pertes négligeables entre le collecteur d'échappement et l'entrée de la turbine, la pression des gaz dans le collecteur avant la turbine est égale à la pression dans le collecteur d'échappement $P_T = P_p$.

$$\begin{cases} \frac{P_k}{P_T} > 1 \\ \frac{P_k}{P_T} = 1,15 \dots 1,3 \end{cases}$$

Prenons $\frac{P_k}{P_T} = 1,15$

$$P_T = \frac{0,3237}{1,15}$$

$$P_T = 0,2814 \text{ [MPa]}$$

III.5.2. Température des gaz dans le collecteur avant la turbine

$$T_g = \frac{T_b}{\left(\frac{P_b}{P_p}\right)^{\frac{m'-1}{m'}}$$

$$T_g = \frac{1041,6456}{\left(\frac{0,7525}{0,2814}\right)^{\frac{1,25-1}{1,25}}}$$

$$T_g = 855,912 \text{ [K]}$$

Avec :

$m' = 1,25$: exposant polutropique d'expansion comprise entre (1,25 et 1,35)

III.6. Paramètre de la turbine

- Débit des gaz à travers la turbine

$$G_g = G_t + G_k$$

$$G_g = 14,1632 + 535,774$$

$$G_g = 549,9372 \text{ [Kg/h]} = 0,15276 \text{ [Kg/s]}$$

- Travail adiabatique (isentropique) de détente dans la turbine

$$\dot{L}_{adt} = \mu c p_{CM} \times T_T \left[1 - \left(\frac{P_{3T}}{P_T} \right)^{\frac{K_T-1}{K_T}} \right]$$

Par la méthode d'interpolation et on utilisant le tableau de l'annexe on trouve :

Capacité calorifique molaire isobare des gaz d'échappements :

$$600^\circ\text{C} \rightarrow (25,6081 - 25,1275) = 0,4746$$

$$582,76^\circ\text{C} \rightarrow x$$

$$x = \frac{582,76 \times 0,4746}{600} = 0,461$$

$$\mu c v_e = 25,1275 + 0,461 = 25,586 \text{ [KJ/Kmole. K]}$$

Finalemment :

$$\mu c p_e = \mu c v_e + 8,314$$

$$\mu c p_e = 25,586 + 8,314$$

$$\mu c p_e = 33,9 \text{ [KJ/Kmole.K]}$$

Et la Capacité calorifique molaire isobare de l'air:

$$100^\circ\text{C} \rightarrow (20,839 - 20,759) = 0,08$$

$$93,48^\circ\text{C} \rightarrow x$$

$$x = \frac{93,48 \times 0,08}{100} = 0,0747$$

$$\mu c v_k = 20,839 + 0,0747 = 20,9137 \text{ [Kj/kmole.k]}$$

Finalemment :

$$\mu c p_k = 20,9137 + 8,314$$

$$\mu c p_k = 29,227 \text{ [KJ/Kmole.K]}$$

- Capacité calorifique molaire du mélange du gaz –air dans le récepteur d'échappement

$$\mu C P_{CM} = \frac{\beta \times \mu c p_e + (\varphi_a - 1) \mu c p_k}{\varphi_a - 1 + \beta}$$

$$\mu CP_{CM} = \frac{1,0321 \times 33,9 + (1,05 - 1) \times 29,227}{1,05 - 1 + 1,0321}$$

$$\mu CP_{CM} = 33,684 \text{ [kj/kmole.k]}$$

Et

$$\mu cv_{CM} = \mu cp_{CM} - 8,314$$

$$\mu cv_{CM} = 25,37 \text{ [kj/kmole.k]}$$

- Température devant la turbine

$$T_T = \frac{(\varphi_a - 1) \times \mu cp_k \times T_k + \beta \times \mu cp_e \times T_e}{(\varphi_a - 1 + \beta) \times \mu CP_{CM}}$$

$$T_T = \frac{(1,05 - 1) \times 29,227 \times 366,6331 + 1,0321 \times 33,9 \times 855,91}{(1,05 - 1 + 1,0321) \times 33,684}$$

$$T_T = 836,2979 \text{ [k]}$$

- Exposant adiabatique de détente dans la turbine

$$K_T = \frac{CP_{CM}}{CV_{CM}}$$

$$K_T = \frac{33,684}{25,37}$$

$$k_T = 1,327$$

Donc :

$$\dot{L}_{adt} = 33,684 \times 836,2979 \left[1 - \left(\frac{0,102}{0,2814} \right)^{\frac{1,327-1}{1,327}} \right]$$

$$\dot{L}_{adt} = 2957,524 \text{ KJ/Kmole]}$$

- Puissance de la turbine

$$N_T = Gg \times L_{adt} \times \eta_T \times K_U$$

$$N_T = 20,5166 \text{ [KJ/s]}$$

Avec :

$K_U = 1,3$: coefficient d'impulsion caractérisant l'aptitude opérationnelle des gaz du système de suralimentation à pression variable (1,1...1,35)

$$\eta_T = 0,74 \rightarrow 0,84$$

III.7. Bilan énergétique

- Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible dans le moteur

$$Q_0 = Q_H \times G_T$$

$$Q_0 = 42,5 \times 114,73$$

$$Q_0 = 4876,025$$

- Quantité de chaleur équivalente au travail effectif

$$Q_e = \frac{1000 \cdot N'_e}{3600}$$

$$Q_e = \frac{1000}{3600} \times 5849,97$$

$$Q_e = 1624,991 \text{ [KJ/s]}$$

- Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement

$$Q_g = G_T (M_2 \mu C_p T_r - M_1 \mu C_p T_K)$$

Avec :

$$\mu C_p = \mu C_v + 8,314$$

Par la méthode d'interpolation dans le tableau, qui nous donne la capacité calorifique molaire moyenne de l'air sous un volume constant

Pour l'air :

$$100^\circ\text{C} \rightarrow (20,839 - 20,759) = 0,08$$

$$76,85^\circ\text{C} \rightarrow x$$

$$x = \frac{76,85 \times 0,08}{100} = 0,06148$$

Donc :

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

$$\mu C_p = 20,8076 + 8,314 + 0,07478$$

$$\mu C_p = 29,1963 \text{ [KJ/Kmole.K]}$$

Pour les gaz d'échappement :

$$100^\circ\text{C} \rightarrow (22,822 - 22,457) = 0,365$$

$$93,48^\circ\text{C} \rightarrow x$$

$$x = \frac{93,48 \times 0,365}{100} = 2,6693$$

Donc :

$$\mu C_p' = 22,457 + 8,314 + 2,6693$$

$$\mu C_p' = 33,4403 \text{ [KJ/Kmole.K]}$$

Alors

$$Q_g = \frac{114,73 \times 10^3}{3600} [(0,9621 \times 29,1963 \times 350) - (0,9293 \times 33,4403 \times 366,6331)]$$

$$Q_g = 49783,262 \text{ [J/s]}$$

Le tableau suivant résume les paramètres calculés et les paramètres donnés dans la fiche technique de notre moteur :

Chapitre III modèle de calcul des paramètres du moteur Diesel

Tableau III.4 : Comparaison des résultats donnés et résultats calculés.

Paramètres principaux du moteur	Paramètres calculés	Fiche technique
Cylindrée totale	578,34 [L]	578,4 [L]
Cylindrée unitaire	96,39 [L]	96,4 [L]
Alésage du cylindre	459,928 [mm]	460 [mm]
Taux de compression	16	16
Vitesse de rotation du vilebrequin	510 [tr/mn]	500...514 tr/mn
Vitesse moyenne du piston	9859,909 [mm/s]	9,9 [m/s]
Puissance effective	5899,068 [Kw]	5850 [Kw]
Consommation du combustible	1151,32 [kg/Kw.h]	
Consommation spécifique effective du combustible	195,17 [kg/Kw.h]	
Pression moyenne effective	1,7816 [MPa]	
Couple moteur	110462,94[N.m]	

Chapitre IV

Algorithme de calcul de la toxicité

IV. Algorithme de calcul de la toxicité

IV.I. Présentation du problème mathématique

On étudie la composition des produits de combustion comprenant les 13 composants suivantes : O, O₂, CO, CO₂, NO, N, N₂, H, H₂, OH, H₂O, NH, C.

Les réactions pour ces composants et leurs constantes d'équilibre k_i sont sous forme :

$$2\text{CO} + \text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{CO}_2 ; k_1 = \frac{P^2(\text{CO}_2)}{P^2(\text{CO}) \cdot P(\text{O}_2)} = \frac{29791}{T} + 0,000169 \cdot T - \frac{32400}{T^2} - 9,485$$

$$\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 ; k_2 = \frac{P(\text{H}_2) \cdot \sqrt{P(\text{O}_2)}}{P(\text{H}_2\text{O})} = 100e^{-30030/T}$$

$$\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{OH} + \frac{1}{2} \text{H}_2 ; k_3 = \frac{P(\text{OH}) \cdot \sqrt{P(\text{O}_2)}}{P(\text{H}_2\text{O})} = 6000 \cdot e^{-30000/T}$$

$$\text{N}_2 + \text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{NO} ; k_4 = \frac{P^2(\text{NO})}{P(\text{N}_2) \cdot P(\text{O}_2)} = 20,5 \cdot e^{-21740/T}$$

$$\text{H}_2 \leftrightarrow 2\text{H} ; k_5 = \frac{P^2(\text{H})}{P(\text{H}_2)} = 1,8 \cdot 10^6 \cdot e^{-54080/T}$$

$$\text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{O} ; k_6 = \frac{P^2(\text{O})}{P(\text{O}_2)} = 1,8 \cdot 10^6 \cdot e^{-54080/T}$$

$$\text{N}_2 \leftrightarrow 2\text{N} ; k_7 = \frac{P^2(\text{N})}{P(\text{N}_2)} = 1,8 \cdot 10^6 \cdot e^{-54080/T}$$

$$\text{N}_2 + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{N} ; k_8 = \frac{P(\text{NO}) \cdot P(\text{N})}{P(\text{N}_2) \cdot P(\text{O})} = 4,36 \cdot e^{-37745/T}$$

$$\text{N} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO} + \text{O} ; k_9 = \frac{P(\text{NO}) \cdot P(\text{O})}{P(\text{O}_2) \cdot P(\text{N})} = 4,2 \cdot e^{16130/T}$$

$$\text{N}_2 + \text{OH} \leftrightarrow \text{NO} + \text{NH} ; k_{10} = \frac{P(\text{NO}) \cdot P(\text{NH})}{P(\text{N}_2) \cdot P(\text{OH})} = 9,4 \cdot e^{-47215/T}$$

$$\text{NH} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO} + \text{OH} ; k_{11} = \frac{P(\text{NO}) \cdot P(\text{OH})}{P(\text{NH}) \cdot P(\text{O}_2)} = 2,263 \cdot e^{25212/T}$$

$$\text{C} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2 ; k_{12} = \frac{P(\text{CO}_2)}{P(\text{C}) \cdot P(\text{O}_2)} = 1,02 \cdot e^{47601/T}$$

IV.II. Programmation des équations de pression

$$d^2 - k_1 \cdot C^2 \cdot b = 0$$

$$i\sqrt{b} - k_2 \cdot k = 0$$

$$j\sqrt{b} - k_3 \cdot k = 0$$

$$e^2 - k_4 \cdot g \cdot b = 0$$

$$h^2 - k_5 \cdot i = 0$$

$$a^2 - k_6 \cdot b = 0$$

$$f^2 - k_7 \cdot g = 0$$

$$e \cdot f - k_8 \cdot g \cdot a = 0$$

$$e \cdot a - k_9 \cdot b \cdot f = 0$$

$$e \cdot l - k_{10} \cdot g \cdot j = 0$$

$$d - k_{12} \cdot m \cdot b = 0$$

$$e \cdot j - k_{11} \cdot b \cdot l = 0$$

Avec :

a : O

b : O₂

c : CO

d : CO₂

e : NO

f : N

g : N₂

h : H

i : H₂

j : OH

k : H₂O

l : NH

m : C

IV.III. rapport du nombre d'atomes

Le rapport du nombre d'atomes d'éléments individuels au cours de la réaction :

$$\alpha_p = \frac{S(C)}{S(O)} = 0,3347$$

$$\beta_p = \frac{S(O)}{S(N)} = 0,555$$

$$\gamma_p = \frac{S(C)}{S(H)} = 0,243$$

Ces rapports-là servent à programmer une autre hypothèse

$$\alpha_p \times (a + 2.b + C + 2d + e + j + k) = C + d + m$$

$$\beta_p \times (h + 2. i + j + 2k + l) = C + d + m$$

$$\gamma_p \times (h + 2. i + j + 2.k + l) = a + 2.b + C + 2d + e + j + k)$$

Avec :

$a \geq 0; b \geq 0; c \geq 0; d \geq 0; e \geq 0; f \geq 0; g \geq 0; h \geq 0; i \geq 0; j \geq 0; k \geq 0; l \geq 0; m \geq 0$

Et la loi de Dalton :

$$P_{O_2} + P_O + P_{CO} + P_{CO_2} + P_{NO} + P_N + P_{N_2} + P_H + P_{H_2} + P_{OH} + P_{H_2O} + P_C + P_{NH} = P$$

Ainsi, nous avons un système d'équation non-linéaire qui peut se résoudre avec la manipulation d'un logiciel mathématique (la méthode est présentée en dessus)

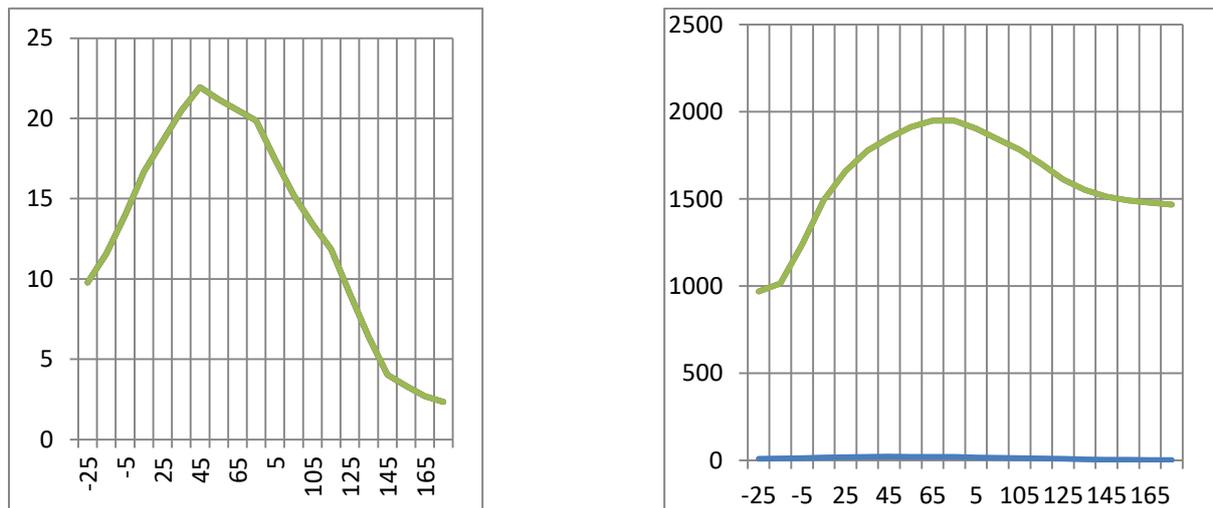
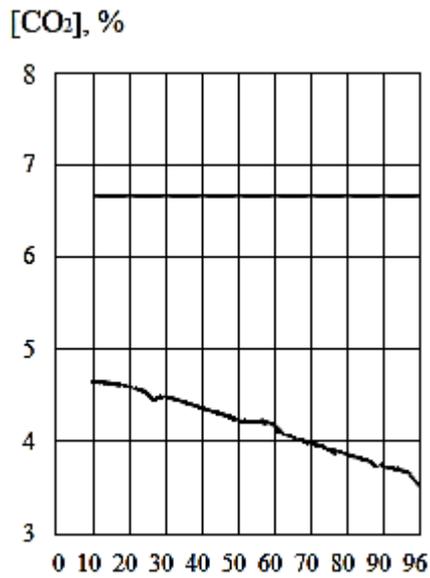
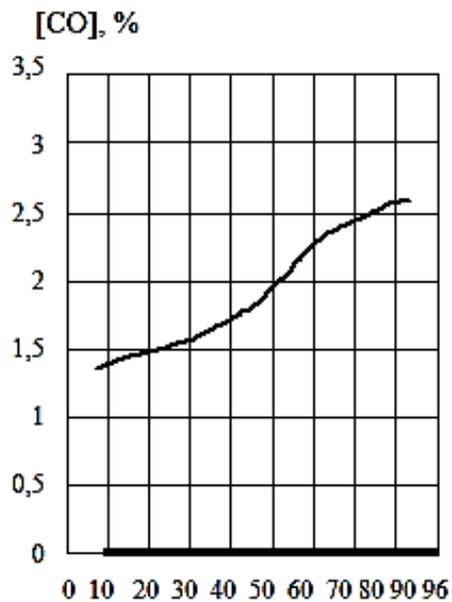


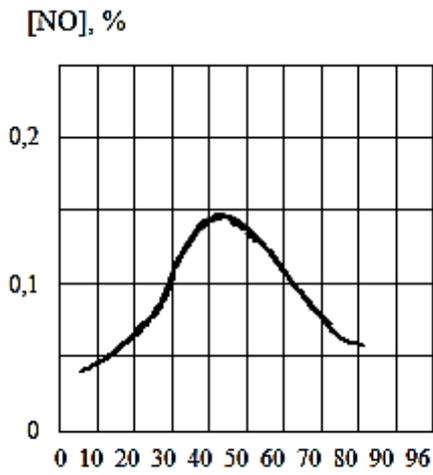
Figure IV.1 : Dépendance de la température et la pression de l'angle de rotation du vilebrequin entre le processus de combustion-détente.



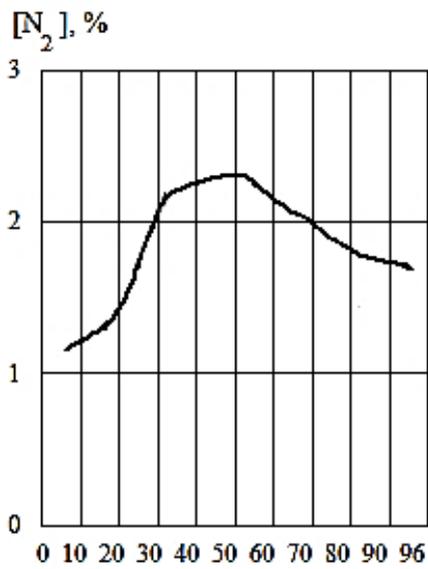
FigureIV.2 : Concentrations de CO₂ en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin φ .



FigureIV.3 : Concentrations de CO en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin φ .



FigureIV.4 : Concentrations de N2 en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ .



FigureIV.5 : Concentrations de N2 en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ϕ .

Conclusion

Conclusion

On a montré dans notre travail, la modélisation du processus thermodynamique d'un moteur Diesel suralimenté dans le but de la simplification et de l'exposition du fonctionnement de ce dernier avec la discrétisation des théories thermodynamique et les calculs mathématiques de performances et des dimensions de notre engin ainsi que des équations polytropiques pour un système fermé. Avec l'utilisation de la méthode de weibe finalement dans la combustion nous a permis d'avoir des résultats plausible.

Dans le dernier chapitre, la modélisation des calculs de toxicité d'une série de 13 produits de combustion sur un logiciel mathématique.

Donc pour prévenir de la pollution due aux émissions des polluants des moteur Diesel. Il est nécessaire de comprendre les mécanismes par lesquels des polluants sont produits dans les chambres de combustion.

La comparaison des diagrammes des pressions et des températures calculées à l'aide du logiciel Matlab et Excel, on a réussi à avoir et résultats satisfaisant et un taux d'erreur très faible.

Finalement, le moteur Diesel doit être normalisé à l'émission des produits polluants et pour cela il existe des solutions relativement efficaces tel :

- ✓ le refroidissement de l'air d'admission
- ✓ la recirculation des gaz d'échappement (système turbo-compresseur)
- ✓ l'injection d'eau pour appréhender la concentration des produits de combustion
- ✓ l'injection d'ammoniac

Références bibliographique

Références Bibliographiques

- [1] : D'Almeida GA, Koepke P, Shettle EP. Atmospheric aerosols: global climatology and radiative characteristics. A Deepak Pub; 1991.
- [2] : Whitby KT. Physical characterization of aerosols. Methods Stand Environ Meas. 1977;464:165 72.
- [3] : Hamilton RS, Mansfield TA. Airborne particulate elemental carbon: its sources, transport and contribution to dark smoke and soiling. Atmospheric Environ Part Gen Top. 1991;25(3 4):715 23.
- [4] : Borgie M. Étude des particules fines et ultrafines en suspension dans l'air au Liban: caractérisation physicochimique et évaluation des effets toxicologiques sur des cellules pulmonaires humaines BEAS-2B. 2014.
- [5] : Pichard A. INERIS - Fiche de données toxicologiques et environnementales des substances chimiques DIOXINES. 2005;82
- [6] : Gouzy A. Données technico-économiques sur les substances chimiques en France LES POLYCHLOROBIPHENYLES. 2012;89.
- [7] : Barbusse S, Plassat G. Les particules de combustion automobile et leurs dispositifs d'élimination. ADEME Paris. 2005;132.
- [8] : Marchal C. Modélisation de la formation et de l'oxydation des suies dans un moteur automobile. Université d'Orléans; 2008.
- [9] : Dobbins RA, Subramaniasivam H. Soot precursor particles in flames. In: Soot formation in combustion. Springer; 1994. p. 290 301.
- [10] : Haynes BS, Wagner HG. Soot formation. Prog Energy Combust Sci. 1981;7(4):229 73.
- [11] : Glassman I. Combustion. 3rd. San Diego: Academic Press; 1996
- [12] : Kennedy IM. The health effects of combustion-generated aerosols. Proc Combust Inst. 1 janv 2007;31(2):2757 70.
- [13] : Dagaut P. Formation et réduction des polluants en combustion. Commun Présentée Lors L'école Combust Oléron Fr. 2004;
- [14] : Au nom de la commission d'enquête sur le coût économique et financier de la pollution de l'air – Tome I : RAPPORT – Mme Leila AICHI – 8 Juillet 2015
- [15] : Habert C, Garnier R. Effets sur la santé des émissions des moteurs diesel : revue des 142 connaissances. Rev Mal Respir. 2014;32(2):138 54.

- [16] : Gamble J, Jones W, Minshall S. Epidemiological-environmental study of diesel bus garage workers: acute effects of NO₂ and respirable particulate on the respiratory system. *Environ Res.* 1987;42(1):201 14.
- [17] : Rudell B, Sandström T, Hammarström U, Ledin M-L, Hörstedt P, Stjernberg N. Evaluation of an exposure setup for studying effects of diesel exhaust in humans. *Int Arch Occup Environ Health.* 1994;66(2):77 83.
- [18] : Scheepers PTJ, Bos RP. Combustion of diesel fuel from a toxicological perspective. *Int Arch Occup Environ Health.* 1992;64(3):149 61.
- [19] : Wang Z, Zheng Y, Zhao B, Zhang Y, Liu Z, Xu J, et al. Human metabolic responses to chronic environmental polycyclic aromatic hydrocarbon exposure by a metabolomic approach. *J Proteome Res.* 2015;14(6):2583 93.
- [20] : Lewis RJ, Sax N. Sax's dangerous properties of industrial materials. Vol. 12. New York; 1996.
- [21] : Hussein IBRAHIM, moteur diesel suralimenté bases et calculs cycles réel, théorique et thermodynamique, these doctorat université québec à rimouski. Promotion november 2006.
- [22] : Weibe *Brennvarlauf und freisprozess von Verlag technik Berlin, 1970.*

Annexe

Annexe A : Capacité calorifique molaire moyenne des gaz sous un volume constant

Température °C	La capacité calorifique molaire moyenne des gaz sous un volume constant [KJ/(K mole. °C)]						
	Air	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682

Annexe B : Capacité calorifique molaire moyenne des produits de combustion du diesel

Températures °C	La capacité calorifique molaire moyenne des produits de combustion du diesel <i>KJ/(K mole. °C) sous α</i>								
	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6
0	22,184	21,958	21,794	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,275	22,078	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,602	22,379	22,210	22,077	21,970	21,880	21,808	21,745
300	23,324	22,989	22,745	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,390	23,128	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,811	23,533	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,229	23,937	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,648	24,342	24,109	23,927	23,780	23,689	23,557	23,471
800	25,490	25,050	24,731	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,439	25,107	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	25,804	25,460	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,151	25,795	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,482	26,116	25,837	25,618	25,422	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	26,792	26,415	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,085	26,698	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,361	26,965	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,618	27,212	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	27,863	27,449	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,089	27,668	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,305	27,877	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,508	28,073	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835

Résumé

Dans le but de concevoir un calcul de produits de combustion sur un moteur Diesel, On a procédé d'abord à l'étude de son fonctionnement, puis à ses performances et sa dimension, finalement à la combustion qui est le processus déterminant de la production des gaz toxique on brûlant le fuel.

Abstract

In order to design a calculation of combustion products on a Diesel engine, we first proceeded to the study of its operation, then to its performance and its size, finally to the combustion which is the determining process of the production. toxic gases burning fuel oil.